

УДК 536.2:661.9

М.О. Чеплюха, М.С. Бондаренко, Д.С. Мінчев, А.В. Нагірний

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова,
вул. Скороходова 5, м. Миколаїв, 54002

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОБІМНИХ АПАРАТІВ СИСТЕМИ РЕГАЗИФІКАЦІЇ LNG-ТЕРМІНАЛУ ПРОДУКТИВНІСТЮ 5 МЛРД. М³ НА РІК

Представлено результати розрахунку конструктивних та масогабаритних параметрів теплообмінних апаратів та насосного обладнання системи регазифікації LNG-терміналу потужністю 5 млрд. м³ на рік для умов північного Причорномор'я. Визначені особливості використання ребойлерів, перегрівників і насосів протягом року при зміні температури морської води. Шляхом математичного моделювання з урахуванням екологічних обмежень встановлено, що для регазифікації необхідного добового об'єму зрідженого природного газу при тиску 4 МПа і температурі вище 2 °С на виході, достатньо тепла морської води, за умови забезпечення регулювання її витрати протягом року залежно від температури.

Ключеві слова: Зріджений природний газ – Регазифікація – Ребойлер – Перегрівник – Тепло морської води.

М.А. Чеплюха, М.С. Бондаренко, Д.С. Минчев, А.В. Нагорный

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова,
ул. Скороходова 5, г. Николаев, 54002

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ СИСТЕМЫ РЕГАЗИФИКАЦИИ LNG-ТЕРМИНАЛА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ 5 МЛРД. М³ В ГОД

Представлены результаты расчетов конструктивных и массогабаритных параметров теплообменных аппаратов системы регазификации и насосного оборудования LNG-терминала мощностью 5 млрд. м³ в год для условий северного Причерноморья. Определены особенности использования ребойлеров, перегревателей и насосов на протяжении года обусловленные изменением температуры морской воды. Путём математического моделирования с учётом экологических ограничений установлено, что для регазификации необходимого суточного объёма сжиженного природного газа при давлении 4 МПа и температуре более 2 °С на выходе, достаточно тепла морской воды, при условии регулирования её расхода на протяжении года в зависимости от температуры.

Ключевые слова: Сжиженный природный газ – Регазификация – Ребойлер – Перегреватель – Тепло морской воды.

DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/0453-8307.5/2014.28703>



This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

I. ВСТУП

Постановка проблеми.

На сьогоднішній день імпорту зрідженого природного газу (ЗПГ) є альтернативою поставок трубопровідного газу, оскільки вирішує питання енергетичної незалежності від впливу монопольної політики країни-експортера. Природний газ переведений в рідкий стан потребує в 600 разів менших об'ємів при транспортуванні, що є рентабельним для міжконтинентального перевезення без залучення транзитних країн. Наявність спотового

ринку палива, гнучкості поставок дозволяє уникнути політичного впливу країни-експортера на ціну імпортованого природного газу.

Щорічно в світі імпортується понад 300 млрд. м³ природного газу в рідкому стані, регазифікується та відпускається в мережу на 99 приймальних LNG-терміналах [1,2]. Процес регазифікації (переведення природного газу з рідкого стану в газоподібний з подальшим його нагрівом до необхідної температури) потребує значних витрат енергії для прокачування, підігріву та випаровування зрідженого природного газу, що залежать

від характеру споживання природного газу, його параметрів при подачі в газотранспортну систему та регазифікаційного обладнання.

Для випаровування та підігріву 1000 м³ ЗПГ до температури вище нуля, наприклад, 2 °С потрібно підвести 900 кДж тепла. Тобто, в процесі регазифікації 1 млрд. м³ природного газу потрібно спалити 2% від його об'єму або 29 т умовного палива, що суттєво впливає на собівартість отриманого природного газу. Тому пріоритетним є використання в якості джерела тепла природних ресурсів (повітря, морської води), що дозволяє зменшити експлуатаційні витрати на паливо в процесі роботи комплексу регазифікації. Надалі термін «комплекс регазифікації» (КР) використовується стосовно приймального LNG-терміналу, що включає в себе прийом, зберігання, та регазифікацію природного газу з подальшою подачею в газотранспортну систему.

Створення в Україні приймального LNG-терміналу було затверджено як перший Національний проект «LNG Україна» в 2010 р. Державному підприємству «Національний проект «ЕлЕнДжі термінал» доручено виконати реалізацію проекту в два етапи з будівництвом наземного приймального терміналу потужністю 10 млрд.м³ на рік [3]. На першому етапі запланований відпуск природного газу в обсязі 5 млрд.м³ протягом року. Для забезпечення ефективної роботи терміналу необхідно визначити раціональні параметри теплообмінного та насосного обладнання системи регазифікації, особливості їх використання протягом року з урахуванням географічних особливостей та кліматичних умов північного Причорномор'я.

Огляд літератури та виділення невирішених проблем.

Близько 70% КР в світі використовує морську воду в якості теплоносія, що пояснюється великою кількістю невичерпного безкоштовного джерела тепла і її високими теплофізичними властивостями, на відміну від повітря. Недоліком використання води для підігріву кріорідини є висока температура замерзання, дотримання умови екологічної безпеки для збереження флори та фауни морської води.

Для уникнення замерзання морської води у випарниках ЗПГ необхідно збільшувати її витрати через теплообмінник, що може призводити до погіршення масогабаритних показників обладнання та енергетичних витрат на перекачувальне обладнання. Тому на існуючих комплексах регазифікації додатково реалізовано наступні заходи:

- в якості допоміжного джерела тепла використання втрат теплової енергії атомної електростанції (КР в Дюнкерку, Франція [4]);
- застосування проміжного контуру, робочим тілом якого є більш стійка до низьких температур речовина (розчин вода-гліколю, вуглеводнева сполука) (КР Barcelona, Іспанія, Senboku, Японія [5,6]);
- застосування комбінованих випарників, де крім тепла морської води додатково використовують

теплову енергію, що виділилась в процесі згоряння палива (КР Bilbao, Barcelona, Іспанія [7]).

В останньому випадку використовуються випарники SCV типу з зануреною горілкою (Submerged Combustion Vaporizers), що застосовуються коли температура зовнішнього джерела тепла не може задовольнити умови регазифікації або потрібно забезпечити гнучке споживання в холодний період року.

Наведені заходи реалізовано з урахуванням умов роботи та географічно-кліматичних особливостей району розташування існуючих КР в результаті індивідуального проектування кожного.

В публікаціях відсутні рекомендації щодо раціональної комплектації КР випарниками та перегрівниками газу для кліматичних умов північного Причорномор'я. Зокрема, актуальним є питання визначення можливості використання тепла морської води протягом всього року з відпуском природного газу в необхідному добовому обсязі.

Мета роботи.

Визначення принципів схем, конструктивних та масо-габаритних параметрів теплообмінних апаратів і насосного обладнання системи регазифікації, особливостей їх використання протягом року для LNG-терміналу продуктивністю 5 млрд.м³ на рік, за географічних та кліматичних умов північного Причорномор'я.

II. ОСНОВНА ЧАСТИНА

На підставі аналізу кліматичних умов (зміни середньомісячних температур морської води, повітря і його відносної вологості) північного Причорномор'я в районі порту Південний, Одеської області (рисунок 1) для забезпечення роботи системи регазифікації протягом року в якості джерела тепла обрана морська вода. На відміну від повітря, температура води протягом всього року вище нуля, вода має більш високі теплофізичні властивості.

Для випаровування ЗПГ морською водою використовуються випарники ORV типу (*Open Rack Vaporizer*) або кожухо-трубні випарники. Останні на відміну від випарників ORV типу більш компактні, зниження температури повітря нижче нуля не впливає на процес випаровування та перегрівання природного газу. Додатково слід зазначити, що витрати морської води при застосуванні випарників ORV типу є майже вдвічі більшими, а отже і експлуатаційні витрати вище. Тому вважаємо за доцільне обрати випарники кожухотрубного типу.

Процес регазифікації ЗПГ проходить послідовно: нагрів і випаровування ЗПГ (переведення в газоподібний стан) здійснюється в ребойлері, перегрів газу до температури відпуску його в газотранспортну систему – в перегрівнику.

На рисунку 2 представлений принциповий вигляд ребойлера, виконаного за схемою багато разового реверсивного току. Морська вода подається по трубкам з'єднаним в трубний пучок за допомогою трубних дощок. ЗПГ подається ззовні

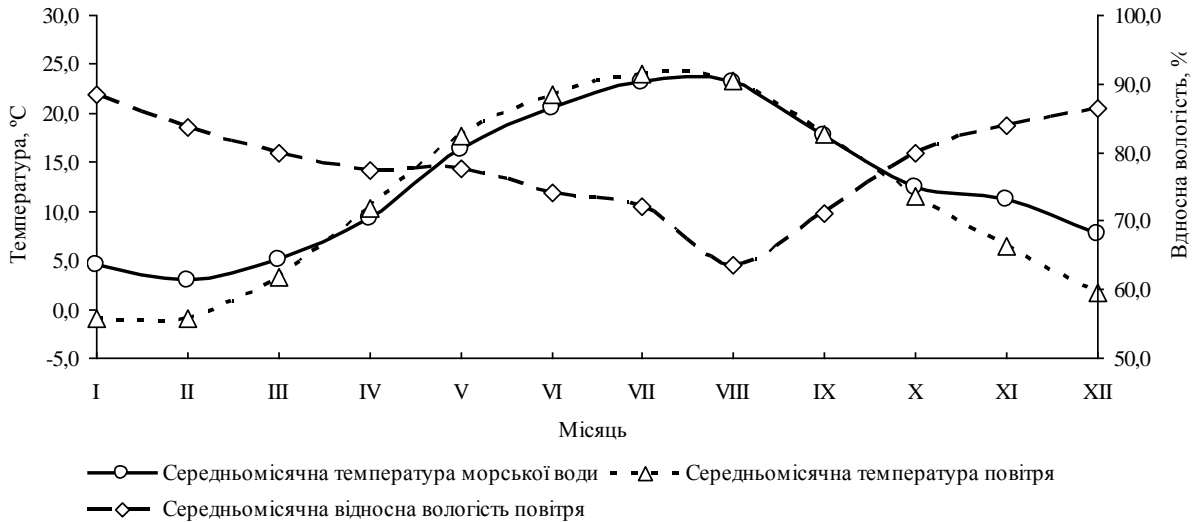


Рисунок 1 – Середньомісячні зміни температури морської води, повітря і його вологості протягом 2009-2013 рр. в районі порту Південний, Одеської області

трубок таким чином, щоб його рівень в теплообміннику був постійним. Частина рідкого газу випаровується, залишок повертається в магістраль подачі з температурою близькою до температури кипіння для відповідного тиску газу в ребойлері. Таким чином витрата ЗПГ на вході до теплообмінника перевищує витрату випареного природного газу, а температура ЗПГ на вході до випарника відповідає температурі суміші. В якості поверхні теплообміну використовується пучок гладких трубок, розташованих в шахматному порядку за рухом метану.

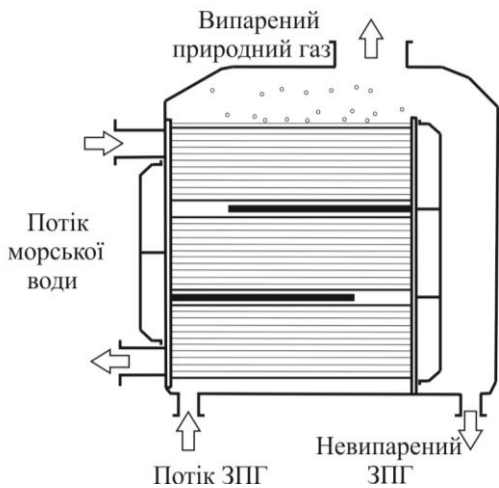


Рисунок 2 – Принципова схема ребойлера

Перегрівник (рисунок 3) виконується у вигляді теплообмінника кожухокоробчатого типу за схемою багаторазового перехресного току при загальному протитоку. Поверхня теплообміну представляє собою пучок плоско-овальних трубок з загальним пластинчатим заребренням.

В якості матеріалу поверхні теплообміну ребойлера і перегрівника в розрахунках прийнято дюралюміній АД1, що має високі антикорозійні

показники, пластичність, стійкість до криогенних температур (нижче мінус 153 °C) на порядок вищу теплопровідність від сплавів сталі, доступність та порівняно низьку вартість.

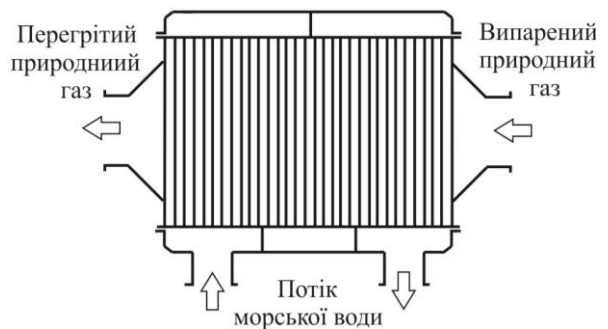


Рисунок 3 – Принципова схема перегрівника

Для розрахунку теплообмінних апаратів використано програми, що базуються на методі NTU-η [8,9].

Процеси теплопередачі в ребойлері мають певні особливості, що спричинило внесення змін до методики розрахунку.

Фізичні властивості рідкого метану та метану на лінії насичення у вигляді поліномі-альних рівнянь отримані шляхом обробки довідникових даних [10].

При визначенні енергоємності потоку метану W_{CH_4} враховано його нагрів і випаровування:

$$W_{CH_4} = G_{CH_4} \cdot c_{pCH_4} + \frac{\delta_{CH_4} \cdot G_{CH_4} \cdot r_{CH_4}}{T_{2CH_4} - T_{1CH_4}},$$

де G_{CH_4} – масова витрата метану, кг/с; c_{pCH_4} – теплоємність метану, кДж/(кг·К); δ_{CH_4} – частина випарів метану з загальної витрати; r_{CH_4} – прихована теплота пароутворення, кДж/кг; T_{1CH_4} , T_{2CH_4} – температура метану відповідно на вході і виході з ребойлера, К.

Кількість тепла, що підводиться до метану, відношення енергоємностей та коефіцієнт корис-

ної дії теплообмінника в такому разі визначаються наступним чином (для випадку $W_{CH4} < W_w$):

$$Q = W_{CH4} \cdot (T_{2CH4} - T_{1CH4}),$$

$$S = \frac{W_{CH4}}{W_w},$$

$$\eta = \frac{T_{2CH4} - T_{1CH4}}{T_{1w} - T_{1CH4}}.$$

При розрахунку випарника вважаємо, що кипіння відбувається в останній, третій секції теплообмінного апарату (див. рисунок 2). Коефіцієнт тепловіддачі від метану до поверхні теплообміну в цій секції визначено за наступним виразом [11]:

$$\alpha_{CH4} = 0,00417 p_c^{0,69} q^{0,7} F_p,$$

$$F_p = 0,1916 \cdot \ln\left(\frac{p}{p_c}\right) + 1,7697,$$

$$q = Q / F_0,$$

де p_c – критичний тиск, кПа; F_p – корегуючий фактор для врахування тиску, м²; q – тепловий потік, Вт/м²; Q – кількість підведеного тепла від морської води, Вт; F_0 – площа поверхні теплообміну, м².

В перших двох секціях використано вираз для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі потоку метану крізь пучок труб без фазового переходу [12]:

$$\alpha_{CH4} = Nu \cdot \lambda / d,$$

$$Nu = C \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,3} \cdot (\mu_{CH4} / \mu_{ст})^{0,14},$$

де Nu – число Нуссельта; λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); d – зовнішній діаметр поверхні теплообміну, м; C – поправка до коефіцієнта тепловіддачі з врахуванням геометрії пучка; Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля; μ_{CH4} , $\mu_{ст}$ – динамічна в'язкість метану відповідно при середній температурі потоку та при температурі стінки, Па·с.

Коефіцієнт тепловіддачі від морської води до стінок труб розраховано за виразами:

При $Re > 6000$

$$\alpha_w = 0,021 \cdot \varepsilon_l \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr_w^{0,43} \cdot \frac{\lambda_w}{d_w} \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_{ст}}\right)^{0,25},$$

При $Re < 6000$

$$\alpha_w = 0,116 \cdot (Re_w^{1/3} - 125) \cdot Pr_w^{1/3} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_w}{H_n}\right)^{2/3}\right] \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_{ст}}\right)^{0,14} \cdot \frac{\lambda_w}{d_w},$$

де ε_l – поправка до коефіцієнта тепловіддачі на довжину трубки та режим руху рідини; d_w – еквівалентний діаметр поверхні теплообміну, м; d_w/H_n – зворотна величина відносно довжини трубки.

При розрахунку перегрівника зміни до методики, представленої в [8] полягали в урахуванні фізичних властивостей газоподібного метану, що використовувались у вигляді поліноміальних рівнянь, отриманих шляхом обробки довідникових даних [10]. Коефіцієнт тепловіддачі від метану до поверхні теплообміну в перегрівнику:

$$\alpha_{CH4} = C_z \theta Re^n \frac{\lambda}{d_s},$$

де C_z , θ , n – константи критеріальних рівнянь для обраної поверхні теплообміну, які визначаються за

критеріальними рівняннями для конвективного коефіцієнта тепловіддачі:

$$\alpha_{CH4} = 0,0512 \cdot \left(\frac{d_w}{S_4}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{S_2 - S_3}{S_4}\right)^{-0,14} \times$$

$$\times Re^{0,73} \cdot Pr^{0,33} \cdot (1 + 1,9 \cdot \frac{h_f \cdot e}{s^2}) \cdot \frac{\lambda}{d_s},$$

де d_w – висота поперечного перерізу в трубці, м; S_2 , S_3 , S_4 – відповідно крок між поперечними рядами труб, найбільший габарит поперечного перерізу трубки, крок між ребрами, м; h_f , e – висота та ширина гофра відповідно, м; s – крок між гофрами в одному ряду, м.

При проведенні розрахунків була прийнята система обмежень щодо наступних параметрів:

- ЗПГ на 100% складається з метану;
- споживання природного газу протягом року має рівномірний характер;
- вплив зовнішніх факторів на процес теплообміну не враховується – система ізольована;
- температура ЗПГ, що надходить до ребойлера зі сховища, становить мінус 163 °С, а температура кипіння метану при тиску 4 МПа становить мінус 86 °С;
- швидкість руху морської води в трубках теплообмінних апаратів 2 м/с, в трубопроводах – 3 м/с;
- охолодження морської води в теплообмінних апаратах не перевищує 3 °С, що пов'язано з захистом фауни Чорного моря – в період нересту деяких видів креветки, бичка, краба, барабулі, хамси, скату хвостокору, акули катран мінімальна температура морської води не нижче 17 °С (± 2 °С) [13];
- при розрахунку коефіцієнту тепловіддачі в ребойлерах розглянуто пазирчасте кипіння на поверхні теплообміну;
- температура природного газу після регазифікації не нижче 2 °С;
- гідравлічний опір теплообмінних апаратів за рухом морської води не перевищує $\Delta p_{MB} = 50$ кПа;
- гідравлічний опір теплообмінних апаратів за рухом метану не перевищує $\Delta p_M = 500$ мм.в.ст;
- поверхня теплообміну приймається забрудненою на рівні термічного опору шару забруднення $(1,10 \dots 1,76) \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт.

В результаті розрахунків теплообмінників з урахуванням наведеної системи обмежень та річних змін температури морської води в районі порту Південний (за даними метеоцентру порта) і відповідних змін витрати теплоносія встановлені наступні геометричні та конструктивні параметри для випарника:

– 136 гладких трубок 60×2,5 мм, розташованих в шахматному порядку, з кроком між трубками по глибині 70 мм та 80 мм – перпендикулярно руху метану;

– три секції діаметрами пучка 1,25 м, довжиною 0,45 м, теплообмінник розмірами (Д×Ш×В) 1,25×1,4×4,1 м;

– маса пучка теплообміну складає 220 кг та теплообмінника в цілому – 4,4 т.

Кількість ребойлерів – 10 шт, встановлених паралельно як за рухом метану, так і за рухом заборотної води.

Геометричні та масогабаритні показники перегрівника наступні:

– 2580 плоскоовальних трубок з висотою поперечного перерізу 23 м та його довжиною 50 м, з загальним пластинчатим заребренням, кількість пластин – 99 шт.;

– теплообмінник розмірами (Д×Ш×В) 3,6×1,55×1,55 м;

– маса пучка теплообміну 3,45 т та теплообмінника в цілому – 8 т.

Кількість перегрівників – 10 шт, встановлених паралельно за рухом заборотної води і метану.

При рівномірній регазифікації 5 млрд. м³ на рік кількість працюючих теплообмінників незмінна, перегрівники підключені послідовно до ребойлерів за рухом природного газу. Витрати морської води в системі регазифікації залежать від її температури та обмежень щодо захисту флори та фауни моря, тому протягом року змінюються (рисунок 4).

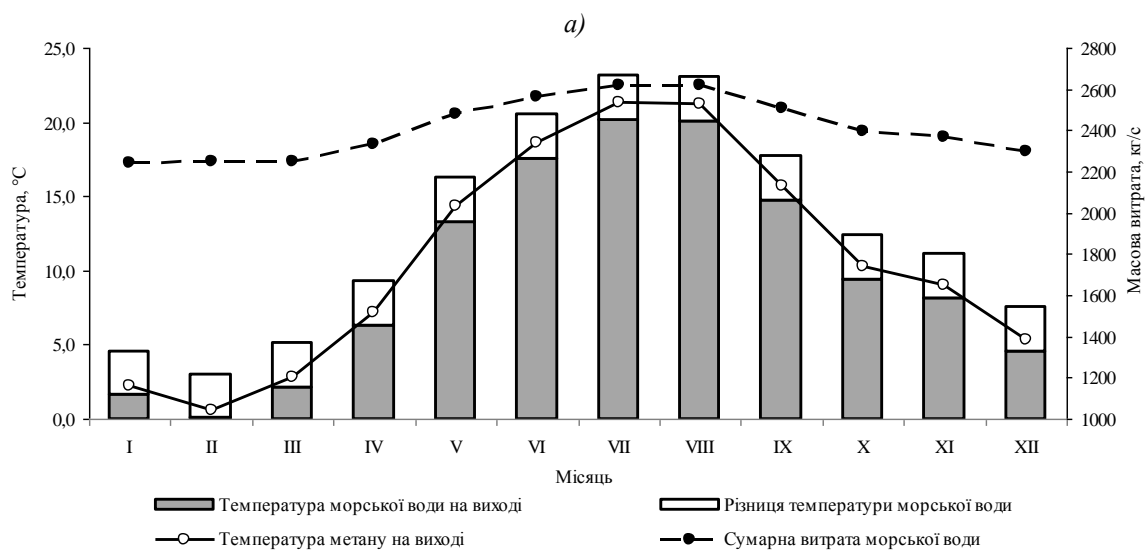
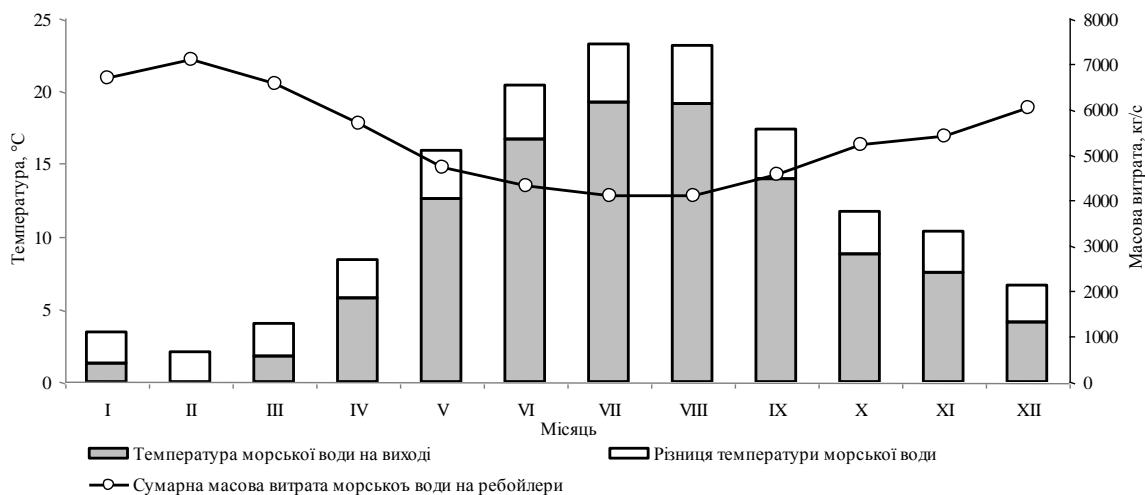


Рисунок 4 – Залежність витрати та температури морської води на вході і виході з теплообмінників від зміни середньомісячної температури морської води: а) – для ребойлерів; б) – для перегрівників

Кінцева температура природного газу за перегрівником перемінна через зміну температури морської води протягом року: якщо взимку, коли температура морської води не перевищує 3 °С, природний газ перегрівається лише до 0 °С (в разі потреби можливо догрівати газ за допомогою додаткового джерела теплоти), то влітку – до 21 °С (рисунок 4, б).

За результатами розрахунків гідравлічного опору запропонованої системи регазифікації встановлено, що для забезпечення подачі та прокачу-

вання морської води у ребойлерах та перегрівниках має використовуватися насосна станція, що споживає до 4300 кВт електричної енергії (2×1500кВт, 1×1300кВт насосів). Паралельно працюють 3 насосні лінії для прокачування теплоносія: дві – через 5 ребойлерів кожна; та одна – через 10 перегрівників. На рисунку 5 представлена схема з'єднання теплообмінників системи регазифікації.

При проектуванні перекачувального обладнання з метою забезпечення ефективного викорис-

тання насосної станції потрібно забезпечити ефективне регулювання витрати води через насоси протягом року.

На рисунку 6 приведено залежність сумарних потужностей насосів з урахуванням середньомісячної зміни температури теплоносія та його витрат.

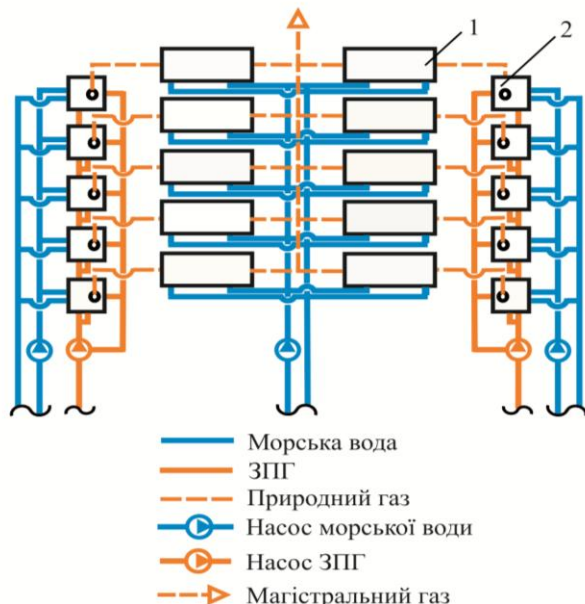


Рисунок 5 – Схема включення теплообмінників системи регазифікації: 1 – перегрівник, 2 – ребойлер

ВИСНОВКИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ПОДАЛЬШИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

В результаті проведених розрахунків встановлено, що регазифікація ЗПГ на LNG терміналі продуктивністю 5 млрд. м³ може бути здійснена за рахунок теплоти морської води протягом всього року. При цьому коливання необхідної витрати води становлять 6700...9350 кг/с, потрібна потужність насосної станції – 4300 кВт.

При проектуванні теплообмінного обладнання необхідно задовольнити низку обмежень, основними з яких є вимога дотримання різниці температур морської води на вході та виході на рівні 3 °С (±1), не перевищення швидкості води в трубках граничного значення 2 м/с та забезпечення температури газу на виході з перегрівника вищою за 2 °С. З урахуванням даних обмежень спроектовані випарники та перегрівники, загальною кількістю по 10 штук, встановлені паралельно за рухом метану і забортової води. Регулювання роботи теплообмінного обладнання здійснюється шляхом зміни витрати морської води.

Для забезпечення роботи насосних станцій необхідні суттєві затрати енергії, яку доцільно отримувати шляхом утилізації холоду ЗПГ. Розробка схеми утилізації холоду ЗПГ представляє собою перспективу подальших до-сліджень.

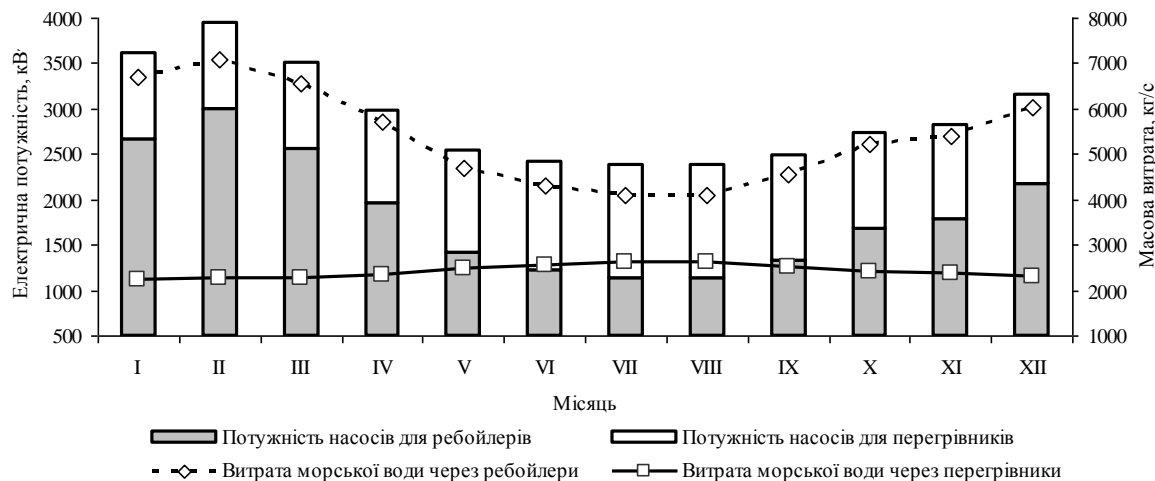


Рисунок 6 – Зміна споживання електричної енергії насосами та витрати морської води протягом року

ЛІТЕРАТУРА

1. BP Statistical Review of World Energy June 2013 [Електронний ресурс] / [http://www. bp.com/content/dam/bp-country/es_es/statistical_review_of_world_energy_2013.pdf](http://www.bp.com/content/dam/bp-country/es_es/statistical_review_of_world_energy_2013.pdf)
2. World LNG plant & terminal [Електронний ресурс] / <http://www.globallng.info.com>
3. Національний проект «LNG Україна» - створення інфраструктури постачання скрапленого газу в Україну» [Електронний ресурс] / <http://www.ukrproject.gov.ua/node/27>

4. АЭС Gravelines станет источником тепла для терминала регазификации СПГ [Електронний ресурс] / [http://www. atominfo.ru/newsc/10672.htm](http://www.atominfo.ru/newsc/10672.htm)
5. Integration of a new CCGT plant and an existing LNG terminal at Barcelona port [Електронний ресурс] / http://www.ivt.ntnu.no/ept/fag/tep4215/innhold/LNG%20Conferences/2005/SDS_TIF/050165.pdf
6. Evolution of an LNG Terminal: Senboku Terminal of Osaka Gas [Електронний ресурс] / <http://members.igu.org/html/wgc2006/pdf/paper/add11362.pdf>

7. LNG IMPORT TERMINAL PROFILE: Bahia de Bizkaia Gas, Bilbao, Spain [Електронний ресурс]/ http://www.member.zeusintel.com/ZLNGR_show_image.aspx?id=1070
8. **Мошенцев Ю.Л.** Теплообменные аппараты ДВС: Учебное пособие [Текст]/ Ю.Л. Мошенцев. – Николаев: НУК, 2006. – 330 с.
9. **Кейс В.М.** Компактные теплообменники [Текст]/ В.М. Кейс, А.Л. Лондон, пер. с англ. под ред. Ю.В. Петровского. – М., Энергия, 1967. – 224 с.
10. **Загорученко В.А.** Теплофизические свойства газообразного и жидкого метана [Текст]/ В.А. Загорученко, А.М. Журавлев. – М.: Издательство комитета стандартов, мер и измерительных приборов, 1969. – 236 с.
11. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т 2 [Текст]/ Пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
12. **Уонг Х.** Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Справочник [Текст]/ Х. Уонг, пер. с англ. В.В. Яковлева. – М.: Атомиздат, 1979. – 216 с.
13. **Иськив Е.И.** Подводный мир Черного моря [Текст]/ Е.И. Иськив. – Симферополь.: Таврия, 2002. – 64 с.
14. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст]/ Под ред. М. О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

M.O. Cheplyukha, M.S. Bondarenko, D.S. Minchev, A.V. Nagirnyi

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, str. Skorohodova 5, 54002

HEAT EXCHANGERS DESIGN FOR THE REGASIFICATION SYSTEM OF THE LNG TERMINAL WITH ANNUAL CAPACITY OF 5 BILLION M³

The paper is devoted to the important scientific and technical problem of development of the modern and high-efficient storage and regasification liquefied natural gas terminal. The design, calculated performance and mass-dimensional parameters of heat exchangers and pumping equipment for the regasification system of the LNG terminal with annual capacity of 5 billion m³ at the northern Black Sea coast conditions are presented. The regasification system provides evaporation and superheating of liquefied natural gas to meet the given parameters of evaporated gas at the inlet of the main pipeline. The composition of the system includes heat exchangers: reboilers to evaporate the liquefied gas and superheaters to get the necessary temperature of evaporated gas. The seawater is suggested as the source of heat for evaporation and superheating of the natural gas, with the pumping station is to be used for pumping the water through heat exchangers. To make a sufficient investigation the change in seawater temperature throughout the season is had to be taken into account. Peculiarities of the annual maintenance of reboilers, superheaters and pumps due to change in the seawater temperature have been shown in the paper. A shell-and-tube heat exchanger type with multiple reverse flow of LNG is suggested to use for the reboiler. The superheater is designed as the finned-tube heat exchanger with multiple cross-flow of seawater. The set of limits was applied to the calculations among them are: the temperature drop of seawater on the heat exchanger is less than 3 °C (±1) and the maximum permissible speed of seawater in heat exchanger is 2 m/s. According to the calculations, the necessary amount of reboilers and superheaters is 10 items each type with the dimensions of reboiler about 1,25×1,4×4,1 m and superheater about 3,6×1,55×1,55 m. Seawater flow adjustment during the year, corresponding to its temperature, permits to meet ecological limits and to provide the regasification of the daily capacity of liquefied natural gas at the pressure of 4 MPa and outlet temperature greater than 2 °C as it is shown by dint of mathematical simulation. The range of seawater flow is 6700...9350 kg/s, the necessary pumping station power – 4300 kWt.

Keywords: Liquefied natural gas – Regasification – Reboiler – Superheater – Seawater heat.

REFERENCES

1. BP Statistical Review of World Energy June 2013 [Electronic resource]/ http://www.bp.com/content/dam/bp-country/es_es/statistical_review_of_world_energy_2013.pdf
2. World LNG plant & terminal [Electronic resource]/ <http://www.globallng.info.com>
3. Natsionalniy proekt «LNG UkraYina» - stvo-rennya Infrastrukturi postachannya skraplenogo gazu v UkraYinu» [Electronic resource]/ <http://www.ukrproject.gov.ua/node/27>
4. AES Gravelines stanet istochnikom tepla dlya terminala regazifikatsii SPG [Electronic re-source]/ <http://www.atominform.ru/newsc/10672.htm>
5. Integration of a new CCGT plant and an existing LNG terminal at Barcelona port [Electronic resource] / http://www.ivt.ntnu.no/ept/fag/tep4215/innhold/LNGConferences/2005/SDS_TIF/050165.pdf
6. Evolution of an LNG Terminal: Senboku Terminal of Osaka Gas [Electronic resource]/ <http://members.igu.org/html/wgc2006/pdf/paper/add11362.pdf>

7. LNG IMPORT TERMINAL PROFILE: Bahia de Bizkaia Gas, Bilbao, Spain [Electronic resource]/ http://www.member.zeusintel.com/ZLNGRshow_image.aspxid=1070
8. **Moshentsev Yu.L.** Teploobmennyye apparaty DVS: Uchebnoe posobie [Tekst]/ Yu.L. Moshentsev. – Nikolaev: NUK, 2006. – 330s.
9. **Keys V.M.** Kompaktnyye teploobmenniki [Tekst]/ V.M. Keys, A.L. London, per. s angl. pod red. Yu.V. Petrovskogo. – M., Energiya, 1967. – 224 s.
10. **Zagoruchenko V.A.** Teplofizicheskie svoystva gazoobraznogo i zhidkogo metana [Tekst]/ V.A. Zagoruchenko, A.M. Zhuravlev. – M.: Izdate-Istvo komiteta standartov, mer i izmeritel-nyih priborov, 1969. – 236 s.
11. Spravochnik po teploobmennikam: V 2-h t. T 2 [Tekst]/ Per. s angl. pod red. O.G. Martyinenko i dr. – M.: Energoatomizdat, 1987. – 352 s.
12. **Uong H.** Osnovnyie formulyi i dannyye po teploobmenu dlya inzhenerov: Spravochnik [Tekst]/ H. Uong, per. S angl. V.V. Yakovleva. – M.: Atomizdat, 1979. – 216 s.
13. **Iskiv E.I.** Podvodnyiy mir Chernogo morya [Tekst]/ E.I. Iskiv. – Simferopol.: Tavriya, 2002. – 64 s.
14. **Idelchik I.E.** Spravochnik po gidravli-cheskim soprotivleniyam [Tekst]/ Pod red. M. O. Shteynberga. – M.: Mashinostroenie, 1992. – 672 s.

Отримана в редакції 02.09.2014, прийнята до друку 05.09.2014