

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ПІВДЕННИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР НАН УКРАЇНИ
ГОЛОВНЕ УПРАВЛІННЯ ДЕРЖАВНОЇ СЛУЖБИ З НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ УКРАЇНИ
У МИКОЛАЇВСЬКІЙ ОБЛАСТІ
ДП «ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ ЦЕНТР КОРАБЛЕБУДУВАННЯ»
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ»
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХАРБІНСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (КИТАЙ)
УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ЦЗЯНСУ (КИТАЙ)
ГДАНСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
ЗАХІДНО-ПОМЕРАНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
КОШАЛІНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
БАТУМСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАВІГАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ГРУЗІЯ)
МОРСЬКЕ ІНЖЕНЕРНЕ БЮРО
АТ «ЗАВОД «ЕКВАТОР»
КОМПАНІЯ «АМІКО ГРУПП»
ДП «ДЕЛЬТА-ЛОЦМАН»
ТОВ "ЮСК СЕРВИС"
ТОВ «ЕВЕРІ»

ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ

МАТЕРІАЛИ

X міжнародної науково-технічної конференції

Том 1.

26 – 28 вересня 2019 р.

*Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
просп. Героїв України, 9 м. Миколаїв*

УДК 001.895:629.5
И66

ОРГАНІЗАТОРИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ПІВДЕННИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР НАН УКРАЇНИ
ГОЛОВНЕ УПРАВЛІННЯ ДЕРЖАВНОЇ СЛУЖБИ З НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ УКРАЇНИ
У МИКОЛАЇВСЬКІЙ ОБЛАСТІ
ДП «ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ ЦЕНТР КОРАБЛЕБУДУВАННЯ»
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ»
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХАРБІНСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (КИТАЙ)
УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ЦЗЯНСУ (КИТАЙ)
ГДАНСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
ЗАХІДНО-ПОМЕРАНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
КОШАЛІНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
БАТУМСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАВІГАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ГРУЗІЯ)
МОРСЬКЕ ІНЖЕНЕРНЕ БЮРО
АТ «ЗАВОД «ЕКВАТОР»
КОМПАНІЯ «АМІКО ГРУПП»
ДП «ДЕЛЬТА-ЛОЦМАН»
ТОВ "ЮСК СЕРВИС"
ТОВ «ЕВЕРІ»

**Матеріали публікуються за оригіналами, наданими авторами.
Претензії до організаторів не приймаються.**

Відповідальний за випуск:
Блінцов Володимир Степанович

И66 **Інновації** в судобудуванні та океанотехніці : Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції. у 2 томах. Т. 1 — Миколаїв : НУК, 2019. — 628 с.

ISBN 978-966-321-368-2

У збірнику наведені матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції «Інновації в судобудуванні та океанотехніці». Збірник становить інтерес для наукових працівників, викладачів, інженерів та студентів.

УДК 001.895:629.5

ISBN 978-966-321-368-2

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2019

УДК 551.46.09.

ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ГАЗОТУРБІННОГО НАДУВУ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Ярошенко В.М., к.т.н., доцент

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська. 1/3, Одеса, 65026,
«valeryi@ukr.net», ORCID:0000-0002-6051-6848

Анотація. Енергетична ефективність суднових двигунів внутрішнього згорання суттєво залежить від ефективності систем утилізації теплоти вихідних газів, однією із яких являється газотурбінний надув.

Утилізація теплоти вихідних газів в системах газотурбінного надуву дозволяє суттєво збільшити потужність двигунів внутрішнього згорання та підвищити ефективний коефіцієнт корисної дії.

Застосування ексергетичного методу при термодинамічному аналізі систем газотурбінного надуву дозволяє враховувати не тільки кількісні характеристики енергетичних потоків, але і їх якість та визначити при цьому процеси з найбільшим рівнем необоротності, як в абсолютному так і в відносному визначенні.

Ключові слова: Ексергія, енергетична ефективність, утилізація теплоти, газотурбінний надув, двигун внутрішнього згорання.

Науково-технічний прогрес та розвиток енергомашинобудування обумовив суттєве підвищення енергетичної ефективності двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), які по праву відносяться до установок «малої» енергетики та знаходять широке застосування в різних галузях народного господарства у тому числі і в якості головних суднових енергетичних установок (СЕУ).

Підвищення термодинамічної ефективності СЕУ досягається у тому числі за рахунок утилізації роботи спроможності (ексергії) вихідних газів, яка як відомо має три складові: термічну, яка базується на різниці температур, механічну, яка базується на різниці тисків вихідних газів та зовнішнього середовища та динамічну, яка базується на кінетичній енергії вихідного потоку газів [1,3].

Температурні потенціали вихідних газів сучасних ДВС лежать в межах 800-1000К, а тиск 0,7-1,0 Мпа. При цьому ексергетична складова вихідного потоку складає 40-60 % ексергії теплового потоку, який формується в камері згорання і тому являється суттєвим резервом для підвищення ефективності суднової енергетичної системи [2].

В двохтактних двигунах максимальний тиск при згоранні палива підвищився до рівня 130 бар, а тиск систем надуву до 3,5-5,0 бар, що дозволило підняти середній ефективний тиск до рівня 15-17 бар.

В чотирьохтактних ДВЗ середній ефективний тиск підвищився до рівня 18-27 бар, а максимальний тиск згорання палива до 150-175 бар. Максимальний тиск розпилу палива підвищився до рівня 1300-1800 бар [2].

Одним із засобів утилізації енергії вихідних газів є системи газодинамічного (газотурбінного) надуву, яка наряду з енергетичною доцільністю суттєво підвищує потужність ДВС.

Комплексна утилізація енергетичних потоків вихідних газів, наряду з вищевказаними удосконаленнями, дозволили підняти коефіцієнти перетворення енергії сучасних ДВЗ (ефективні ККД) до рівня 50-54 %.

Техніко-економічна ефективність процесів перетворення теплової енергії палива в теплоенергетичних установках, як відомо, суттєво залежить від термодинамічної досконалості (оборотності) процесів, які відбуваються в елементах (технічному обладнанні) установок [4].

Термодинамічний аналіз суднових утилізаційних систем виконується на основі методу функцій (універсальної ексергетичної функції), що дозволяє при цьому враховувати не тільки кількісну складову потоків енергії, але і оцінювати їх якість [1].

Ексергія потоку газу при цьому розраховується як максимальна робота яку можливо отримати в оборотних процесах при переході речовини до стану рівноваги з навколишнім середовищем.

На рис.1. ілюструється фізичний сенс поняття ексергії стану (поток) речовини. Позицією 1 визначено термодинамічний стан потоку речовини, а позицією 0 термодинамічний стан навколишнього середовища [4].

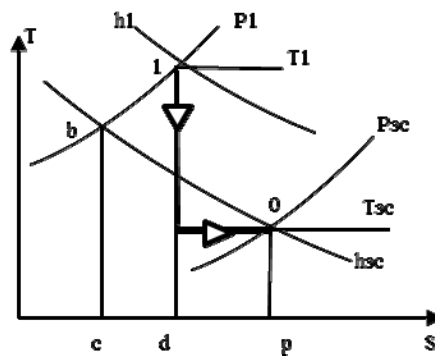


Рис. 1. Визначення ексергії потоку речовини

Оборотними процесами переходу в стан рівноваги є адіабатне розширення до температури навколишнього середовища (1-а) та підвід теплоти при температурі зовнішнього середовища (а – 0). Максимальна технічна питома робота (ексергія) при таких переходах розраховується як

$$e_1 = l_{1a} + l_{a0} = h_1 - h_a + T_m (s_a - s_o) - (h_a - h_o) = h_1 - h_o - T_{zc} (s_1 - s_o)$$

Ексергія теплового потоку розраховується з урахуванням термічного ккд циклу Карно [4]

$$E_Q = Q \frac{T_1 - T_{zc}}{T_1}$$

Ефективність процесів в теплоенергетичних системах при цьому розраховується як відношення ексергії потоків енергії на виході ($\sum E_{вих}$) із установки до ексергії потоків на вході ($\sum E_{вх}$). Цей коефіцієнт показує рівень необоротності (наближення реальних процесів по відношенню до оборотних) та називається коефіцієнтом термодинамічного рівня (термодинамічної досконалості):

$$\eta_{екс} = \frac{\sum E_{вих}}{\sum E_{вх}} = \frac{\sum E_{вх} - \sum \Pi_i}{\sum E_{вх}} = 1 - \frac{\sum \Pi_i}{\sum E_{вх}}$$

Різниця між $\sum E_{вх}$ та $\sum E_{вих}$ відповідає втратам ексергії $\sum \Pi_i$ в елементах (процесах) системи, які обумовлюються необоротністю в кожному із реальних процесів та розраховується, як відомо, за рівнянням Гюї- Стодола [4]

$$\sum \Pi_i = \sum T_{cp} \cdot \Delta S_i$$

де: ΔS_i - зростання ентропії системи в реальному процесі

T_{cp} - абсолютна температура зовнішнього середовища.

Загалом втрати ексергії відповідають кількості деградованої енергії, яка надходить до зовнішнього середовища в виді теплового потоку.

Газодинамічний надув – це процес стиснення атмосферного повітря в газотурбінному агрегаті перед направленням в ДВЗ, який комбінується на основі відцентрованого компресору та газової турбіни, розташованих на одному валу та в одному корпусі. Турбоагрегат встановлюється у вихідному тракті ДВЗ, що дозволяє використовувати суттєву частину енергії (роботи здатності) випускних газів, які в системах без надуву використовуються менш ефективно або викидаються до атмосфери. При цьому індикаторна потужність ДВЗ суттєво підвищується, що обумовлює зростання механічного ККД та відповідне зниження ефективної витрати палива

В сучасних ДВЗ застосовуються дві системи газотурбінного надуву: з імпульсним підводом газів до турбіни та ізобарним (при постійному тиску) [2].

При ізобарному процесі підводу теплоти вихідні гази спочатку переміщуються від циліндрів до випускного колектору з падінням тиску від p_1 а потім при постійному тиску p_2 подаються до турбіни де має місце політропне їх розширення.

Вибір системи надуву, базується на масову баланс повітря через турбокомпресор надуву G_k та газів через турбіну G_T , який встановлюється на основі енергетичного балансу турбоагрегату ($N_k = N_T$) [2].

При постійному тиску перед турбіною енергетичний баланс між потужністю компресора та турбіни забезпечується тільки при тисках надуву $p_s \geq 2$ бара. При тисках $p_s \leq 2$ можливий тільки імпульсний надув за

рахунок підвищення енергії газів на відносну величину коефіцієнту імпульсивності. Інколи режим постійного тиску застосовується при $p_s \leq 2$, коли вирівнювання енергетичного балансу турбоагрегату відбувається за рахунок застосування допоміжних нагнітачів або при зменшенні масової витрати повітря в ДВЗ [2].

В сучасних ДВЗ тиск надуву знаходиться в межах 0,3- 0, 5 Мпа і тому в подальшому аналізується газодинамічний турбонадув з постійним тиском (з колектором). При цьому частина ексергії потоку, яка пов'язана зі швидкістю потоку (динамічна складова) безповоротно втрачається.

Відповідно до рекомендацій [2] заряд повітря G_s (масова витрата повітря в ДВЗ), яке стискується в турбокомпресорі надуву,

$$G_s = V_s p_s \eta_H \varphi_a$$

може забезпечуватись за рахунок високого рівня надуву (підвищення густини повітря p_s), за рахунок збільшення коефіцієнту наповнення η_H при удосконаленні процесу газообміну та відповідного коефіцієнта продувки φ_a

Зменшення коефіцієнту продувки не є бажаним так, як при цьому знижується якість продувки циліндрів, підвищується температура робочих поверхонь та рівень теплової напруги циліндрово - поршневої групи [2].

Потужність компресору надуву розраховується за наступною залежністю

$$N_K = \frac{l_K}{\eta_K} G_s$$

Питома робота політропного стиснення в турбокомпресорі, кДж/кг

$$l_K = \frac{n}{n-1} R T_o \left(\pi_k^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

$\pi = p_k/p_o$ - рівень підвищення тиску в компресорі;

$n=1,6-2,0$ - рекомендовані показник політропи стиснення для систем газодинамічного надуву [2].

R-газова постійна повітря, кДж/кг К;

Масова витрата повітря через ДВЗ (турбокомпресор) залежить від ефективної потужності двигуна - N_e , відносної витрати палива - g_e , коефіцієнту надлишку продувального повітря $\varphi_a = 1,55-1,85$,

коефіцієнту надлишку повітря при згоранні палива - $a = 2-3$, теоретично необхідна витрата повітря при згоранні 1 кг палива - $L_o = 14,3$ кг/кг та розраховується наступним чином [2].

$$G_K = g_e \cdot N_e \cdot L_o \cdot a \cdot \varphi_a / 3600$$

Механічна потужність газової турбіни, кВт

$$N_T = G_T \cdot l_T \cdot \eta_T$$

Витрата газу через турбіну, кг/с

$$G_T = g_e N_e (1 + L_o a \varphi_a) / 3600$$

Ефективний коефіцієнт корисної дії турбіни визначається за характеристиками турбіни або приймається в межах 0,8-0,85 для турбін постійного тиску та 0,65-0,7 для турбін імпульсного типу[2].

В разі, коли потужність турбіни перевищує потужність компресору, необхідно надлишкову частину газів направити через байпасний клапан до силової турбіни, утилізаційного котла або в атмосферу. В тому разі, коли потужність турбіни недостатня, необхідно підвищити температуру газів перед турбіною.

Аналіз ефективності енергетичних перетворень в системі газотурбінного надуву суднового двохтактного дизельного двигуна виконувався на основі ексергетичний методу, який в цьому разі є найбільш доцільним. Параметри надувного повітря приймалися на рівні 3,5 Бар та температурі 318 К. при температурі зовнішнього середовища 303 К та нормальному атмосферному тиску. Вологість повітря в силу незначного впливу при цьому не враховувалась

Для аналізу була вибрана система з ізобарним надувом, що дозволяє не враховувати кінетичну складову ексергії потоку газів на виході із ДВЗ, який направляється із усіх циліндрів до газового колектору.

Основні параметри, які використовувались при аналізі, вибирались із розрахунку індикаторного процесу суднового двохтактного двигуна з ефективною потужністю 16787 кВт. Масова витрата повітря через

турбокомпресор розраховується в залежності від механічної потужності ДВЗ, питомої витрати палива, теоретично необхідного повітря для спалювання палива, коефіцієнта надлишкового повітря та коефіцієнту продувального повітря і складає для турбокомпресору компресору надуву $G_k = 48,46$ кг/с, що відповідає потужності компресору $N_k = 8944$ кВт.

При умові, що весь газ після ДВС буде направлятися на турбіну системи надуву її потужність буде складати $N_T = 12440$ кВт. При цьому має місце значне перевищення потужності турбіни по відношенню до потужності компресору що обумовлює енергетичний дисбаланс турбокомпресорного агрегату.

Так як тиск надувного повітря перевищує 2 кг/см², то відповідно до рекомендацій [2], масову витрату газів, які подаються на турбіну необхідно визначати із рівняння енергетичного балансу потужності турбокомпресору (N_k) та газової турбіни (N_T).

$$N_K = N_T \cdot \eta_M$$

або

$$G_T \cdot l_T \cdot \eta_T \cdot \eta_M = \frac{G_K \cdot l_K}{\eta_K}$$

де: η_T - політропний коефіцієнт корисної дії турбіни,
 l_T - питома робота політропного розширення, кДж/кг
 η_M - механічний коефіцієнт корисної дії
 l_T - питома робота політропного стиснення
 η_K - політропний коефіцієнт корисної дії компресору

Таким чином масова витрата повітря через систему турбонадуву складає

$G_k = 48,46$ кг/с, а масова витрата вихідних газів, які подаються на турбіну, розрахована із рівняння енергетичного балансу турбоагрегату складає $G_T^1 = 21,4$ кг/с, що відповідає потужності 8944 кВт. Тому частину газу після ДВЗ в кількості $G_p = 27,06$ кг/с необхідно подавати через байпасну систему до інших утилізаційних систем, в якості яких можуть застосовуватись утилізаційні паротурбінні установки або утилізаційні нагрівачі води та парогенератори [3].

Розрахункові параметри ДВЗ використовувались при розрахунках ексергії енергетичних потоків [1] та втрат ексергії, обумовлених необоротністю процесів [4].

Результати розрахунків приводяться в вигляді діаграми потоків ексергії системи газотурбінного надуву яка показана на рис.2.

Як видно із діаграми потоків ексергії, при відношенні ексергії надувного повітря Ex_4 до ексергії газів, які направляються на турбіну $Ex_T = Ex_1 - Ex_2 - \Delta Ex_1$, ексергетичний коефіцієнт корисної дії системи газотурбінного надуву дорівнює 32,5%.

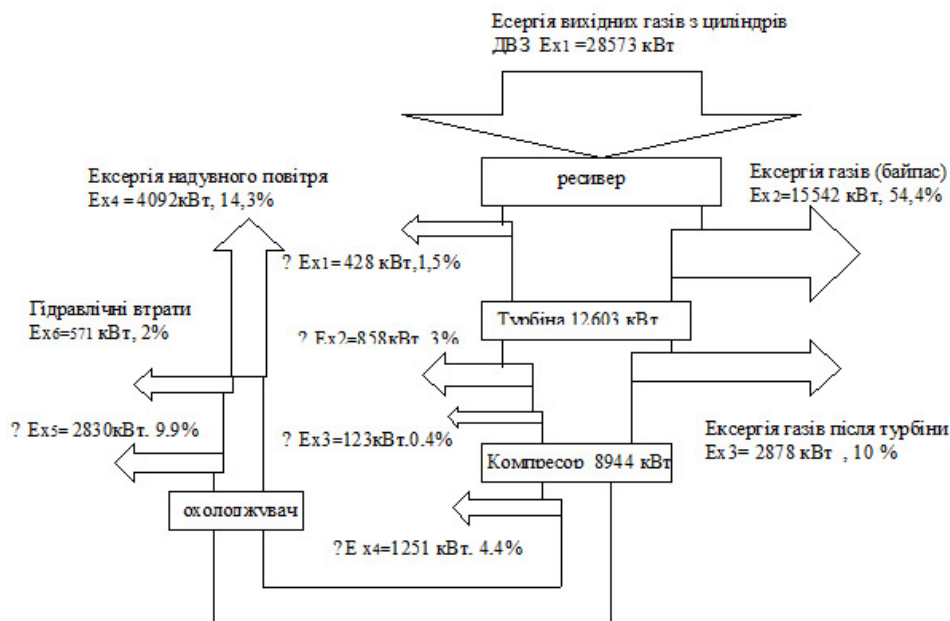


Рис.2. Діаграма потоків ексергії в системі газотурбінного надуву.

Загальна ексергія потоку вихідних газів після ДВЗ складає $E_{x1} = 28273$ кВт, частина якої в кількості 45,6% направляється на турбіну системи газотурбінного наддуву, а решта 54,4 % через байпас в систему утилізації (до силової турбіни, утилізаційного котла або в атмосферу). Втрати ексергії в ресивері, обумовлені деградацією кінетичної енергії газу та тепловою радіацією складають 1,5 %.

В якості вихідної ексергії розглядається ексергія надувного повітря $E_{x4} = 4092$ кВт, що складає 14,3% від загальної кількості ексергії після ДВЗ або 32,5 % від ексергії потоку газів який направляється на турбіну.

Втрати ексергії при розширенні газу в турбіні ΔE_{x2} складають відповідно 3 % по відношенню до ексергії газів після ДВЗ або 7 % по відношенню до ексергії газів перед турбіною, в компресорі ΔE_{x4} відповідно – 4,4 % (14%) , а механічні втрати ΔE_{x3} відповідно 0,4% (1%)

Ексергія газу після турбіни складає 10 % ексергії газів після ДВЗ або 22,8 % по відношенню до вхідної на турбіну ексергії, що являється резервом для підвищення загальної енергетичної ефективності і тому може бути використана для виробництва насиченої пари низького тиску, нагрівання води або для виробництва холоду в тепловикористовуючих холодильних машинах[3].

Втрати ексергії при стисненні повітря в турбокомпресорі $\Delta E_{x4} = 1251$ кВт складають відповідно 4,3 % (10 %) та можуть зменшуватись при підвищенні ефективності процесу стиснення. Ефективність процесу стиснення залежить від політропного ККД, який в свою чергу обумовлюється інтенсивністю теплообміну при стисненні повітря та роботою турбокомпресору в розрахункових режимах. Як відомо, показник політропи стиснення повітря в турбокомпресорах судових систем турбонадуву лежить в межах 1,6 - 2,0.

Суттєві втрати ексергії мають місце в охолоджувачі стиснутого повітря $\Delta E_{x5} = 2830$ кВт, що складає 22% від ексергії потоку, який подається на турбіну. Знизити такі втрати ексергії можливо при зменшенні різниці температур в охолоджувачі або підвищенні термічного потенціалу потоку при застосуванні теплового насосу.

На основі виконаного аналізу визначаються найбільш неефективні з термодинамічної точки зору процеси та визначаються заходи, які необхідно застосувати першочергово для підвищення енергетичної ефективності системи турбонадуву.

Але кінцеві рішення при оптимізації системи газотурбінного наддуву, або її елементів завжди необхідно приймати на основі мінімізації приведених витрат, які базуються на компромісному врахуванні не тільки термодинамічних вимог та рекомендацій але і відповідних економічних та екологічних вимог та затрат.

REFERENCES

1. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К.(1988). Эксергетический метод и его приложения. М.: Энергоиздат.
2. Возницкий И.В. Пунда А.С.(2008). Судовые двигатели внутреннего сгорания, Том 2. Москва: МОРКНИГА.
3. Захаров Ю.В. (2006). Перспективные направления утилизации низкопотенциальной теплоты вторичных энергоресурсов судовых дизельных установок. Сборник трудов НКУ, №4 (409), 128-131.
4. Мартыновский В.С. (1979). Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. Москва : Энергия.

Yaroshenko V.M.

Exergy analysis of gas turbine supercharging of ship internal combustion engines

Annotation. *The energy efficiency of shipboard internal combustion engines substantially depends on the efficiency of the heat recovery systems of flue gases, one of which is a gas turbine inflating.*

Utilization of the heat of exhaust gases in gas turbine supercharging systems can significantly increase the power of internal combustion engines and increase the effective efficiency

The application of the exergy method in thermodynamic analysis of gas turbine supercharging systems allows one to take into account not only the quantitative characteristics of the energy flows, but also their quality and to determine the processes with the highest level of irreversibility, both in absolute and relative terms.

Keywords: *Exergy, energy efficiency, heat utilization, gas turbine inflating, internal combustion engine*

Ярошенко В.М.

Эксергетический анализ газотурбинного наддува судовых двигателей внутреннего сгорания

Аннотация. *Энергетическая эффективность судовых двигателей внутреннего сгорания существенно зависит от эффективности систем утилизации теплоты уходящих газов, одной из которых является газотурбинный наддув.*

Утилизация теплоты уходящих газов в системах газотурбинного наддува позволяет существенно увеличить мощность двигателей внутреннего сгорания и повысить эффективный коэффициент полезного действия

Применение эксергетического метода при термодинамическом анализе систем газотурбинного наддува позволяет учитывать не только количественные характеристики энергетических потоков, но и их качество и определять при этом процессы с наибольшим уровнем необратимости, как в абсолютном так и в относительном определении.

Ключевые слова: Эксергия, энергетическая эффективность, утилизация теплоты, газотурбинный наддув, двигатель внутреннего сгорания

УДК 621.125.002

ПОВЫШЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО КПД И УДЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Вассерман А.А., д.т.н. профессор¹, Слынько А.Г., к.т.н. доцент²

^{1,2}Одесский национальный морской университет

^{1,2}Украина, Одесса

¹avas@paco.net ²asg_37@ukr.net

Аннотация. Предлагается способ осуществления термодинамического цикла паротурбинных установок (ПТУ), при котором давление конденсации пара не зависит от температуры окружающей среды благодаря охлаждению жидкости, обеспечивающей конденсацию. Охлаждение осуществляется с помощью теплоиспользующей холодильной установки. Расчёт цикла ПТУ показал эффективность этого способа, который целесообразно внедрить в практику.

Ключевые слова: паротурбинная установка; конденсация водяного пара; теплоиспользующая холодильная установка

Введение. Для повышения работы расширения пара в ПТУ необходимо давление конденсации пара поддерживать как можно ниже. В обычных ПТУ это давление ограничивается температурой забортной воды либо воды, охлаждаемой в градирне. Это в свою очередь ограничивает значения термического КПД и удельной работы таких ПТУ.

В настоящей работе предлагается способ осуществления термодинамического цикла ПТУ, при котором давление конденсации пара не зависит от температуры окружающей среды, и его значение регулируется температурой охлаждения жидкости, обеспечивающей конденсацию. Жидкость охлаждается с помощью утилизационной абсорбционной холодильной установки, работающей на уходящих газах парового котла этой ПТУ. Обоснование такого способа осуществления термодинамического цикла ПТУ является **целью работы**.

Основная часть. Эффективность предлагаемого способа проверена на примере установки с начальными параметрами пара $p_1=3,0$ МПа, $t_1=500^\circ\text{C}$ с промежуточным перегревом пара при $p_{\text{пр}}=0,5$ МПа, $t_{\text{пр}}=480^\circ\text{C}$. На рис. 1 приведена принципиальная схема такой ПТУ. Пар, получаемый в паровом котле 1, перегревается в первичном пароперегревателе 2. Расширившись в турбине высокого давления (ТВД) 4 до промежуточного давления, пар повторно перегревается во вторичном пароперегревателе 3, после чего подаётся в турбину низкого давления (ТНД) 5, где расширяется до давления значительно ниже атмосферного. Это давление зависит от температуры холодоносителя, охлаждаемого в утилизационной абсорбционной холодильной установке (УАХУ) 9, генератор пара которой подогревается уходящими газами котла. В качестве холодоносителя до давления конденсации $p_k=0,002$ МПа (температуры конденсации $t_k=17,5^\circ\text{C}$) можно использовать обычную воду, циркулирующую по замкнутому контуру через испаритель УАХУ и конденсатор пара 6. Соответствующее давление конденсации создаётся и поддерживается в конденсаторе вакуумным насосом 8. При меньших значениях p_k следует переходить к специальным рассолам.

Для иллюстрации эффективности предлагаемого способа осуществления цикла ПТУ нами выполнены соответствующие расчёты. В качестве базового принят цикл с давлением конденсации пара $p_k=0,005$ МПа,

Сербін С.І., Діасамідзе Б.Т. Теоретичні дослідження утворення оксидів азоту в двопаливній низькоемісійній камері згоряння ГТД.....	330
Горбов В.М., Соломонюк Д.М. Вплив параметрів робочого тіла газотурбінних установок складних циклів на масові показники їх регенераторів.....	332
Ярошенко В.М. Ексергетичний аналіз газотурбінного надуду суднових двигунів внутрішнього згорання.....	336
Вассерман А.А., Слынько А.Г. Повышение термического КПД и удельной работы паротурбинных установок.....	341
Наливайко В.С., Мисько В.О., Авдюнін Р.Ю., Румак П. В., Руденко О. В. Особливості використання СПГ в двопаливних ДВЗ СЕУ.....	344
Шалапко Д.О., Андрієнко Г.О., Омельченко А.В., Коробко В.В., Московко О.О. Способи додавання порційних водневих добавок в дизельні ДВЗ.....	347
Діасамідзе Б.Т. Вибір математичної моделі для прогнозування вигорання рідкого палива в двопаливній низькоемісійній камері згоряння.....	353
Наливайко В.С., Авдюнін Р.Ю., Андрієвський В.В., Руденко О. В. Розробка конструктивної схеми золотника для керування роботою клапанів суднових чотиритактних ДВЗ.....	357
Калініченко І.В., Меркотан А.В., Чиньоний Я.В., Хабленко Д.А. Аналіз показників циклу МОД судна при використанні турбіни з регулюючим прохідним перетинком.....	359
Філіпчук О.М., Горячкін В.Ю., Шевцов А.П. Зниження токсичності димових газів при спалюванні водопаливних емульсій.....	362
Калініченко І.В., Рекивчак С.С., Година В.В., Ващенко А.С. Аналіз екологічних та економічних показників допоміжних двигунів судна при керуванні процесом впорскування палива форсункою.....	369
Калініченко І.В., Ступка В.Г, Гаврилішин Д.А., Скрипець В.О. Вплив зміни тиску впорскування палива на екологічні показники дизель-генератора.....	372
Калініченко І.В., Рудь М.С., Селіванов О.Г., Дергунов О.В., Вплив вмісту сірки в паливі на економічну ефективність та технічний стан дизель-генератора.....	375
Філіпчук О.М., Горячкін В.Ю., Шевцов А.П. Можливості використання теплоти конденсації пари, що знаходиться у димових газах.....	378
Філіпчук О.М., Марков А.Е., Буренко О.В., Субботкіна О.П. Підвищення ефективності електродіалізного опріснення шляхом установки додаткових електродів.....	383
Максимов В.І., Грубий М.А., Шкарупа Р.Ю. Аналіз методів діагностування суднового теплоенергетичного обладнання.....	390
Шалапко Д.О., Поліш В.В., Василенко І.О. Підвищення ефективності СЕУ за рахунок використання металогібридних паливних елементів.....	393
Пирисунько М.А., Шевченко Г.В., Сургаєв А.В. Аналіз концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах суднових ДВЗ.....	396
Шалапко Д.О., Самойленко І.О., Галуненко Д.І., Дирів В.І. Исследование волнового эффекта в топливной аппаратуре при использовании малых добавок водорода к дизельному топливу.....	399
Хоменко В.С., Шкворченко В.П., Челпанов А.О. Особливості проектування МОД зі збільшеним відношенням S/D.....	402
Чередніченко О. К. Підвищення ефективності енергетичних установок високотехнологічних суден використанням термохімічної утилізації.....	406
Патлайчук В.М., Гаращенко О.Ф. Дослідження параметрів енергетичної установки катера на повітряній подушці водотоннажністю 150 т.....	412
Патлайчук В.М., Рябченко О.В. Дослідження впливу початкових параметрів газу ГТД на ефективність застосування утилізаційного контуру двох тисків.....	414
Уваров В.А., Андрієвський В.В., Семенов С.С. Підвищення ресурсу роботи прицевійних пар паливної апаратури суднових ДВЗ за рахунок обробки імпульсним магнітним полем.....	417