

DOI 10.15589/jnn20160305

УДК 629.5.03

Ш79

DEEP RECYCLING HEAT FROM EXHAUST GASES AND COMPRESSED AIR OF MODERN LOW SPEED ENGINE

ГЛИБОКА УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ І СТИСНЕНОГО ПОВІТРЯ СУЧАСНОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДВИГУНА

Volodymyr P. Shostak

volodymyr.shostak@nuos.edu.ua

ORCID: 0000-0002-4745-4734

Anton Yu. Manziuk

e-mail: —

ORCID: —

В. П. Шостак,

канд. техн. наук, проф.

А. Ю. Манзюк,

асист.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Abstract. The energy flows in the propulsion plant with low-speed engine MAN 14S90ME–C9.2–TII are considered. It is noted that only one quarter of the energy released by combustion of fuel in the engine cylinder is transformed in propeller thrust. The amount of heat from the charge air slightly exceeds the amount of heat from exhaust gases when the engine's load is 90% and under ISO conditions. The thermal scheme of exhaust heat recovery and air charging system at reasonable for marine conditions cooling depth has been presented and analyzed. Operating parameters of the system are shown in the diagram «Temperature — Heat». In the diagram «enthalpy — entropy» there has been considered a steam expansion process occurring in the turbine with two transitional supplies of superheated steam. It is indicated that all primary superheat pressure is needed to avoid excessive humidity of steam at the end of the expansion process.

Keywords: waste heat; propulsion plant; low speed engine; exhaust gas; charge air; heat recovery boiler; compressed air cooler; steam turbine.

Анотація. Розглянуті потоки енергії в пропульсивній установці з сучасним потужним малооборотним двигуном S90ME, наведена і проаналізована схема глибокої утилізації теплоти відхідних газів і наддувного повітря, показані в тепловій діаграмі процеси розширення пари в турбіні з двома проміжними підводами перегрітої пари.

Ключові слова: утилізація теплоти; пропульсивна установка; малооборотний двигун; відхідні гази; наддувне повітря; утилізаційний котел; охолоджувач стисненого повітря; парова турбіна.

Аннотация. Рассмотрены потоки энергии в пропульсивной установке с современным мощным малооборотным двигателем S90ME, приведена и проанализирована схема глубокой утилизации теплоты отходящих газов и наддувочного воздуха, показаны в тепловой диаграмме процессы расширения пара в турбине с двумя промежуточными подводами перегретого пара.

Ключевые слова: утилизация теплоты; пропульсивная установка; малооборотный двигатель; отходящие газы; наддувочный воздух; утилизационный котел; охладитель сжатого воздуха; паровая турбина.

REFERENCES

- [1] Samokhvalov V. S., Konovalov D. V., Bahnenko M. Yu. *Vtorynni enerhoresursy ta enerhozberezhennia na sudnakh : navchalnyi posibnyk* [Secondary energy and energy efficiency in ships: tutorial]. Mykolaiv, Ilion Publ., 2016. 430 p.
- [2] Zakharov Yu. V., Shostak V. P. *Analiz ekonomicheskoy effektivnosti sposobov utilizatsii tepla otkhodyashchikh gazov sudovykh dizeley* [The economic efficiency analysis of methods of marine diesel engines exhaust gases heat recovery]. *Sudostroenie — Shipbuilding*, 1972, no. 8, pp. 31–35.
- [3] Korobkov Yu. P. *Razvitie proizvodstva malooborotnykh dizeley* [The development of low-speed diesel engines production]. *Tyazheloe mashinostroenie — Heavy Engineering*, 1998, no. 7, pp. 10–18.
- [4] Nalyvaiko V. S., Tymoshevskiy B. H., Tkachenko S. H. *Sudnovi dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia : pidruchnyk* [Ship engines of internal combustion: textbook]. Mykolaiv, Torubara V. V. Publ., 2015. 332 p.
- [5] Shostak V. P., Hershnik V. I., Kot V. P., Bondarenko M. S. *Proektuvannia propul'syvnoi ustanovky suden z primoiu peredacheiu potuzhnosti na hvynt* [Design of a marine propulsive unit with a direct-driven propeller: tutorial]. Mykolaiv, UDMTU Publ., 2003. 500 p.
- [6] Tsiplenkin G. Ye., Deych R. S., Iovlev V. P. *Turbokompaundnye sistemy kak sredstvo utilizatsii otkhodyashchego tepla silovykh ustanovok s DVS* [Turbocompound systems as a way of waste heat recovery of power plants with internal combustion engines]. *Dvigatelistroenie — Engine-building*, 2009, no. 1, pp. 28–34.
- [7] Shostak V. P., Gershnik V. I. *Imitatsionnoe modelirovanie sudovykh energeticheskikh ustanovok* [Simulation of ship power plants]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1988. 256 p.
- [8] Shostak V. P., Manzyuk A. Yu. *K voprosu o vrednykh oksidakh v otkhodyashchikh gazakh malooborotnykh dizeley* [On the question of harmful oxides in the low-speed diesel engines exhaust gases]. *Visnyk NUK — Bulletin of NUS*, 2013, no 3. Available at: <http://evn.nuos.edu.ua/article/download/23375/208539>.
- [9] Shostak V. P., Redkin V. A. *Sebestoimost vyrabotki elektricheskoy i teplovy energii na morskikh nefenalivnykh i sukhogruznykh sudakh* [Production cost of electric and thermal energy on offshore oil and dry cargo vessels]. *Sudostroenie — Shipbuilding*, 1974, no. 4, pp. 32–35.
- [10] CEAS Engine Calculations. Available at: <http://marine.man.eu/two-stroke/ceas>.
- [11] Schmid H. *Less Emissions Through Waste Heat Recovery*. Switzerland, Wartsila Corporation, 2004. 10 p.
- [12] *Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emission and EEDI*. Copenhagen, Denmark: MAN Diesel & Turbo, 2012. 30 p.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Суттєвому використанню вторинних енергоресурсів на судах стали приділяти увагу у другій половині ХХ століття, коли почали з'являтися серійні судна з утилізаційними турбогенераторами, що живилися перегрітою парою від утилізаційного котла (УК), до якого надходили відхідні гази від головного двигуна (ГД) — малообертового дизеля (МОД) [2, 4, 7, 9 та ін.]. Наприклад, це були серії танкерів, в яких:

– головне судно «Спліт» (побудоване в Югославії у 1965 р., ГД 874-VT2BF-160, номінальна потужність 8830 кВт);

– головне судно «Леонардо да Вінчі» (побудоване в Італії у 1963 р., ГД Фіат 909S, номінальна потужність 13980 кВт).

На той час питома витрата палива ГД складала 200–220 г/(кВт·год.), температура відхідних газів у режимі повного ходу судна 350–400 °С і вища частка теплоти з відхідними газами становила близько 40%, а відвід теплоти при охолодженні наддувного (стисненого) повітря — близько 8% [2, 3, 7].

Наприкінці 80-х років минулого століття відбувся скачок в термодинамічній ефективності МОД, що знизило температуру їх відхідних газів і відповідну частку теплоти [7]. І глибока утилізація вторинних енергоресурсів стала недоцільною.

Подальший розвиток МОД супроводжувався інтенсивним зростанням тиску наддувного повітря, що суттєво підвищувало як його температуру після турбокомпресора (ТК), так і кількість відведеної теплоти при його охолодженні. На даний час ця температура сягає 200 °С і більше, а частка відведеної теплоти ~ 20%. В свою чергу, температура відхідних газів понизилася до 225...275 °С, а їх теплота до тих самих 20% [1, 6, 8, 12]. Таким чином, надувне повітря і відхідні гази за ексергією зблизилися. Проте з відродженням в наш час глибокої утилізації (наприклад на серійних ультраконтейнеровозах типу «Емма Маєрск») енергетичний потенціал наддувного повітря майже не використовується. Доцільне використання цього потенціалу — це не вирішена проблема в судовій енергетиці, особливо коли енергія утилізаційних турбін застосовується поряд з ГД для руху судна.

**АНАЛІЗ ОСТАННІХ
ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ**

Дослідження щодо глибокої утилізації вторинних енергоресурсів поновилися приблизно на зламі ХХ і ХХІ століть, коли реальною становилася перспектива побудови крупних контейнеровозів зі швидкістю ходу 25 вуз, на яких передбачалося застосування МОД потужністю 50...80 тис. кВт. При цьому приваблювала судновласників і проєктантів можливість одержувати додаткову механічну енергію 5...8 тис. кВт без витрати палива — лише за рахунок утилізації. Цьому питанню присвячена значна кількість публікацій, наприклад [6, 11, 12], в яких наводилися як різноманітні теплові схеми утилізації, так і характерне для неї обладнання з відповідними параметрами. Більш того, пропонувалися певні схеми систем глибокої утилізації в залежності від особливостей судна та потужності його ГД, які, на думку їх авторів, даватимуть найбільший прибуток.

Основною вадою таких досліджень, на наш погляд, є деяке завищення потенціалу відхідних газів ГД на режимах повного ходу судна та практична відсутність оцінки утилізації теплоти наддувного повітря, стисненого в ТК. Поряд з цим, однозначно передбачалася робота утилізаційної парової турбіни на генератор електричного струму і замовчувалось:

– досить нерівномірне використання електричного струму на судні;

– при значних потужностях МОД надлишкова потужність утилізаційного турбогенератора для традиційних потреб судна в електроенергії;

– при передачі утилізаційної потужності на гребний гвинт (ГГ) подвійне перетворення енергії: спочатку механічної енергії в електричну, потім електричної в механічну (що обумовлює неминучі значні втрати).

МЕТА СТАТТІ — згенерувати альтернативну схему та оцінити робочі параметри комбінованої системи утилізації, в якій на прийнятну глибину охолоджуються як відхідні гази, так і стиснене в ТК повітря сучасних МОД.

ВИКЛАДЕННЯ ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

При аналізі глибокої утилізації, коли вона може бути доцільною з огляду на прибутковість транспортного судна, безперечним є необмежене використання усієї утилізаційної потужності гребним гвинтом, й бажано з найменшими втратами, тобто йдеться про застосування на судні утилізаційного гребного турбозубчатого агрегату (УГТЗА) [2]. А отже заслуговує в першу чергу аналіз балансу енергії в пропульсивній установці з МОД.

На рис. 1 зображені потоки енергії, за умов ISO, в пропульсивній установці з ГД 14S90ME–C9.2–ТІІ, який налаштований на High load і для якого відносна специфікаційна потужність складає 100% від номінальної, навантаження 90%, степінь підвищення тиску повітря в ТК 3,88, температура відхідних га-

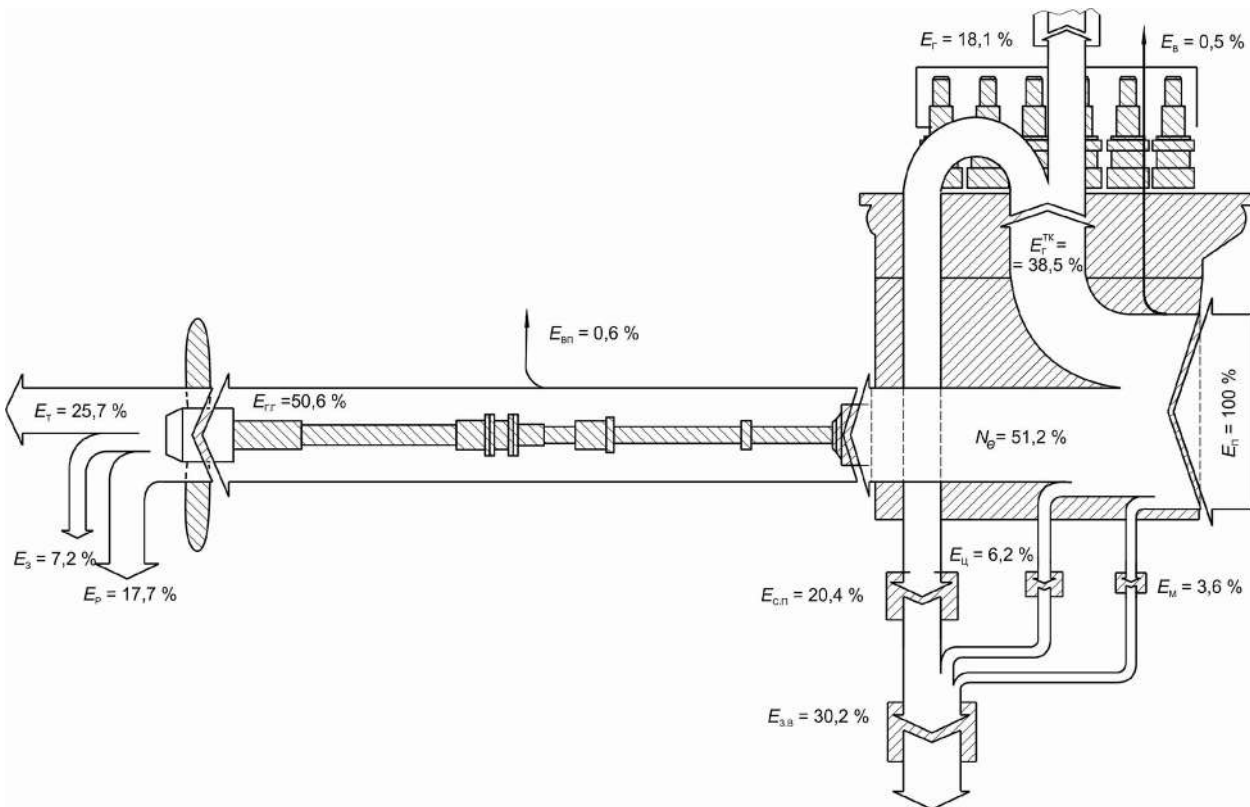


Рис. 1. Розподіл енергії в пропульсивній установці з МОД 14S90ME–C9.2–ТІІ

зів близько 230 °С, стисненого повітря за ТК 197 °С і за охолоджувачем 34 °С, питома витрата палива 164,8 г/(кВт·год.). Дані стосовно МОД одержані з використанням [10]. Втрати енергії, підведеної до валопроводу, на шляху її трансформації у тягову енергію (силу) гвинта прийняті як найбільш імовірні — у підшипниках валопроводу біля 1%, на гребному гвинті 35%. Частка енергії (упору), затрачувана на засмоктування води, прийнята 22% (коефіцієнт засмоктування 0,22 [5]).

Енергія, виділена при згорянні палива в двигуні, визначена як

$$E_{\text{п}} = \frac{42700}{3600} b_e N_e^{\text{н}} \bar{N}_c \bar{N} = 11,86 \cdot 0,1648 \cdot 81340 \cdot 1 \cdot 0,9 = 143085 \text{ кВт,}$$

де b_e — ефективна питома витрата палива, кг/(кВт·год.); $N_e^{\text{н}}$ — ефективна номінальна потужність, кВт; \bar{N}_c — відносна специфікаційна потужність; \bar{N} — навантаження МОД у режимі повного ходу судна, (прийнято, як це зображено на рис. 1, за 100%).

На рис. 1 позначені потоки енергії, віднесеної до енергії, виділеної при згорянні палива: $E_{\text{г}}^{\text{ТК}}$ — з газми до ТК, $E_{\text{г}}$ — з газми після ТК, $E_{\text{с.п}}$ — зі стисненим повітрям, після ТК, $E_{\text{ц}}$ — з водою охолодження циліндрів, їх кришок і газовипускних клапанів, $E_{\text{м}}$ — з маслом, $E_{\text{з.в}}$ — з забортною водою. Крім того, пото-

ки відносної енергії: $E_{\text{в}}$ — випромінення поверхнею МОД, N_e — підведеної до валопроводу, $E_{\text{н.в}}$ — відведеної в його підшипниках, $E_{\text{гг}}$ — підведеної до ГГ, $E_{\text{р}}$ — розсіяної на ГГ, E_3 — на засмоктування води ГГ і $E_{\text{т}}$ — на тягу ГГ.

Як бачимо лише ~ 25% енергії в пропульсивній установці, яка є основним споживачем палива і саме цим суттєво впливає на собівартість морських перевезень, використовується корисно. Збільшенню цього відсотка постійно приділяється увага і проєктантів, і судновласників. Одним із заходів у цьому напрямку є застосування УГТЗА [2], турбіна якого живиться водяною парою утилізаційної системи. Основні вторинні потоки енергії сучасного МОД — з відхідними газами ($E_{\text{г}} \approx 18\%$) і стисненим повітрям ($E_{\text{с.п}} \approx 20\%$). З огляду на їх температурний рівень ці два потоки при глибокій утилізації заслуговують уваги в першу чергу і в рівній мірі.

На рис. 2 зображена одна із можливих схем системи глибокої утилізації, в якій вперше для суднової енергетики і утилізаційний котел (УК), і охолоджувач стисненого повітря (ОСП) виступають як основні елементи для генерації водяної пари. Розробка даної схеми базується на чисельних матеріалах, опублікованих за останні 50 років стосовно утилізаційних котлів двох тисків, зокрема [12], та аналізі фізичних процесів охолодження відхідних газів і стисненого повітря МОД. Для цієї схеми характерно, що генерується пара трьох тисків: високого (ВТ), середнього (СТ)

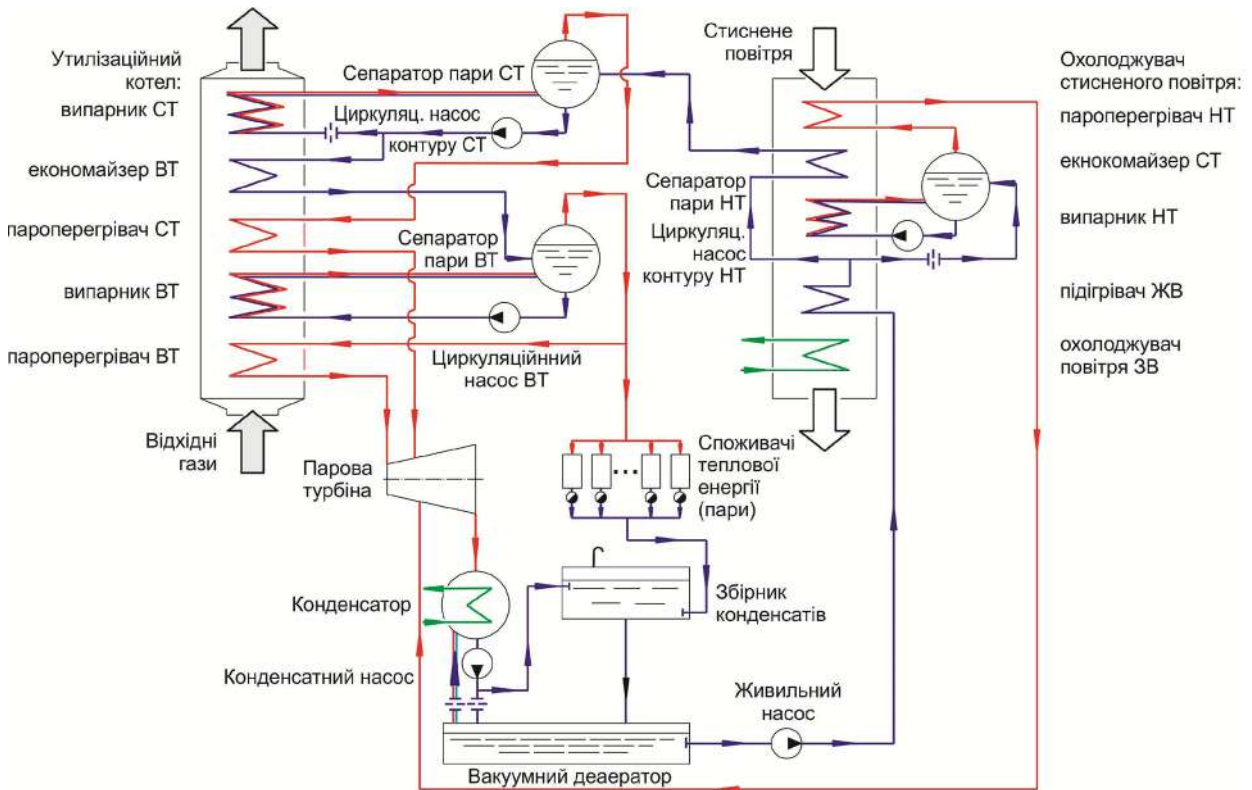


Рис. 2. Принципова схема утилізації з котлом двох тисків і охолоджувачем стисненого повітря МОД

і низького (НТ), що й обумовлює наявність трьох сепараторів пари. Живильний насос подає усю деаеровану воду до повітроохолоджувача. Одна частка живильної води (ЖВ) із підігрівача ЖВ через понижувач тиску йде до сепаратора НТ, а решта до економайзера СТ і далі до сепаратора пари СТ. Відпрацьована пара з турбіни надходить до конденсатора, і для забезпечення якнайглибшого вакууму через

його трубки прокачується забортна вода в великій кількості.

Охолодження відхідних газів і стисненого повітря та фазові переходи води подані в діаграмі «температура — теплота» на рис 3. Також вказані різні (навмисно, як одні з можливих) мінімальні температурні напори (Δt_{\min}) між теплообмінючими середовищами та характерні температури. Кількість

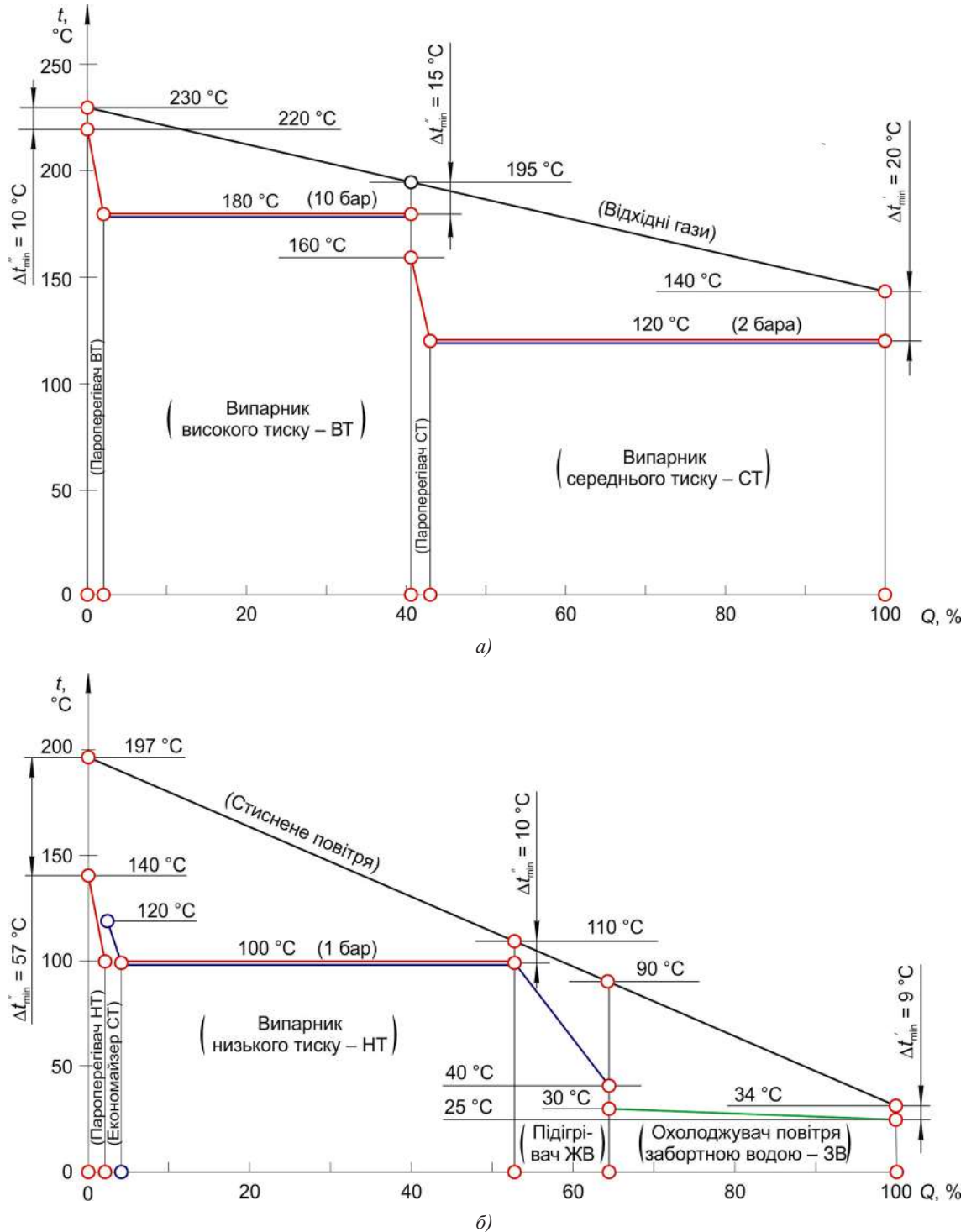


Рис. 3. Діаграма «температура — теплота» ($t - Q$):

а) для утилізаційного котла двох тисків; б) для повітроохолоджувача МОД S90ME-C9.2-ПІ

живильної води відповідає кількості пари на турбіну і на споживачі теплової енергії, і ця кількість, при вказаних параметрах, дозволяє охолодити повітря приблизно до 90 °С. Подальше охолодження до 34 °С забезпечується забортною водою. Тиск пари (10; 2 і 1 бар) в певній мірі вибрано довільно. Проте відмітимо, що середній тиск в 2 бара слід вважати мінімально можливим, щоб запобігти низькотемпературній сірковій корозії в хвостовій частині УК. Що ж стосується низького тиску в 1 бар, то слід зазначити, що з його зниженням паропроductивність повітроохолоджувача зростатиме, проте ексергетична цінність генерованої пари падатиме. Також зазначимо, що і мінімальні температурні напори, і тиск пари в сепараторах — це оптимізаційні параметри, визначення яких — проектна задача. Із рис. 3 випливає, що кількість утилізованої теплоти, відведеної

як від УК, так і від ОСП, та їх паропроductивність приблизно однакові, хоча ексергетична цінність пари від УК вища.

Визначення потужності утилізаційної турбіни, запобігання надмірної вологості пари на її останніх ступенях пов'язані з процесами розширення пари, які переважно зображують в координатах «ентальпія — ентропія». Такі процеси згідно з рис. 3 показані на рис. 4.

У цьому випадку вологість пари на виході з турбіни складає 8%, що вказує на певний запас, і дозволяє дещо підняти середній тиск для збільшення ексергії пари. Аналіз інформації рис. 4 дозволяє зробити деякі попередні висновки. Зокрема, по-перше — перегрів пари в усіх контурах слід вважати обов'язковим; по-друге — існує певний зв'язок між значеннями тисків пари, коли потужність турбіни сягатиме максимуму.

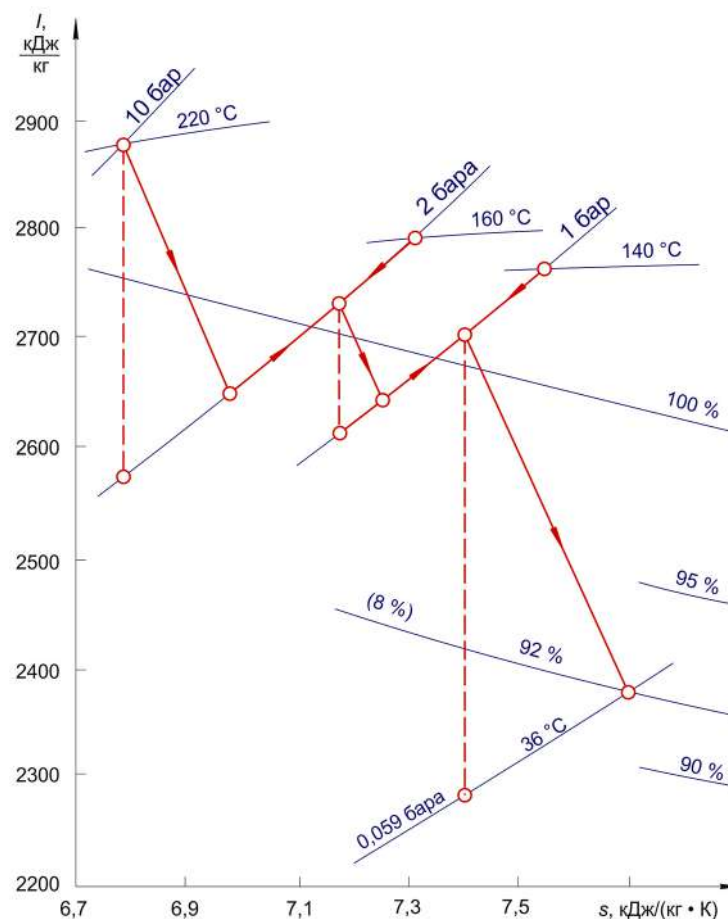


Рис. 4. Процеси в турбіні з проміжним підводом пари в діаграмі «ентальпія — ентропія» ($I - s$)

ВИСНОВКИ. 1. Удосконалення МОД як головних двигунів морських транспортних суден у напрямку зниження їх маси і підвищення циліндрової потужності шляхом постійного зростання ступеня підвищення тиску в ТК призводить до суттєвого перерозподілу вторинних потоків енергії, і для окремих

сучасних МОД кількість теплоти, відведеної в ОСП, перевершила кількість теплоти відхідних газів. 2. Запропонована і проаналізована одна із можливих схем системи утилізації теплоти відхідних газів і стисненого повітря МОД з паровою турбіною з проміжним підводом двох потоків перегрітої водяної пари.

3. Кількості теплоти, відведеної в УК і ОСП, в системах глибокої утилізації теплоти від МОД порівняні й суттєво не відрізняються. 4. Тиск і перегрів пари в УК і ОСП утилізаційної системи з сепараторами декількох тисків відносяться до оптимізаційних параметрів, раціональні значення яких при прийнятних температурних напорах дають максимальну потужність турбіни.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Вторинні енергоресурси та енергозбереження на суднах [Текст]: навчальний посібник / В. С. Самохвалов, Д. В. Коновалов, М. Ю. Багненко та ін., за заг. ред. В.С. Самохвалова. — Миколаїв : Іліон, 2016. — 430 с.
- [2] **Захаров, Ю. В.** Анализ экономической эффективности способов утилизации тепла отходящих газов судовых дизелей [Текст] / Ю. В. Захаров, В. П. Шостак // Судостроение. — № 8. — 1972. — С. 31 – 35.
- [3] **Коробков, Ю. П.** Развитие производства малооборотных дизелей [Текст] / Ю. П. Коробков // Тяжелое машиностроение. — № 7. — 1998. — С. 10 – 18.
- [4] **Наливайко, В. С.** Суднові двигуни внутрішнього згорання [Текст] : підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. — Миколаїв : Видавець Торубара В. В., 2015. — 332 с.
- [5] **Шостак, В. П.** Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на гвинт [Текст] : навч. посіб. / В. П. Шостак, В. І. Гершаник, В. П. Кот, М. С. Бондаренко ; за ред. В. П. Шостака — Миколаїв : УДМТУ, 2003. — 500 с.
- [6] **Ципленкин, Г. Е.** Турбокомпаундные системы как средство утилизации отходящего тепла силовых установок с ДВС [Текст] / Г. Е. Ципленкин, Р. С. Дейч, В. П. Иовлев // Двигателестроение. — № 1. — 2009. — С. 28 – 34.
- [7] **Шостак, В. П.** Имитационное моделирование судовых энергетических установок [Текст] / В. П. Шостак, В. И. Гершаник. — Л. : Судостроение, 1988. — 256 с.
- [8] **Шостак, В. П.** К вопросу о вредных оксидах в отходящих газах малооборотных дизелей [Електронний ресурс] / В. П. Шостак, А. Ю. Манзюк // Вісник НУК (електронне вид.). — Миколаїв, 2013. — № 3. — Режим доступу: <http://evn.nuos.edu.ua/article/view/23375/20853>.
- [9] **Шостак, В. П.** Себестоимость выработки электрической и тепловой энергии на морских нефтеналивных и сухогрузных судах [Текст] / В. П. Шостак, В. А. Редькин // Судостроение. — № 4. — 1974. — С. 32 – 35.
- [10] CEAS Engine Calculations. — Available at: <http://marine.man.eu/two-stroke/ceas>.
- [11] **Schmid, H.** Less Emissions Through Waste Heat Recovery [Text] / Heinrich Schmid. — Switzerland : Wärtsilä Corporation, 2004. — 10 p.
- [12] Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emission and EEDI [Text]. — Copenhagen, Denmark : MAN Diesel & Turbo, 2012. — 30 p.

© В. П. Шостак, А. Ю. Манзюк

Надійшла до редколегії 08.07.2016

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. С. І. Сербін