

В. Б. СТЕФАНИШИН

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ГІБРИДНОЇ СИСТЕМИ ТУРБОНАДДУВУ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА

У роботі представлено імітаційну модель енергоефективного турбокомпресора-генератора, розроблену засобами MATLAB/Simulink, в якій ротор традиційного турбокомпресора доповнений електричним двигуном-генератором. Мета полягає в оцінці енергетичних і динамічних наслідків електрифікації ланцюга наддуву для застосування в автомобільних двигунах. Модель базується на методі середніх значень та включає рівняння стисливого потоку для компресора і турбіни, баланс крутних моментів на спільному валу та ПІ-регулятор тиску наддуву, що дозволяє узгодити термодинаміку потоків з електромеханічною підсистемою. У моделі враховано основні фізичні обмеження, зокрема ізентропічні коефіцієнти корисної дії, рівняння стану ідеального газу та баланс потужності на валу, а характеристики компресора апроксимовано за картами реального турбокомпресора. Для дослідження використано параметри двигуна EP6CDT (1,6 л, 115 кВт) з турбокомпресором BorgWarner K03 як типового представника легкових наддувних агрегатів. Результати моделювання демонструють багатофункціональність системи, зокрема можливість генерації енергії у сталих режимах роботи, покращення перехідних процесів наддуву та рекуперації енергії в окремих режимах. Застосування імітаційного підходу дає змогу аналізувати перехідні процеси без використання повномасштабного випробувального стенду. Водночас модель містить низку спрощень, зокрема відсутність динаміки дросельної заслінки та зворотного впливу на газодинаміку двигуна, що визначає напрями її подальшого розвитку. Отримані результати свідчать про потенціал такої інтеграції для підвищення паливної ефективності та динамічних характеристик автомобільних двигунів і обґрунтовують доцільність подальших досліджень у цьому напрямку.

Ключові слова: турбокомпресор; турбокомпресор-генератор; гібридний турбонаддув; рекуперація енергії вихлопних газів; MATLAB/Simulink

V. STEFANYSHYN

DEVELOPMENT AND ANALYSIS OF A SIMULATION MODEL OF A HYBRID TURBOCHARGING SYSTEM FOR AN AUTOMOTIVE ENGINE

This paper presents a simulation model of an energy-efficient turbocharger-generator developed in the MATLAB/Simulink environment, in which the rotor of a conventional turbocharger is augmented with an electric motor-generator. The objective of the study is to evaluate the energetic and dynamic effects of electrifying the boost system in automotive internal combustion engines. The model is based on the mean value approach and incorporates compressible flow equations for the compressor and turbine, torque balance on a common shaft, and a proportional–integral (PI) controller for boost pressure regulation, enabling consistent integration of thermodynamic and electromechanical subsystems. The model also accounts for key physical constraints, including isentropic efficiencies, ideal gas relationships, and shaft power balance, while compressor characteristics are approximated using performance maps of a real turbocharger. The study is conducted using parameters of the EP6CDT engine (1.6 L, 115 kW) equipped with a BorgWarner K03 turbocharger as a representative passenger vehicle configuration. Simulation results demonstrate the multifunctional capabilities of the system, including energy generation under steady-state conditions, improved transient boost response, and energy recuperation during specific operating modes. The proposed simulation approach enables the analysis of transient processes without the need for a full-scale experimental test bench. At the same time, the current model includes several simplifying assumptions, such as the absence of throttle dynamics and limited interaction with engine gas exchange processes, which define directions for future refinement. The obtained results indicate the potential of integrating electric machines into turbocharging systems to improve fuel efficiency and dynamic performance of automotive engines, supporting further research and development in this area.

Keywords: turbocharger; turbocharger-generator; hybrid turbocharging; exhaust gas energy recovery; MATLAB/Simulink

Вступ. В умовах постійного росту цін на пальне та підвищення вимог до екологічності автомобільного транспорту виникає потреба модифікації підходів до конструювання автомобілів. Використання гібридних електричних установок разом з двигунами внутрішнього згоряння (далі – ДВЗ) є одним з таких напрямків [1–7], проте гібридні установки можуть бути використані не лише разом з ДВЗ, а й з іншими вузлами. Один з варіантів такого застосування є система турбонаддуву з інтегрованою гібридною системою, що в сукупності реалізовує енергоефективний турбокомпресор-генератор, що здатен перетворювати надлишок енергії вихлопних газів в електричну, або перетворювати електричну енергію в механічну для приведення в дію компресора.

Такі системи вже мають обмежене застосування в деяких ДВЗ високої потужності [1] та автоспорті [2].

Метою даної роботи є розробка імітаційної моделі з допомогою пакету MATLAB та Simulink для дослідження параметрів таких систем в різних режимах, зокрема для дослідження потенціалу її ширшого використання в автомобільній техніці.

Теоретичні основи моделі. Енергоефективний турбокомпресор генератор складається з трьох основних частин: компресор, турбіна та двигун-генератор. В найпростішій реалізації всі 3 частини об'єднані єдиним валом.

Баланс системи описується рівнянням

$$\tau_t - \tau_c + \tau_e = 0 \quad , \quad (1)$$

© В. Б. Стефанишин, 2026

де τ_t – крутний момент турбіни,

τ_c – крутний момент компресора,

τ_e – крутний момент електричного двигуна-генератора,

Для реалізації блоку компресора засобами Simulink його модель побудована в рамках методу наповнення і спорожнення: тиск на виході компресора є змінною стану інтегратора пленуму впускного колектора, а карта визначає миттєву витрату повітря при поточному тиску зворотного підпору.

У рамках такої моделі миттєва масова витрата повітря визначається як

$$\dot{m}_c = W \frac{p_{c,in}/p_{c,ref}}{\sqrt{T_{c,in}/T_{c,ref}}}, \quad (2)$$

де W – це приведена масова витрата в відповідності до карти обраного компресора,

$p_{c,in}$ – тиск на вході компресора,

$p_{c,ref}$ – еталонний тиск,

$T_{c,in}$ – температура на вході компресора,

$T_{c,ref}$ – еталонна температура.

Навантаження, що створює компресор у процесі роботи, виражається через крутний момент, що може бути визначений як:

$$\tau_c = \frac{\dot{m}_c c_p (T_{c,out} - T_{c,in})}{\omega}, \quad (3)$$

де c_p – це питома теплоємність повітря при сталому тиску,

$T_{c,out}$ та $T_{c,in}$ – температура на виході та вході компресора,

ω – швидкість обертання валу системи.

Для моделі температура на виході компресора обчислюється як:

$$T_{c,out} = T_{c,in} \frac{1 + p_{i_c}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_c}, \quad (4)$$

де p_{i_c} – ступінь стиснення компресора, виражена як співвідношення тиску на виході до тиску на вході, але з урахуванням ліній заживлення та помпажу конкретного турбокомпресора, тому при обчисленнях у моделі значення може відрізнитись,

γ – показник адиабати,

η_c – ізотропний ККД компресора.

Модель турбіни змодельована аналогічним набором вхідних та вихідних параметрів. Витрата газу через турбіну розраховується за функцією стисливого потоку:

$$\dot{m}_t = K_{flow} p_{t,in} \frac{f(p_{i_t})}{T_{t,in}}, \quad (5)$$

де K_{flow} – калібрувальний коефіцієнт витрати,

$p_{t,in}$ – тиск на вході турбіни,

$T_{t,in}$ – температура на вході турбіни,

$f(p_i)$ – функція стисливого потоку

$$f(p_i) = 1 - \left(\frac{1}{p_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (6)$$

Крутний момент, що генерує турбіна на валу:

$$\tau_t = \frac{\dot{m}_t c_p (T_{t,in} - T_{t,out})}{\omega}, \quad (7)$$

де c_p – це питома теплоємність повітря при сталому тиску,

$T_{t,in}$ та $T_{t,out}$ – температура на вході та виході турбіни,

ω – швидкість обертання валу системи.

Ізоентропійна температура на виході турбіни:

$$T_{out,s} = T_{t,in} \left(\frac{1}{p_{i_t}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (8)$$

Реальна температура на виході з урахуванням ізоентропійного коефіцієнту:

$$T_{out,s} = T_{t,in} - \eta_t (T_{t,in} - T_{out,s}). \quad (9)$$

ККД турбіни моделюється як парабола відносно приведеної частоти обертання:

$$\eta_t = \eta_{t,max} (1 - k_N (N_{corr} - 1)^2), \quad (10)$$

де $\eta_{t,max}$ – максимальний ізоентропійний ККД турбіни,

k_N – коефіцієнт спаду ККД при відхиленні від розрахункової швидкості,

N_{corr} – приведена частота обертання

$$N_{corr} = \frac{\omega}{\omega_{ref}}. \quad (11)$$

Оскільки електричний двигун-генератор може працювати у двох режимах, то його крутний момент також буду визначатись двома різними способами.

При роботі в режимі двигуна як генератор момент визначається як:

$$\tau_e = -\frac{P_e}{\eta_e}. \quad (12)$$

де P_e – необхідна електрична потужність асистування для забезпечення тиску турбонадуву,

η_e – ККД електродвигуна в режимі генератора.

Крутний момент є від'ємним, оскільки генератор створює додаткове навантаження відповідно до рівняння балансу системи (1).

У режимі роботи двигуна для асистування турбонадуву, необхідний крутний момент визначається ззовні за пропорційно-інтегральним законом регулювання в залежності від поточної різниці вихідного тиску компресора до необхідного значення. Регулювання роботи двигуна генератора описано в наступному розділі.

Крутний момент в обох режимах обмежений механічними та електричними параметрами двигуна:

$$-\tau_{e,max} \leq \tau_e \leq \tau_{e,max} \quad (13)$$

$$-P_{e,max} \leq P_e \leq P_{e,max} \quad (14)$$

Схема моделі. Імітаційна модель відповідає

схемі на рис. 1. Крім зазначених раніше компонентів турбокомпресора та двигуна-генератора, ключовим елементом системи є пропорційно-інтегральний регулятор, роль якого полягає в керуванні режимами роботи двигуна-генератора.

ПІ-регулятор замкнений на тиск у впускному колекторі, оскільки він є основною величиною, що визначає ефективність турбонаддуву в рамках поставленої задачі.

На вхід регулятора надходить різниця еталонного тиску, заданого в початкових умовах моделі, та поточного тиску:

$$e(t) = p_{ref} - p_{c,out}(t), \quad (15)$$

вихідний сигнал регулятора описується рівнянням

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt, \quad (16)$$

$$u(t) \in [-\tau_{e,max}, \tau_{e,max}] .$$

Відповідно, якщо $u > 0$, тиск у впускному колекторі нижчий необхідного значення, електричний

двигун працює в режимі двигуна і асистує турбіну, забезпечуючи обертання компресора. В цьому режимі двигун споживає електричну енергію, що описується рівнянням (17)

$$P_e = \tau_{e,assist} \frac{\omega}{\eta_e}, \quad (17)$$

але в реальних умовах крутний момент обмежений, максимальною електричною потужністю електричного двигуна

Об'єкт регулювання в даному випадку є другого порядку, оскільки регулятор визначає момент на валу двигуна, що в свою чергу змінює частоту обертання валу компресора, який створює тиск у колекторі. ПІ-регулятора в даному випадку достатньо, оскільки об'єм впускного колектора слугує демпфером у таких системах і тому система не потребує додаткової диференційної складової.

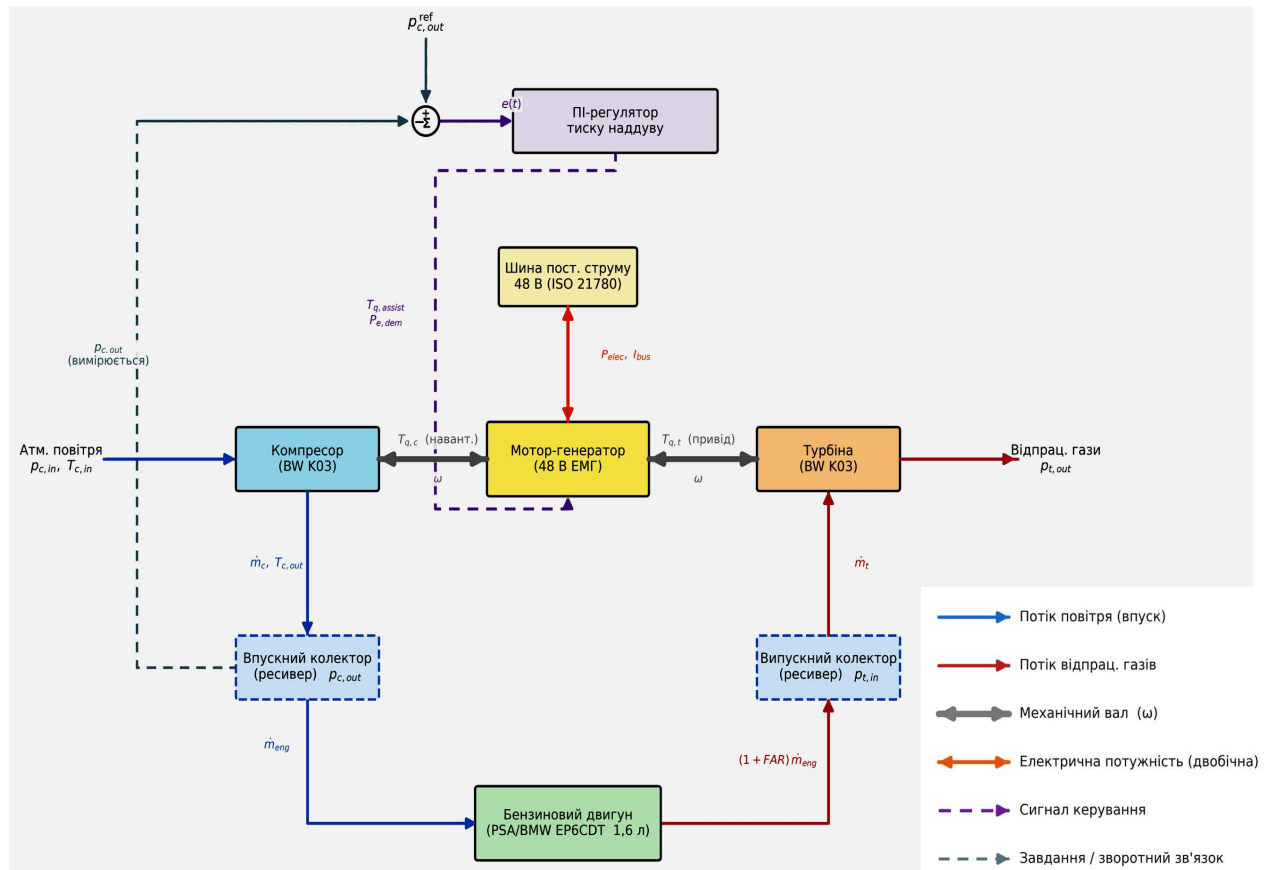


Рисунок 1– Загальна модель енергоефективного турбокомпресора-генератора

Коефіцієнти K_p та K_i підбираються експериментальним шляхом під конкретні параметри електричного двигуна та турбокомпресора, щоб забезпечити оптимальний час відгуку та запобігти осциляції тиску у впускному колекторі.

Повна реалізація системи доступна у відкритому доступі на GitHub [13].

Обмеження імітаційної моделі. Дана імітаційна модель має кілька недоліків, що потребують

покращення в майбутніх її версіях, до них належать:

- різка зміна стану дросельної заслінки, без імітації поступового її переходу між станами за час Δt ;
- робота турбіни з заданою наперед температурою випускних газів, без її зміни відповідно до поточного навантаження двигуна;
- не враховано вплив турбокомпресора на

газодинаміку двигуна, на якому він встановлений.

Всі зазначені недоліки мають бути виправлені для більш точного відображення реальних фізичних процесів в енергоефективному турбокомпресорі-генераторі, проте ці недоліки не є такими, що роблять неможливим використання моделі у поточному стані, та дозволяють проводити наближені моделювання, для оцінки параметрів таких систем.

Вхідні параметри симуляції. Для дослідження системи при різних режимах роботи двигуна, до системи, зображеної на рис. 1, додано додатковий параметр, що описує поточний рівень відкривання дросельної заслінки $k_{throttle}$. Цей параметр є допоміжний в розрахунку необхідної масової витрати повітря ДВЗ у конкретний момент часу:

$$\dot{m} = k_{throttle} K_{base} p_{c,out} \quad (18)$$

де K_{base} – відображає об'ємний ККД двигуна та прохідний переріз дросельної заслінки у встановленому режимі. Його значення визначається з умови початкової рівноваги системи: при крейсерській швидкості ротора турбокомпресора витрата через компресор повинна точно дорівнювати витраті через двигун при тиску. Це значення розраховується автоматично із вхідних параметрів перед запуском моделі [13]. Такий підхід гарантує, що на початку симуляції система перебуває в рівновазі і всі перехідні процеси виникають виключно від зовнішнього збудження (зміна $k_{throttle}$).

Таблиця 1 – Параметри двигуна EP6CDT

| Параметр | Значення | Одиниця |
|---|----------|-----------------|
| Робочий об'єм | 1598 | см ³ |
| Ступінь стиснення | 10,5 : 1 | – |
| Стехіометричне співвідношення П/П | 14,7 | – |
| Коефіцієнт надлишку повітря – крейсерський режим | 1,15 | – |
| Коефіцієнт надлишку повітря – повне навантаження | 0,92 | – |
| Паливно-повітряне відношення – крейсерський режим | 0,059 | – |
| Паливно-повітряне відношення – повне навантаження | 0,074 | – |
| Температура газів перед турбіною – крейсерський режим | 820 | К |
| Температура газів перед турбіною – повне навантаження | 990 | К |
| Теплова інерція випускного колектора | 2,5 | с |
| Об'єм випускного колектора | 2 | л |
| Об'єм випускного колектора | 1 | л |

Важливо зазначити, що $k_{throttle}$ є лише відносним коефіцієнтом положення дросельної заслінки

відносно заданого початкового стану, а не абсолютною величиною її відкриття.

Для проведення симуляцій був обраний двигун EP6CDT, об'ємом 1.6 л 115 кВт, з турбокомпресором BorgWarner K03.

Параметри всіх елементів системи, використаних в симуляції, представлені в табл. 1–3. Ці є спільними для всіх режимів, досліджених в симуляціях.

Таблиця 2– Параметри турбокомпресора BorgWarner K03

| Параметр | Значення | Одиниця |
|---|----------------------|-------------------|
| геометрія | | |
| Діаметр вхідної/вихідної кромки колеса компресора | 41 / 54 | мм |
| Кількість лопаток компресора (основні + проміжні) | 6 + 6 | – |
| Діаметр входу/виходу колеса турбіни | 44,9 / 40,2 | мм |
| Відношення A/R корпусу турбіни | 0,42 | – |
| динаміка ротора | | |
| Розрахункова частота обертання ротора | 175 000 | об/хв |
| Максимально допустима частота обертання | 220 000 | об/хв |
| Момент інерції ротора | $2,5 \times 10^{-5}$ | кг·м ² |
| Коефіцієнт тертя | 2×10^{-7} | Нм·с/рад |
| карта компресора | | |
| Максимальний ступінь підвищення тиску | 2,6 | – |
| Максимальний ізентропний ККД компресора | 0,75 | – |
| Наведена витрата повітря – межа помпажу | 0,032 | кг/с |
| Наведена витрата повітря – оптимальна (пік ККД) | 0,062 | кг/с |
| Наведена витрата повітря – межа запирання | 0,115 | кг/с |
| карта турбіни | | |
| Максимальний ізентропний ККД турбіни | 0,72 | – |

Таблиця 3 – Параметри електродвигуна-генератора

| Параметр | Значення | Одиниця |
|--|----------------------|-----------|
| Електрична машина | | |
| Напруга шини постійного струму | 48 | В |
| Максимальний тривалий струм | 200 | А |
| Електромеханічний ККД | 0,92 | – |
| Максимальний момент на валу | 0,35 | Нм |
| Максимальна потужність | ≈ 8,8 | кВт |
| PI-регулятор тиску наддуву | | |
| Пропорційний коефіцієнт | $1,2 \times 10^{-5}$ | Нм/Па |
| Інтегральний коефіцієнт | $2,0 \times 10^{-6}$ | Нм/(Па·с) |
| Обмеження виходу (анти-windup) | [-0,35; +0,35] | Нм |
| Еталонний тиску наддуву (крейсерський режим) | 145 | кПа |

У цій роботі для моделювання турбокомпре-

соро застосовується середньозначна (mean-value) модель, яка є загальноприйнятим підходом у системній динаміці ДВЗ [8–10]. Компресорна характеристика апроксимована за опублікованими картами BorgWarner K03, тоді як для турбінної сторони повна карта виробником не публікується у відкритому доступі – що типово для серійних автомобільних турбокомпресорів.

Симуляція генерації в режимі круїзу. Першим режимом для перевірки з допомогою імітаційної моделі є режим пересування у крейсерському режимі. У початкових умовах, без двигуна генератора, при заданих початкових умовах, система знаходиться в режимі рівноваги, тиск у впускному і випускному колекторах стабільні (рис. 2–6, пунктирна лінія графіків).

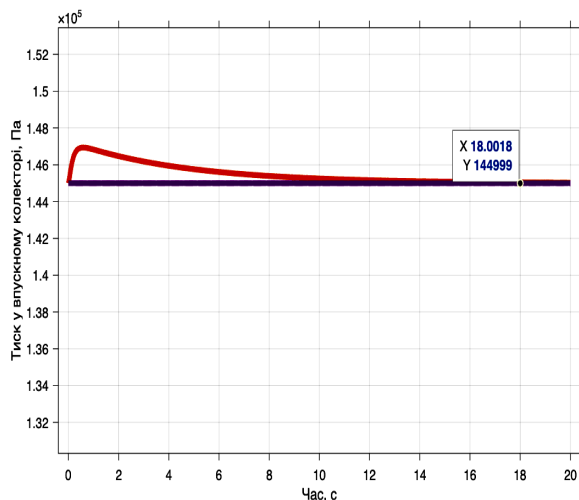


Рисунок 2 – Тиск у впускному колекторі

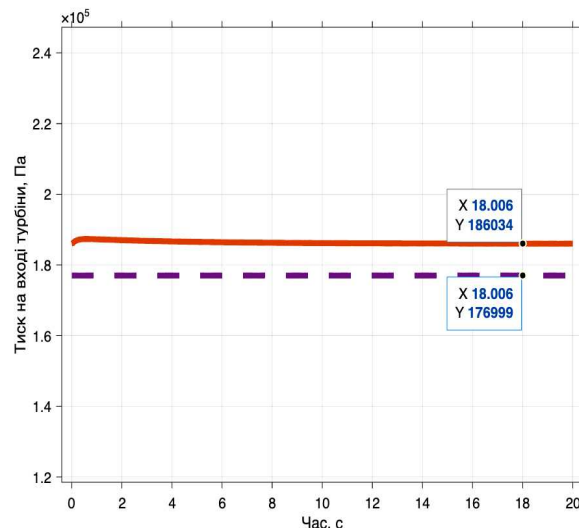


Рисунок 3 – Тиск на вході турбіни

Для отримання енергії в такому режимі необхідно внести зміни до турбіни, щоб забезпечити надлишкову енергію. Це може бути досягнуто кількома способами:

- збільшення температури вихлопних газів на вході турбіни
- збільшення тиску вихлопних газів на вхо-

ді турбіни

- зменшення тиску наддуву на виході компресора.

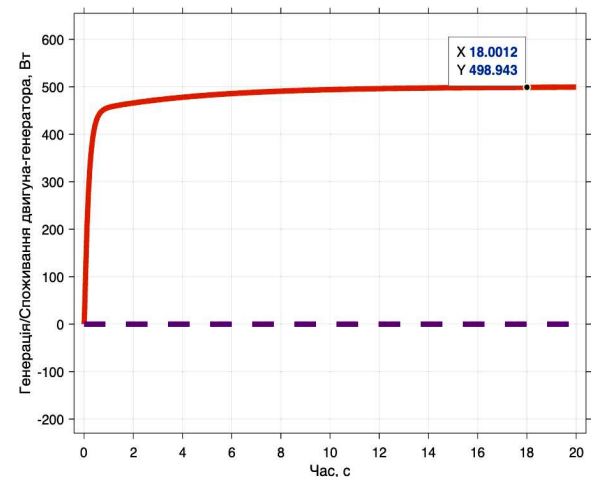


Рисунок 4 – Генерована електроенергія

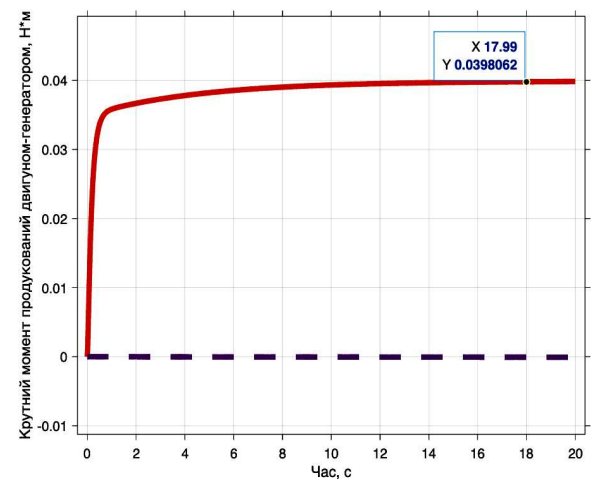


Рисунок 5 – Крутний момент двигуна генератора

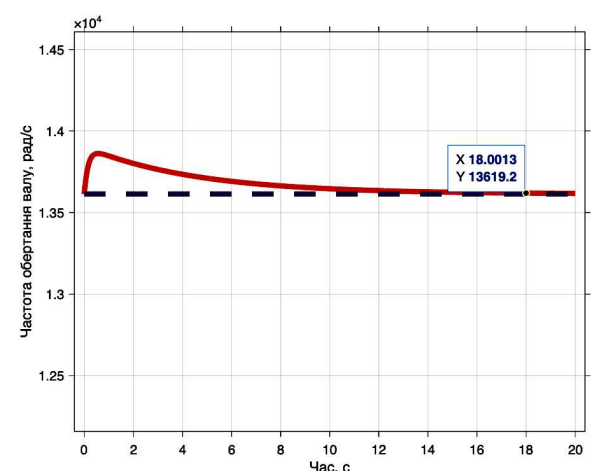


Рисунок 6 – Частота обертання валу турбокомпресора

У наведеній симуляції обрано збільшення тиску на вході турбіни. Цей варіант може бути реалізований в реальному двигуні за рахунок зміни A/R параметрів турбіни. Розроблена імітаційна упускає фактор впливу збільшеного тиску випускних газів

на потужність ДВЗ, цей недолік повинен розглядатись окремо і у рамках повної моделі ДВЗ.

На рис. 2–6 суцільна верхня лінія графіків відображає роботу системи при заданій потужності генерації 500 Вт. Згідно з результатами (див. рис. 2–6), збільшення тиску на вході турбіни з 177 кПа до 186 кПа дозволило забезпечити необхідну генерацію при збереженні решти параметрів на тому ж рівні.

Симуляція режиму компенсації тиску у наддуву при різкому відкритті дросельної заслінки. Іншим важливим режимом роботи системи є компенсація асистування турбіні та компенсація тиску у впускному колекторі в перехідних режимах. Результати наведені на рис. 6–11.

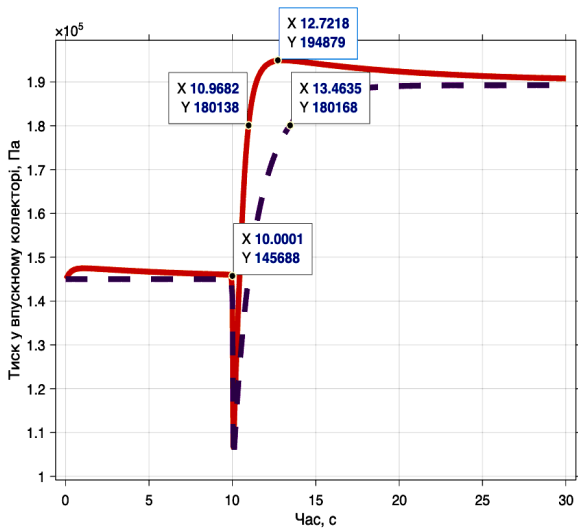


Рисунок 7 – Порівняння тиску у впускному колекторі

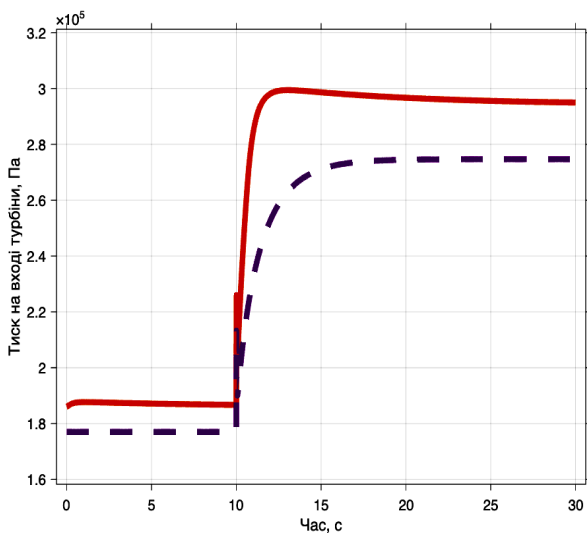


Рисунок 8 – Порівняння тиску на вході турбіни

Одним із таких випадків є різке відкриття дросельної заслінки, що викликає зменшення тиску у впускному колекторі. Оскільки турбіна залежить від тиску та температури випускних газів, то збільшення частоти обертання валу турбокомпресора та відповідне збільшення тиску у

впускному колекторі відбувається поступово. Крім цього, також виростає вимога до тиску у впускному колекторі.

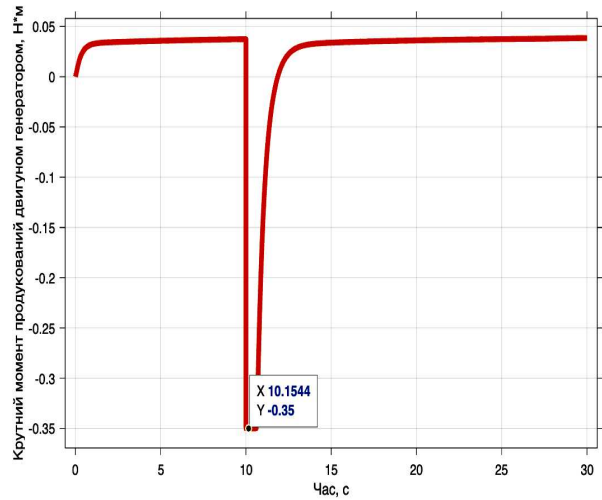


Рисунок 9 – Крутий момент електродвигуна під час асистування

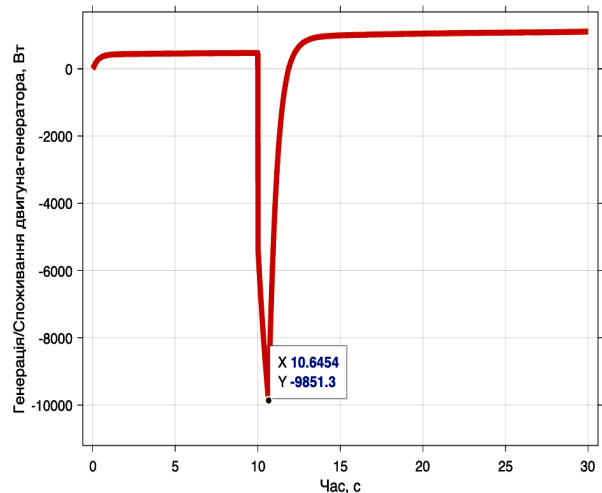


Рисунок 10 – Споживання електричного двигуна під час компенсації тиску наддуву

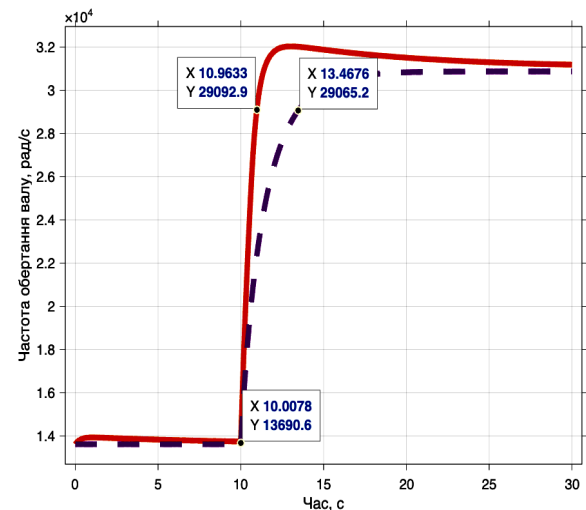


Рисунок 11 – Порівняння частоти обертання валу системи

Електричний двигун може компенсувати перехідний режим та допомогти досягти тиску раніше, оскільки він може генерувати крутний момент майже миттєво та не залежить від поточного режиму роботи ДВЗ.

Для даного тесту ступінь відкриття дросельної заслінки $k_{throttle}$ встановлено на рівні 1.6, а референсний тиск $p_{c,ref}$ піднятий до 190 кПа. Точка відкриття дросельної заслінки встановлено на рівні 10 с симуляції.

Тиск на вході турбіни (рис. 8), при застосуванні двигун-генератора, вищий ніж в випадку класичного турбокомпресора, що передумовою постійної генерації, навіть в режимі круїзу, як і в попередній симуляції.

Як видно з графіку на рис. 7, досліджувана система досягла 95% наближеного до встановленого тиску за 0.97с, на 2.5с раніше класичної системи турбонаддуву в аналогічних умовах.

Також варто відзначити, що після відновлення тиску система повернулася в режим генерації енергії, так само як і у режимі круїзу.

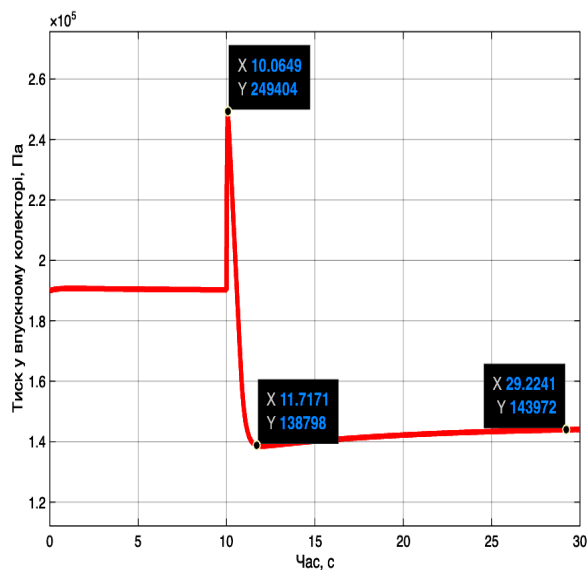


Рисунок 12 – Графік зміни тиску у впускному колекторі

Симуляція роботи в режимі різкого закриття дросельної заслінки. Окрім генерації в режимі круїзу, дана система має перспективу короточасної генерації при різкому закритті дросельної заслінки, використовуючи короточасний надлишковий тиск на вході турбіни. В такому випадку генератор дозволяє підвищити ефективність системи, перетворивши енергію вихлопних газів в електричну енергію, замість скидання надлишкового тиску в атмосферу чи теплову енергію. Результати наведені на рис. 12-16.

Початкові умови в цій симуляції відповідають даним з попереднього розділу, а в момент змен-

шення крутного моменту має від'ємне значення (рис. 9). Це зумовлено особливістю побудови моделі, що впливає з рівняння балансу крутних моментів (1), де від'ємні значення крутного моменту, а відповідно і генерації, є позитивним вкладом в систему, а додатні – навпаки, споживанням енергії системи.

Для даної симуляції максимальний крутний момент двигуна-генератора було обмежено на рівні 0.35 Н·м (рис. 9). В такому режимі пікове споживання двигуна становило 1000Вт (рис. 10).

Тиск на вході турбіни (рис. 8), при застосуванні двигун-генератора, вищий ніж у випадку класичного турбокомпресора, що передумовою постійної генерації, навіть в режимі круїзу, як і в попередній симуляції.

На графіках рис. 7–11 можна спостерігати різних характер перехідних процесів в класичній системі та з електричним двигуном. Електродвигун створює невелику осциляцію перед стабілізацією нового тиску та частоти обертання ротора (див. рис. 11). Параметри цього перехідного процесу можуть бути оптимізовані з допомогою коефіцієнтів K_p та K_i з рівняння (16).

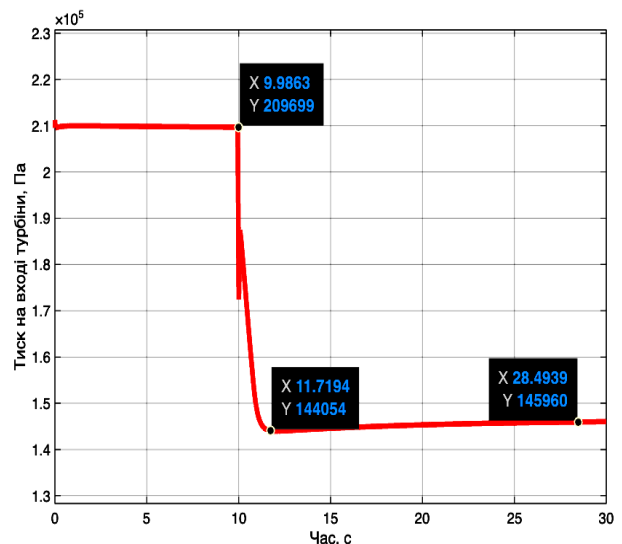


Рисунок 13 – Графік зміни тиску на вході турбіни

шення відкриття дросельної заслінки $t = 10$ с параметри повертаються до значень в режимі круїзу.

З графіків тиску у впускному колекторі (рис. 12), тиску на вході турбіни (рис. 13), частоти обертання ротора (рис. 16) та видно, що їх значення перейшли до нових встановлених значень за 1.7 с та співпадають з графіком генерації з рис. 15.

Як і в попередній симуляції, максимальний крутний момент генератора обмежено 0.35 Н·м (рис. 14). Пікова генерація в даному процесі становила 6755 Вт (рис. 15), та попри невелику тривалість процесу це демонструє потенційну перспективу і можливість отримати енергію в таких перехідних режимах.

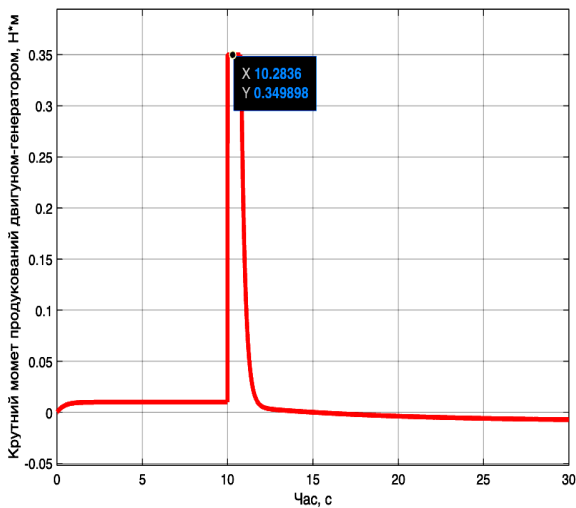


Рисунок 14 – Графік крутного моменту двигуна-генератора

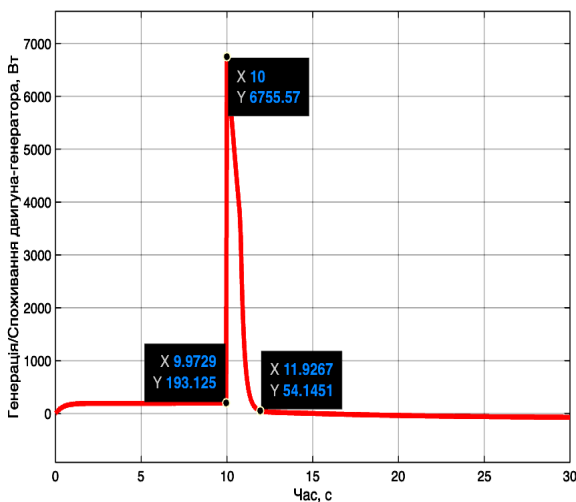


Рисунок 15 – Графік генерації двигуна-генератора

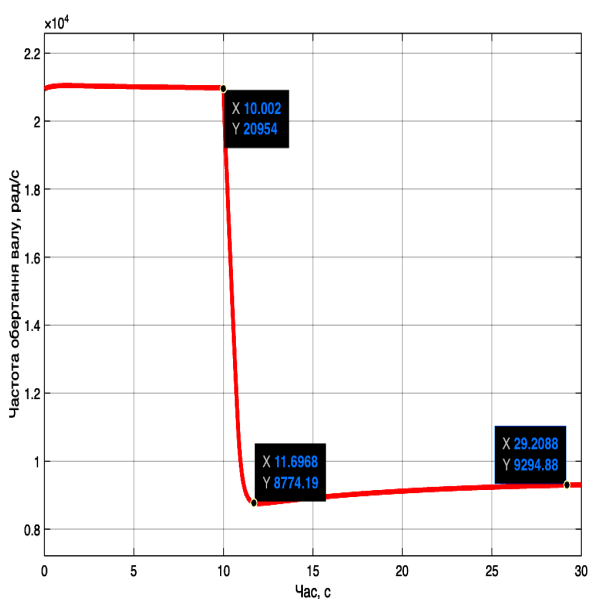


Рисунок 16 – Графік зміни частоти обертання валу турбокомпресора

Висновки. Розроблена імітаційна модель енергоефективного турбокомпресора-генератора в середовищі MATLAB та Simulink відтворює основні фізичні процеси системи, такі як баланс крутних моментів на валу, динаміку тиску в колекторах та роботу ПІ-регулятора, та може бути використана для порівняльного аналізу режимів роботи такої системи.

Симуляції підтвердили функціональність системи в трьох основних режимах роботи: стабільну генерацію в крейсерському режимі, прискорення наростання тиску наддуву при різкому відриванні дросельної заслінки та можливість короткочасної рекуперації при її різкому закритті. Причому система демонструє стабільність після завершення перехідних процесів.

Ідентифіковано обмеження поточної версії моделі, зокрема відсутність динаміки дросельної заслінки, постійна температура вихлопних газів та відсутність зворотного впливу на газодинаміку двигуна. Ці спрощення не виключають практичну застосовність моделі, однак мають бути усунуті в майбутніх версіях для підвищення точності результатів.

Отримані результати підтверджують потенціал інтеграції гібридних електричних машин у систему турбонаддуву автомобільного двигуна з метою покращення його паливних та динамічних характеристик, що обґрунтовує доцільність досліджень у даному напрямку.

Список літератури

1. Heiduk T., Weiß U., Fröhlich A., Helbig J. (2016). *The New V8 TDI Engine from Audi Part 1: Engine Architecture and Turbocharging Concept with Electric Powered Compressor – MTZ worldwide*, doi: 10.1007/s38313-016-0041-2
2. Boretti A. (2017). F1 style MGU-H applied to the turbocharger of a gasoline hybrid electric passenger car. *Nonlinear Engineering*. Vol. 6, No. 4. DOI: 10.1515/nleng-2016-0069
3. Лал А.Г., Шелестов М.С. Аналіз існуючих систем наддуву та перспективи застосування електричного приводу у агрегатах наддуву. *Internal Combustion Engines* (журнал НТУ «ХПІ»). 2022. No. 1. P. 21–26. doi: 10.20998/0419-8719.2022.1.03
4. Lee, W., Schubert, E., Li, Y., Li, S., Bobba, D., Sarioglu, B. (2017). Overview of Electric Turbocharger and Supercharger for Downsized Internal Combustion Engines, *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Vol. 3, No. 1, pp. 36–47, DOI: 10.1109/TTE.2016.2620172
5. Cuturi, N., Sciubba, E., (2021). Design of a Tandem Compressor for the Electrically-Driven Turbocharger of a Hybrid City Car, *Energies*, Vol. 14, No. 10, 2890, DOI: 10.3390/en14102890
6. Jain, A., Nüesch, T., Naegele, C., Lassus, P.M., Onder, C.H. (2016). Modeling and Control of a Hybrid Electric Vehicle With an Electrically Assisted Turbocharger, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 65, No. 6, pp. 4344–4358, DOI: 10.1109/TVT.2016.2533585
7. Breitbach, H., Metz, D., Weiske, S. et al. (2015). Application and Design of the Electrically Driven Compressor from BorgWarner. *MTZ Worldw* 76, 16–21 <https://doi.org/10.1007/s38313-015-0042-6>

8. Eriksson L., Nielsen L. (2014). *Modeling and Control of Engines and Drivelines*. Chichester : John Wiley & Sons, 560 c. doi: 10.1002/9781118536186
9. Watson N., Janota M. S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London : Macmillan Press, 1982. doi: 10.1007/978-1-349-04024-7
10. Numerical and experimental analysis of automotive turbocharger compressor aerodynamic performance – *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2016. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.04.003
11. Galindo J. et al. (2010). Compressor surge enhancement strategies in automotive turbochargers. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Vol. 34. P. 1558–1567. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2010.07.010
12. Вороненко С. В., Субботін О. В., Лебеденко Ю. О., Рудакова Г. В. Моделювання суднової комплексної електроенергетичної турбокомпресорної установки в перехідних режимах. *Прикладні питання математичного моделювання* (ХНТУ, Херсон). 2019. doi: 10.32782/2618-0340/2019.2-2.1
13. Stefanyshyn V. (2026). Energy-efficient turbocharger-generator model: Model v1.0 [Software]. Zenodo. DOI: 10.5281/zenodo.19598914.

References (transliterated)

1. Heiduk T., Weiß U., Fröhlich A., Helbig J. (2016). *The New V8 TDI Engine from Audi Part 1: Engine Architecture and Turbocharging Concept with Electric Powered Compressor – MTZ worldwide*, doi: 10.1007/s38313-016-0041-2
2. Boretti A. (2017). F1 style MGU-H applied to the turbocharger of a gasoline hybrid electric passenger car. *Nonlinear Engineering*. Vol. 6, no. 4. DOI: 10.1515/nleng-2016-0069
3. Лал А.Г., Шелестов М.С. Аналіз існуючих систем наддуву та перспективи застосування електричного приводу у агрегатах наддуву. *Internal Combustion Engines* (журнал НТУ «ХП»). 2022. No. 1. P. 21–26. doi: 10.20998/0419-8719.2022.1.03
4. Lee, W., Schubert, E., Li, Y., Li, S., Bobba, D., Sarioglu, B. (2017). Overview of Electric Turbocharger and Supercharger for Downsized Internal Combustion Engines, *IEEE Transactions on Transportation Electri-*
fication, Vol. 3, no. 1, pp. 36–47, DOI: 10.1109/TTE.2016.2620172
5. Cuturi, N., Sciubba, E., (2021). Design of a Tandem Compressor for the Electrically-Driven Turbocharger of a Hybrid City Car, *Energies*, Vol. 14, no. 10, 2890, DOI: 10.3390/en14102890
6. Jain, A., Nüesch, T., Naegele, C., Lassus, P.M., Onder, C.H. (2016). Modeling and Control of a Hybrid Electric Vehicle With an Electrically Assisted Turbocharger, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 65, no. 6, pp. 4344–4358, DOI: 10.1109/TVT.2016.2533585
7. Breitbach, H., Metz, D., Weiske, S. et al. (2015). Application and Design of the Electrically Driven Compressor from BorgWarner. *MTZ Worldw* 76, 16–21 <https://doi.org/10.1007/s38313-015-0042-6>
8. Eriksson L., Nielsen L. (2014). *Modeling and Control of Engines and Drivelines*. Chichester : John Wiley & Sons, 560 c. doi: 10.1002/9781118536186
9. Watson N., Janota M. S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London : Macmillan Press, 1982. doi: 10.1007/978-1-349-04024-7
10. Numerical and experimental analysis of automotive turbocharger compressor aerodynamic performance – *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2016. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.04.003
11. Galindo J. et al. (2010). Compressor surge enhancement strategies in automotive turbochargers. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Vol. 34. P. 1558–1567. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2010.07.010
12. Voronenko S., Subbotin O., Lebedenko U., Rudakova H. (2019). Modeling of a ship's complex electric power turbocompressor installation in transient regimes. *Applied issues of mathematical modeling* (KhNTU, Kherson). no. 1, pp. 13-37 doi: 10.32782/2618-0340/2019.2-2.1
13. Stefanyshyn V. (2026). Energy-efficient turbocharger-generator model: Model v1.0 [Software]. Zenodo. DOI: 10.5281/zenodo.19598914.

Надійшла (received) 30.04.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About authors

Стефанишин Володимир Богданович / Stefanyshyn Volodymyr – аспірант, Національний університет «Львівська Політехніка»; м. Львів, Україна; тел.: (067) 282-86-78; ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-3184-1871>; e-mail: volodymyr.b.stefanyshyn@lpnu.ua