

ГТД з частково замкненим циклом

Шифр роботи «ЧЗЦИКЛ»

АНОТАЦІЯ

В науковій роботі під шифром «ЧЗЦИКЛ» пропонується схема двигуна з частково незамкненим циклом, котра дозволить покращити питомі параметри ГТД на дросельних режимах.

Метою науково дослідницької роботи є пошук та обґрунтування схеми газотурбінного двигуна, що дозволяє покращити його економічність на дросельних режимах.

Актуальність роботи полягає у пошуку нових схем газотурбінних двигунів та покращення їх роботи на нерозрахункових режимах.

В роботі розглянуто основні недоліки та переваги газотурбінних двигунів відкритого та закритого циклів, запропоновано схему ГТД з частково незамкненим циклом. Обрано робоче тіло та здійснено вибір параметрів циклу двигуна. Розглянуто питання сумісної роботи вузлів двигуна та виконано порівняння дросельних характеристик ГТД відкритого циклу та ГТД з частково незамкненим циклом. Виявлені проблеми, що вимагають більш детального розгляду. Описано роботу двигуна на нерозрахункових режимах.

Методи дослідження – термогазодинамічний розрахунок двигуна, математичне моделювання сумісної роботи вузлів ГТД.

Наукова робота включає: 24 с., 8 рис., 4 літературні джерела.

ГАЗОТРУБІННИЙ ДВИГУН, ГТД, ЗАМКНЕНИЙ ЦИКЛ, ДРОСЕЛЬНИЙ РЕЖИМ, РОБОЧЕ ТІЛО

ЗМІСТ	
ВСТУП	4
1 Загальна схема ГТД з частково незамкнутим циклом	5
2 Вибір параметрів для розрахунку газотурбінного двигуна частково незамкнутого циклу	10
2.1 Вибір параметрів циклу.....	10
2.2 Розрахункові параметри компресора для підвода повітря	15
3 Умови сумісної роботи елементів	18
4 Експлуатаційні характеристики двигуна.....	20
4.1 Дросельна характеристика.....	20
4.2 Робота компресора для підвода повітря на неразрахункових режимах.....	21
Висновки	23
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	24

ВСТУП

Газотурбінний двигун знайшов своє застосування в якості силової установки для різноманітних видів транспорту завдяки своїм перевагам, а саме високій питомій потужності та малій питомій масі. Коефіцієнт корисної дії та економічність ГТД на режимах наближених до розрахункового мають високі значення та можуть досягати рівня ККД дизельних двигунів. Але недоліком є суттєве зниження економічності при переході двигуна на дросельний режим, головним чином через зменшення параметрів циклу. Авіаційні та енергетичні ГТД мають досить малий час роботи на дросельних режимах, тоді як морський та сухопутний транспорт має необхідність використовувати режими часткової потужності. Крейсерська швидкість судна досягається при 60-80% максимальної потужності силової установки, при цьому економія пального забезпечується шляхом вимикання частини двигунів[1].

Газотурбінний двигун, у котрого робоче тіло циркулює по замкнутій проточній частині - газотурбінний двигун замкнутого циклу. Він має можливість регулювання потужності за рахунок зміни тиску на вході в двигун, при цьому залишаючи розрахунковими ступінь підвищення тиску та температуру газу перед турбіною[4].

Зазвичай, такий ГТД має зовнішній підвід тепла (в теплообміннику), що значно знижує ефективність горіння та збільшує гідравлічний спротив проточної частини двигуна й збільшує габарити й масу. Якщо використовувати підведення тепла в камері згоряння, то зменшаться втрати тепла та розміри. Але це спричиняє проблеми організації горіння та видалення надлишкової маси робочого тіла, яка утворюється при горінні палива. Необхідність видалення надлишкової маси робочого тіла робить цикл ГТД частково незамкнутим. Такий цикл можна називати частково незамкнутим циклом.

1 Загальна схема ГТД з частково незамкнутим циклом

Газотурбінний двигун відкритого циклу складається з вхідного пристрою, компресора, камери згоряння, турбіни та вихідного пристрою. Для реалізації замкнутого циклу рис.1.1 у звичну схему додаються канали що сполучають вихід з турбіни з теплообмінником та входом у компресор.

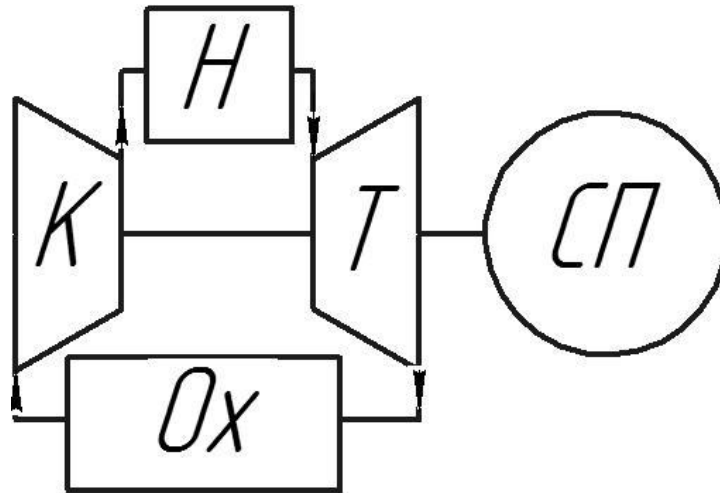


Рисунок 1.1 – ГТД замкненого циклу, К – компресор, Т – турбіна, Н – теплообмінний апарат для нагрівання робочого тіла, Ох – теплообмінний апарат для охолодження робочого тіла, СП – споживач.

У ГТУ із замкнутим циклом робочий газ циркулює без контакту з навколишнім середовищем, що дозволяє використати в якості робочого тіла не атмосферне повітря, а наприклад інертні гази. Через одноатомні молекули, що збільшує коефіцієнт ізоентропи, інертний газ здатен підвищити ККД циклу Брайтона рис.1.2, компресора та турбіни.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}}};$$

де π_k – степінь підвищення тиску;

k – коефіцієнт ізоентропи.

$$k = \frac{i + 2}{i}$$

де i – кількість степенів свободи молекули.

Для одноатомних газів $i = 3$, для двохатомних $i = 5$, для трьохатомних газів $i = 6$. Тоді коефіцієнт ізоентропи $k_1 = 1,667, k_2 = 1,4, k_3 = 1,333$ відповідно.

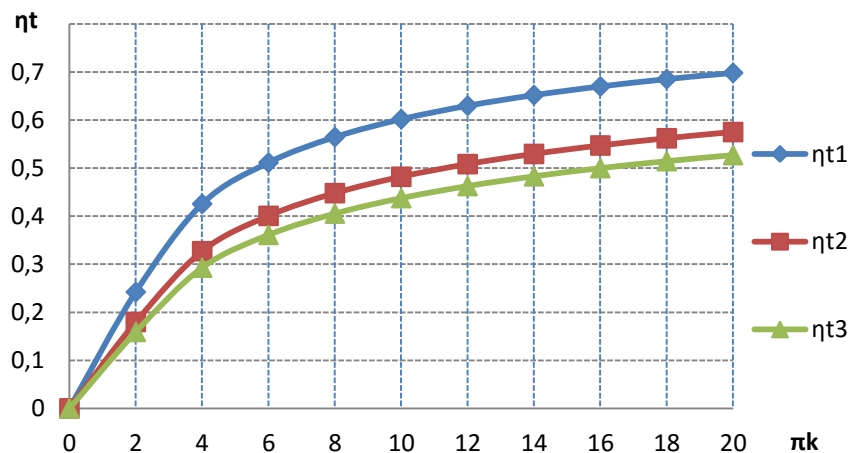


Рисунок 1.2 – Залежність термічного ККД циклу Брайтона від степеня підвищення тиску та числа молекул в робочому тілі.

Така властивість інертних газів робить їх більш енергоефективними робочим тілом по зрівнянні з двохатомним повітрям чи трьохатомними продуктами згорання.

Зовнішній підвід теплоти вимагає наявності топки, яка має достатньо великі втрати тепла з вихлопними газами. Якщо оцінювати ці втрати за допомогою коефіцієнта виділення тепла η_r , який застосовується для оцінки ефективності горіння у камерах згорання ГТД, то $\eta_r \approx 0,90$. Крім цього, це вимагає застосування теплообмінника, котрий не лише має великі масу й габарити, але і збільшує втрати повного тиску, що зменшує питомі параметри ГТД. Якщо використовувати варіант з підведенням тепла у КЗ, то $\eta_r \approx 0,99$, але виникають проблеми організації згорання палива у потоці одноатомного газу

(необхідність подавання пального та окиснювача), забруднення одноатомного енергоефективного робочого тіла багатоатомними енергонеефективними продуктами згорання та проблемами видалення надлишкової маси робочого тіла, що робить цикл частково незамкнутим. Якщо при цьому перед видалення надлишкового газу не розділяти вихлопні гази на одноатомний газ та багатоатомний газ, то при видаленні надлишкової маси робочого тіла видаляється і енергоефективний одноатомний газ, що через досить короткий час роботи призведе до зникнення вигаша від підбору найбільш енергоефективного робочого тіла. Тобто, використання одноатомного робочого тіла стане неефективним з точки зору економічності ГТД, але значно ускладнює його конструкцію. У такому разі доцільно вибрати у якості робочого тіла продукти згорання пального та повітря, які подаються у форкамеру камери згорання, утворюючи суміш близького до стехіометричного складу, згорають, а потім змішуються з робочим тілом на виході з компресору та спрямовується у турбіну. Надлишки робочого тіла видаляються, як показано на рис. 1.3, забезпечуючи незмінність тиску перед компресором на заданому режимі.

З точки зору енергоефективності така схема має переваги перед замкненою схемою на стадії підведення тепла (зменшуються втрати тепла), але використовують менш енергоефективне робоче тіло (трьохатомні молекули замість одноатомних). Це дозволить мати приблизно однакову енергоефективність ГТД замкнутого циклу та ГТД частково замкнутого циклу, однак ГТД частково замкнутого циклу має більш просту конструкцію, менші масу та розміри і використовує більш дешеве робоче тіло.

Для підведення окислювача (повітря) у камеру згорання необхідно використовувати додатковий компресор.

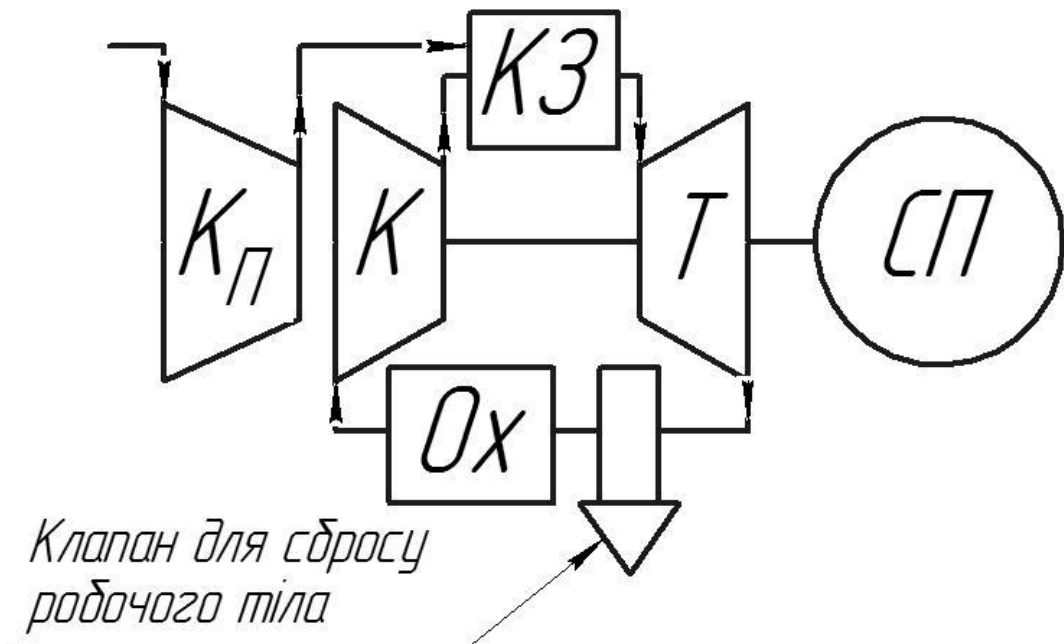


Рисунок 1.3 – Схема ГТД частково замкненого циклу, де $K_{п}$ – компресор для підводу атмосферного кисню в $KЗ$

Робочий процес ГТД з частково незамкнутим циклом складається з наступних процесів.

Робоче тіло (продукти згорання) стискаються компресором та поступають у вторинний контур камери згорання (в обхід зони горіння). У первинний контур (зону горіння) надходить пальне та повітря у пропорції необхідній для повного згорання палива (суміш близького до стехіометричного складу).

Підведення повітря здійснює додатковий компресор, який у роботі буде називатись компресор для підводу повітря.

Отримані продукти згорання високої температури змішуються з продуктами згорання, що надходять з компресора. При змішуванні забезпечується температура газу перед входом у турбіну. У турбіні газ розширюється, забезпечуючи потужністю компресор та споживача.

Робоче тіло, після виходу з турбіни проходить через пристрій (клапан рис. 1.3), що забезпечує постійність витрати робочого тіла через компресор на сталому режимі, викид робочого тіла, або його накопичення при переході

на інший режим роботи. Далі потрапляє у теплообмінний апарат для охолодження. Наявність теплообмінного апарата у схемі дає можливість комбінування циклу з паровим, що додатково підвищує енергоефективність ГТД. Далі, робоче тіло з початковими параметрами надходить до входу у компресор і цикл повторюється.

2 Вибір параметрів для розрахунку газотурбінного двигуна частково незамкнутого циклу

Вибір основних параметрів двигуна впливає на ефективність його роботи як силової установки. Основними вимогами до процесу двигуна є: висока економічність (малі значення питомої витрати палива) і висока питома потужність.

Перед вибором основних параметрів двигуна необхідно визначити розрахунковий режим. Залежно від призначення і умов, при яких розраховується двигун, вибираються параметри циклу, а також вузлів і відповідний їм розрахунковий режим роботи[2].

2.1 Вибір параметрів циклу

Для газотурбінного двигуна параметрами циклу є степінь підігріву $\theta = T_G^*/T_H^*$ та степінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k^* = P_K^*/P_B^*$.

Оберемо π_k^* основного компресора за π_k^* циклу.

Збільшення температури газів перед турбіною дозволяє значно збільшити питому потужність двигуна та економічність двигуна. Але для забезпечення надійності роботи турбіни при високих значеннях температури газу необхідно застосовувати більш складні види охолодження та новітні матеріали, що можуть працювати при високих температурах.

Прагнення отримати двигун з високими питомими параметрами вимагає збільшення ступеня підвищення тиску. Однак існує значення π_k при якому питома потужність двигуна має своє максимальне значення, а при подальшому збільшенні ступеню підвищення тиску питома потужність буде падати. Таке значення називають оптимальним $\pi_{k \text{ опт}}$. Також, існує мінімум питомої витрати палива котрому відповідає значення економічне $\pi_{k \text{ ек}}$ значно вище за $\pi_{k \text{ опт}}$. [3]

Зазвичай робочим тілом ГТД виступає повітря, тому необхідно проаналізувати вплив на значення $\pi_{k \text{ опт}}$ та $\pi_{k \text{ ек}}$ інших газів, оскільки

властивості газу будуть впливати не тільки на величину ефективної роботи, а й на значення $\pi_{k \text{ опт}}$. Для цього треба здійснити ряд розрахунків питомих показників для двигунів з різними робочими тілами та ступенем підвищення тиску в компресорі.

Питома потужність ГТД при виконанні аналізу приймається рівною роботі циклу[3]:

$$N_{\text{пит}} \approx Le$$

Робота циклу:

$$Le = CpT_H \frac{e - 1}{\eta_c} \left(\frac{m\theta\eta_c\eta_p}{e} - 1 \right)$$

де η_c, η_p - ККД процесів розширення та стискання котрі можуть бути прирівняними до ККД компресору та турбіни;

Cp - питома теплоємність при постійному тиску;

T_H - температура початку циклу;

$$e = \pi_k^{\frac{k-1}{k}};$$

m - зміна властивостей робочого тіла в КЗ.

ККД процесу стискання та розширення

ККД процесу стискання приблизно дорівнює ККД компресора.

$$\eta_c \approx \eta_k$$

Величина ізоентропного ККД багатоступінчастого компресора за параметрами загальмованого потоку залежить від ступеня підвищення тиску в компресорі і ККД його ступенів[2]:

$$\eta_K^* = \frac{(\pi_K^k - 1)^{\frac{k-1}{k}}}{(\pi_K^{k\eta_{cm}^*} - 1)},$$

де: η_{cm}^* - середнє значення ККД ступенів компресора, на розрахунковому режимі. Середнє значення ККД ступенів в багатоступеневих осьових компресорах сучасних двигунів лежить в межах 0,88 ... 0,9. приймаємо $\eta_{cm}^* = 0,9$.

ККД компресора може бути представлений як добуток:

$$\eta_K = \eta_K^* \cdot \eta_m',$$

де η_K^* - ізоентропний ККД компресора за параметрами загальмованого потоку, η_m' - механічний ККД компресора, що враховує втрати в його опорах, $\eta_m' = 0,985 \dots 0,995$. Приймаємо $\eta_m' = 0,99$.

ККД процесу розширення приблизно дорівнює ККД турбіни.

ККД неохолоджуваної турбіни ($T_{\Gamma}^* \leq 1250$ К) лежить зазвичай в діапазоні $\eta_{T, \text{неохл.}}^* = 0,9 \dots 0,92$. Приймаємо $\eta_{T, \text{неохл.}}^* = 0,9$.

ККД охолоджуваної турбіни:

$$\eta_T^* = \eta_{T, \text{охл.}}^* - 0,000125(T_{\Gamma}^* - 1250)$$

Ефективна робота циклу залежить не тільки від π_K , а й від властивостей робочого тіла в ГТД. Властивості газу будуть впливати не тільки на величину ефективної роботи а й на значення $\pi_{K \text{ опт.}}$.

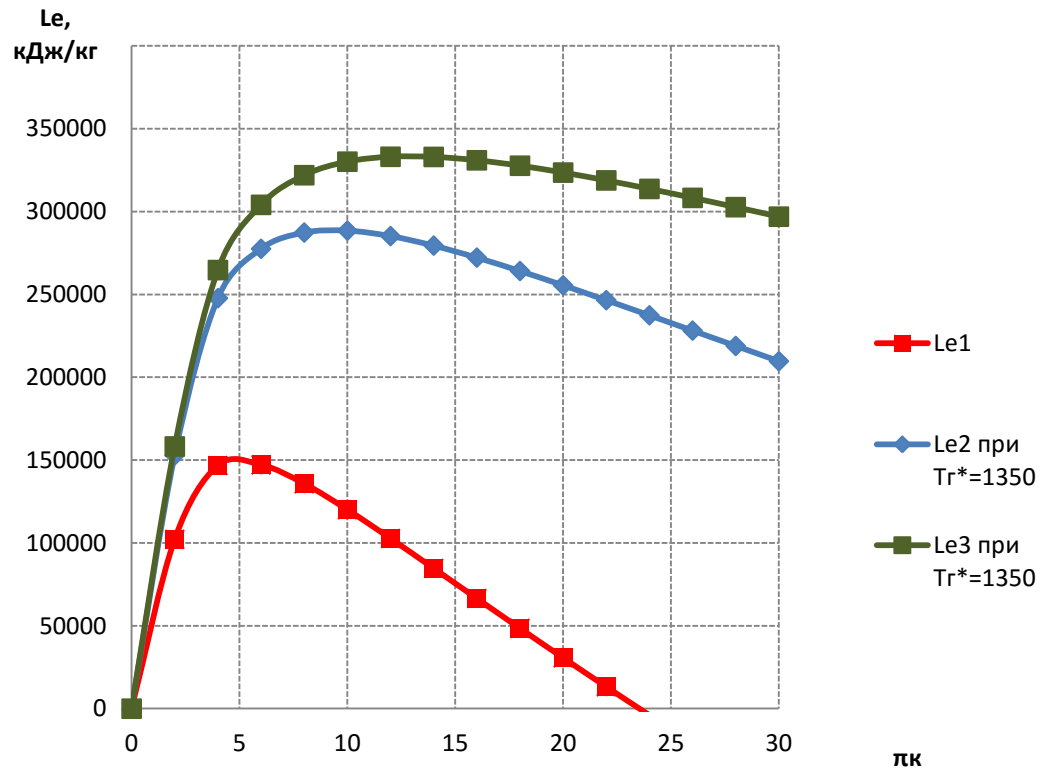


Рисунок 2.1 – графік $Le = f(\pi_k)$, для одноатомного газу (аргону), повітря та продуктів згоряння

З графіку рис.2.1 видно, що при однакових θ збільшення кількості атомів в робочому тілі газу призводить до збільшення $\pi_{k \text{ опт}}$. Для одноатомного газу буде $\pi_{k \text{ опт } 1} = 6$, максимум Le для повітря $\pi_{k \text{ опт } 2} = 10$, для продуктів згоряння $\pi_{k \text{ опт } 3} = 14$.

Також необхідно визначити значення $\pi_{k \text{ ек}}$, для цього проведемо серію розрахунків двигунів з $T_{\Gamma}^* = 1350$ та $T_{\Gamma}^* = 1250$ з різними значеннями π_k і продуктами згоряння в якості робочого тіла.

Питома витрата палива вираховується за формулою:

$$C_e = \frac{3600Q_0}{H_U Le}$$

де Q_0 - питома теплота, що вводиться з паливом;

H_U – нижча теплота згоряння палива. для природного газу
 $H_U = 50,5$ МДж/кг.

Питому теплоту, що вводиться з паливом вираховуємо за формулою:

$$Q_0 = \frac{C_{\Pi} \left(T_{\Gamma}^* - T_{\text{В}}^* \left(1 + \left(\frac{e-1}{\eta_{\text{К}}} \right) \right) \right)}{\eta_{\Gamma}} \quad (1)$$

де η_{Γ} – коефіцієнт повноти згоряння;

C_{Π} – умовна теплоємність процесу підвода теплоти;

Результати обчислень для двох серій двигунів з різними температурами газу представлені на графіку рис.2.2.

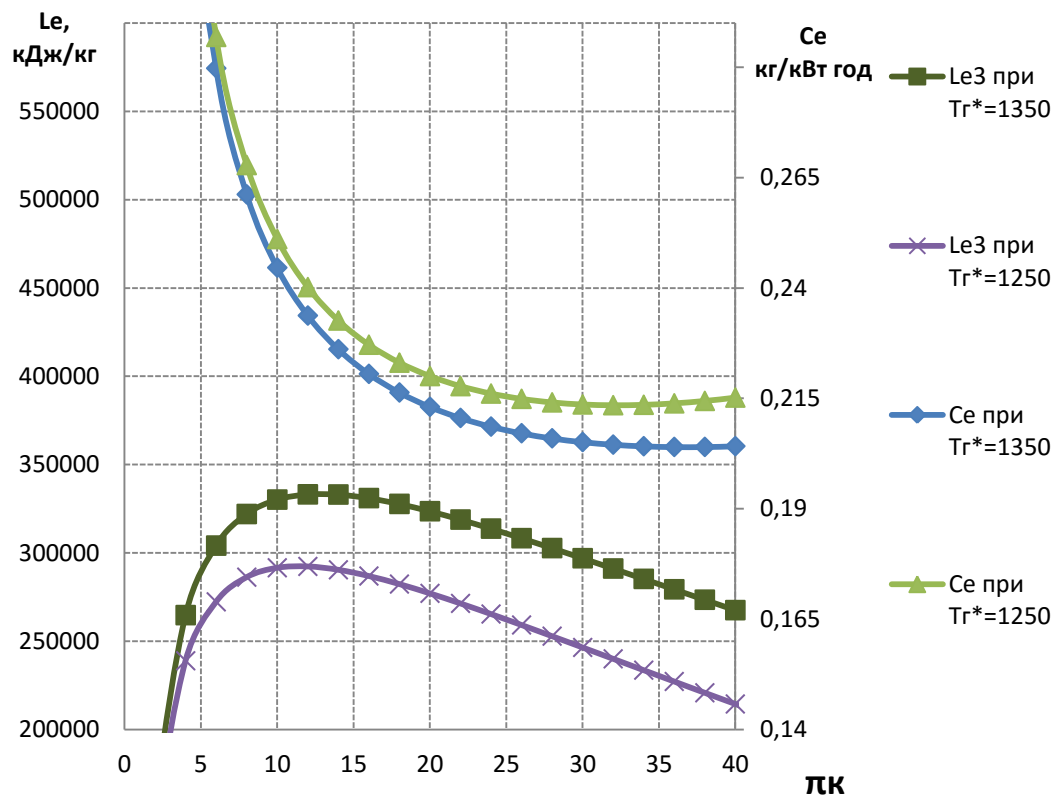


Рисунок 2.2 – Залежність питомих показників від параметрів циклу

Аналізуючи залежності питомих параметрів рис.2.2 можливо зробити висновок, що при температурі газу $T_{\Gamma}^*=1350$ К. найменше значення питомої

витрати палива досягається при $\pi_{k_{ек}} = 36$. Однак при такому високому степені підвищення тиску суттєво зменшується робота циклу, що призводить до збільшення габаритів двигуна. Оптимальним варіантом буде обрання розрахункового π_k якому відповідають ділянки з малим градієнтами зменшення обох питомих параметрів, а саме лежить в інтервалі $\pi_k = 20 \dots 25$.

Оберемо розрахункову точку з параметрами циклу $T_r^* = 1350$, $\pi_k = 24$.

2.2 Розрахункові параметри компресора для підвода повітря

Для забезпечення можливості регулювання потужності двигуна зміною тиску на вході в компресор замкнутого контура необхідно мати надлишковий тиск на режимі максимальної потужності. Величина надлишкового тиску повинна забезпечити достатній запас для випуску робочого тілу в атмосферу при переході на дросельний режим двигуна але мати найменше значення для забезпечення найменшої маси та габаритів трубопроводів та корпусів проточної частини.

Тиск на вході в компресор приймемо у 1,5 атмосфери

$$P_B^* = P_H \cdot 1,5 = 101325 \cdot 1,5 = 151987,5 \text{ Па.}$$

де P_H - стандартна атмосфера $P_H = 101325 \text{ Па}$.

Степінь підвищення компресору для підводу повітря повинна бути таким, що забезпечить втікання повітря у камеру згоряння. Це можливо при рівності тисків за компресорами $P_{кп}^* = P_k^*$. При обраній степені підвищення тиску замкнутого контуру $\pi_k^* = 24$ та при початковому тиску перед компресором $P_B = 151987,5 \text{ Па}$ можна визначити степінь підвищення тиску у компресорі для стиснення повітря. Для цього спочатку розраховується тиск на вході в повітряний компресор:

$$P_{ВКП}^* = P_H \sigma_{ВХ} = 101325 \cdot 0,96 = 97272 \text{ Па.}$$

де $\sigma_{ВХ}$ - коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої змінюється в діапазоні $\sigma_{ВХ} = 0,92 \dots 0,97$. Тут прийнято $\sigma_{ВХ} = 0,96$.

Необхідна степінь підвищення тиску у повітряному компресорі може бути вирахована як:

$$\pi_{кП}^* = \frac{P_{кП}^*}{P_{ВкП}^*} = \frac{P_{В}^* \pi_k^*}{P_{ВкП}^*} = \frac{151987,5 \cdot 24}{97272} = 37,5$$

Компресор, що подає повітря в камеру згоряння, повинен забезпечувати необхідний рівень витрати повітря в залежності від витрати палива. Пропорція між витратою повітря та витратою полива може бути представлена стехіометричним коефіцієнтом L_0 , що показує необхідну кількість повітря для повного згоряння одного кілограма пального.

$$L_0 = \frac{m_{Пов}}{m_{Пал}}$$

Для природного газу $L_0 = 17,2$ кг/кг, для гасу $L_0 = 14,9$ кг/кг.

Витрата пального пов'язана з витратою робочого тіла через відносну витрату палива

$$q_{П} = \frac{G_{Пал}}{G_{К}} = \frac{Q_0}{H_U} = \frac{918103,4}{50500000} = 0,0182$$

де $G_{Пал}, G_{К}$ – витрати палива та робочого тіла через компресор, відповідно;

Q_0 – питома теплота, що вираховується за формулою(1).

Тоді відношення витрати через компресор для підвода повітря до витрати робочого тіла через компресор буде мати вигляд

$$\frac{G_{\text{КП}}}{G_{\text{К}}} = q_{\text{П}} L_0 = 0,0182 \cdot 17,2 = 0,313.$$

Тобто, витрати повітря через компресор, що подає в КЗ повітря буде становити трохи менш третини витрати робочого тіла через замкнутий контур двигуна.

Такі умови потребують використання компресора з великою кількістю ступенів, що при малій витраті веде до зменшення висот лопаток та збільшення втрат. Тому можливо розглянути варіанти з послідовно розташованими відцентровими компресорами або вісевідцентровим компресором.

3 Умови сумісної роботи елементів

Основними умовами сумісної роботи турбокомпресору у ГТД відкритого циклу є [3]:

1. Витрата робочого тіла через компресор дорівнює сумі витрат робочого тіла через камеру згоряння, на охолодження та потреби за межами двигуна;
2. Потужність турбіни дорівнює сумі потужності компресора та потужності для приводу агрегатів;
3. Повний тиск перед турбіною більше ніж за компресором;
4. Частота обертання компресора дорівнює частоті обертання турбіни.

Для ГТД частково замкненого циклу основні умови зміняться та доповняться наступним чином.

Баланс витрат робочого тіла на вході в турбіну доповниться складовою підводу атмосферного повітря для окиснення палива.

$$G_{\Gamma} = G_K + G_{\text{Пал}} + G_{K\Pi} - G_{\text{Пот}} - G_{\text{Ох}}$$

де $G_{\text{Пот}}$, $G_{\text{Ох}}$ - масові витрати робочого тіла на потреби за межами двигунами та охолодження відповідно.

Винесемо за дужки витрату компресора та отримаємо

$$G_{\Gamma} = G_K (q_{\Pi} + q_{\Pi} L_0 - \overline{G_{\text{Пот}}} - \overline{G_{\text{Ох}}})$$

Також при роботі на одному режимі необхідно підтримувати встановлений тиск та витрату на вході в компресор шляхом випуску надлишку робочого тіла в атмосферу

$$G_{\text{Вип}} = G_{\text{T}} - G_{\text{K}} = G_{\text{T}} + G_{\text{Ox}} - G_{\text{K}}$$

Сучасні двигуни використовують багато каскадні схеми у яких кожний компресор приводиться до дії власною турбіною тому для кожного ротора окремий баланс потужностей. Особливістю саме типу двигуна, що пропонується є компресор для підводу повітря.

Тому для приводу основного компресору буде задіяна турбіна високого тиску ТВТ, для приводу компресора для підводу повітря – турбіна низького тиску ТНТ. Турбіна силова ТС забезпечить потужністю споживача.

Баланс потужностей між ТВТ та основним компресором буде мати вигляд:

$$\frac{N_{\text{K}}}{\eta_{\text{Мех}}} = N_{\text{ТВТ}} ; \quad \frac{L_{\text{K}}G_{\text{K}}}{\eta_{\text{Мех}}} = L_{\text{ТВТ}}G_{\text{T}}$$

Важливою умовою сумісної роботи усього двигуна, є зв'язок повних тисків за турбіною, з повним тиском перед компресором.

$$P_{\text{В}}^* = P_{\text{ТС}}^* \sigma_{\text{Вих}} \sigma_{\text{ТО}} \sigma_{\text{ВХ}}$$

де $P_{\text{ТС}}^*$ - повний тиск за силовою турбіною;

$\sigma_{\text{Вих}} \sigma_{\text{ТО}} \sigma_{\text{ВХ}}$ - коефіцієнти відновлення повного тиску вихідного колектору турбіни, коефіцієнт відновлення повного тиску теплообмінника та вихідного пристрою компресора відповідно.

Зв'язок тисків за компресорами розглянути у розділі 2.2.

4. Експлуатаційні характеристики двигуна

4.1 Дросельна характеристика

У ГТД відкритого циклу потужність змінюється за рахунок зміни витрати повітря одночасно з параметрами циклу двигуна, при переході двигуна на понижений режим це призводить до зниження термічного ККД, в наслідок зменшення параметрів циклу, зменшення ККД вузлів через роботу на точках віддалених від розрахункової. Регулювання здійснюється зміною параметрів циклу шляхом впливу на витрату палива $G_{\text{пал}}$. При зменшенні витрати палива $G_{\text{пал}} \downarrow$ відбувається $T_{\text{г}}^* \downarrow$ і тоді відповідно відношення $\frac{T_{\text{г}}^*}{T_{\text{н}}^*} \downarrow$ при тому, що параметри на вході залишаються незмінними, точка переміщується по лінії робочих режимах вниз. При цьому відбувається зниження $\pi_{\text{к}}^*$ і $G_{\text{п}}$. Зі зменшенням $T_{\text{г}}^*$, $\pi_{\text{к}}^*$ потужність $N_{\text{спит}}$ двигуна інтенсивно знижується, ККД циклу зменшується, а $C_{\text{е}}$ збільшується спочатку повільно, а потім більш швидко.

В результаті такого протікання дросельної характеристики на основних режимах роботи економічність зменшується.

Схема, що пропонується забезпечує зниження потужності двигуна зміною тільки витрати робочого тіла. Таке регулювання стає можливим завдяки наявності надлишкового тиску у компресор. Параметри циклу залишаються постійними, ККД вузлів змінюються доволі мало.

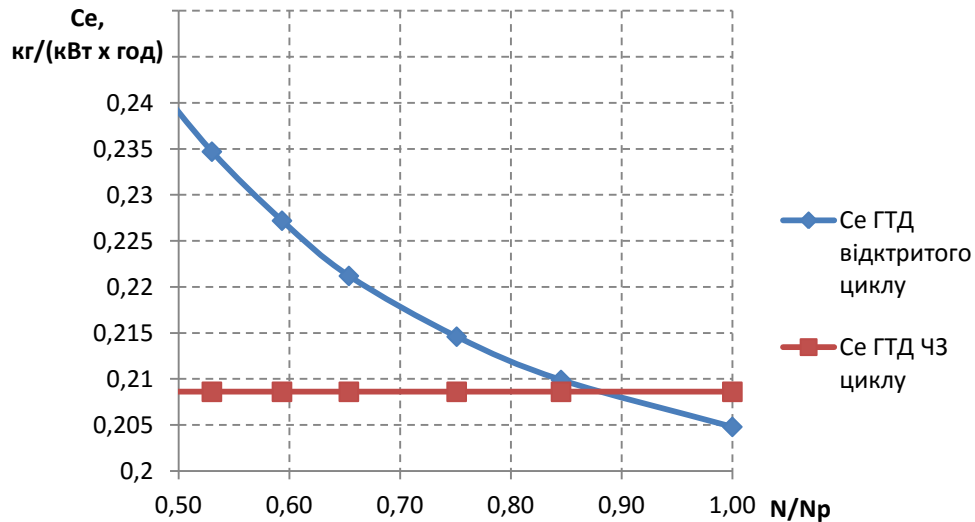


Рисунок 4.1 – Залежність C_e від відносної потужності.

На рис. 4.1 наведено порівняння протікання дросельної характеристики ГТД відкритого циклу з $C_e=0,2048$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ на розрахунковому режимі та ГТД частково замкнутого циклу з $C_e = 0,2086$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$. Можемо побачити, що на розрахунковому та на режимах до нього близьких звичайний ГТД буде мати перевагу у економічності. Але починаючи з режиму 0,85 потужності перевагу у економічності отримає ГТД частково замкнутого циклу. Виграш по питомій витраті палива на режимі 0,75 N_p становитиме 2,79%, на режимі 0,59 N_p становить 8,18%.

4.2 Робота компресора для підвода повітря на неразрахункових режимах.

При дроселюванні ГТД шляхом зменшення тиску перед компресором залишається незмінним режим роботи компресора (ступінь підвищення тиску, відносна густина току та приведена частота обертання ротора). Це викликає зменшення тиску у камері згоряння пропорційно тиску перед компресором, а значить впливає і на режим роботи повітряного компресора. Повітряний компресор використовує атмосферне повітря, тиск якого

приблизно постійний, тому ступінь підвищення тиску повинен зменшуватися при дроселюванні ГТД, щоби забезпечити умову спільної роботи обох компресорів – однаковість тисків на виході з компресорів $P_{КП}^* = P_K^*$. Це потребує зміни частоти обертання ротора повітряного компресору. Крім цього, для забезпечення стехіометричного складу палива необхідно мати можливість регулювати витрати повітря, тобто наявності дросельної заслінки та клапанів перепуску між повітряним компресором та камерою згорання.

Необхідність регулювання режиму повітряного компресора ускладнює систему регулювання ГТД та потребує незалежного від газогенератора джерела потужності.

Висновки

Схема газотурбінного двигуна з частково незамкненим циклом дає можливість змінювати потужність двигуна не змінюючи параметри циклу, зберігати питомі показники двигуна та економічність на режимах часткової потужності, що дає переваги у порівнянні з ГТД відкритого циклу на режимі 0,75 потужності в 2,79%, а при $N/N_p = 0,59$ в 8,18%.

ГТД з частково замкненим циклом має більш просту в реалізації конструкцію, ніж ГТД замкнутого циклу, а енергоефективність – вищу, ніж у ГТД відкритого циклу, тому може бути перспективною схемою газотурбінного привіду.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Friedman N. U.S. destroyers: an illustrated design history. — Annapolis, Maryland: Naval Institute Press, 1982.
2. Павленко Г.В. Термогазодинамический расчет газотурбинных двигателей и установок: учебное пособие. Харьков: ХАИ, 2007. 63 с.
3. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. 2. М., «Машиностроение», 1978, 336 с.
4. Злобин В.Г., Верхованцев А.А. Газотурбинные установки. Часть 1. Тепловые схемы. Термодинамические циклы: учебное пособие/ВШТЭ СПбГУПТД. - СПб., 2020. – 114 с.