

О. П. УСАТИЙ, М. К. НОВІКОВ, М. О. ДАЛУДІН, Є. С. МІЩАНЕНКО

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ, ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТА РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ОЦІНКИ ПОТЕНЦІАЛУ ЛОКАЛЬНИХ ГАЗОВИХ МЕРЕЖ ТА ГАЗОВИХ РОДОВИЩ ЩОДО ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТУРБОДЕТАНДЕРІВ

Враховуючи той факт, що турбодетандерні установки забезпечують розосереджене виробництво електроенергії без шкідливого впливу на навколишнє середовище то перед енергетичною галуззю України стоїть задача якнайширшого впровадження турбодетандерних технологій. Для визначення найбільш пристосованих для впровадження турбодетандерних технологій локальних газових мереж, які оперують природним газом різного компонентного складу, різними тисками і температурами та масовими витратами газу потрібно мати можливість проведення швидкої експертної оцінки потенціалу цих газових мереж щодо можливості та раціональності впровадження турбодетандерних технологій для виробництва електроенергії. В статті наведена математична модель з оцінки потужності турбодетандера, як функції основних параметрів природного газу локальної газової мережі і внутрішнього відносно-го коефіцієнта корисної дії турбодетандера. Наведено приклад програмної реалізації математичної моделі на мові програмування C++. Показана програмна реалізація розв'язання рівнянь стану багатоконпонентних сумішей природного газу для чотирьох локальних газових мереж України. Приведені результати числових досліджень впливу параметрів природного газу та ККД на потужність, яку можна отримати при використанні турбодетандерів, а також виконано порівняльний аналіз локальних газових мереж щодо отримання максимальної потужності турбодетандерів. Розроблене програмне забезпечення може бути корисним, як для виробників турбодетандерів, так і замовників для проведення швидких експертних оцінок потенціалу локальних газових мереж і газових родовищ щодо доцільності використання турбодетандерів.

Ключові слова: турбодетандер, потужність, математична модель, програмне забезпечення, газові мережі, газові родовища.

O. USATYI, M. NOVIKOV, M. DALUDIN, E. MISCHANENKO

DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL, SOFTWARE AND COMPUTATIONAL STUDIES TO ASSESS THE POTENTIAL OF LOCAL GAS NETWORKS REGARDING THE FEASIBILITY OF USING TURBOEXPANDERS

Given the fact that turboexpander installations provide distributed electricity production without harmful effects on the environment, the energy sector of Ukraine is faced with the task of the widest possible implementation of turboexpander technologies. To determine the most suitable local gas networks for the implementation of turboexpander technologies, which operate with natural gas of different component composition, different pressures and temperatures and gas mass flows, it is necessary to have the ability to conduct a rapid expert assessment of the potential of these gas networks regarding the possibility and rationality of implementing turboexpander technologies for electricity production. The article presents a mathematical model for estimating the power of a turboexpander as a function of the main parameters of natural gas of the local gas network and the internal relative efficiency of the turboexpander. An example of a software implementation of the mathematical model in the C++ programming language is given. A software implementation of solving the equations of state of multicomponent mixtures of natural gas for four local gas networks of Ukraine is shown. The results of numerical studies of the influence of natural gas parameters and efficiency on the power that can be obtained when using turboexpanders are presented, and a comparative analysis of local gas networks in terms of obtaining the maximum power of turboexpanders is also performed. The developed software can be useful both for turboexpander manufacturers and customers for conducting rapid expert assessments of the potential of local gas networks and gas fields in terms of the feasibility of using turboexpanders.

Key words: turboexpander, power, mathematical model, software, gas networks, gas fields.

Вступ

Проблемам особливостей проектування та використання турбодетандерних технологій на газових мережах та газових родовищах присвячено досить багато наукових досліджень.

В роботі [1] зазначено, що однією з високоефективних сучасних альтернативних технологій виробництва електроенергії без нанесення практичної шкоди навколишньому середовищу є використання енергії стиснутого природного газу. Цей газ використовується як робоче тіло, зокрема в осьових турбодетандерах. Україна має значні родовища природного газу та розгалужену мережу магістральних трубопроводів для перекачування газу під високим тиском. Тому підвищення ефективності перетворення енергії стиснутого природного газу в механічну роботу для приводу електрогене-

раторів є важливою і актуальною задачею. В роботі наведені результати аналізу впливу основних геометричних параметрів проточних частин осьових турбодетандерів на їх ефективність. Для проведення розрахункових досліджень використано удосконалену математичну модель одновимірної течії в проточній частині та алгоритму, що її реалізує в програмному комплексі *TurboOptProject* (TOP). Розроблені алгоритми, що описують рівняння стану 9-компонентної суміші природного газу в діапазоні зміни параметрів, які відповідають умовам роботи вихідного і оптимального варіантів турбодетандера. Також враховано взаємодію і вплив на ефективність проточної частини протікань в кінцеві ущільнення системи регулювання осьового зусилля на ротор. Для отримання оптимального варіанту турбодетандера виконано удосконалення оптимізаційного алгоритму багаторів-

невої оптимізації складних технічних об'єктів. Проведені розрахункові дослідження та аналіз їх результатів показали можливість підвищення потужності оптимального варіанту проточної частини турбодетандера на 125,81 кВт (з 1608,86 кВт до 1734,67 кВт), а внутрішнього відносного ККД на 6,17 % (з 77,34 % до 83,51 %) в порівнянні з вихідним варіантом проточної частини.

В роботі [2] зазначено, що одним із найбільш раціональних методів утилізації енергії стисненого газу у трубопроводах є турбодетандерні установки. Зокрема, це – автономні турбодетандерні електричні станції. Для підвищення техніко-економічних показників такого типу машин розроблено принципово нову концепцію. Ця концепція орієнтована не на окремий аспект роботи установки, а на весь їх комплекс. Зокрема, як об'єкт досліджень розглядаються фізичні принципи, конструкції та технології. По-перше, на основі моделювання робочих процесів визначено ефективні параметри газодинамічних потоків та тепломасопереносу. По-друге, створені прогресивні конструкції турбодетандерних установок. По-третє, розроблені технології виготовлення деталей та вузлів турбодетандерних установок, що поєднують, на відміну від традиційних, різні види зміцнення для контактуючих деталей у їх парі. Для обґрунтування технічних рішень елементів турбодетандерних електростанцій застосовано метод параметричного моделювання. Це дає можливість визначати технічні характеристики цих установок за певного набору параметрів. Шляхом цілеспрямованого варіювання визначається рекомендований набір їхніх параметрів, які забезпечують підвищення найбільш важливих технічних характеристик. Формується спеціалізована база даних, яка містить масив інформації про закономірності впливу варіювання значущих параметрів на різні характеристики турбодетандерних електростанцій. Уже на цій основі розв'язуються задачі синтезу вдалих технічних рішень турбодетандерних електростанцій. У підсумку забезпечується їх висока енергоефективність. Так, досягається ККД за детандером на рівні 86 % та зростання ресурсу на 20 % – 25 %. Усі ці рішення втілені у низці унікальних турбодетандерних установок. Їх ефективність продемонстрована у ході експлуатації.

В роботі [3] відмічається, що останні роки стає поширеним явищем заміна дросельних клапанів системами на основі турбін (турбодетандерів), що забезпечує як регулювання тиску, так і рекуперацію енергії, наприклад, для виробництва електроенергії. Однак широкий діапазон можливих умов експлуатації, технічних вимог та конструктивних обмежень визначає високо індивідуалізовані конструкції цих турбодетандерів. Крім того, виробники зацікавлені в інструментах, що дозволяють їм швидко проектувати свою продукцію. З цих

причин у цій роботі запропоновано процедуру оптимізації проектування, яка дозволяє швидко розробити проект турбодетандера з урахуванням усіх вимог до гідродинаміки та технічних вимог, враховуючи вже отримані досягнення наукової спільноти з точки зору теорії експериментів та числових розрахунків. Для перевірки запропонованої методології розглянуто випадок одноступеневої аксіальної імпульсної турбіни. Однак розширення методології на інші турбомашини є простим. Зокрема, вимоги до проектування були виражені з точки зору максимально допустимого коефіцієнта розширення та коефіцієнта потоку, при досягненні принаймні мінімального заданого значення коефіцієнта навантаження турбіни. Фактично, це ітераційна процедура, що виконується до збіжності, що складається з таких кроків:

1) різні коефіцієнти втрат у турбіні встановлюються для оцінки її основних геометричних параметрів за допомогою одновимірної (1D) дослідження;

2) 2D профілі лопатей проектується за допомогою алгоритму оптимізації, заснованого на методі «в'язкої/нев'язкої взаємодії»;

3) потім проводиться 3D обчислювальне гідродинамічне (CFD) моделювання, а коефіцієнти втрат обчислюються та оновлюються.

Щодо CFD моделювання, було проведено попередню оцінку моделі на основі еталонного випадку, обраного в літературі. Вищезгадана процедура реалізована таким чином, щоб пришвидшити збіжність, поєднуючи аналітичні інтегральні моделі 1D/2D підходу з точними локальними розв'язками 3D підходу зі скінченим об'ємом. Показано, що метод здатний досягати узгоджених результатів, що дозволяє визначити конструкцію турбіни, яка відповідає вимогам більш ніж удвічі перевищує мінімально необхідний коефіцієнт навантаження.

Стаття [4] присвячена опису історії розвитку турбодетандерних технологій, опису конструкцій та принципу їх роботи, зокрема в кріогенних процесах. Розглянуто ефект Джоуля-Томсона, а також переваги турбінного розширення над дроселюванням. Наведено приклади застосування в зрідженні природного газу, етиленових установках, повітряному розділенні та генерації енергії. Стаття містить технічні схеми, опис магнітних підшипників, компресорних секцій та ефективності турбодетандерів.

Використання турбодетандера [5] замість регулятора призводить до зниження температури на виході. Зниження температури газу до температури замерзання води в газі може пошкодити обладнання станції. У цій роботі моделюється потік газу в турбодетандері за реальних умов станції зниження тиску природного газу та прогнозується величина зниження температури газу під час цього

процесу. Рівняння нерозривності, рівняння Нав'є-Стокса, енергія та модель турбулентності $k-\epsilon$ розв'язані за допомогою *CFD*. Отримано результати моделювання для дванадцяти реальних випадків, включаючи три різні вхідні тиски, два різні вихідні тиски та дві різні вхідні температури. Результати показують, що майже на кожному зниженні тиску на 9 фунтів на квадратний дюйм температура знижується на 1 °C. Також найбільше падіння температури відбувається в середній частині виходу. Результати показують, що через дуже низьку температуру вихідного газу використання турбодетандера у випадку станцій високого тиску не рекомендується. У випадку станцій середнього тиску турбодетандер може використовуватися з нагрівачем. У випадку станцій низького тиску, оскільки температура в центрі виходу нижча, ніж в інших точках, встановлення змішувача потоку може вирішити проблему замерзання.

В роботі [6] розглядається розроблена математична модель зниження тиску природного газу в багатоступеневому турбодетандері з використанням термодинамічного підходу та врахуванням реальних властивостей газу. Показано, що максимальне використання енергії надлишкового тиску природного газу забезпечується, коли співвідношення тиску на виході до тиску на вході перевищує критичне значення на кожному ступені. Розрахунком визначено зміну температури природного газу та його технічну роботу на кожному ступені турбодетандера. Встановлено, що швидкості зниження температури та приросту технічної роботи природного газу зростають від ступеня до ступеня турбодетандера. Порівняння розрахункових та експериментальних значень параметрів продуктивності газових турбодетандерів показує, що вони добре узгоджуються.

Останні дослідження демонструють значний прогрес у моделюванні турбодетандерів, зокрема завдяки розвитку обчислювальної гідродиніміки (*CFD*). Використання *CFD* дозволяє глибоко аналізувати поведінку турбодетандерів за різних робочих умов, що критично важливо для підвищення їх ефективності.

Зокрема, в роботах [7] і [8] досліджувався вплив зміни геометричних характеристик турбодетандерів на їх інтегральні показники якості. Для цього використовується 3D моделювання термо та газодинамічних процесів в проточних частинах турбодетандерів (*CFD*). Вказані роботи спрямовані на оптимізацію конструкції та підвищення енергетичної ефективності турбодетандерів.

Є досить багато наукових робіт, наприклад, [9] і [10], в яких на різних етапах проєктування поряд з 3D моделюванням використовуються і одновимірні математичні моделі.

Поряд з розрахунковими дослідженнями турбодетандерів, вони є і предметом експерименталь-

них досліджень. Так, в роботах [11] і [12] були підняті питання пов'язані з пришвидшенням процесів проєктування турбодетандерів. Для цього були розроблені і застосовані експериментальні методи, за використанням яких вдалося скоротити терміни індивідуального проєктування турбодетандерів. Виробники цінують і підтримують швидкі та адаптивні інструменти проєктування, які дозволяють скоротити час виходу на ринок.

Тому питання пов'язані з розробкою математичних моделей та створенням програмного забезпечення для швидкої експертної оцінки потенціальних можливостей локальних газових мереж та газових родовищ щодо використання турбодетандерних технологій є досить важливими і актуальними.

Мета роботи

Метою даної роботи є розробка математичної моделі та створення програмного забезпечення для проведення швидкої експертної оцінки потенціалу локальних газових мереж та газових родовищ, які оперують природним газом різного компонентного складу, різними тисками і температурами та масовими витратами газу щодо можливості та раціональності впровадження турбодетандерних технологій для виробництва електроенергії.

Виклад основного матеріалу

Основною задачею швидкої оцінки потенціалу локальних газових мереж щодо використання турбодетандерів є визначення максимально можливої потужності на валу турбодетандера, яку можна отримати для тієї чи іншої локальної газової мережі чи газового родовища, а також впливу на потужність зміни значень наступних параметрів:

- повних тиску і температури на вході в турбодетандер ($\bar{P}_0, \bar{t}_0$);
- статичного тиску на виході (p_2);
- масової витрати природного газу через турбодетандер (G_0);
- внутрішнього коефіцієнта корисної дії турбодетандеру (η_{oi}).

Для розв'язання цієї задачі були виконані обов'язкові підготовчі дії та розроблені відповідні алгоритми:

- 1) Підготовлені (отримані) компонентні склади природного газу декількох локальних газових мереж України.
- 2) Визначилися з переліком параметрів стану багатокомпонентних сумішей природного газу, які необхідно буде використати в процесі розробки математичної моделі з оцінки потужності турбодетандера.

3) Створені табличні дані для оцінки значень необхідних параметрів з оцінки стану робочого тіла (багатокомпонентної суміші природного газу), як функції значень двох відомих параметрів.

4) Розроблений алгоритм розрахунку значень необхідних параметрів стану багатокомпонентних сумішей природного газу (з використанням табличних даних), як функції значень двох відомих параметрів для $h-s$ діаграми.

5) Розроблено алгоритм оцінки потужності турбодетандера ($N_{\text{тд}}$), як функції $\bar{p}_0, \bar{t}_0, p_2, G_0$ і η_{oi} .

6) Розроблено програмне забезпечення, яке реалізує вищезазначені алгоритми.

Проведено розрахункові дослідження та аналіз для кількох локальних мереж з точки зору по-

тенційної можливості впровадження на них турбодетандерних технологій.

Для тестування і розробки математичної моделі та програмного забезпечення з швидкої оцінки потенціалу локальних газових мереж щодо використання турбодетандерів були використані варіанти сумішей компонентів природного газу чотирьох локальних мереж України. Для збереження комерційної таємниці ми їх позначимо номерами (1, 2, 3 і 4) не вказуючи територіальної локації цих мереж.

В табл. 1 наведені дані по багатокомпонентним сумішам природного газу, які використовуються в цих локальних газових мережах.

В табл. 2 наведені діапазони зміни основних параметрів цих сумішей природного газу в кожній локальній газовій мережі на протязі року.

Таблиця 1 – Багатокомпонентні суміші чотирьох локальних газотранспортних мереж

Позначення компонента	Назва компонента	Відсоток в суміші, %			
		Мережа № 1	Мережа № 2	Мережа № 3	Мережа № 4
CH ₄	Метан	86,086	95,062	94,363	94,363
C ₂ H ₆	Етан	6,343	2,169	2,617	2,617
C ₃ H ₈	Пропан	2,327	0,369	0,558	0,558
iC ₄ H ₁₀	i-Бутан	0,272	0,046	0,064	0,064
nC ₄ H ₁₀	n-Бутан	0,51581	0,055	0,086	0,084
iC ₅ H ₁₂	i-Пентан	0,2145	0,014	0,022	0,022
nC ₅ H ₁₂ +вище	n-Пентан+	0	0,04	0,053	0,053
He	Гелій	0	0	0	–
O ₂	Кисень	0,9003	0,0011	0,011	0,011
N ₂	Азот	0,9003	2,145	1,704	1,704
CO ₂	Вуглекислий газ	2,441	0,107	0,522	0,522
H ₂ S	Сірководень	0	0	0	0
Інше	–	0	0	0	0
ЗАГАЛОМ:		99,99999	100,008	100,000	100,000

Таблиця 2 – Діапазони зміни основних параметрів природного газу на протязі року в локальній газовій мережі

Назва параметра	№ 1		№ 2		№ 3		№ 4	
	min	max	min	max	min	max	min	max
Повний тиск на вході (абс), $\bar{p}_0$, бар	3,8	5,8	1,5	4,0	2,6	4,2	2,6	4,2
Повна температура на вході, $\bar{t}_0$, °C	–10,0	0,0	0,0	20,0	–4,0	32,0	0,0	25,0
Тиск на виході (абс), p_2 , бар	2,0	3,5	0,2	1,0	0,4	1,0	0,8	1,4
Масова витрата на вході, G_0 , кг/с	30,0	50,0	5,5	40,0	25,0	40,0	40,0	60,0

Визначення переліку параметрів стану багатокомпонентних сумішей природного газу, які необхідно буде використати в процесі розробки математичної моделі з оцінки потужності турбодетандера

Для оцінки потенційної можливості застосування турбодетандерної установки замовнику, в першу чергу, потрібно знати в якому діапазоні на протязі року буде змінюватися потужність турбо-

детандера, в разі його застосування, на конкретній локальній газовій мережі. Враховуючи той факт, що на момент проведенні такої оцінки ще відсутня конструкція турбодетандера і не відомо якою буде його ефективність після його проєктування і виготовлення, то в даній роботі було застосовано підхід заснований на визначенні потужності турбодетандера $N_{\text{тд}}$, як функції від наявного перепаду ентальпій $\bar{H}_0$ (наявного теплоперепаду), масової

витрати G_0 та внутрішнього коефіцієнта корисної дії η_{oi} . Тобто була використана загальновідома формула для розрахунку потужності осьової турбіни [13], [14]:

$$N_{\text{тд}} = f(\bar{H}_0, G_0, \eta_{oi}) = \bar{H}_0 G_0 \eta_{oi}. \quad (1)$$

Значення наявного перепаду ентальпій ($\bar{H}_0$) на проточну частину турбодетандера в явному вигляді в табл. 2 відсутнє. В той же час в цій таблиці присутні значення параметрів за якими можна визначити $\bar{H}_0$. До числа цих параметрів відносяться: повний тиск на вході в турбодетандер ($\bar{p}_0$), повна температура на вході в турбодетандер ($\bar{t}_0$) і статичний тиск на виході з турбодетандера (p_2). Тобто $\bar{H}_0$ є функцією цих параметрів, а саме:

$$\bar{H}_0 = f(\bar{p}_0, \bar{t}_0, p_2). \quad (2)$$

Із (2) видно, що для визначення $\bar{H}_0$ потрібно мати залежності, які повинні моделювати рівняння стану багатокомпонентних сумішей природного газу із табл. 1. Використовуючи дані по кожній локальній газовій мережі щодо діапазонів зміни масової витрати (G_0), значень повних тиску і температури на вході в турбодетандер ($\bar{p}_0, \bar{t}_0$), а також статичного тиску на виході з турбодетандера (p_2) були побудовані відповідні табличні двопараметричні залежності для визначення наступних параметрів:

$$S_0 = f(\bar{p}_0, \bar{t}_0), \quad (3)$$

$$\bar{h}_0 = f(\bar{p}_0, \bar{t}_0) \text{ або } \bar{h}_0 = f(\bar{p}_0, S_0), \quad (4)$$

$$h_2 = f(p_2, S_0), \quad (5)$$

де S_0 – ентропія суміші природного газу на вході в турбодетандер, як функція повного тиску ($\bar{p}_0$) і повної температури ($\bar{t}_0$);

$\bar{h}_0$ – повна ентальпія суміші природного газу на вході в турбодетандер, як функція повного тиску ($\bar{p}_0$) і повної температури ($\bar{t}_0$), або повного тиску ($\bar{p}_0$) і ентропії (S_0).

Маючи табличні залежності для визначення ентропії $S = f_s(p, t)$, як функції тиску p і температури t , визначення ентальпії $h = f_h(p, t)$, як функції тиску p і температури t та визначення ентальпії $h = f_h(p, S)$, як функції тиску p і ентропії S для сумішей природного газу локальних газових мереж № 1 – 4 використовуємо метод лінійної інтерполяції і застосуємо його для двомірних таблиць, тобто використовуємо алгоритм лінійної інтерполяції на поверхні, який був запрограмований на мові *Microsoft Visual C++*. Скрин коду програмної реалізації алгоритму наведено на рис. 1.

Розробка алгоритму оцінки прогнозованої потужності турбодетандера ($N_{\text{тд}}$)

Розробка алгоритму оцінки прогнозованої потужності турбодетандера ($N_{\text{тд}}$), як залежності (1) базується на використанні алгоритму лінійної інтерполяції на поверхні (рис. 1), а також табличних двопараметричних залежностей (3) – (5).

Для цього в залежності від вибраної локальної газотранспортної мережі з потрібним компонентним склад природного газу (табл. 1), використовуючи відповідні табличні дані для оцінки параметрів стану багатокомпонентного природного газу та алгоритм лінійної інтерполяції на поверхні (рис. 1) проводимо почерговий розрахунок значень наступних параметрів:

– ентальпії природного газу на вході в турбодетандер $h = f_h(p, t)$;

$$\bar{h}_0 = 1.e^3 \text{INTERPOL2}(i, \text{sizeof}(t)/\text{sizeof}(t[0]), \text{sizeof}(p)/\text{sizeof}(p[0]), t, p, f_h(p, t), \bar{t}_0, \bar{p}_0);$$

– ентропії природного газу на вході в турбодетандер $S = f_s(p, t)$;

$$S_0 = 1.e^3 \text{INTERPOL2}(i, \text{sizeof}(t)/\text{sizeof}(t[0]), \text{sizeof}(p)/\text{sizeof}(p[0]), t, p, f_s(p, t), \bar{t}_0, \bar{p}_0);$$

– ентальпії природного газу на виході із турбодетандера $h = f_h(p, S)$;

$$h_2 = 1.e^3 \text{INTERPOL2}(i, \text{sizeof}(p)/\text{sizeof}(p[0]), \text{sizeof}(S)/\text{sizeof}(S[0]), p, S, f_h(p, t), p_2, S_0),$$

де $\text{sizeof}(p)/\text{sizeof}(p[0])$ – команда, за якою визначається розмірність масиву p ;

$\text{sizeof}(t)/\text{sizeof}(t[0])$ – команда, за якою визначається розмірність масиву t ;

```

/*****
* Лінійна інтерполяція на поверхні функції 2-х аргументів *
*****/
double Common :: INTERPOL2 (int n, int m, double *x, double *y,
                             double *z, double xx, double yy)
{
    n, m      - розмірності масивів-аргументів;
    x[n], y[m] - однобимірні масиви-аргументи;
    z[n][m]    - двобимірний масив-функція;
    xx, yy     - задані значення аргументів;
    zz        - результат, значення функції в точці (xx,yy);
}

int i, j, m1, i1, j1, i0, j0;
double s, s1, s2, zz;
for (i=1; i < n; i++)
{
    i0 = i;
    if (x[i] > xx) break;
}
for (j=1; j < m; j++)
{
    j0 = j;
    if (y[j] > yy) break;
}
i1 = i0-1; j1=j0-1; m1=m*i1;
s1 = (xx-x[i1])/(x[i0]-x[i1]);
s2 = z[m1+j1]+(z[m1+m+j1]-z[m1+j1])*s1;
s2 = z[m1+j0]+(z[m1+m+j0]-z[m1+j0])*s1;
zz = s1+(s2-s1)*(yy-y[j1])/(y[j0]-y[j1]);
return zz;
}

```

Рис. 1 – Скрин коду програмної реалізації алгоритму лінійної інтерполяції на поверхні функції двох аргументів

$\text{sizeof}(S)/\text{sizeof}(S[0])$ – команда, за якою визначається розмірність масиву S .

Нижче на рис. 2 показано скрин коду програмної реалізації розробленого алгоритму розрахунку значень повної ентальпії і ентропії природного газу на вході в турбодетандер, а також значення статичної ентальпії за турбодетандером.

Далі, знаючи значення повної ентальпії на вході в турбодетандер ($\bar{h}_0$) і значення статичної ентальпії (h_2) природного газу на виході із турбодетандера розрахуємо наявний перепад ентальпій вздовж лінії постійної ентропії (ізоентропії S_0):

$$\bar{H}_0 = \bar{h}_0 - h_2. \quad (6)$$

Враховуючи, що реальний (сумарний) наявний перепад ентальпій на турбодетандер буде дещо більшим за рахунок використання кінетичної енергії вихідної швидкості ступенів турбодетандера, та урахування коефіцієнту повернення тепла:

$$\bar{H}_0 = 1,04 \bar{H}. \quad (7)$$

Коефіцієнт 1,04 було визначено відповідно до попередніх теплових розрахунків турбодетандера УДЕУ-2500-У2, які показали, що сума наявних перепадів ентальпій усіх ступенів турбодетандера більша від наявного перепаду ентальпій, розрахованого вздовж основної ізоентропії приблизно на 4 %.

Таким чином, маючи уточнене значення наявного перепаду ентальпій ($\bar{H}_0$), величину масової витрати природного газу через турбодетандер (G_0) і значення внутрішнього відносного ККД (η_{oi}) визначимо оціночне ймовірно-можливе значення потужності турбодетандера можна визначити за формулою (1).

Скрин програмного коду розрахунку реального (сумарного) наявного перепаду ентальпій на турбодетандер та його потужності наведено на рис. 3.

Для наочності на рис. 4 показано вигляд діалогового вікна з заданими значеннями параметрів в правій колонці нижньої таблиці: повні тиск і температура природного газу на вході в турбодетандер $\bar{p}_0 = 5$ бар, $\bar{t}_0 = -5$ °C. Статичний тиск на виході із турбодетандера $p_2 = 2$ бар; масова витрата природного газу на вході в турбодетандер $G_0 = 45$ кг/с і внутрішній відносний ККД турбодетандера $\eta_{oi} = 80$ %. Після натискання кнопки «Calc» результат розрахунку прогнозованої потужності виводиться в нижню комірку ($N_{\text{тд}} = 2811,4$ кВт).

```
case 30: // ентальпія по швидкості і неперепаді
/* P */ X/=1e5;
ret = 1.e3*INTERPOL2(0, sizeof(f0_t)/sizeof(f0_t[0]), sizeof(f0_p)/sizeof(f0_p[0]),
f0_t, f0_p, h_f0_pt, Y, X); // h=f(p,t);
break;
case 31: // ентальпія по швидкості і неперепаді
/* P */ X/=1e5;
ret = 1.e3*INTERPOL2(0, sizeof(f0_t)/sizeof(f0_t[0]), sizeof(f0_p)/sizeof(f0_p[0]),
f0_t, f0_p, s_f0_pt, Y, X); // S=f(p,t);
break;
case 9: // ентальпія по швидкості і ентальпії
case 7:
{
/* P */ S/=
X/=1e5; Y/=1e3;
ret = 1.e3*INTERPOL2(0, sizeof(f4_p)/sizeof(f4_p[0]), sizeof(f4_s)/sizeof(f4_s[0]),
f4_p, f4_s, h_f4_ps, X, Y); // h=f(p,S);
}
break;
```

Рис. 2 – Скрин коду програмної реалізації розробленого алгоритму розрахунку значень повної ентальпії і ентропії природного газу на вході в турбодетандер, а також значення статичної ентальпії за турбодетандером

```
H0 = h0 - h2; // наявний перепад ентальпій
H0*=1.04; // збільшення сумарного наявного перепаду ентальпій за рахунок
// використання вихідної швидкості попередніх ступенів
N = H0*G0*kjd/1000.; // потужність турбодетандера, [кВт]
```

Рис. 3 – Скрин коду програмної реалізації розробленого алгоритму розрахунку реального (сумарного) наявного перепаду ентальпій на турбодетандер та його потужності

Expert_Detander

Оперативна оцінка детандера

Виберіть суміш газу: Солоха

№	Склад	Компоненти	Відсотків
1	CH4	Метан	86.086
2	C2H6	Етан	6.343
3	C3H8	Пропан	2.327
4	i-C4H10	i-Бутан	0.272
5	n-C4H10	n-Бутан	0.5158
6	i-C5H12	i-Пентан	0.2145
7	n-C5H12+	n-Пентан+	0
8	He	Гелій	0
9	O2	Кисень	0.9003
10	N2	Азот	0.9003
11	CO2	Вуглекислий газ	2.441
12	H2S	Сірководень	0
13	Інше	Інше	0
14		ЗАГАЛОМ:	99.9999

Введіть вихідні дані:

№	Параметр	Діапазон	Значення
1	Тиск на вході (абс), Бар	3.8 - 5.8	5
2	Температура на вході, C	-10.0 - 0.0	-5
3	Тиск на виході (абс), Бар	1.0 - 3.5	2
4	Масова витрата на вході, кг/с	30.0 - 50.0	45
5	Внутрішній відносний ККД, %	65.0 - 90.0	80

Прогнозована потужність турбодетандера, кВт: 2811.4

Calc

Рис. 4 – Стан діалогового вікна після проведення розрахунку вірогідно-прогнозованої потужності турбодетандера

Як видно із наведеної послідовності дій, розроблений програмний засіб дозволяє дуже просто і швидко робити оцінку прогнозованої потужності турбодетандерів за параметрами і складом багатокомпонентних сумішей природного газу локальних газових мереж і газових родовищ.

В якості прикладу оцінки впливу на значення прогнозованої потужності турбодетандера значень вихідних параметрів на рис. 5 наведені скрини нижньої частини діалогового вікна з вихідними даними і результатами розрахунку.

Введіть вихідні дані:

Параметр	Діапазон	Значення
1 Тиск на вході (абс), Бар	3.8 - 5.8	4
2 Температура на вході, С	-10.0 - 0.0	-5
3 Тиск на виході (абс), Бар	1.0 - 3.5	2
4 Масова витрата на вході, кг/с	30.0 - 50.0	45
5 Внутрішній відносний ККД, %	65.0 - 90.0	80

Прогнозована потужність турбодетандера, кВт: 2261.33

Calc

а

Введіть вихідні дані:

Параметр	Діапазон	Значення
1 Тиск на вході (абс), Бар	3.8 - 5.8	4
2 Температура на вході, С	-10.0 - 0.0	-5
3 Тиск на виході (абс), Бар	1.0 - 3.5	3
4 Масова витрата на вході, кг/с	30.0 - 50.0	45
5 Внутрішній відносний ККД, %	65.0 - 90.0	80

Прогнозована потужність турбодетандера, кВт: 993.548

Calc

б

Введіть вихідні дані:

Параметр	Діапазон	Значення
1 Тиск на вході (абс), Бар	3.8 - 5.8	4
2 Температура на вході, С	-10.0 - 0.0	-5
3 Тиск на виході (абс), Бар	1.0 - 3.5	3
4 Масова витрата на вході, кг/с	30.0 - 50.0	35
5 Внутрішній відносний ККД, %	65.0 - 90.0	80

Прогнозована потужність турбодетандера, кВт: 772.76

Calc

в

Рис. 5 – Вплив значень вихідних параметрів на вірогідно-прогнозовану потужність турбодетандера: а – вихідний варіант; б – збільшений тиск на виході з турбодетандера з 2 бар до 3 бар; в – зменшене масова витрата з 45 кг/с до 35 кг/с

Результати розрахункових досліджень та аналіз для чотирьох локальних мереж

1 Локальна газова мережа № 1

Результати розрахункових досліджень щодо визначення рівня вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$) турбодетандера, як функції від повного тиску ($\bar{p}_0$) на вході і статичного тиску (p_2) на виході із турбодетандера при масовій витраті природного газу ($G_0 = 45$ кг/с), повній температурі на вході ($\bar{t}_0 = -5$ °С) і внутрішньому відносному ККД турбодетандера ($\eta_{oi} = 80$ %) показані на рис. 6.

В табл. 3 наведені діапазон зміни вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$, МВт) турбодетандера для локальної газової мережі № 1 при різних значеннях $\bar{t}_0$, G_0 і η_{oi} .

Характер впливу $\bar{p}_0$ і p_2 на вірогідно-прогнозовану потужність ($N_{\text{тд}}$) при різних значеннях $\bar{t}_0$, G_0 і η_{oi} за формою подібні рис. 6, а значення $N_{\text{тд}}$ відповідно будуть іншими.

2 Локальна газова мережа № 2

Результати розрахункових досліджень щодо визначення рівня вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$) турбодетандера, як функції від повної температури ($\bar{t}_0$) на вході і внутрішньому відносного ККД турбодетандера (η_{oi}) при масовій витраті природного газу ($G_0 = 45$ кг/с), повному тиску ($\bar{p}_0 = 3,5$ бар) на вході і статичному тиску ($p_2 = 0,5$ бар) на виході із турбодетандера показані на рис. 7.

В табл. 4 наведені діапазон зміни вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$, МВт) турбодетандера при використанні в якості робочого тіла природного газу локальної газової мережі № 2 для заданих значень $\bar{p}_0$, p_2 і G_0 .

Характер впливу $\bar{t}_0$ і η_{oi} на вірогідно-прогнозовану потужність ($N_{\text{тд}}$) при різних значеннях $\bar{p}_0$, p_2 і G_0 подібні рис. 7, а значення будуть відповідно іншими.

3 Локальна газова мережа № 3

Результати розрахункових досліджень щодо визначення рівня вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$) турбодетандера, як функції від масової витрати (G_0) і внутрішнього відносного ККД турбодетандера (η_{oi}) при повному тиску на вході ($\bar{p}_0 = 4$ бар), статичному тиску на виході ($p_2 = 4$ бар), та повній температурі на вході ($\bar{t}_0 = 10$ °С) наведено на рис. 8.

В табл. 5 наведені діапазон зміни вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$, МВт) турбодетандера при використанні в якості робочого тіла природного газу локальної газової мережі № 3 для заданих значень $\bar{p}_0$, p_2 і $\bar{t}_0$.

Характер впливу G_0 і η_{oi} на вірогідно-прогнозовану потужність ($N_{\text{тд}}$) при різних значеннях $\bar{p}_0$, p_2 і $\bar{t}_0$ подібні рис. 8, а значення будуть відповідно іншими.

4 Локальна газова мережа № 4

Результати розрахункових досліджень щодо визначення рівня вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$) турбодетандера, як функції від повного тиску на вході ($\bar{p}_0$) і масової витрати (G_0) турбодетандера при заданих значеннях внутрішнього відносного ККД ($\eta_{oi} = 80\%$), повного тиску на вході ($\bar{t}_0 = 10^\circ\text{C}$), і статичного тиску на виході ($p_2 = 1,0$ бар) наведено на рис. 9.

В табл. 6 наведені діапазон зміни вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$, МВт) турбодетандера при використанні в якості робочого тіла

природного газу локальної газової мережі № 4 для заданих значень η_{oi} , p_2 і $\bar{t}_0$.

Характер впливу G_0 і η_{oi} на вірогідно-прогнозовану потужність ($N_{\text{тд}}$) при різних значеннях η_{oi} , p_2 і $\bar{t}_0$ подібні рис. 9, а значення будуть відповідно іншими.

Визначення діапазонів зміни вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$) турбодетандерів характерних для чотирьох локальних газових мереж

З використанням наведеної математичної моделі та розробленого на її базі програмного забезпечення були визначені мінімально і максимально можливі значення вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$) турбодетандерів характерних для чотирьох локальних газових мереж, як функції $\bar{p}_0$, $\bar{t}_0$, p_2 , G_0 і η_{oi} , які відповідали їх граничним значенням відповідно до табл. 2.

Таблиця 3 – Діапазон зміни вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$, МВт) турбодетандера для локальної газової мережі № 1 при $\bar{t}_0 = -5^\circ\text{C}$, $G_0 = 45$ кг/с і

Параметр	$\eta_{oi} = 70\%$		$\eta_{oi} = 80\%$		$\eta_{oi} = 90\%$	
	p_2 , бар		p_2 , бар		p_2 , бар	
$\bar{p}_0$, бар	1,0	3,5	1,0	3,5	1,0	3,5
3,8	2,99756	0,225431	3,42578	0,257636	3,85401	0,28984
5,8	3,72006	1,34796	4,25149	1,54053	4,78293	1,73309

Таблиця 4 – Діапазон зміни вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$, МВт) турбодетандера для локальної газової мережі № 2 при $\bar{p}_0 = 3,5$ бар і $G_0 = 35$ кг/с

Параметр	$p_2 = 0,2$ бар		$p_2 = 0,5$ бар		$p_2 = 1,0$ бар	
	η_{oi} , %		η_{oi} , %		η_{oi} , %	
$\bar{t}_0$, $^\circ\text{C}$	65,0	90,0	65,0	90,0	65,0	90,0
0	5,01308	6,94119	3,99655	5,53369	2,85902	3,95865
20	5,49440	7,60763	4,38815	6,07590	3,14308	4,35196

Таблиця 5 – Діапазон зміни вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$, МВт) турбодетандера для локальної газової мережі № 3 при $\bar{p}_0 = 4$ бар і $p_2 = 0,8$ бар

Параметр	$\bar{t}_0 = -4^\circ\text{C}$		$\bar{t}_0 = 10^\circ\text{C}$		$\bar{t}_0 = 32^\circ\text{C}$	
	η_{oi} , %		η_{oi} , %		η_{oi} , %	
G_0 , кг/с	65,0	90,0	65,0	90,0	65,0	90,0
25	2,39044	3,3098	2,56741	3,55488	2,8414	3,93419
40	3,82470	5,2957	4,10786	5,68781	4,5462	6,29470

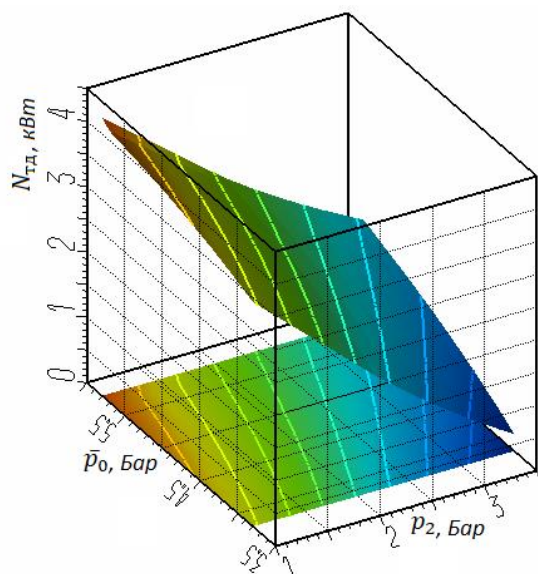


Рис. 6 – Вплив на потужність турбодетандера повного тиску на вході і тиску на виході при використанні в якості робочого тіла природного газу локальної мережі № 1

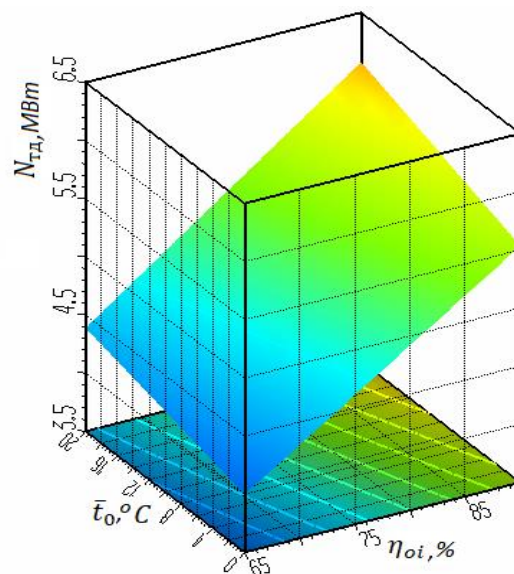


Рис. 7 – Вплив на потужність повної температури на вході і коефіцієнта корисної дії турбодетандера для природного газу локальної мережі № 2

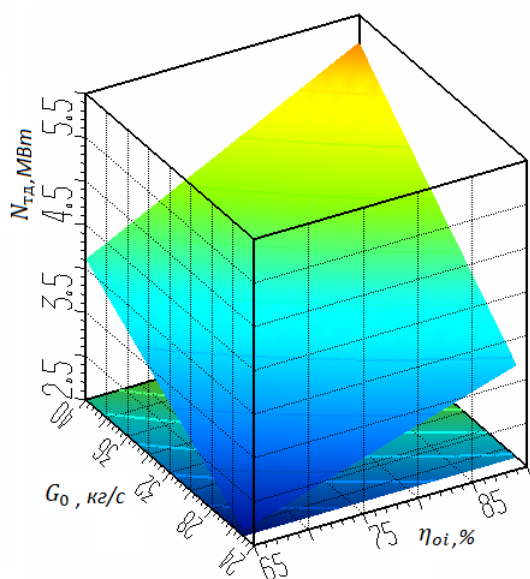


Рис. 8 – Вплив на потужність масової витрати на вході і коефіцієнта корисної дії турбодетандера при використанні в якості робочого тіла природного газу локальної мережі № 3

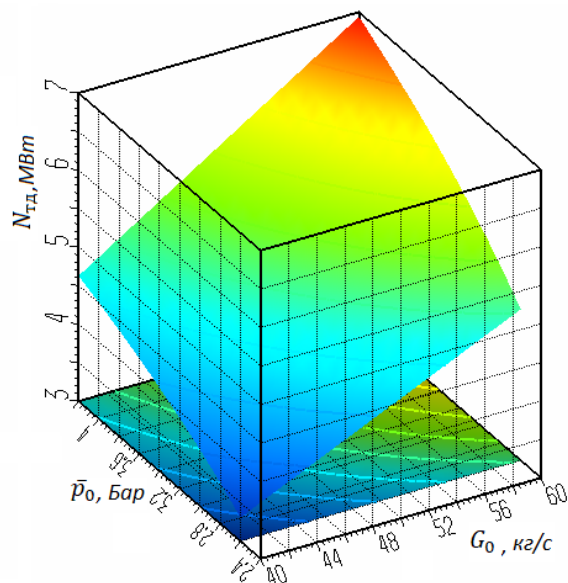


Рис. 9 – Вплив на потужність масової витрати і повного тиску на вході на вході турбодетандера при використанні в якості робочого тіла природного газу локальної мережі № 4

Таблиця 6 – Діапазон зміни вірогідно-прогнозованої потужності (N_{td} , МВт) турбодетандера для локальної газової мережі № 4 при $p_2 = 1,0$ бар і $t_0 = 10$ °C

Параметр	$\eta_{oi} = 65\%$		$\eta_{oi} = 80\%$		$\eta_{oi} = 90\%$	
	$\bar{p}_0$, бар		$\bar{p}_0$, бар		$\bar{p}_0$, бар	
G_0 , кг/с	2,6	4,0	2,6	4,0	2,6	4,0
40	2,68766	4,03149	3,30789	4,96184	3,72138	5,58207
60	3,75963	5,63945	4,62724	6,94086	5,20564	7,80847

Таблиця 7 – Значення вірогідно-прогнозованої потужності $N_{\text{тд}}$ турбодетандерів
для локальної газової мережі

Параметр	№ 1		№ 2		№ 3		№ 4	
	min	max	min	max	min	max	min	max
$\bar{p}_0$, бар	3,8	5,8	1,5	4	2,6	4,2	2,6	4,2
$\bar{t}_0$, °C	-10	0	0	20	-4	32	0	25
p_2 , бар	3,5	1	1	0,2	1	0,4	1,4	0,8
G_0 , кг/с	30	50	5,5	40	25	40	40	60
η_{oi} , %	65	90	65	90	65	90	65	90
$N_{\text{тд}}$, кВт	154,35	5579,6	160,36	8972,46	1573,87	8186,21	1753,79	9368,73

Висновки

1 Розроблено алгоритм та створені табличні дані для оцінки параметрів стану природного газу чотирьох локальних газових мереж в заданих діапазонах зміни температури і тиску на вході та тиску на виході із турбодетандера.

2 Розроблена математична модель експрес-аналізу оцінки потенціалу локальних газових мереж щодо можливості використання турбодетандерів.

3 На основі розробленої математичної моделі розроблено відповідне програмне забезпечення.

4 З використанням розробленого програмного забезпечення проведені розрахункові дослідження чотирьох локальних газових мереж України щодо оцінки можливості використання на їх базі турбодетандерних технологій.

Із аналізу проведених розрахункових досліджень бачимо, що:

5 Усі чотири локальні газові мережі можуть бути використані для впровадження турбодетандерних технологій, так як мають відповідні потенціали щодо генерування електричної потужності.

6 Локальні газові мережі № 1 і 2 будуть найбільш ефективними для використання турбодетандерних технологій при значеннях параметрів, які забезпечують близькі до максимальних значень вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$) турбодетандерів.

7 Локальні газові мережі № 3 і 4 мають суттєву перевагу над локальними газовими мережами № 1 і 2 щодо можливості впровадження турбодетандерних технологій на «мінімальних» режимах, так як на них використання турбодетандерів дозволяє генерувати значно більші значення вірогідно-прогнозованої потужності ($N_{\text{тд}}$) турбодетандерів.

Список літератури

1. Усатий О. П. Пошук та аналіз способів підвищення потужності і ефективності турбодетандерів, які працюють на суміші природного газу / О. П. Усатий, М. К. Новіков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні про-

цеси й устаткування. – 2024. – № 2. – С. 5–20. – Бібліогр.: 26 назв. – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2024.02.01>.

2. Tkachuk M. Substantiating Promising Technical Solutions for Turbo-Expander Power Plants Based on the Research into Working Processes and States / M. Tkachuk, G. Lvov, S. Kravchenko, S. Moiseiev, M. Novikov, A. Burniashev, G. Pakki, S. Podrieza // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2023. – Vol. 4, No. 7(124). – PP. 98–105. – DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.285865>.
3. Morgese G. Fast Design Procedure for Turboexpanders in Pressure Energy Recovery Applications / G. Morgese, F. Fornarelli, P. Oresta, T. Capurso, M. Stefanizzi, S. M. Camporeale, M. Torresi // Energies. – 2020. – No. 13(14), 3669. – DOI: <https://doi.org/10.3390/en13143669>.
4. Avetian T. Fundamentals of turboexpander design and operation / T. Avetian, L. E. Rodriguez // Gas Processing & LNG. – 01.05.2020. – URL: <https://gasprocessingnews.com/articles/2020/06/fundamentals-of-turboexpander-design-and-operation/> (дата звернення 12.03.2025).
5. Dezfooli A. M. Investigating the possibility of using the turbo-expander for natural gas pressure reduction stations / A. M. Dezfooli, M. R. Saffarian // Thermophysics and Aeromechanics. – 2022. – Vol. 29. – PP. 185–195. – DOI: <https://doi.org/10.1134/S0869864322020044>.
6. Sokovnin O. M. Thermodynamic calculation of the natural gas pressure reduction in a turboexpander / O. M. Sokovnin, N. V. Zagoskina, S. N. Zagoskin // Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. – 2022. – Vol. 63. – PP. 89–95. – DOI: <https://doi.org/10.1134/S002189442201014X>.
7. Sam A. A. Flow field analysis of high-speed helium turboexpander for cryogenic refrigeration and liquefaction cycles / A. A. Sam, P. Ghosh // Cryogenics. – 2017. – Vol. 82. – PP. 1–14. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2017.01.004>.
8. Ying Q. Design Optimization of A Small Scale High Expansion Ratio Organic Vapour Turbo Expander for Automotive Application / Q. Ying, W. Zhuge, Y. Zhang, L. Zhang // Energy Procedia. – 2017. – Vol. 129. – PP. 1133–1140. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.185>.
9. Dong B. Analysis of the supercritical organic Rankine cycle and the radial turbine design for high temperature applications / B. Dong, G. Xu, X. Luo, L. Zhuang, Y. Quan // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 123. – PP. 1523–1530. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.123>.
10. Alshammari F. Radial Expander Design for an Engine Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery System / F. Alshammari, A. Karvountzis-Kontakiotis, A. Pesiridis, T. Minton // Energy Procedia. – 2017. – Vol. 129. – PP. 285–292. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.155>.
11. Li L. Experimental investigation on power generation with low grade waste heat and CO₂ transcritical power cycle / L. Li, Y. Ge, X. Luo, S. A. Tassou // Energy Procedia. – 2017. – Vol. 123. – PP. 297–304. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.249>.

12. Li L. Experimental analysis and comparison between CO₂ transcritical power cycles and R245fa organic Rankine cycles for low-grade heat power generations / L. Li, Y. T. Ge, X. Luo, S. A. Tassou // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – Vol. 136. – PP. 708–717. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.058>.
13. Бойко А. В. Основи теорії оптимального проектування проточної частини осевих турбін : навч. посіб. / А. В. Бойко, Ю. М. Говорущенко. – Харків : Вища школа, 1989. – 217 с.
14. Бойко А. В. Аеродинаміка проточної частини парових та газових турбін: розрахунки, дослідження, оптимізація, проектування / А. В. Бойко, А. В. Гаркуша. – Харків : ХДПУ, 1999. – 360 с.
6. Sokovnin O. M., Zagorskina N. V., Zagoskin S. N. (2022), “Thermodynamic calculation of the natural gas pressure reduction in a turboexpander”, *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*, vol. 63, pp. 89–95, <https://doi.org/10.1134/S002189442201014X>.
7. Sam A. A., Ghosh P. (2017), “Flow field analysis of high-speed helium turboexpander for cryogenic refrigeration and liquefaction cycles”, *Cryogenics*, vol. 82, pp. 1–14, <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2017.01.004>.
8. Ying Q., Zhuge W., Zhang Y., Zhang L. (2017), “Design Optimization of A Small Scale High Expansion Ratio Organic Vapour Turbo Expander for Automotive Application”, *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 1133–1140, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.185>.
9. Dong B., Xu G., Luo X., Zhuang L., Quan Y. (2017), “Analysis of the supercritical organic Rankine cycle and the radial turbine design for high temperature applications”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 123, pp. 1523–1530, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.123>.
10. Alshammari F., Karvountzis-Kontakiotis A., Pesiridis A., Minton T. (2017), “Radial Expander Design for an Engine Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery System”, *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 285–292, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.155>.
11. Li L., Ge Y., Luo X., Tassou S. A. (2017), “Experimental investigation on power generation with low grade waste heat and CO₂ transcritical power cycle”, *Energy Procedia*, vol. 123, pp. 297–304, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.249>.
12. Li L., Ge Y. T., Luo X., Tassou S. A. (2018), “Experimental analysis and comparison between CO₂ transcritical power cycles and R245fa organic Rankine cycles for low-grade heat power generations”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 136, pp. 708–717, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.058>.
13. Bojko A. V., Govorushhenko Yu. M. (1989), *Osnovy teorii' optimal'nogo projektuvannja protochnoi' chastyny os'ovyh turbin* [Fundamentals of the theory of optimal design of the flow part of axial turbines: a manual], Kharkov, Ukraine, 217 p.
14. Bojko A. V., Garkusha A. V. (1999), *Aerodynamika protochnoi' chastyny parovyh ta gazovyh turbin: rozrahunk, doslidzhennja, optymizacija, proektuvannja* [Aerodynamics of the flow part of steam and gas turbines: calculations, research, optimization, design], Kharkov, Ukraine, 360 p.

Надійшло (received) 15.10.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Усатий Олександр Павлович (Usaty Oleksandr) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник; завідувач кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: alpaus@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8568-5007>.

Новіков Максим Костянтинович (Novikov Maxim) – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: maksym.novikov@iee.khpi.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-4169-6046>.

Далудін Михайло Олександрович (Daludin Mykhailo) – аспірант кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; e-mail: mykhailo.daludin@iee.khpi.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-9588-2718>.

Мицаненко Євгеній Сергійович (Mischenko Eugene) – студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-5256-3034>.