

10.31653/smf49.2024.137-151

Хлієва О.Я., Константінов О. І.

Національний університет “Одеська морська академія”

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СУДНОВОЇ УСТАНОВКИ НА ОСНОВІ ОРГАНІЧНОГО ЦИКЛУ РЕНКІНА ДЛЯ РЕКУПЕРАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВОДИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА WÄRTSILÄ 12V46F

Вступ

Питанню дослідження та впровадження суднових енергетичних установок на основі органічного циклу Ренкіна (ОЦР) для вироблення електроенергії шляхом рекуперації вторинної теплоти останні роки приділяється все більше уваги [1-4]. Це пов'язано з можливістю підвищення загальної енергоефективності судна та зі зниженням викидів парникових газів, що є ключовим напрямом розвитку судноплавства на найближчі роки.

На сьогодні на судах вже впроваджені декілька таких систем, хоча їх виробництво та застосування все ще не є серійним та широким [1]. Першим судном, на якому впроваджена система на основі ОЦР було m/v «Figaго», на якому у 2012 році встановлена установка із заявленою електричною потужністю 500 кВт. За інформацією судновласника, на судні Figaго встановлена перша в історії суднова установка рекуперації відпрацьованого тепла охолоджувальної води від шведського виробника Орсон [4]. Ця установка розташована на dk3 у вантажному відсіку, вона є тестовою та її експлуатація призводить до економії суднового палива у середньому на 5%.

Актуальність аналізу доцільності впровадження суднових енергетичних установок на основі органічного циклу Ренкіна (ОЦР), які працюють на вторинній теплоті суднових енергетичних установок, пов'язана з низькою економічних та екологічних факторів. По-перше, впровадження таких систем дозволить знизити екологічний слід судноплавства. Використання теплоти охолодження суднових двигунів, яка не використовується на сьогодні у повній мірі та більша частина якої скидається в навколишнє середовище, для виробництва додаткової електроенергії буде сприяти скороченню викидів парникових газів та інших шкідливих речовин, що утворюються при спалюванні суднового палива. По-друге, такі системи дозволяють підвищити енергоефективність судна. Використання вторинної теп-

лоти буде сприяти зменшенню споживання палива на вироблення електроенергії на борту судна. Це не лише призведе до зниження витрат на експлуатацію судна, але й буде сприяти підвищенню його Конструктивного Коефіцієнту Енергетичної Ефективності (ККЕЕ, або EEDI - Energy Efficiency Design Index), вимоги до якого доволі жорсткі [5].

Установки на основі ОЦР є ефективним інструментом для дотримання суворих вимог щодо енергоефективності суден, що визначаються показником ККЕЕ. При впровадженні таких установок загальна ефективність енергетичної установки судна буде покращена за рахунок більш повного використання енергії палива, що спалюється в суднових двигунах.

Однак, при оцінці доцільності впровадження суднової системи на основі ОЦР, необхідно враховувати деякі струмуючі фактори. Впровадження такої системи вимагає значних інвестицій на початковому етапі. Крім того, необхідні регулярні додаткові витрати на обслуговування обладнання, навчання персоналу роботі з таким обладнанням. Ефективність роботи системи залежить від багатьох факторів, включаючи режим роботи суднового двигуна, параметри навколишнього середовища. Таким чином, доцільність впровадження суднової системи, що працює за ОЦР, є індивідуальним питанням для кожного конкретного випадку. Для прийняття обґрунтованого рішення необхідно проводити детальний аналіз, який враховує технічні особливості системи, капітальні та експлуатаційні витрати, очікувану економію для конкретних умов експлуатації системи, а також екологічні вимоги до судна та до величини ККЕЕ судна.

Таким чином, аналіз можливості впровадження суднової системи, що працює за ОЦР, є комплексним завданням, яке охоплює як технічні, так і економічні та екологічні аспекти. Результати такого аналізу дозволять оцінити потенціал даної технології та розробити рекомендації щодо її подальшого розвитку та впровадження.

На даному етапі дослідження заплановано виконати енергетичний аналіз системи вироблення електроенергії на основі ОЦР, та яка споживає тільки теплоту води охолодження головного двигуна. Вода охолодження суднових двигунів відноситься до низькопотенційних джерел вторинної теплоти та не утилізується на судах у достатній мірі (переважно використовується при роботі опріснювальних установок). Але низький потенціал води охолодження суднових двигунів накладає обмеження на рушійну силу теплообміну у між робочим

тілом установки на основі ОЦР та водою, що потребує детального аналізу. Це питання, наряду з оцінкою потенційної ефективності установки на основі ОЦР з прив'язкою до параметрів експлуатації конкретного суднового двигуна виконано у наведеному дослідженні.

Збір вхідних даних для аналізу

На основі виконано огляду було прийнято рішення розглянути доцільність використання теплоти води охолодження головного двигуна для забезпечення енергією суднової енергетичної установки на основі ОЦР. Вибір джерела теплоти пов'язаний, по перше, з низьким енергетичним потенціалом такої води, який не використовується на судах у повній мірі, тому зазвичай є у великій кількості. По друге, саме подачу води як теплоносія (на відміну від газоподібних продуктів згоряння) відносно нескладно інтегрувати у нову установку на основі ОЦР з забезпеченням усіх мір безпеки, пов'язаних з можливістю використання горючої речовини як робочого тіла у ОЦР.

Аналіз виконувався з прив'язкою до головного двигуна судна. В якості головного двигуна було прийнято двотактний двигун Wärtsilä 12V46F. Система охолодження двигуна прісною водою поділяється на високотемпературний (НТ) і низькотемпературний (ЛТ) контури. Спрощене схематично зображення внутрішньої системи водяного охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F наведено на рис. 1 [6].

Вода високотемпературного контуру (НТ-вод) охолоджує гільзи (втулки) циліндрів, головки циліндрів (01) і надувне повітря на першому ступені його охолодження (02). Вода низькотемпературного контуру (ЛТ-вода) охолоджує надувне повітря на другому ступені охолодження (03) та мастило (04). У найбільш повній конфігурації насоси охолоджувальної води НТ і ЛТ (05 та 06) працюють від двигуна, а клапани регулювання температури з електричним приводом (07) вбудовані в двигун.

Параметри теплоносіїв у системі охолодження двигуна прісною водою, а також деякі інші характеристики роботи двигуна Wärtsilä 12V46F відповідно до [6] наведені у таблиці 1.

На першому етапі розрахунок роботи енергетичної установки на основі ОЦР було виконано для 75 % навантаження на двигун. У відповідності до табл. 1, для подальших розрахунків прийняти наступні вхідні данні – табл. 2.

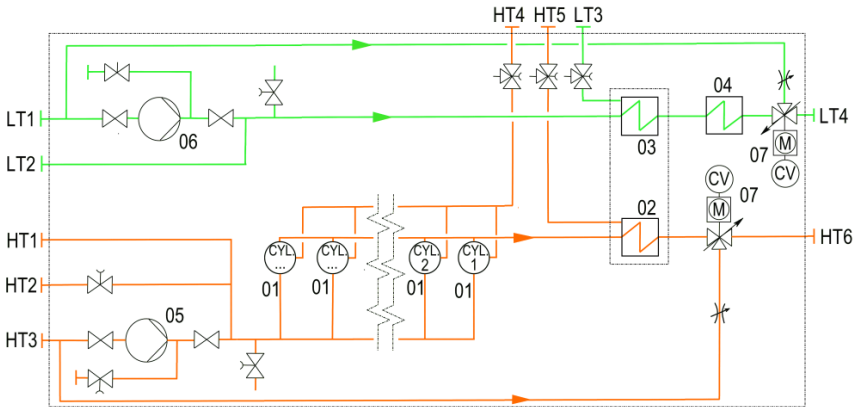


Рис. 1. Система охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F прісною водою:

01 – головка цилиндра, 02 та 03 – охолоджувачі наддувального повітря, 04 – охолоджувач мастила, 05 та 06 – насоси подачі води (з приводом від двигуна), 07 – термостат охолоджувальної води; LT1 – подача охолодженої води у низькотемпературний (LT) контур, LT2 – подача охолодженої води у LT контур резервним насосом, LT3, HT4 та HT5 – повітровідвідники, LT4 – відведення нагрітої води з LT контуре, HT1 – подача охолодженої води у високотемпературний (HT) контур резервним насосом, HT2 – злив води з HT контуру, HT3 – подача охолодженої води у HT контур, LT6 – відведення нагрітої води з HT контуру

Інформація стосовно витрати води HT контуру в залежності від навантаження на двигун виробником не надається. Тому вона буда оцінена з наступних міркувань. Кількість теплоти, що передається воді HT контуру у двигуні та у теплообміннику охолодження наддувального повітря пропорційна навантаженню на двигун; вода HT контуру нагрівається у двигуні та теплообміннику повітря з 74 до 93 °С. З урахуванням властивостей води при середній температурі, визначених за [7], було отримане значення витрати води, яка використовується як низькотемпературне джерело теплоти для роботи установки за ОЦР – табл. 2.

«Стандартного» робочого тіла, яке використовується в енергетичних установках на основі ОЦР, не існує. В залежності від температур між джерелом та приймачем теплоти, доцільно використовувати ту чи іншу робочу речовину. Основні вимоги до робочого тіла установки, наступні: термодинамічні параметри (висока теплота випаровування, раціональна нормальна температура кипіння відносно температури джерела теплоти); стабільність при високих температу-

рах, сумісність з матеріалами, нетоксичність і вибухобезпечність; вартість і доступність на ринку; екологічні показники. До типових робочих тіл відносяться галогенвуглеводні (традиційні робочі тіла холодильних систем) та вуглеводні.

Таблиця 1 - Деякі характеристики роботи двигуна Wärtsilä 12V46F (вінт з регульованим кроком)

Параметр	Величина
Потужність	14400 кВт
<i>Тепловий баланс при 100 % навантаження:</i>	
втрати теплоти з водою охолодження двигуна (НТ контур)	1800 кВт
втрати теплоти з водою охолодження надувного повітря (НТ контур)	3084 кВт
втрати теплоти з водою охолодження надувного повітря (ЛТ контур)	1572 кВт
втрати теплоти з водою охолодження мастила (ЛТ контур)	1464 кВт
втрати від променевого теплообміну	420 кВт
<i>НТ система водяного охолодження:</i>	
Тиск після насосу: номінальний	(250+стат.) кПа,
максимальний	520 кПа
Температура перед циліндрами	74 °С
Температура після охолоджувача надувного повітря	91...95 °С
Подача насосу (номінальна)	210 м ³ /год
Втрати тиску у двигуні, охолоджувачі надувного повітря та термостаті	150 кПа
Втрати тиску у зовнішній системі (максимальні)	100 кПа
Тиск у розширювальному тинку	70...150 кПа
Об'єм води у двигуні	2 м ³

Таблиця 2. Вхідні параметри для аналізу суднової енергетичної установки на основі ОЦР

Параметр	Величина
Температура води НТ контуру на вході в систему, що працює за ОЦР	74 °С
Температура води НТ контуру на виході з системи, що працює за ОЦР	91...95 °С
Витрата води НТ контуру	45,9 кг/с
Температура забортної води	2...30 °С
Температура конденсації робочого тіла	8...36 °С

На основі виконаного огляду робі [1-3, 8-10], для подальшого аналізу було обрано R134a та н-пентан (R601). Перша речовина широко використовується як робоче тіло холодильних машин та розглядається дослідниками для її застосування у установках на основі ОЦР. Галогеновуглеводень R134a є негорючою речовиною, але має відносно високий потенціал глобального (GWP) потеплення, який відповідно до [11] оцінюється від 1300 до 1430 кг CO₂/кг. Друга речовина часто застосовується у стаціонарних енергетичній установка на основі ОЦР, має потенціал GWP≈5 кг CO₂/кг, має «кращі» термодинамічні властивості, ніж R134a, але є горючою речовиною. Критична температура н-пентану $t_c=196,7$ °С, нормальна температура кипіння $t_{b,p}=36,1$ °С, теплота фазового переходу рідина-пар (при н.у.) $r=357,7$ кДж/кг [7, 11]. Аналогічні параметри для R134a [7, 11]: $t_c=101,1$ °С, $t_{b,p}=-26,1$ °С; $r=217,0$ кДж/кг.

Слід відзначити, що вимоги законодавчих актів до робочих тіл суднових установок на основі ОЦР принципово не відрізняються від вимог до робочих тіл суднових холодильних систем [12, 13], тому застосування н-пентану (R601) як робочої речовини буде потребувати забезпечення додаткових мер безпеки, що вплине на вартість усієї установки.

Вибір схемного рішення

Як базове схемне рішення для подальшого аналізу був обраний регенеративний термодинамічний цикл з одноступеневим розширенням робочого тілу в турбіні – рис. 2. В деяких роботах при аналізі суднових установок на основі ОЦР, що живляться теплотою охолодження СЕУ та/або теплотою газоподібних продуктів згорання, пропонується як базовий розглядати цикл без регенерації теплоти [2, 3]. Однак, раціонально обраний регенеративний теплообмінник (РТО) є доволі простим та недорогим технічним рішенням для підвищення ефективності енергетичних установок на основі циклу Ренкіна [14]. Його застосування в суднових установках на основі ОЦР пропонується у ряді досліджень [1].

Принцип роботи системи, що аналізується у роботі, наступний (рис. 2). Перегрітий пар робочого тіла високого тиску та температури у стані 1 подається на турбіну, де розширюється (процес 1-2) з виробленням механічної роботи. Розширюється пар до тиску його конденсації, який визначається температурою забортної води (приймачем теплоти на низькотемпературному рівні). При низькому тиску (стан 2) перегрітий пар подається у РТО (процес 2-2'), де охолод-

жується за рахунок передачі теплоти рідини робочого тіла перед випарником (процес 4-4'). Далі пар охолоджується (процес 2'-2'') та конденсується (процес 2''-3) у конденсаторі за рахунок передачі теплоти забортній воді. Насичена рідина робочого тіла у стані 3 стискується насосом до тиску, який відповідає тиску перед турбіною (процес 3-4). Далі рідина нагрівається у РТО (процес 4-4') та у випарнику (процес 4'-4''), випаровується (процес 4''-4''') та пар перегрівається (процес 4'''-1). Загальний процес 4'-4''-4'''-1 відбувається за рахунок підведення теплоти у випарник з гарячою водою НТ контуру.

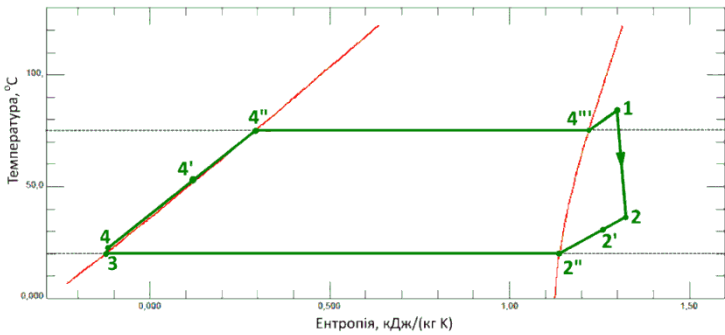
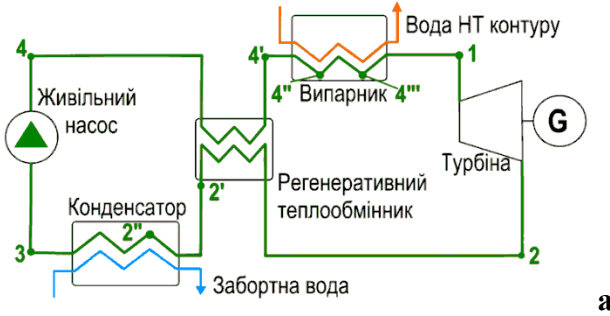


Рис. 2. Принципова схема установки, що працює за ОЦР, та споживає теплоту води охолодження суднового двигуна (а), та схематичне зображення термодинамічного циклу Ренкіна у Т-*s* діаграмі пентану (б)

Методи та підходи дослідження

Одним з складних питань, яке потребує вирішення при оцінці енергоефективності розглянутого схемного рішення, є визначення тиск перед турбіною, який залежить від температури випаровування робочого тіла. При розгляді зміни температур теплоносіїв у випарнику та РТО слід врахувати обмеження на мінімальну різницю темпе-

ратур між ними під час теплообміну. Таким чином подальший аналіз базувався на понятті *pinch point* [8] - це така точка в теплообміннику, де різниця температур між гарячим і холодним потоками є найменшою. Для розрахунку була прийнята значення *pinch point* $\Delta T_{pp}=5$ К. Виходячи з прийнятої величини ΔT_{pp} , відповідно до алгоритму, наведеного на рис. 3, визначалася температура кипіння робочого тіла для певних вхідних параметрів ОЦР.

Рух теплоносіїв у РТО приймався протитечію. Теплофізичні властивості робочого тіла визначалися за [7]. Розрахунок енергетичних характеристик термодинамічного циклу виконувався за класичним підходом [15-17] з урахуванням внутрішнього ККД турбіни, значення якого було прийняте 0,8. При розрахунку електричної потужності установки враховувалися механічний ККД турбіни – 0,98 та ККД електрогенератора - 0,98. Додатково враховувалося електроспоживання живильного насосу.

Слід звернути увагу на складні умови роботи живильного насосу для подачі насиченої рідини з причини неминучості явища кавітації у ньому. Тому, з погляду на експериментальний досвід [18, 19], рекомендоване в розглянутій системі використовувати шестеренний

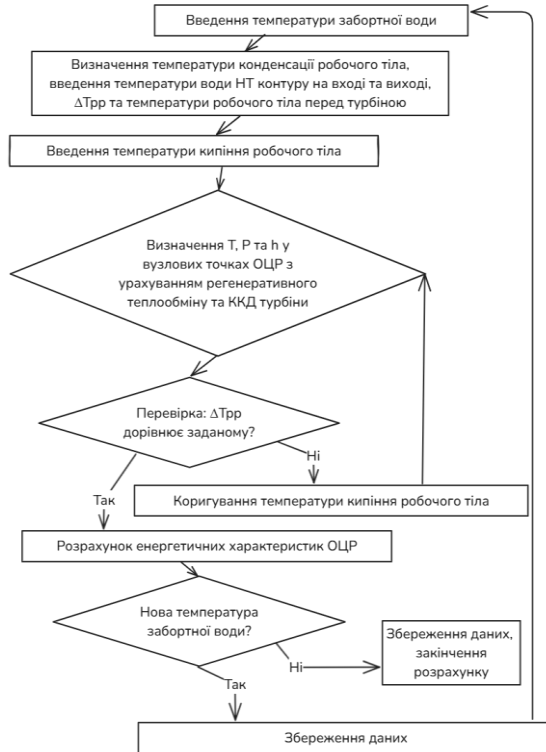


Рис. 3. Алгоритм визначення температури кипіння робочого тіла у ОЦР та його енергетичних характеристик при накладенні обмеження на величину ΔT_{pp} у теплообмінниках

насос, ККД якого у таких умовах роботи відносно невисоке, приблизно 0,5 [20].

Результати аналізу та їх обговорення

Приклад зміни температури теплоносіїв у теплообмінних апаратах установки на основі ОЦР від кількості переданої теплоти (зміни ентальпії потоків теплоносіїв) для двох різних режимів роботи, які відрізняються температурами заборотної води (мінімальна та максимальна з прийнятого для аналізу діапазону) наведено на рис. 4. Положення річч point визначалося за алгоритмом, наведеним на рис 3.

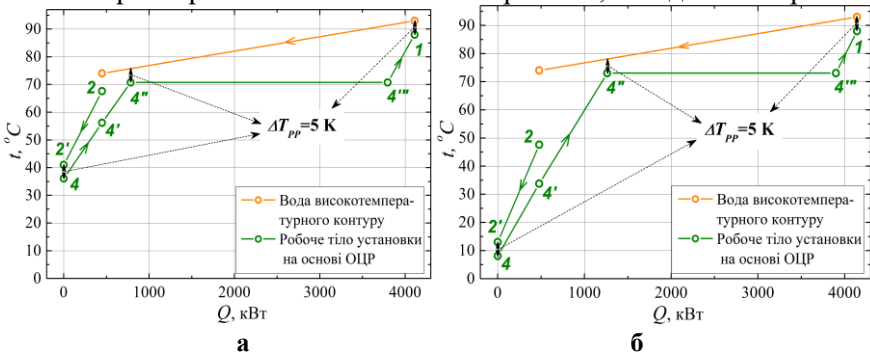


Рис. 4. Зміна температур теплоносіїв у протитокових теплообмінниках установки на основі ОЦР (робоче тіло пентан), та обмеження на температуру кипіння робочого тіла: (а) – $t_{36} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, (б) – $t_{36} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$

Наведені на рис. 4 результати показують незначний вплив зміни температури заборотної води t_{36} (температури конденсації) на максимально можливу температуру кипіння робочого тіла (тиск перед турбіною). Причому при зниженні температури конденсації робочого тіла, тиск перед турбіною збільшується – рис. 5. Пояснюється це тим фактом, що при низьких t_{36} ї води (рис. 4.б) значна частка теплоти води НТ контуру витрачається на нагрів рідини робочого тіла до стану насичення (процес 4'–4''). Коли t_{36} висока (рис. 4.а), ця частка теплоти на нагрів рідини суттєво менша. Таким чином, для режиму роботи установки з низькою температурою конденсації (рис. 4.б) середня температура води НТ контуру у частині випарника, де кипить робоче тіло, більша ніж для режиму з високою температурою конденсації.

Таким чином, для розглянутої конфігурації установки на основі ОЦР температура кипіння робочого тіла збільшується зі зменшенням температури конденсації – рис. 5. Як збільшення температури кипіння, так й зниження температури конденсації призводять к покращенню термодинамічної ефективності ОЦР.

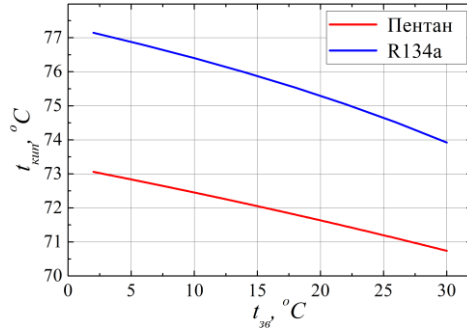


Рис. 5. Залежність температури кипіння робочого тіла (пентану та R134a) в установці на основі ОЦР від t_{36}

Як видно з результатів аналізу, наведених на рис. 5, температура кипіння робочого тіла R134a на 3,3...4,0 К вище, ніж пентану, що буде сприяти більшій енергетичній ефективності ОЦР на R134a. Однак, як показали результати аналізу – рис. 6, індикаторний ККД ОЦР на пентані та R134a практично однаковий з невеликою перевагою пентану (близько 0,5 %) при низьких температурах заборотної води t_{36} , на навпаки з приблизно таким же ефектом при високих t_{36} . Тобто при рівних температурах джерела та приймача теплоти, ОЦР на пентані буде характеризуватися декілька більшою термодинамічною ефективністю, ніж на R134a. Однак, як було показано вище, забезпечувати рівні температури кипіння обох робочих тіл при однаковій температурі води НТ контуру з технічної точки зору не раціонально.

Не зважаючи на близьке зайчення індикаторного ККД циклу для обох обраних для аналізу робочих тіл, електричний ККД установки на основі ОЦР для R134a значно нижче, ніж пентану. Пояснюється отриманий результат різною електричною потужністю живильного насоса для R134a та пентану – рис. 7. По перше, це пов'язано з приблизно в два рази більшою масовою витратою R134a (рис. 8), ніж пентану у контурі системи (завдяки меншій теплоті фазового переходу R134a ніж пентану). По друге, ступень підвищення тиску у циклі для R134a суттєво більше, ніж для пентану. Все це визначає велику різницю на потрібній електричній потужності живильного насосу робочого тіла.

Базуючись на виконаному аналізі, вважаємо, що пентан є більш раціональним робочим тілом у розглянутій системі на основі ОЦР, ніж R134a.

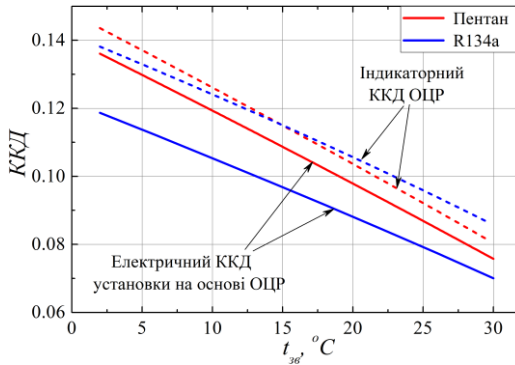


Рис. 6. Залежність індикаторного ККД та електричного ККД установки на основі ОЦР від $t_{3\theta}$ при використанні як робочого тіла пентану та R134a

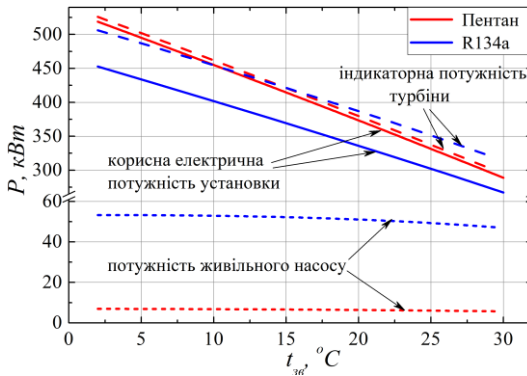


Рис. 7. Залежність індикаторної потужності турбіни, потужності живильного насоса та електричної потужності установки на основі ОЦР від $t_{3\theta}$ при використанні як робочого тіла пентану та R134a

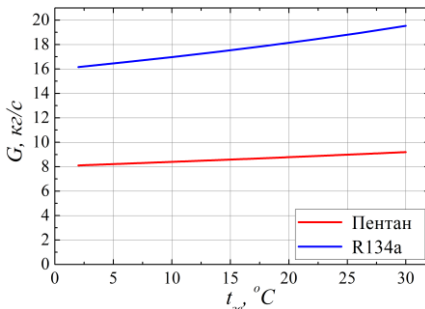


Рис. 8. Залежність температури кипіння робочого тіла (пентану та R134a) в установці на основі ОЦР від $t_{3\theta}$

Менша витрата пентану ніж R34a у контурі установки сприятиме меншим габаритним розмірам основних та допоміжних елементів, що надзвичайно важливо для суднових умов. Пентан забезпечує більший електричний ККД установки та характеризується меншим показником глобального потеплення, у порівнянні з R134a.

Основний недолік пентану як робочого тіла – горючість. Тому для реалізації проєкту по впровадженню установки на основі ОЦР на пентані на реальному судні потрібно буде забезпечувати певні міри безпеки. Перш за все, це відсутність елементів установки у машинному відділенні. Ця вимога для випадку, коли як джерела вторинної теплоти використовується вода НТ контурна, не має труднощів у реалізації. На сьогодні у наукових дослідженнях активно розглядаються перспективи вуглеводнів як робочих тіл судових установок на основі ОЦР. Однак, це питання потребує подальшого аналізу, що заплановано авторами виконати у наступних дослідженнях.

Висновки

Робота присвячена енергетичному аналізу установки на основі ОЦР, яка живиться теплою водою охолодження судового двигуна. Проаналізовано конфігурацію ОЦР при змінній температурі заборотної води (приймач теплоти) з урахуванням регенеративного теплообміну у циклі для двох робочих тіл: пентану (R601) та R134a.

На основі виконано аналізу отримано наступні висновки.

1. Показано, що при наявності регенеративного теплообмінника в установці на основі ОЦР, яка живиться теплою водою охолодження двигуна Wartsilä 12V46F з температурою на виході 93 °C та 74 °C на виході, температура кипіння R134a варіюється від 74 до 77 °C (в залежності від температури конденсації), та від 71 до 73 °C для пентану.

2. Масова витрата R134a як робочого тіла у контурі установки на основі ОЦР приблизно в два рази менше, ніж пентану, що пояснюється більшим значенням теплоти фазного переходу останнього.

3. Індикаторний ККД ОЦР при однакових температурах джерела та приймача теплоти практично однаковий для пентані та R134a та змінюється від 0,07 до 0,14 при зменшенні температури заборотної води від 30 °C до 2 °C.

4. Електричний ККД установки на основі ОЦР для пентану вище на 8...14 %, ніж для R134a, що пов'язане з значними витратами на роботу живильного насоса R134a у порівнянні з пентаном.

5. Оцінена вихідна електрична потужність установки на основі ОЦР, що утилізує теплоту води охолодження судового двигуна Wartsilä 12V46F (максимальна тривала потужність 14400 кВт) при

застосуванні як робочого тіла пентану варіюється від 290 кВт (при температурі заборотної води $t_{36}=30$ °C) до 520 кВт (при $t_{36}=2$ °C).

6. Пентан є більш раціональним робочим тілом у розглянутій системі на основі ОЦР, ніж R134а. Основний його недолік як робочого тіла – горючість, що буде потребувати додаткових мер по забезпеченню безпеки розглянутої установки.

Отримані результати показали перспективність обраного напрямку дослідження та виявили прогалини, які потребують детального вивчення у подальших роботах авторів.

Перелік використаних джерел

1. Lebedevas S., Čepaitis T. Complex use of the main marine diesel engine high-and low-temperature waste heat in the organic rankine cycle. *J. Mar. Sci. Eng.* 2024. Vol. 12(3). 521.

2. Konur O., Yuksel O., Korkmaz S.A., Colpan C.O., Saatcioglu O.Y., Koseoglu B. Operation-dependent exergetic sustainability assessment and environmental analysis on a large tanker ship utilizing Organic Rankine cycle system. *Energy.* 2023. Vol. 262. 125477.

3. Shu G., Liu P., Tian H., Wang X., Jing D. Operational profile based thermal-economic analysis on an Organic Rankine cycle using for harvesting marine engine's exhaust waste heat. *Energy Convers. Manage.* 2017. Vol. 146. P.107-123.

4. Проспект судна M/V Figaro. Wallenius Lines AB. URL: https://walleniuslines.com/wp-content/uploads/2021/12/Figaro_NB4459.pdf (дата звернення: 30.12.2024)

5. EEDI Calculation Guidelines. 2022 Guidelines on the Method of Calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for New Ships. Resolution MEPC.364(79). *International Maritime Organization.* 2022.

6. Wärtsilä 46F. Product Guide. Wärtsilä, Marine Solutions. Vaasa, February 2020. 206 p. www.wartsila.com

7. Lemmon E. W., Bell I. H., Huber M. L., McLinden M. O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0. NIST, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2018.

8. Kocaman E., Karakuş C., Yağlı H., Koç Y., Yumrutaş R., Koç A. Pinch point determination and Multi-Objective optimization for working

parameters of an ORC by using numerical analyses optimization method. *Energy Convers. Manage.* 2022. Vol. 271. 116301.

9. Qiu K., Entchev E. A micro-CHP system with organic Rankine cycle using R1223zd (E) and n-Pentane as working fluids. *Energy.* 2022. Vol. 239. 121826.

10. Oyewunmi O.A., Kirmse C.J., Pantaleo A.M., Markides C.N. Performance of working-fluid mixtures in ORC-CHP systems for different heat-demand segments and heat-recovery temperature levels. *Energy Convers. Manage.* 2017. Vol. 148. P. 1508-1524.

11. ASHRAE Handbook – Fundamentals. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Inc.: Atlanta, GA, USA, 2021

12. Khliyeva O., Sorokin R., Stukalenko O. A direct contribution of marine refrigeration to anthropogenic greenhouse gases emission - a short review. *Ship power plants.* 2022. Vol. 44. P. 36-44.

13. Козьмініх М. А., Константинов О. І. Оцінка доцільності застосування холодильного агента в залежності від умов експлуатації Судові енергетичні установки. 2002. Вип. 44. С. 79-87.

14. Огурцов Д.В., Козьмініх М.А., Хлієва О.Я. Аналіз ефективності застосування регенеративного теплообмінника у судновій холодильній машині провізійних камер при її переведенні з холодоагенту R404A на R407F Судові енергетичні установки. 2023. Вип. 47. С. 206-216.

15. Balme R. T. Vapor and Gas Power Cycles. *In Modern Engineering Thermodynamics.* Academic Press: Cambridge, MA, USA, 2011. P. 448-534.

16. Bejan A. Advanced engineering thermodynamics. John Wiley & Sons, 2016.

17. Moran M.J., Shapiro H.N., Boettner D.D., Bailey M.B. Fundamentals of engineering thermodynamics. John Wiley & Sons, 2010.

18. Shestopalov K. O., Huang B. J., Petrenko V. O., Volovyk O. S. Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 2. Theoretical and experimental results. *Int. J. Refrig.* 2015. Vol. 55. P. 212-223.

19. Шестопалов К.О. Експериментальне дослідження ефективності ежектора та холодильної машини у складі суднової системи

кондиціювання повітря. *Суднові енергетичні установки*. 2024. №. 48. С. 143-158.

20. Liu Q. J., Yuan Z. Z., Sun J. T., Han F. To improve the performance and efficiency of refrigeration systems by using refrigerant pumps. *Appl. Mech. Mater.* 2013. Vol. 385. P. 233-236.