Fundusze Europejskie dla Rozwoju Społecznego

Rzeczpospolita Polska

Dofinansowane przez Unię Europejską

Politechnika Świętokrzyska
Wydział Inżynierii Środowiska, Geodezji i Energetyki Odnawialnej

Kierunek studiów:
Odnawialne Źródła Energii

Hanna Koshlak

Materiały dydaktyczne do przedmiotu

Teoretyczne podstawy działania maszyn cieplnych

opracowane w ramach realizacji Projektu
„Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki”
FERS.01.05-IP.08-0234/23

Kielce, 2025

Spis treści

1. Wykaz ważniejszych oznaczeń 2
2. Wstęp 2
3. Tłokowe silniki spalinowe o spalaniu wewnętrznym: zasada działania i klasyfikacja 3
4. Analiza termodynamiczna silników cieplnych 5
5. Parametry termodynamiczne w punktach charakterystycznych obiegów silników spalinowych 9
6. Sprawność termiczna obiegu silnika cieplnego 12
7. Praca użyteczna obiegu 14
8. Średnie ciśnienie użyteczne 14
9. Obieg Otta 14
9.1. Analiza termodynamiczna obiegu Otta. Porównanie obiegu Otta z obiegiem Carnota. Przykład obliczeniowy 17
10. Obliczanie i analiza obiegów silników cieplnych przy założeniu, że ciepło właściwe czynnika roboczego *C=const* 24
11. Obiegi termodynamiczne na wykresach *p-v* i *T–s* 24
12. Graficzne przedstawienie przemian politropowych w układzie współrzędnych *p-v* i *T–s* 27
13. Przykładowe zadanie obliczeniowe 29
14. Spis literatury 29

Materiały dydaktyczne objęte licencją Creative Commons BY 4.0.

Licencja dostępna pod adresem: https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/

1. Wykaz ważniejszych oznaczeń

Symbol	Wielkość	Jednostka
C	ciepło właściwe	J/(kg K)
q	ciepło jednostkowe	J/kg
C_v	ciepło właściwe przy stałej objętości	J/kg
C_p	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu	J/kg
U	Energia wewnętrzna	J
ΔU	Zmiana energii wewnętrznej	J
s	Entropia	J/K
Δs	Zmiana entropii	J/K
p	Ciśnienie właściwe	Pa
R_u	Uniwersalna stała gazowa	kJ/(kmol K)
v	Objętość właściwa	m^3/kg
T	Temperatura	K
R_p	Stała gazowa powietrza	$J \cdot kg^{-1}K^{-1}$
λ	Stopień wzrostu ciśnienia podczas doprowadzania ciepła	-
ρ	Stopień rozprężania podczas doprowadzania ciepła	-
ε_s	Stopień sprężania	-
ε_r	Stopień rozprężania	-
k	Wykładnik adiabaty	-
n	Wykładnik politropy	-
l_t	Praca użyteczna obiegu	$\mathrm{J/kg}$
p_t	Średnie ciśnienie użyteczna obiegu	Pa
μ	Masa molowa	kg/kmol
i	Stopni swobody	-

2. Wstęp

Maszyny cieplne odgrywają fundamentalną rolę w konwersji różnych form energii w użyteczną pracę mechaniczną lub ciepło. Chociaż historycznie pojęcie "maszyny cieplne" kojarzy się głównie z tradycyjnymi silnikami, w rzeczywistości obejmują one szerokie spektrum urządzeń: od silników spalinowych i turbin w elektrowniach, po pompy ciepła i systemy chłodnicze. Wszystkie te urządzenia funkcjonują w oparciu o uniwersalne prawa termodynamiki, w tym pierwszą zasadę termodynamiki, która mówi o zachowaniu energii. Zrozumienie kluczowych pojęć, takich jak ciepło (Q), praca (W) i energia wewnętrzna (ΔU), jest niezbędne do analizy obiegów termodynamicznych, takich jak obieg Carnota, Rankine'a czy Otto.

3. Tłokowe silniki spalinowe o spalaniu wewnętrznym: zasada działania i klasyfikacja

Tłokowe silniki spalinowe stanowią klasę maszyn cieplnych, których podstawowej funkcją jest konwersja energii chemicznej paliwa w użyteczną pracę mechaniczną. Proces ten jest realizowany poprzez kontrolowane spalanie czynnika roboczego, typowo mieszanki paliwowo-powietrznej lub gazowej, w zamkniętej przestrzeni cylindra. W wyniku egzotermicznej reakcji spalania następuje gwałtowny wzrost temperatury i ciśnienia powstałych gazów spalinowych, co prowadzi do ekspansji gazów i przemieszczenia tłoka. Ruch posuwisto-zwrotny tłoka jest następnie, za pośrednictwem mechanizmu korbowo-tłokowego, przekształcany w ruch obrotowy wału korbowego, dostarczając moc mechaniczną. Tłokowe silniki spalinowe charakteryzują się wysoką efektywnością w transformacji energii chemicznej paliwa w energię mechaniczną. W wielu zaawansowanych systemach, energia mechaniczna może być dalej konwertowana w energię elektryczną (np. w generatorach prądotwórczych) oraz energię cieplną (poprzez odzysk ciepła ze spalin i układów chłodzenia). Jest to szczególnie istotne w układach kogeneracyjnych, gdzie tłokowe silniki spalinowe, często zasilane biopaliwami, umożliwiają jednoczesną i wysokoefektywną produkcję obu form energii, przyczyniając się do zwiększenia ogólnej sprawności energetycznej systemu. Konstrukcja oraz parametry eksploatacyjne tłokowych silników spalinowych są determinowane przede wszystkim sposobem dostarczania ciepła do czynnika roboczego w obiegu termodynamicznym, co definiuje charakterystykę cyklu pracy silnika (np. obieg Otta, obieg Diesla). Istotny wpływ na ich charakterystykę mają również specyficzne cechy konstrukcyjne poszczególnych jednostek, takie jak: liczba i układ cylindrów, pojemność skokowa, stopień sprężania, typ układu zasilania paliwem, system rozrządu oraz technologia oczyszczania spalin. Te elementy w dużym stopniu decydują o mocy, momencie obrotowym, zużyciu paliwa i emisji spalin danego silnika.
W celu systematyzacji wiedzy dotyczącej budowy i zasad działania tłokowych silników spalinowych stosuje się szereg kryteriów klasyfikacyjnych. Jednym z podstawowych jest sposób inicjacji spalania mieszanki paliwowo-powietrznej (lub gazowej) w komorze spalania. W zależności od sposobu spalania, rozróżnia się dwa główne typy silników: silniki z zapłonem iskrowym i zapłonem samoczynnym. W silnikach z zapłonem iskrowym, kompresji poddawana jest mieszanka paliwowo-powietrzna (lub paliwo-powietrze w przypadku silników z bezpośrednim wtryskiem). Zapłon następuje w ściśle określonym momencie cyklu pracy, w wyniku iskry elektrycznej generowanej przez świecę zapłonową. Proces ten jest inicjowany zewnętrznie. Do tej kategorii zaliczają się silniki benzynowe oraz silniki gazowe, charakteryzujące się kontrolowanym momentem zapłonu. Zasada działania silników

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki" nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

zapłonem samoczynnym (na przykład Diesla) polega na sprężaniu powietrza w cylindrze do bardzo wysokiej temperatury i ciśnienia. Następnie, w odpowiednim momencie, paliwo (olej napędowy) jest wtryskiwane pod wysokim ciśnieniem bezpośrednio do rozgrzanego powietrza, co prowadzi do jego natychmiastowego zapłonu bez potrzeby zewnętrznej inicjacji.
Pod względem sposobu, w jaki inicjowane i realizowane jest spalanie mieszanki paliwowej, silniki spalinowe dzieli się na dwie główne kategorie: silniki ze spalaniem zewnętrznym i silniki ze spalaniem wewnętrznym.
W silnikach ze spalaniem zewnętrznym proces spalania czynnika roboczego (np. węgla, gazu, biomasy) odbywa się poza cylindrem silnika. Przykładem są silniki Stirlinga, gdzie ciepło ze spalania jest przekazywane do gazu roboczego (np. wodoru lub helu) znajdującego się w zamkniętym obiegu. Cechą charakterystyczną takiego sposobu spalania jest brak bezpośredniego kontaktu spalin z elementami ruchomymi silnika, co często przekłada się na mniejsze zużycie mechaniczne i możliwość zastosowania różnorodnych źródeł ciepła. Silniki ze spalaniem wewnętrznym znalazły zastosowanie w napędach pojazdów i wielu zastosowaniach energetycznych. Zasada działania silników polega na wtryskiwaniu paliwa bezpośrednio do cylindra (lub do kolektora dolotowego, gdzie miesza się z powietrzem), a następnie spalaniu w jego wnętrzu. Gazy spalinowe, które powstają bezpośrednio w komorze roboczej, oddziałują na tłok, wykonując pracę. Do tej grupy zaliczają się wszystkie silniki z zapłonem iskrowym oraz z zapłonem samoczynnym.
Kolejnym kluczowym kryterium jest liczba suwów tłoka niezbędnych do wykonania pełnego cyklu roboczego silnika, co ma bezpośrednie przełożenie na liczbę obrotów wału korbowego. Silniki czterosuwowe (czterotaktowe) charakteryzują się tym, że pełny cykl pracy, prowadzący do wykonania jednego procesu spalania i wytworzenia mocy, obejmuje cztery suwy tłoka: suw ssania (tłok przemieszcza się w dół, zasysając świeżą mieszankę paliwowo-powietrzną lub powietrze); suw sprężania (tłok przemieszcza się w górę, sprężając zassaną mieszankę); suw pracy/rozprężania (po zapłonie, gazy spalinowe rozprężają się, pchając tłok w dół, co generuje użyteczną pracę); suw wydechu (tłok ponownie przemieszcza się w górę, wypychając spaliny z cylindra). Pełny obieg w silniku czterosuwowym odpowiada dwóm pełnym obrotom wału korbowego.
W teorii silników spalinowych kluczową rolę odgrywają analizy idealnych obiegów termodynamicznych, które stanowią uproszczone, ale fundamentalne modele dla rzeczywistych silników tłokowych (Egiejman, 1948). Do najważniejszych należą:

- obieg Otta: idealny model dla silników z zapłonem iskrowym, charakteryzujący się izochorycznym (przy stałej objętości) doprowadzeniem ciepła;
- obieg Diesla: idealny model dla silników z zapłonem samoczynnym, w którym ciepło jest doprowadzane izobarycznie (przy stałym ciśnieniu);

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki" nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

- obieg Sabathégo (lub Seiliger'a): obieg mieszany, łączący cechy obiegu Otta i Diesla, gdzie część ciepła jest doprowadzana izochorycznie, a część izobarycznie, co lepiej oddaje proces spalania w rzeczywistych silnikach z zapłonem samoczynnym.

4. Analiza termodynamiczna silników cieplnych

Przemiany zachodzące w idealnych cyklach termodynamicznych dzielą się na następujące (Pavlenko, 2021).

- izotermiczne - procesy zachodzące przy stałej temperaturze ($T = const$), opisywane równaniem $p \cdot v = const$.
- izochoryczne - procesy zachodzące przy stałej objętości ($v = const$), opisywane równaniem $p/T = const$.
- izobaryczne - procesy zachodzące przy stałym ciśnieniu ($p = const$).
- adiabatyczne (izentropowe): procesy przebiegające bez wymiany ciepła z otoczeniem, opisywane równaniem $p \cdot v^k = const$, gdzie $k = \frac{C_p}{C_v}$ jest wykładnikiem adiabaty (stosunkiem ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu do ciepła właściwego przy stałej objętości).

Dla obiegów teoretycznych dla silników Otta, Diesla, Sabathégo charakterystyczne są następujące wspólne cechy procesów: sprężanie i rozprężanie realizowane są izentropowo (adiabatycznie i odwracalnie), odprowadzenie ciepła z obiegu następuje izochorycznie (przy stałej objętości). Różnice pomiędzy tymi obiegami dotyczą przede wszystkim sposobu doprowadzenia ciepła do czynnika roboczego:

- w obiegu Otta ciepło jest doprowadzane izochorycznie (przy stałej objętości, $v = const$);
- w obiegu Diesla ciepło jest doprowadzane izobarycznie (przy stałym ciśnieniu, $p = const$);
- w obiegu Sabathégo ciepło doprowadza się dwuetapowo – jedna część ciepła jest doprowadzana izochorycznie ($v = const$), a druga izobarycznie ($p = const$).

Wszystkie procesy termodynamiczne omówione wcześniej (izotermiczne, izochoryczne, izobaryczne, adiabatyczne) mogą być traktowane jako szczególne przypadki szerszej kategorii przemian, nazywanych procesami politropowymi. Procesy te podlegają ogólnemu równaniu:

$$p \cdot v^n = const, \tag{1}$$

gdzie *n* jest wykładnikiem politropy.

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki" nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

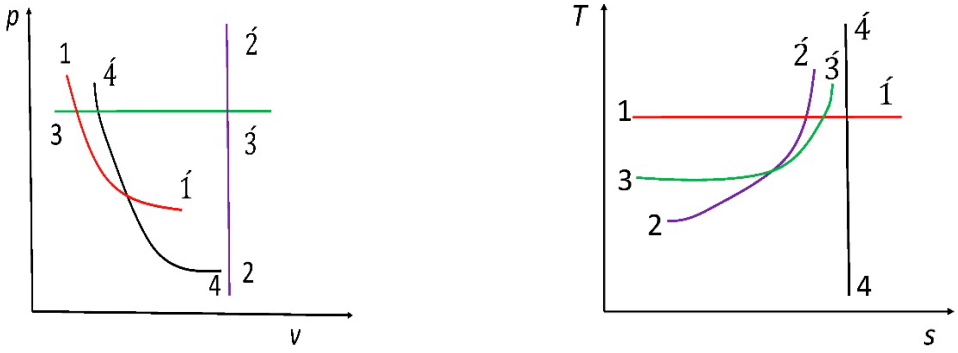
Wartość wykładnika *n* determinuje przebieg danego procesu, umożliwiając opisanie za pomocą powyższego równania dowolnej z wymienionych przemian. Przykładowe wartości wykładnika politropy n dla różnych procesów przedstawiono w Tabeli 1.

Tabela 1. Przykładowe wartości wykładnika politropy n dla różnych procesów

Przemiana termodynamiczna	**Charakterystyka**	**Wartość wykładnika politropy (n)**
izochoryczna	*v=const*	$n \to \infty$
izotermiczna	*T=const*	*n=1*
izobaryczna	*p=const*	*n=0*
adiabatyczna	*q=const*	*n=k (wykładnik adiabaty)*

Na rysunku 1 zostały zamieszczone przemiany w układach współrzędnych $p-v$ (ciśnienie-objętość) oraz $T-s$ (temperatura-entropia), gdzie *s* oznacza entropię czynnika roboczego.

[Tekst alternatywny. Na wykresach widoczne są linie w różnych kolorach (czarnym, czerwonym, niebieskim), które reprezentują poszczególne przemiany. Przemiana izotermiczna (1-1') przedstawiona kolorem czerwonym. Na wykresie $p-v$ jest to krzywa w kształcie hiperboli. Na wykresie $T-s$ jest to linia pozioma. Przemiana izochoryczna (2-2') reprezentowana kolorem (fioletowym). Na wykresie $p-v$ jest to linia pionowa. Na wykresie $T-s$ jest to linia zakrzywiona, wznosząca się w górę. Przemiana izobaryczna (3-3') pokazana kolorem zielonym. Na wykresie $p-v$ jest to linia pozioma. Na wykresie $T-s$ jest to krzywa, wznosząca się w górę, ale o mniejszym nachyleniu niż przemiana izochoryczna. Przemiana adiabatyczna (4-4') przedstawiona kolorem czarnym. Na wykresie $p-v$ jest to krzywa bardziej stroma niż izoterma. Na wykresie $T-s$ jest to linia pionowa].

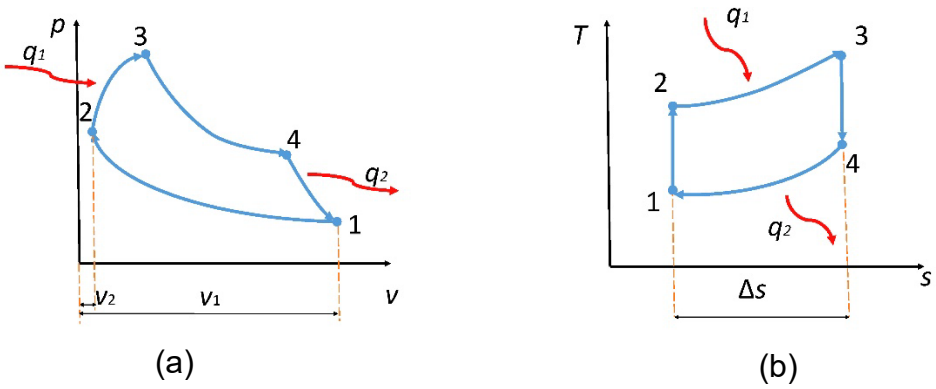


(a) (b)

Rys.1. Podstawowe przemiany termodynamiczne w układach współrzędnych (a) $p-v$ i (b) $T-s$: (1-1) przemiana izotermiczna; (2-2) przemiana izochoryczna; (3-3) przemiana izobaryczna; (4-4) przemiana adiabatyczna.

W oparciu o przyjęte założenia, działanie silnika cieplnego można przedstawić w postaci zamkniętego obiegu termodynamicznego. Przykładowy obieg termodynamiczny, we współrzędnych $p-v$ (ciśnienie-objętość) oraz $T-s$ (temperatura-entropia), zamieszczono na rysunku 2.
[Tekst alternatywny. Na rysunku zamieszczono dwa wykresy: (a) obieg termodynamiczny we współrzędnych ciśnienia (p) na osi pionowej i objętości (v) na osi poziomej, oraz (b) ten sam obieg we współrzędnych temperatury (T) na osi pionowej i entropii (s) na osi poziomej. Na obu wykresach widoczny jest zamknięty obieg, przedstawiony niebieską linią, składający się z czterech ponumerowanych punktów (1, 2, 3, 4) połączonych zakrzywionymi segmentami. Strzałki wzdłuż niebieskiej linii wskazują kierunek obiegu (zgodnie z ruchem wskazówek zegara). Na wykresie $p-v$ zaznaczono pomarańczowymi przerywanymi liniami i opisami objętości właściwe v_1 i v_2. Na wykresie $T-s$ oznaczono pomarańczową przerywaną linią i zmianę entropii Δs. Dodatkowo, na obu wykresach widoczne są czerwone, faliste strzałki symbolizujące przepływ ciepła: strzałka q_1 jest skierowana do obiegu (między punktami 2 i 3) reprezentuje doprowadzenie ciepła, natomiast strzałka q_2 jest skierowana od obiegu (między punktami 4 i 1) i reprezentuje odprowadzenie ciepła].

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki"
nr FERS.01.05-IP.08-0234/23



Rys. 2. Przykładowy obieg termodynamiczny w układach (a) $p-v$ i (b) $T-s$

Obiegi termodynamiczne, takie jak obieg Otta, obieg Diesla oraz obieg Sabathégo, są tradycyjnie kojarzone z analizą i projektowaniem silników spalinowych zasilanych paliwami kopalnymi. Niemniej jednak, fundamentalne zasady działania maszyn cieplnych, na których bazują te obiegi, mają kluczowe znaczenie również w kontekście dynamicznie rozwijających się technologii odnawialnych źródeł energii (OZE). Ich zrozumienie pozwala na optymalizację procesów konwersji energii w systemach ekologicznych. Przykładowo, w biogazowniach, będących istotnym elementem gospodarki obiegu zamkniętego i systemów OZE, powszechnie wykorzystuje się silniki gazowe. Jednostki te często działają w oparciu o zmodyfikowany obieg Otta, dostosowany do spalania biogazu – gazowego paliwa powstającego w procesie fermentacji metanowej biomasy. Kluczowym aspektem efektywności takich instalacji jest odzysk ciepła odpadowego (ze spalin oraz z układu chłodzenia silnika). W kontekście paliw alternatywnych, na uwagę zasługują silniki pracujące w obiegu Trinklera. Mogą one być szczególnie korzystne w systemach zasilanych gazem syntezowym (syngazem), pochodzącym ze zgazowania biomasy, lub w przyszłości – wodorem. Ich zdolność do efektywnego działania w zmiennych warunkach zasilania oraz potencjalna wysoka sprawność sprawiają, że stanowią one potencjalnie kluczowy element systemów hybrydowych OZE. W takich układach, gdzie współpraca z niestabilnymi źródłami energii odnawialnej (np. wiatrowej czy słonecznej) wymaga szybkiej i efektywnej regulacji mocy, silniki te mogą pełnić rolę stabilizatora, zapewniając elastyczność i niezawodność dostaw energii.

5. Parametry termodynamiczne w punktach charakterystycznych obiegów silników spalinowych

W celu uproszczenia analizy termodynamicznej tłokowych silników spalinowych oraz stworzenia zamkniętego, odwracalnego obiegu porównawczego, niezbędne jest przyjęcie szeregu idealizujących założeń. Warunki te umożliwiają konstrukcję teoretycznych modeli, które, mimo że nie oddają w pełni złożoności rzeczywistych procesów, są kluczowe dla zrozumienia fundamentalnych zależności i określenia limitów sprawności teoretycznej tych maszyn (Szargut, 2020).
Pierwszym istotnym uproszczeniem jest idealizacja czynnika roboczego: produkty spalania paliwa są traktowane jako gaz doskonały. Pomija się tym samym wszelkie zjawiska związane z nieidealnym zachowaniem gazów, takie jak zmiany ciepła właściwego w zależności od temperatury czy oddziaływania międzycząsteczkowe Ponadto, w modelach idealnych nie uwzględnia się strat przepływowych: oporów aerodynamicznych powstających podczas przepływu gazów przez zawory dolotowe i wylotowe; straty związanych z procesami napełniania cylindra świeżym ładunkiem (mieszanką paliwowo-powietrzną lub powietrzem) oraz procesami wypychania spalin z cylindra. W rzeczywistych silnikach te straty, wynikające z tarcia i zawirowań, obniżają sprawność ogólną.
Kolejne uproszczenia dotyczą procesów wymiany ciepła oraz przemian zachodzących wewnątrz cylindra. Proces spalania paliwa (doprowadzenie ciepła) jest traktowany jako idealny, odwracalny proces termodynamiczny, zachodzący natychmiastowo i bez strat. W zależności od obiegu (Otta, Diesla, Sabathégo), przyjmuje się go jako izochoryczny (przy stałej objętości) lub izobaryczny (przy stałym ciśnieniu). Proces usuwania spalin do atmosfery (odprowadzenie ciepła) jest również idealizowany jako odwracalny proces termodynamiczny, zachodzący typowo izochorycznie. Pomija się rzeczywiste etapy wydechu i związane z nimi straty energii. Procesy sprężania i rozprężania czynnika roboczego są uważane za adiabatyczne i odwracalne (izentropowe). Oznacza to, że w trakcie tych przemian nie dochodzi do wymiany ciepła z otoczeniem, a wewnętrzne tarcie i inne źródła nieodwracalności są pomijane. W rzeczywistości procesy te są politropowe i towarzyszą im straty.
Powyższe założenia umożliwiają tworzenie uproszczonych obiegów teoretycznych, takich jak obieg Otta, Diesla czy Sabathégo. Modele te, pomimo swej uproszczonej i idealistycznej natury, odgrywają kluczową rolę w inżynierii i służą jako punkt odniesienia i narzędzie do wstępnej analizy sprawności i efektywności energetycznej rzeczywistych silników spalinowych.
Głównymi parametrami obiegu silnika spalinowego są wielkości bezwymiarowe.
Stopień sprężania (ε_s) jest jednym z kluczowych parametrów termodynamicznych charakteryzujących tłokowe silniki spalinowe, określa stosunek objętości właściwej

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki" nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

czynnika roboczego na początku sprężania (v_1) do objętości właściwej na końcu sprężania (v_2):

$$\varepsilon_s = \frac{v_1}{v_2}. \tag{2}$$

Stopień rozprężania (ε_r):

$$\varepsilon_r = \frac{v_4}{v_3}. \tag{3}$$

Stopień wzrostu ciśnienia (λ) podczas doprowadzania ciepła:

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}. \tag{4}$$

Stopień wstępnego rozprężania (ρ) podczas doprowadzania ciepła:

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}. \tag{5}$$

W przypadku doprowadzenia ciepła w przemianie politropowej (przemiana 2-3 na rys. 2): wykładnik politropy procesu (n_1) oraz ciepło właściwe (C_1).
Przy odprowadzeniu ciepła w przemianie politropowej (przemiana 4-1 na rys. 2): wykładnik politropy procesu odprowadzenia ciepła (n_2) oraz ciepło właściwe (C_2).
Wykładnik adiabaty (k) – bezwymiarowa wielkość równa stosunkowi ciepła właściwego w przemianie izobarycznej (C_p) do ciepła właściwego w przemianie izochorycznej (C_v):

$$k = \frac{C_p}{C_v}. \tag{6}$$

Punkt 1. Parametry p_1 i T_1. Parametry stanu termodynamicznego ciała roboczego w tym punkcie odpowiadają parametrom otoczenia wokół silnika (dla silników bez turbosprężarki).
Z równania stanu gazu doskonałego objętość właściwa v dla jednostki masy czynnika roboczego:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1}. \tag{7}$$

Punkt 2. W przemianie 1-2 następuje adiabatyczne sprężanie ciała roboczego:

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki"
nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

$$p_2 v_2^k = p_1 v_1^k;\ T_2 v_2^{k-1} = p_1 v_1^{k-1}. \tag{8}$$

Ciśnienie w punkcie 2:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = p_1 \varepsilon_1^k; \tag{9}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = T \varepsilon_1^{k-1}. \tag{10}$$

<u>Stopień sprężania</u> (ε_s)

$$\varepsilon_s = \frac{v_1}{v_2}. \tag{11}$$

<u>Punkt 3.</u> Zgodnie ze wzorami (4), (5), (9)-(11):

$$p_3 = p_1 \lambda \varepsilon_1^k; \tag{12}$$

$$v_3 = v \frac{\rho}{\varepsilon_1^k}. \tag{13}$$

Z równania stanu gazu doskonałego:

$$p_2 v_2 = RT_2;\quad p_3 v_3 = RT_3; \tag{14}$$

Następnie dzieląc stronami drugie równanie przez pierwsze równanie w (14):

$$\lambda \cdot \rho = \frac{T_3}{T_2} \tag{15}$$

Biorąc pod uwagę (10):

$$T_3 = T_1 \lambda \rho \varepsilon_1^{k-1}. \tag{16}$$

<u>Punkt 4.</u> Zgodnie z rys. 2 (b):

$$\Delta s = c_1 \ln \frac{T_3}{T_2} = c_2 \ln \frac{T_4}{T_1}, \tag{17}$$

$$T_4 = T_1 \lambda \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{C_1}{C_2}}; \tag{18}$$

$$T_4 = T_1 (\lambda \rho)^{\frac{C_1}{C_2}}. \tag{19}$$

W przemianie politropowej 4-1:

$$p_4 v_4^{n_2} = p_1 v_1^{n_2}; \;\; T_4 v_4^{n_2 - 1} = T_1 v_1^{n_2 - 1} \tag{20}$$

$$v_4 = v_1 \left(\frac{T_1}{T_4}\right)^{\frac{1}{n_2 - 1}}. \tag{21}$$

Albo

$$v_4 = v_1 (\lambda \rho)^{\frac{C_1}{C_2 (1 - n_2)}}, \tag{22}$$

$$n_2 = \frac{C_2 - C_p}{C_2 - C_v}, \tag{22}$$

Ciśnienie w punkcie 4:

$$p_4 = \frac{R \cdot T_4}{v_4}. \tag{23}$$

6. Sprawność termiczna obiegu silnika cieplnego

Sprawność termiczna (η_t) silnika cieplnego stanowi miarę stopnia wykorzystania dostarczonego ciepła. Ogólnie, sprawność termiczną silnika cieplnego można obliczyć za wzorem:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \tag{24}$$

gdzie q_1 - ciepło doprowadzone do obiegu; q_2 - ciepło odprowadzone z obiegu.
Z definicji pojemności cieplnej $\left(C = \frac{q}{\Delta T}\right)$ <u>dla przemiany politropowej</u> (2-3 i 4-1 rys.2):

$$q_1 = C_1(T_3 - T_2), \tag{25}$$

$$q_2 = C_2(T_4 - T_1). \tag{26}$$

Wtedy sprawność termiczna (η_t) silnika cieplnego:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{\frac{C_1}{C_2}(T_3 - T_2)}, \tag{27}$$

albo

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_1^{k-1}} \frac{(\lambda\rho)^{\frac{C_1}{C_2}} - 1}{\frac{C_1}{C_2}(\lambda\rho - 1)}. \tag{28}$$

Sprawność przy doprowadzeniu i odprowadzeniu ciepła w przemianie izochorycznej (obieg Otta), gdy $C_1 = C_2 = C_v$:

$$\eta_{Otta} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_1^{k-1}}, \tag{29}$$

gdzie C_v jest ciepło właściwe przy stałej objętości.
Natomiast sprawność termiczna (η_t) silnika cieplnego przy $C_1 = C_\mathrm{p}$, $C_2 = C_v$, λ=1 (stopień wzrostu ciśnienia), $\frac{p_3}{p_2} = 1$, $\frac{C_p}{C_v} = k$:

$$\eta_{\mathrm{Diesla}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_1^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}. \tag{30}$$

Przykładowo sprawność termiczna (η_t) silnika cieplnego przy $C_1 = C_\mathrm{v}$, $C_2 = C_p$, ρ=1 (stopień wstępnego rozprężania), $\frac{v_3}{v_2} = 1$:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_1^{k-1}} \frac{\lambda^{\frac{1}{k}} - 1}{\lambda - 1}. \tag{31}$$

Sprawność termiczna (η_t) obiegu Sabathego w którym ciepło doprowadza się częściowo przy stałej objętości ($C_1 = C_v$) i częściowo przy stałym ciśnieniu ($\acute{C}_1 = C_p$) , a odprowadza przy stałej objętości ($C_2 = C_v$):

$$\eta_{Sabathé} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_1^{k-1}} \frac{\lambda\rho^k - 1}{[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]}. \tag{32}$$

Przy tej samej wartości stopnia sprężania ε_1 sprawności poszczególnych obiegów: $\eta_{Otta} > \eta_{Sabathé} > \eta_{\text{Diesla}}$

Przedstawione wzory dowodzą, że analizowany obieg termodynamiczny (rys.2) stanowi uogólnienie wszystkich znanych, elementarnych obiegów silników cieplnych.

7. Praca użyteczna obiegu

Praca użyteczna (l_t) jest bezpośrednio powiązana z ciepłem właściwym doprowadzonym do obiegu (q_1) następującą zależnością:

$$l_t = q_1 \cdot \eta_t \tag{33}$$

8. Średnie ciśnienie użyteczne

$$p_t = \frac{l_t}{100(v_{max} - v_{min})}, \tag{34}$$

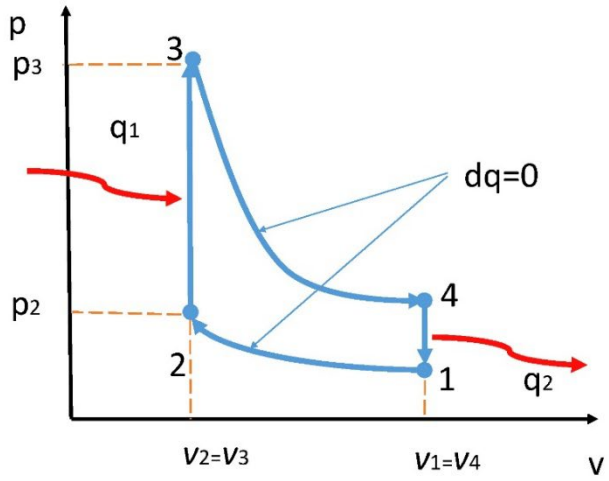
gdzie v_{max}— największa objętość właściwa czynnika roboczego osiągana w trakcie obiegu;
v_{min} — najmniejsza objętość właściwa czynnika roboczego w tych samych warunkach.

9. Obieg Otta

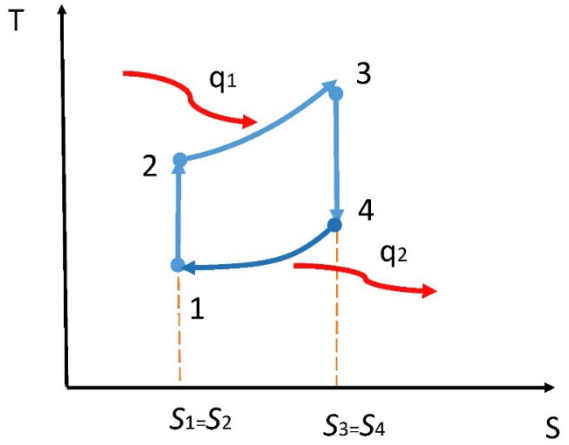
Obieg termodynamiczny z doprowadzeniem ciepła przy stałej objętości (v=*const*) stanowi prototyp procesu roboczego w silnikach o zapłonie wymuszonym. Pierwszy silnik spalinowy wewnętrznego spalania z izochorycznym doprowadzeniem ciepła został skonstruowany w 1876 roku przez niemieckiego wynalazcę N. Otto. Cechą charakterystyczną takich silników jest sprężanie palnej mieszanki (par benzyny z powietrzem).

Obieg Otto składa się z dwóch przemian izentropowych i dwóch izochorycznych (rys.3). Przemiana adiabatyczna 1-2 odpowiada sprężaniu mieszanki paliwowej. Następnie, w przemianie izochorycznej 2-3, następuje spalanie mieszanki (doprowadzenie ciepła q_1), co skutkuje wzrostem ciśnienia do wartości p_3. Po tym etapie, produkty spalania rozprężają się adiabatycznie (przemiana 3-4). W końcowej przemianie izochorycznej 4-1 odprowadzane jest ciepło q_2.

[Tekst alternatywny. Rysunek przedstawia dwa diagramy idealnego cyklu Otta. Diagram (a) przedstawia wykres ciśnienia (*p*) w funkcji objętości (v). Pokazuje on zamkniętą pętlę złożoną z czterech procesów:
1-2 sprężanie izentropowe: objętość maleje, ciśnienie rośnie (linia w górę i w lewo), brak wymiany ciepła (*ds*=const, *dq*=0);
2-3 izochoryczne doprowadzenie ciepła (q_1): objętość stała ($v_2 = v_3$), ciśnienie gwałtownie rośnie (linia pionowo w górę); czerwona strzałka symbolizuje doprowadzenie ciepła;
3-4 rozprężanie izentropowe: objętość rośnie, ciśnienie maleje (linia w dół i w prawo); brak wymiany ciepła (*dq=0*).
4-1 izochoryczne odprowadzenie ciepła (q_2): objętość stała ($v_1 = v_4$), ciśnienie gwałtownie maleje (linia pionowo w dół); czerwona strzałka symbolizuje odprowadzenie ciepła. Wszystkie strzałki na liniach wskazują kierunek obiegu.
Diagram (b) przedstawia wykres temperatury (*T*) w funkcji entropii (*s*). Również pokazuje zamkniętą pętlę czterech procesów:
1-2 sprężanie izentropowe: temperatura rośnie, entropia stała (s_1=s_2); linia pionowo w górę);
2-3 izochoryczne doprowadzenie ciepła (q_1): temperatura i entropia rosną (linia zakrzywia się w prawo i do góry); czerwona strzałka symbolizuje doprowadzenie ciepła;
3-4 rozprężanie izentropowe: temperatura maleje, entropia stała (s_3=s_4);linia pionowo w dół;
4-1 izochoryczne odprowadzenie ciepła (q_2): temperatura i entropia maleją (linia zakrzywia się w lewo i do dołu); czerwona strzałka symbolizuje odprowadzenie ciepła. Wszystkie strzałki na liniach wskazują kierunek obiegu].



(a)



(b)

Rys. 3. Obieg Otta we współrzędnych (a) $p - v$ i (b) *T-s*.

Dla obiegu Otta charakterystyczne są następujące parametry:
współczynnik sprężania (lub stopień sprężania, ε), który oblicza się za pomocą wzoru (2);
współczynnik wzrostu ciśnienia (lub stopień wzrostu ciśnienia, λ), który oblicza się za pomocą wzoru (4).
Ilość ciepła doprowadzonego (q_1) izochorycznie w przemianie 2-3:

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki"
nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

$$q_1 = C_v(T_3 - T_2). \tag{35}$$

Ciepło odprowadzone (q_2) izochorycznie z obiegu w przemianie 4-1:

$$q_2 = C_v(T_4 - T_1). \tag{36}$$

Przy analizie obiegów termodynamicznych, realizowanych w silnikach spalinowych, kluczowym parametrem oceniającym efektywność przemiany energii jest termiczny współczynnik sprawności cyklu, często oznaczany jako η_t. Definiuje on stosunek pracy użytecznej (netto) uzyskanej z cyklu do całkowitej ilości ciepła dostarczonego do czynnika roboczego.
Sprawność termiczna obiegu Otta:

$$\eta_{Otta} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{M \cdot C_v(T_4 - T_1)}{M \cdot C_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \varepsilon^{1-k}. \tag{37}$$

Z równania charakteryzującego proces izentropowy

$$T \cdot v^{k-1} = const \tag{38}$$

otrzymujemy zależności zachodzące pomiędzy temperaturami w charakterystycznych punktach obiegu Otta:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} \tag{39}$$

Jednostkowa praca obiegu, l_{ob} wyznaczamy z równania bilansu energii (pierwszej zasady termodynamiki)

$$l_{ob} = q_1 - |q_2|. \tag{40}$$

9.1. Analiza termodynamiczna obiegu Otta. Porównanie obiegu Otta z obiegiem Carnota. Przykład obliczeniowy

Dla teoretycznego obiegu z izochorycznym doprowadzeniem ciepła, należy wyznaczyć: objętość właściwą, ciśnienie oraz temperaturę absolutną w charakterystycznych (roboczych) punktach obiegu; ciepło doprowadzonej

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki"
nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

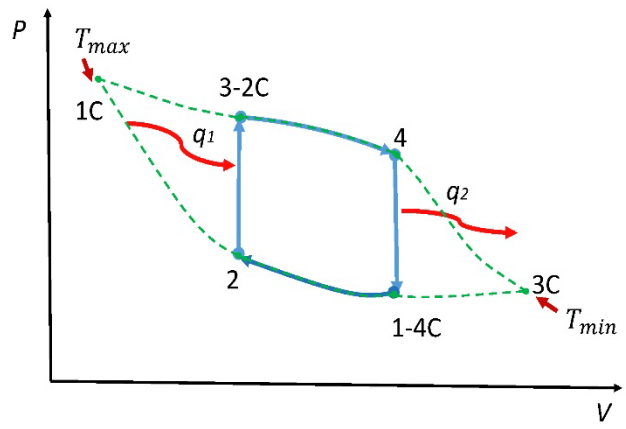
odprowadzone do czynnika roboczego podczas przemiany izochorycznej; pracę obiegu; sprawność termiczną obiegu (η_{Otta}), sprawność obiegu Carnota ($\eta_{Carnota}$). Obiegi przedstawić na wykresach o współrzędnych *p*-v oraz *T*-*s*.

Dane wejściowe:

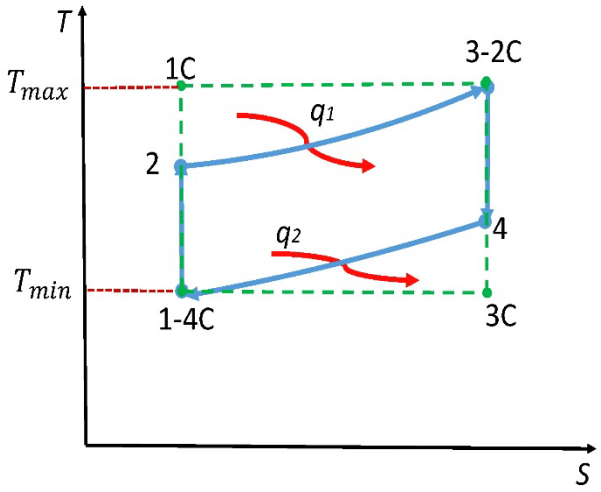
Ciśnienie początkowe (punkt 1): p_1 =0.1MPa=0.1·10^6 Pa;
Temperatura początkowa (punkt 1): t_1 =20°C;
Stopień sprężania: ε_s=3.6;
Stopień wzrostu ciśnienia (współczynnik izochoryczny): λ=3.33;
Czynnik roboczy: powietrze;
Masa molowa powietrza: μ=28.966 kg/kmol.

Rozwiązanie

[Tekst alternatywny. Rysunek przedstawia porównanie teoretycznych obiegów termodynamicznych – obiegu Otta i Carnota – za pomocą dwóch diagramów: pierwszy w układzie ciśnienie-objętość (*p*-v) oraz drugi w układzie temperatura-entropia (*T*-*s*). W obu przypadkach obieg Otta jest reprezentowany przez linie ciągłe w odcieniach niebieskiego, podczas gdy idealny obieg Carnota, stanowiący termodynamiczny punkt odniesienia, jest przedstawiony liniami przerywanymi w kolorze zielonym. Na każdym z diagramów, strzałki wskazują kierunek przebiegu poszczególnych procesów, a czerwone strzałki z symbolami q_1 i q_2 ilustrują odpowiednio doprowadzenie i odprowadzenie ciepła. Diagram *p*-*v* wizualizuje pracę cykli jako pole powierzchni zamknięte przez procesy; dla obiegu Otta obejmują one izentropowe sprężanie (1-2) i rozprężanie (3-4) oraz izochoryczne doprowadzenie (2-3) i odprowadzenie ciepła (4-1), natomiast obieg Carnota, jest zarysowany przez izotermy i izentropy i ma wyraźnie odmienny kształt i pole. Diagram *T*-*s* jest kluczowy dla zrozumienia sprawności: obieg Carnota, jako idealny i odwracalny, reprezentowany prostokątem z poziomymi liniami izoterm T_{max} (między punktami 1C a 3-2C) i T_{min} (między punktami 3C a 1-4C) oraz pionowymi liniami odpowiadającymi sprężaniu i rozprężaniu adiabatowemu].



a)



b)

Rys. 4. Porównanie obiegów Otta i Carnota w układach współrzędnych (*p-v*) i (*T-s*): a) diagram *p-V; b)* diagram *T-s.*

Indywidualna stała gazowa R_p powietrza, kJ/(kg·K):

$$R_p = \frac{R_u}{\mu} = \frac{8314}{28.966} \approx 0.287\ . \tag{41}$$

Wykładnik izentropy dla powietrza (drobiny dwuatomowe mają 5 stopni swobody, $i = 5$):

$$k = \frac{i+2}{i} = \frac{5+2}{5} = 1.4. \tag{42}$$

Ciepło właściwe powietrza w procesie izochorycznym, $\mathrm{kJ/(kg \cdot K)}$:

$$C_v = \frac{R_p}{k-1} = \frac{0.287}{1.4-1} = 0.7175. \tag{43}$$

Ciepło właściwe powietrza w procesie izobarycznym, $\mathrm{kJ/(kg \cdot K)}$:

$$C_p = C_v \cdot k = 0.7175 \cdot 1.4 = 1.0045. \tag{44}$$

Aby przeliczyć temperaturę t_1 podaną w stopniach Celsjusza na temperaturę wyrażoną w Kelwina, *K* użyjmy równania

$$T_1 = t_1 + 273.15 = 20 + 273.15 = 293.15\,. \tag{45}$$

1. Wyznaczenie objętości właściwej, ciśnienia i temperatury absolutnej w charakterystycznych punktach obiegu.

Obieg Otto składa się z czterech przemian:
1-2: sprężanie izentropowe;
2-3: izochoryczne doprowadzenie ciepła;
3-4: rozprężanie izentropowe;
4-1: izochoryczne odprowadzenie ciepła.
Punkt 1 (początek sprężania):
<u>temperatura absolutna, T_1</u>: $T_1 = 293.15\ K$;
<u>objętość właściwa v_1</u>. Z równania stanu gazu doskonałego, $\mathrm{m^3/kg}$:

$$v_1 = \frac{R_p \cdot T_1}{p_1} = \frac{0.287 \cdot 293.15}{0.1 \cdot 10^6} = 0.8415. \tag{46}$$

Punkt 2 (koniec sprężania):
<u>objętość właściwa v_2.</u> Objętość właściwą w punkcie 2 v_2 określamy przez stopień sprężania ε ze wzoru (1), $\mathrm{m^3/kg}$:

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{0.8415}{3.6} = 0.2338. \tag{47}$$

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki"
nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

temperaturę T_2 po izentropowym sprężeniu powietrza od stanu 1 do stanu 2 obliczamy ze znanej zależności, K:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}, T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} = 293.15 \cdot 3.6^{1.4-1} = 489.65. \quad (48)$$

ciśnienie w przemianie izentropowej, p_2, MPa:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^k = 0.1 \cdot 10^6 \cdot 3.6^{1.4} = 0.6. \quad (49)$$

Punkt 3: (koniec doprowadzenia ciepła).
W punkcie 3, będącym końcem izochorycznej przemiany 2-3 (doprowadzenie ciepła), objętość właściwa czynnika roboczego pozostaje niezmienna względem punktu 2. Wynika to z definicji przemiany izochorycznej, która zakłada $v = const$. Objętość właściwa w punkcie 3, m^3/kg:

$$v_3 = v_2 = 0.2338. \quad (50)$$

W związku z izochorycznym charakterem przemiany 2-3, gdzie objętość właściwa pozostaje stała ($v_3 = v_2$), związek między temperaturą a ciśnieniem wynika z równania stanu gazu doskonałego:

$$p \cdot v = R_p \cdot T. \quad (51)$$

Oznacza to, że dla przemiany 3-4 stosunek ciśnień jest równy stosunkowi temperatur:

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2}, \quad (52)$$

temperatura absolutna w punkcie 3, *K*:

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda = 489.65 \cdot 3.33 = 1630.73. \quad (53)$$

Ciśnienie w punkcie 3, P_3, MPa:

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki"
nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

$$p_3 = p_2 \cdot \lambda = 0.6 \cdot 3.33 = 2{,}27. \tag{54}$$

Punkt 4 (koniec rozprężania):
W punkcie 4, który oznacza koniec izentropowego rozprężania (przemiana 3-4), objętość właściwa czynnika roboczego powraca do wartości początkowej, czyli objętości przed sprężaniem. Jest to charakterystyczna cecha idealnego obiegu Otta, gdzie procesy sprężania i rozprężania zachodzą między tymi samymi objętościami granicznymi.
Objętość właściwa $v_4 = v_1$, ponieważ v_4 jest wynikiem rozprężania od v_3 o stopień sprężania ε. Zatem objętość właściwa v_4, m^3/kg:

$$v_4 = v_1 = 0.8415. \tag{55}$$

Dla izentropowej przemiany rozprężania 3-4, zależność między temperaturą a objętością jest opisana równaniem Poissona. Z racji tego, że $\frac{v_4}{v_3} = \varepsilon$, temperatura absolutna T_4, K:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = T_3 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{k-1} = 1630.73 \cdot \left(\frac{1}{3{,}6}\right)^{1{,}4-1} = 976.54 \tag{56}$$

Analogicznie, dla izentropowej przemiany 3-4, ciśnienie w punkcie 4 jest wyznaczane z zależności Poissona dla ciśnienia i objętości, P_4, MPa:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k} = p_3 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{k} = 2.27 \cdot \left(\frac{1}{3{,}6}\right)^{1{,}4} = 0.33. \tag{57}$$

2. Obliczenie ilości ciepła doprowadzonego i odprowadzonego do czynnika roboczego podczas przemiany izochorycznej.
W przemianie izochorycznej 2-3, ciepło jest dostarczane do czynnika roboczego. Ilość doprowadzonego ciepła właściwego q_1, kJ/kg:

$$q_1 = C_v(T_3 - T_2) = 0.717 \cdot (1630.73 - 489.75) = 819.06. \tag{58}$$

W przemianie izochorycznej 4-1, ciepło jest odprowadzane od czynnika roboczego do otoczenia. Ilość odprowadzonego ciepła właściwego q_2, kJ/kg:

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki"
nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

$$q_2 = C_v(T_4 - T_1) = 0.717 \cdot (976.54 - 293.15) = 489.92. \quad (59)$$

3. Obliczenie jednostkowej pracy obiegu. Jednostkową pracę obiegu wyznaczamy z równania bilansu energii (pierwszej zasady termodynamiki) l_{ob}, kJ/kg

$$l_{ob} = q_1 - q_2 = 819.06 - 489.92 = 329.14. \quad (60)$$

4. Obliczenie sprawności termicznej obiegu Otta (η_t):

$$\eta_t = \frac{l_{ob}}{q_1} = \frac{329.14}{819.06} \approx 0.40 = 40\%. \quad (61)$$

Dla idealnego obiegu Otta, sprawność termiczną można również obliczyć za wzorem (7):

$$\eta_{Otta} = 1 - \varepsilon^{1-k} = 1 - 3{,}6^{1-1{,}4} \approx 0.40 = 40\%. \quad (62)$$

5. Obliczenie sprawności obiegu Carnota.
Sprawność obiegu Carnota ($\eta_{tCarnot}$) to jest teoretyczna, maksymalna możliwa sprawność, jaką można osiągnąć dla dowolnego odwracalnego obiegu cieplnego pracującego między dwoma określonymi źródłami temperatury: maksymalną temperaturą obiegu T_{max} i minimalną temperaturą obiegu T_{min}. Służy jako punkt odniesienia dla oceny efektywności rzeczywistych i teoretycznych obiegów. Dla analizowanego obiegu Carnota, wartości te wynoszą:
maksymalna temperatura obiegu: $T_{max} = T_3 = 1630.73\ K$;
minimalna temperatura obiegu: $T_{min} = T_1 = 293.15\ K$.
Sprawność obiegu Carnota wynosi:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{293.15}{1630.73} \approx 0.8202 = 82.02\%. \quad (63)$$

Wyniki: $T_1 = 293.15\ K$; $v_1 = 0.8415\ m^3/kg$; $T_2 = 489.65\ K$; $v_2 = 0.2338\ m^3/kg$; $P_2 = 0.6\ MPa$; $T_3 = 1630.73\ K$; $v_3 = 0.2338\ m^3/kg$; $P_3 = 2.27\ MPa$; $T_4 = 976.54\ K$; $v_4 = 0.8415\ m^3/kg$; $P_4 = 0.33\ MPa$; $q_1 = 819.06\ kJ/kg$; $q_2 = 489.92\ kJ/kg$; $l_{ob} = 329.14\ kJ/kg$;: $\eta_{Otta} = 40\%$; $\eta_{carnota} = 82.02\ \%$.

Analiza porównawcza sprawności obiegów teoretycznych Otta i Carnota ujawnia fundamentalne różnice w efektywności termodynamicznej. Sprawność termiczna

idealnego obiegu Otta, która w przedstawionym przykładzie wynosi około 40%, jest znacząco niższa od sprawności teoretycznego obiegu Carnota, kształtującej się na poziomie około 82%. W obiegu Otta (oraz Diesla/Sabathégo) ciepło jest doprowadzane i odprowadzane w przemianach izochorycznych (lub izobarycznych), podczas których temperatura czynnika roboczego ulega zmianie. Średnia temperatura doprowadzania ciepła w obiegu Otta jest niższa od T_{max}, a średnia temperatura odprowadzania ciepła jest wyższa od T_{min}. W przeciwieństwie do obiegu Otta, obieg Carnota realizuje wymianę ciepła w procesach izotermicznych , co jest termodynamicznie najbardziej efektywnym rozwiązaniem. W obiegu Carnota, brak zmian temperatury podczas wymiany ciepła pozwala na zachowanie całkowitej odwracalności entropowej, co nie jest możliwe w obiegu Otta. To właśnie ta różnica w sposobie wymiany ciepła jest główną przyczyną, dla której sprawność obiegu Otta jest zawsze niższa niż sprawność obiegu Carnota.

10. Obliczanie i analiza obiegów silników cieplnych przy założeniu, że ciepło właściwe czynnika roboczego *C=const*

W ramach zadań dotyczących obliczeń termodynamicznych obiegów silników cieplnych, przewiduje się szczegółowe określenie parametrów charakterystycznych punktów wszystkich procesów oraz wskaźników pracy obiegu przy założeniu stałej ciepła właściwego czynnika roboczego. Jako dane początkowe dla obliczenia procesu doprowadzania ciepła będą zaproponowane wartości $\frac{C_1}{C_v}$ oraz q_1. Pozwala to na określenie współczynników λ i ρ na podstawie wzoru (34) oraz wartości temperatury T_3 za wzorem (25). Wykładnik politropy n_1 wyznaczany jest z zależności:

$$n_1 = \frac{C_1 - C_p}{C_1 - C_v}, \tag{64}$$

Ciśnienie p_3 oraz objętość v_3 są określane za pomocą równań dla procesu politropowego.

11. Obiegi termodynamiczne na wykresach *p-v* i *T–s*

Załóżmy, że należy wykreślić politropę (lub adiabatę) 1-4 (rys.5), dla której wartości ciśnień p_1, p_4 oraz objętości właściwe (v_1, v_4) w punktach krańcowych są znane z wyników obliczeń obiegu. Po zaznaczeniu na wykresie p-v punktów 1 i 4, stan pierwszego punktu pośredniego (np. punktu *a*) można określić na podstawie zależności:

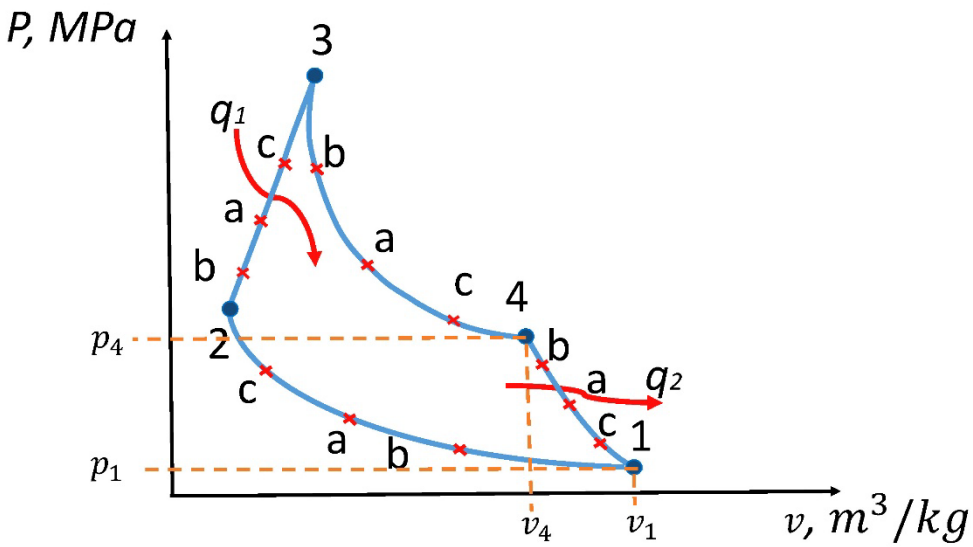
Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki" nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

$$p_a = \sqrt{p_1\, p_4};\;\; v_a = \sqrt{v_1\, v_4}. \tag{65}$$

Punkt a na krzywej zmiany stanu 4-1 (rys. 5) przyjmuje się jako punkt krańcowy na odcinku politropy, prowadzącym do punktu 1 lub do punktu 4. W pierwszym przypadku, współrzędne punktu pośredniego b, leżącego między punktami 1 i a:

$$p_b = \sqrt{p_1\, p_a};\;\; v_b = \sqrt{v_1\, v_a}. \tag{66}$$

[Tekst alternatywny. Na wykresie widoczny jest zamknięty obieg termodynamiczny (kolor niebieski), składający się z czterech głównych punktów (1, 2, 3, 4) oznaczonych niebieskimi kropkami. Obieg przebiega zgodnie z ruchem wskazówek zegara. Na linii łączącej punkt 4 z punktem 1, reprezentującej przemianę politropową lub adiabatyczną, zaznaczono trzy pośrednie punkty: a, b, c, (małe czerwone krzyżyki wskazujące miejsca obliczeń). Dodatkowo, na wykresie widoczne są czerwone, faliste strzałki symbolizujące przepływ ciepła: strzałka q_1 jest skierowana do obiegu (między punktami 2 i 3) reprezentuje doprowadzenie ciepła, natomiast strzałka q_2 jest skierowana od obiegu (między punktami 4 i 1) i reprezentuje odprowadzenie ciepła].



Rys. 5. Obieg termodynamiczny na wykresie p-v.

Natomiast w drugim przypadku, współrzędne punktu pośredniego c, leżącego między punktami a i 4:

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki"
nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

$$p_c = \sqrt{p_4\, p_a};\;\; v_b = \sqrt{v_4\, v_a}. \tag{67}$$

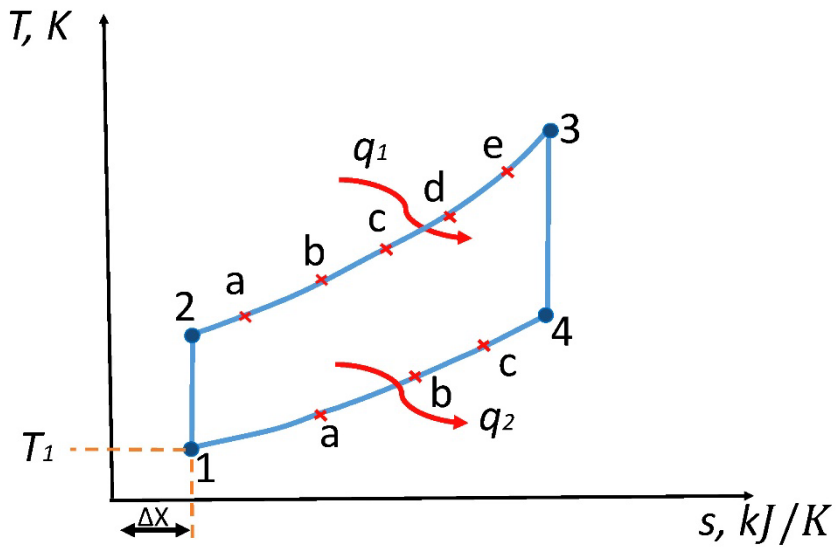
Analogicznie można wyznaczać współrzędne kolejnych punktów pośrednich, np. między punktami 1 i b; b i a; a i c; c i 4. Zazwyczaj wystarczy obliczyć trzy dodatkowe punkty (na przykład a, b, c) (rys.5).

Przemiana politropowa w układzie współrzędnych *T–s* (rys.6). Punkt początkowy 1 zaznacza się na wykresie na poziomie temperatury T_1 i dowolnej odległości ΔX od początku osi rzędnych (rys. 6). Następnie obliczyć *Δs*:

$$\Delta s_i = C \ln \frac{T_i + \Delta T}{T_i}, \tag{68}$$

gdzie *C* – ciepło właściwe dla danego procesu politropowego; T_i – temperatura początkowa odpowiedniego odcinka politropy, np. T_1 dla punktu 1; ΔT – przyrost temperatury na danym odcinku; wartość ta jest ustalana w taki sposób, aby na odcinku politropy (np. 2–3 lub 1–4) znalazły się co najmniej trzy punkty.

[Tekst alternatywny. Na wykresie widoczne są cztery główne punkty obiegu termodynamicznego (1, 2, 3, 4) oznaczone niebieskimi kropkami i połączone niebieskimi, zakrzywionymi liniami, które tworzą zamknięty obieg. Wzdłuż linii łączącej punkty 1 i 4 (reprezentującej przemianę politropową) oraz linii łączącej punkty 2 i 3 (również przemiana politropowa), zaznaczono dodatkowe, mniejsze małe czerwone krzyżyki, reprezentujące punkty pośrednie obliczane dla tych przemian. Czerwone faliste strzałki wskazują transfer ciepła: strzałka q_1 jest skierowana do obiegu (między punktami 2 i 3) symbolizuje doprowadzenie ciepła, natomiast strzałka q_2 jest skierowana na zewnątrz obiegu (między punktami 4 i 1) symbolizuje odprowadzenie ciepła. Przy punkcie 1 na osi poziomej (entropii) widoczny jest odcinek oznaczony jako ΔX].



Rys. 6. Obieg termodynamiczny na wykresie T-s.

Ponadto, wszystkie odcinki temperatury ΔT, z wyjątkiem ostatniego, powinny mieć taką samą wartość, będącą wielokrotnością 50 lub 100 K, np. ΔT=200 K.

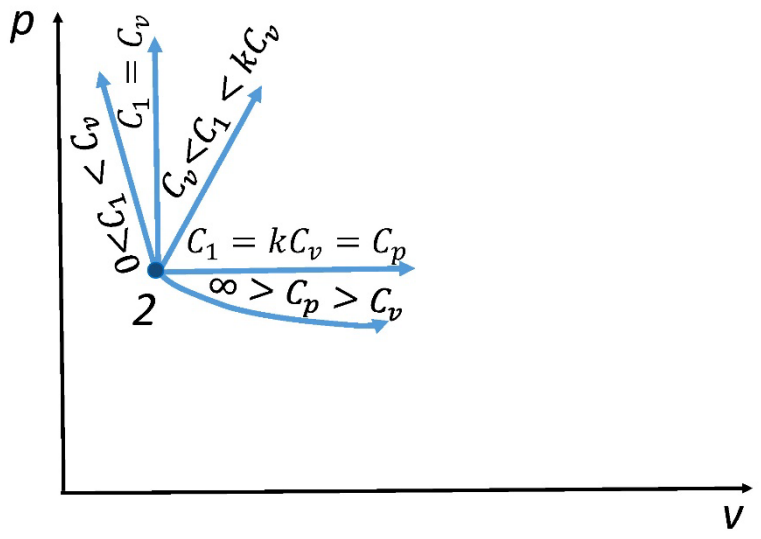
12. Graficzne przedstawienie przemian politropowych w układzie współrzędnych *p-v i T–s*

Dla zapewnienia prawidłowości obliczeń dotyczących przemian politropowych, kluczowe jest uwzględnienie następujących kryteriów. Należy porównać linię procesu doprowadzania ciepła w obiegu obliczeniowym w układzie współrzędnych p-v z analogiczną politropą przedstawioną na rys. 7, (a). Charakter obliczeniowych przemian politropowych, w których ciepło jest odprowadzane, powinien być zgodny z rys. 7, (b). Wykres poprawnie obliczonej politropy w układzie współrzędnych p-v powinien stanowić monotonicznie rosnącą lub malejącą krzywą linię, bez punktów przegięcia (co wynika z równomiernego ruchu tłoka w trakcie procesu). W układzie współrzędnych T–s przemiany adiabatyczne powinny być przedstawione jako pionowe linie proste (punkty krańcowe adiabaty muszą leżeć na jednej linii pionowej).

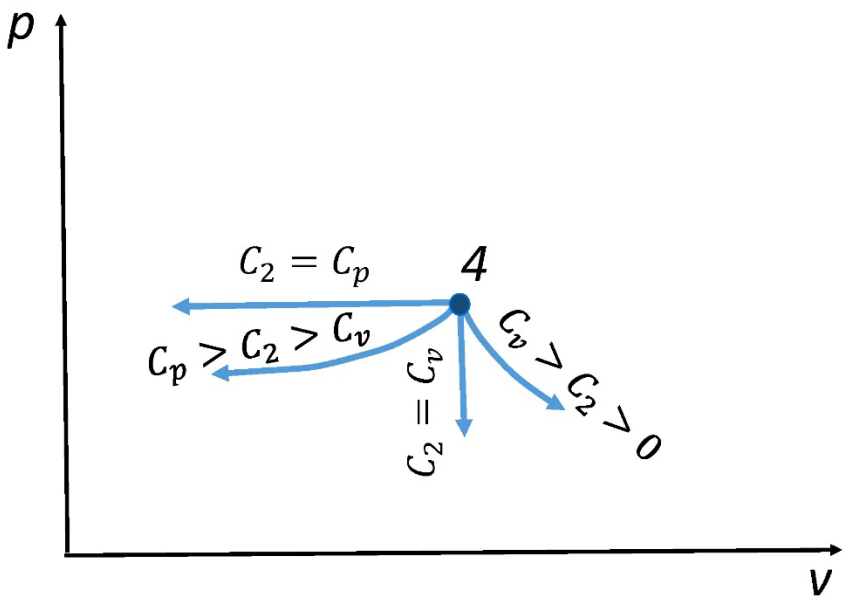
[Tekst alternatywny. Na rysunku zamieszczono dwa wykresy obiegu termodynamicznego we współrzędnych ciśnienia (p) na osi pionowej i objętości (v) na osi poziomej. Na wykresie (a) jest zaznaczony punkt początkowy 2 (niebieska kropka), z którego wychodzi szereg niebieskich krzywych, reprezentujących różne przemiany politropowe z doprowadzaniem ciepła. Każda krzywa jest opisana wartością ciepła właściwego *C*. Strzałki na końcu krzywych wskazują kierunek

Politechnika Świętokrzyska Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki"
nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

wzrostu objętości. Wykres (b) przedstawia punkt początkowy 4 (niebieska kropka), z którego również wychodzi szereg niebieskich krzywych, reprezentujących różne przemiany politropowe z odprowadzaniem ciepła. Podobnie jak w (a), każda krzywa jest opisana wartością ciepła właściwego *C*].



(a)



(b)

Rys. 7. Przebieg przemiany politropowej w układzie współrzędnych *p-v*.

Politechnika Świętokrzyska
Kielce University of Technology
Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki"
nr FERS.01.05-IP.08-0234/23

13. Przykładowe zadanie obliczeniowe

Zadanie:
Oblicz obieg termodynamiczny silnika cieplnego :
a) wartości parametrów *p*, υ *i T* we wszystkich punktach charakterystycznych obiegu (1, 2, 3 i 4);
b) sprawność termiczną obiegu (η_t);
c) jednostkową pracę obiegu l_{ob};
d) średnie ciśnienie teoretyczne obiegu, przy założeniu, że czynnikiem roboczym jest powietrze.
Obieg przedstawić na wykresach o współrzędnych *p* - υ i *T* - *s*. Dane wejściowe do obliczeń zamieszczone w tabele 2.

Tabela 2. Dane do obliczeń

Dane	**Wariant**									
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
p_1, kPa	80	90	95	100	85	90	88	95	87	89
t_1, °C	15	17	20	22	25	24	18	20	23	22
ε_1	4.5	6.0	7.5	8.0	7.0	8	8,5	7.0	6.0	7.5
$\frac{C_1}{C_v}$	0.75	1.0	1.15	1.2	1.1	1.3	1,4	1.2	0.9	1.25
$\frac{C_2}{C_v}$	1.15	1.05	1.2	0.9	0.85	1.1	0,9	1.3	1.1	0.95
q_1, kJ/kg	1400	1500	1750	1700	1700	1400	1550	1450	1450	1600

14. Spis literatury

- ✓ materiały zwarte:
  - Egiejman, B. (1948). Termodynamika techniczna, Wydanie: Państwowe Zakłady Wydawnictw Szkolnych. Warszawa
  - Pavlenko, A., Koshlak, H. (2021). Teoretyczne podstawy inżynierii cieplnej, Wydanie.: Politechnika Świętokrzyska. Kielce
  - Szargut, J. (2020). Termodynamika, wyd. 7, PWN, Warszawa.

Na etapie opracowywania niniejszych materiałów dydaktycznych wykorzystana zostało wiedza i doświadczenie nabyte w ramach wizyt studyjnych ***w Vilniaus Gedimino Technikos Universitetas*** *oraz* ***w KEZO Jabłonna – Centrum Badawcze Polskiej Akademii Nauk,*** *zrealizowanych w ramach projektu „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki"*

FERS.01.05-IP.08-0234/23. W szczególności dotyczy to zagadnień odnoszących się do najnowszych technologii, trendów badawczych oraz rozwiązań praktycznych stosowanych w obszarze integracji odnawialnych źródeł energii w hybrydowych systemach grzewczych i chłodniczych, z uwzględnieniem magazynowania energii, inteligentnego zarządzania oraz aspektów ekonomicznych i środowiskowych. ważnych dla studentów kierunków inżynierii środowiska oraz odnawialne źródła energii, pozwalających na lepsze zrozumienie zagadnień z jakimi spotkają się w pracy zawodowej jako inżynierowie, a także na świadome stosowanie innowacyjnych i prośrodowiskowych rozwiązań na każdym etapie procesu inwestycyjnego, zgodnych z ideą zrównoważonego rozwoju i zielonej transformacji.

Hanna Koshlak