



ENERGETYCZNE UJĘCIE DZIAŁANIA KOMÓR SPALANIA OKRĘTOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH TŁOKOWYCH I TURBINOWYCH

Jerzy Girtler

Politechnika Gdańska
Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa
Katedra Siłowni Morskich i Lądowych
tel. (+48 58) 347-24-30; fax (+48 58) 347-19-81
e-mail: jgirtl@pg.edu.pl

Streszczenie: *Przedstawiono propozycję wartościowania (ilościowego określenia) działania komór spalania tłokowych i turbinowych silników spalinowych z uwzględnieniem zachodzących w nich takich rodzajów przemiany energii jakimi są ciepło i praca. Przedstawione rozważania bazują na fakcie, że w komorach spalania tego rodzaju silników spalinowych zachodzi przekształcanie energii chemicznej zawartej w dostarczonej do niej paliwie (ściślej – energii chemicznej zawartej w mieszaninie paliwowo-powietrznej powstałej w tej komorze) na energię wewnętrzną spalin powstających podczas spalania paliwa. Ta forma przemiany energii została nazwana ciepłem indykowanym (Q_i). Ciepło Q_i odniesione do jednostki czasu t spalania paliwa zostało nazwane strumieniem ciepła (\dot{Q}_i). Zwrócono uwagę, że proces spalania paliwa w komorach spalania obu rodzajów silników może być nieprawidłowy, w przypadku niewłaściwego działania ich wtryskiwaczy, co jest równoznaczne z nieprawidłowym działaniem tych komór. Działanie dowolnej komory tłokowej bądź turbinowej silnika spalinowego zostało w tym artykule zinterpretowane, jako przetwarzanie energii chemicznej zawartej w paliwie na energię wewnętrzną powstających spalin podczas spalania paliwa w ustalonym czasie. Wartościowanie tak rozumianego działania komór spalania tego rodzaju silników spalinowych, zaproponowane przez autora tego artykułu, polega na określeniu ilościowym tego działania za pomocą wielkości fizycznej, którą cechuje wartość liczbowa z jednostką miary nazwaną dżulosekundą [dżul×sekunda]. Do oceny procesu pogarszania się działania komór spalania dowolnego tłokowego bądź turbinowego silnika spalinowego zaproponowano model w formie jednorodnego procesu Poissona.*

Słowa kluczowe: ciepło, działanie, energia chemiczna, energia wewnętrzna, komora spalania, praca, proces stochastyczny, strumień ciepła, tłokowy silnik spalinowy, turbinowy silnik spalinowy

1. Wstęp

Producenci silników spalinowych, zarówno tłokowych jak i turbinowych, dążą do zwiększania ich sprawności. Sprawność tych silników w znacznej mierze zależy od poprawności działania ich komór spalania. Poprawność działania tych komór zależy istotnie od stanu technicznego wtryskiwaczy wspomnianych silników i stanu technicznego sprężarek powietrza doprowadzanego do komór spalania. Od stanu technicznego tych wtryskiwaczy i sprężarek zależy jakość makro- i mikrostruktury mieszaniny paliwowo-powietrznej powstającej w komorze spalania po wtrysnięciu do niej paliwa mieszanego się z podanym wcześniej powietrzem. Mieszanina ta powinna charakteryzować się równomierną makrostrukturą i

odpowiednio drobną mikrostrukturą. Równomierna makrostruktura mieszaniny powietrza i paliwa w komorze spalania jest wtedy, gdy każda kropla paliwa jest otoczona taką ilością powietrza, aby było możliwe spalanie paliwa całkowite i zupełne. Natomiast odpowiednio drobna mikrostruktura jest wtedy, gdy wspomniane krople paliwa mają odpowiednio małą i jednakową średnicę, najlepiej optymalną dla danego silnika, aby możliwe było spalanie paliwa całkowite i zupełne. W związku z tym, wraz z zużyciem każdego wtryskiwacza paliwa i każdej sprężarki powietrza doprowadzanego do komory spalania będzie ulegało pogorszeniu jej działanie. Aktualnie, działanie komór spalania silników oceniane jest w formie opisowej, np. *komora działa dobrze, działanie komory jest zadowolające, komora działa niewłaściwie*. Zatem, aby oceniać działanie komór spalania w sposób jednoznaczny, trzeba sformułować działanie w formie wartościującej.

W publikacjach [4, 5, 9, 12] zaproponowana została koncepcja określania działania tłokowych silników spalinowych za pomocą wzorów, stosownie do zaistniałych sytuacji eksploatacyjnych a publikacji [3] podjęto zagadnienie działania okrętowych turbinowych silników spalinowych. W tej publikacji działanie turbinowych silników spalinowych jest interpretowane, podobnie jak w publikacjach dotyczących tłokowych silników spalinowych [np. 4, 5, 7, 8, 9, 26, 27, 28], jako przekształcanie w formie ciepła i pracy energii E w tych silnikach i przekazywanie jej do odbiornika w określonym czasie t . Tak interpretowane działanie tego rodzaju silników (w ujęciu wartościującym) jest określane wielkością fizyczną, którą można wyrazić liczbą z jednostką miary nazwaną *dżulosekundą* [*dżul*×*sekunda*]. Podobnie można i trzeba rozpatrywać działanie komór spalania okrętowych silników spalinowych tak tłokowych jak i turbinowych.

Zastosowanie wspomnianej interpretacji działania w odniesieniu do komór spalania rozpatrywanych silników umożliwi także ilościową ocenę działania tych komór, również w formie liczby (z jednostką miary *dżulosekundą*). Ważność komór spalania okrętowych silników spalinowych zarówno tłokowych jak i turbinowych wynika z tego, że mają one zasadniczy wpływ na sprawność cieplną tego rodzaju silników i to niezależnie od tego, czy są to silniki główne (stosowane do napędu statków), czy też pomocnicze, którymi są silniki spalinowe tłokowe napędzające prądnice, sprężarki i pompy). Sprawność cieplna okrętowych silników spalinowych tłokowych jest wynikiem niecałkowitego spalania objawiającego się czarnym lub brązowym zabarwieniem spalin, które wynika z niewłaściwej organizacji spalania paliwa w komorze spalania. Taka sytuacja ma miejsce wtedy, gdy ulegną uszkodzeniu wtryskiwacze tych silników, np. w przypadku wtryskiwaczy z rozpylaczami wielootworowymi, w wyniku ubytków materiału z obrzeży i ścianek kanałków wtryskowych rozpylaczy i wskutek tego ich rozkalibrowania lub zatkania niektórych tych kanałków z powodu osadzania się na rozpylaczu osadu węglowego nazywanego nagarem. Z kolei wadliwe działanie wtryskiwaczy turbinowych silników spalinowych, polegające na niesymetrycznym rozpylaniu paliwa w komorze spalania, powoduje niestacjonarność oraz niestabilność temperatury i ciśnienia spalin za komorą spalania, co znacznie obniża sprawność cieplną tego silnika. [3]. Niestabilności temperatury bądź ciśnienia wynika z pulsacji wartości tych parametrów działania silników turbinowych natomiast niestacjonarność temperatury bądź ciśnienia wynika z braku powtarzalności wartości tychże parametrów pracy silnika przy dowolnych stałych obciążeniach cieplnych komór spalania tych silników [3, 18, 29]. Z publikacji tych wynika, że na nierównomierność pola temperatur za komorą spalania każdego turbinowego silnika spalinowego wpływ ma także osad węglowy (nagar) powstający na rozpylaczu wtryskiwacza, który narasta z upływem czasu eksploatacji tegoż silnika. Osad ten powoduje pogorszenie jakości rozpylania paliwa, podobnie jak w przypadku silnika spalinowego tłokowego, które objawia się odchyleniem strugi paliwa wtryskiwanego do komory spalania. Wskutek tego pojawia się asymetryczność płomienia. Im zanieczyszczenie rozpylaczy tych silników nagarem jest większe, tym gorsze jest rozpylanie paliwa i bardziej nieprawidłowe spalanie paliwa w komorach spalania silników a zatem większe

są straty niecałkowitego i niezupełnego spalania paliwa. Ale zanieczyszczenia rozpylaczy wtryskiwacza nagarem, jak również zużycie erozyjne ich kanałów wtryskowych powoduje także zmniejszenie strumienia ciepła indykowanego (Q_i) powstającego w komorze spalania, kolejno o ΔQ_i każdorazowo po upływie przedziału czasu Δt_i . Można temu zapobiec analizując jakość przemiany energii chemicznej, zawartej w paliwie dostarczanym do komór spalania wspomnianych silników spalinowych, na energię wewnętrzną powstających spalin w określonym czasie, badając formę tej przemiany nazywanej ciepłem indykowanym i oznaczanym jako Q_i .

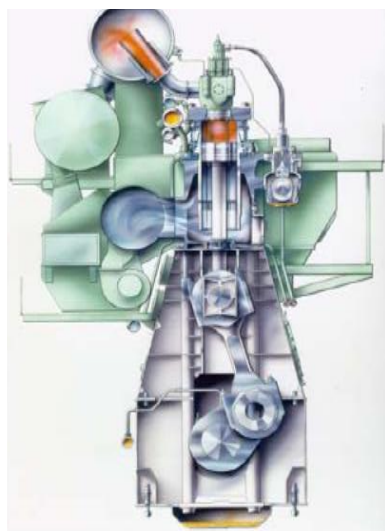
W tej sytuacji konieczne jest określanie zmian ciepła indykowanego (Q_i) wyzwalanego w tych komorach w czasie (t), a więc dokonania wartościowania ich działania.

2. Sformułowanie problemu wartościowania działania komory spalania tłokowego i turbinowego silnika spalinowego w ujęciu deterministycznym

W komorach spalania silników spalinowych, zarówno tłokowych jak i turbinowych, prędkość zaburzeń przepływu powietrza doprowadzanego i wtryskiwanego paliwa w celu wytworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej jest tak duża (liczba Reynoldsa $R > 2200$), że proces zapoczątkowania spalania i jego przebieg jest bardzo złożony [26]. Wynika to z tego, że w komorach spalania tego rodzaju silników zachodzą duże zmiany lokalnej struktury ruchu turbulentnego wspomnianej mieszaniny paliwowo-powietrznej w zależności od warunków początkowych i brzegowych istnienia tego ruchu. Warunki początkowe dla przepływu powietrza warunkują przekroje i ich opory a w przypadku paliwa – otwory wtryskiwacza [1, 16, 22, 31].

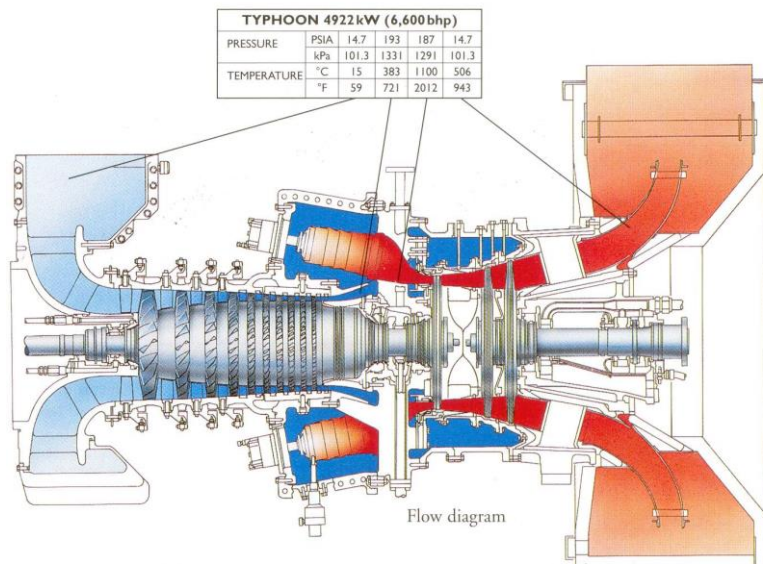
W silniku tłokowym z wtryskiwaczami wyposażonymi w rozpylacz (końcówkę) wielootworowy, nakładanie się osadu węglowego (nagaru) na rozpylaczu powoduje zatykanie jego kanalików (otworów), co jest przyczyną nierównomiernego wtrysku paliwa do komory spalania. Taki wtrysk może być także z tego powodu, że kanaliki te mogą też ulegać rozkalibrowaniu i zniekształceniu na skutek powstania nadmiernych odchyłek średnic tych kanalików od walcowości i kołowości.

W wyniku pogarszania się stanu technicznego wtryskiwaczy, wskutek zakoksowania ich otworów, w przypadku okrętowego silnika spalinowego tłokowego (rys. 1) wyposażonego we wtryskiwacze z rozpylaczami wielootworowymi, następuje niewłaściwe rozpylenie paliwa, które powoduje zakłócenia w tworzeniu się makro- i mikrostruktury paliwowo-powietrznej w komorach spalania.



Rys. 1. Przekrój przykładowego silnika spalinowego tłokowego wodorowego dwusuwowego wolnoobrotowego, wielkiej mocy o przepłukaniu wzdłużnym typu Sulzer [34]

Z kolei w turbinowym silniku spalinowym (rys. 2), np. z wtryskiwaczami wirowymi, z zawiruwaczem płytkowym bądź śrubowym, proces zakoksowywania otworu powoduje znaczne zakłócenia symetryczności podawanego do komory spalania paliwa. Wskutek tego zakoksowania następuje zaburzenie symetryczności płomienia w komorze spalania. Wpływa to podobnie, jak w silniku spalinowym tłokowych, także niekorzystnie na przebieg procesu spalania.



Rys. 2. Przekrój przykładowego turbinowego silnika spalinowego 2-walowego, z dziesięciostopniową sprężarką osiową i dwuwirnikową turbiną napędową [3].

W rezultacie w obu tego rodzaju silnikach spalinowych zachodzi niepełne (niecałkowite i niezupełne) spalanie paliwa. Prowadzi to do obniżenia sprawności termodynamicznej związanej z przemianą energii chemicznej zawartej w paliwie na energię wewnętrzną spalin powstających podczas spalania tego paliwa, którą można wyrazić oczywistą zależnością [16, 19, 30, 32]:

$$\eta_{tr} = \frac{U_{sp}}{E_{ch}} \quad (1)$$

gdzie: U_{sp} – energia wewnętrzną spalin powstałych ze spalonego paliwa ($U_{sp} < E_{ch}$),
 E_{ch} – energia chemiczna zawarta w paliwie wtrysniętym do komory spalania.

Energia chemiczna (E_{ch}) zawarta w paliwie, która może być przekształcona w danej komorze spalania tłokowego silnika spalinowego na energię wewnętrzną spalin powstających podczas spalania paliwa może być określona dla jednego cyklu pracy tego silnika. Cykl ten jest realizowany podczas jednego obrotu wału korbowego w przypadku silnika 2-suwowego oraz podczas dwóch obrotów wału korbowego w przypadku silnika 4-suwowego. Dla takiego przypadku energię tę można określić z oczywistego wzoru:

$$E_{ch} = m \cdot W \quad (2)$$

gdzie:

m – masa paliwa dostarczonego do komory spalania silnika podczas jednego obiegu pracy,
 W – wartość opałowa paliwa (oleju napędowego bądź oleju ciężkiego).

Jeśli przyjąć, że energia wewnętrzna spalin (U_{sp}) jest równoważna, co do wartości energii zamienionej w formie (na sposób) ciepła Q_i , które jest nazywane ciepłem wewnętrznym (bądź indykowanym w przypadku silnika tłokowego) równoważnym pracy wewnętrznej (indykowanej w przypadku silnika tłokowego) N_i , zaś energia chemiczna E_{ch} jest równoważna, co do wartości ciepła doprowadzonemu Q_d , to można zastosować do rozważań sprawność cieplną określoną wzorem [22, 30, 31, 32]:

$$\eta_c = \frac{Q_i}{Q_d} = \frac{L_i}{Q_d} \quad (3)$$

Formą (sposobem) przetwarzania energii chemicznej (E_{ch}) zawartej w paliwie na energię wewnętrzną (U_{sp}) spalin, powstających podczas spalania, jest ciepło Q_d charakteryzujące to przetwarzanie.

Nieprawidłowy przebieg spalania powodujący dodatkowe obniżenie η_{tr} (1) może także wynikać z zużycia erozyjnego bądź zatkania dyszy wielootworowego rozpylacza wtryskiwacza. Z upływem czasu, wskutek pogarszania się stanu technicznego wtryskiwacza, przetwarzaniu w czasie spalania energii E_{ch} na energię U_{sp} towarzyszą coraz większe straty. Straty te związane są z wzrostem niecałkowitego i niepełnego spalania paliwa. W przypadku silnika spalinowego tłokowego niecałkowite spalanie objawia się czarnym bądź brunatnym dymem oraz narastającą grubością warstwy osadu węglowego (nagaru) na denku tłoka i dolnej płyty głowicy. Takie spalanie zachodzi także wtedy, gdy rozpylacze (końcówki) wtryskiwaczy są nieszczelne. Wtedy w czasie zamknięcia wtryskiwaczy paliwo wycieka i w znacznej części niemal natychmiast ulega termicznemu rozkładowi tworząc nagar. Podobne zjawisko zachodzi w turbinowych silnikach spalinowych. Powoduje to z upływem czasu t eksploatacji komory spalania zmniejszanie wytwarzanego ciepła Q_i o kolejne spadki ciepła ΔQ_i odpowiednio do przedziałów czasu Δt_i ($i = 1, 2, \dots, n$).

Ponadto, nieprawidłowy przebieg procesu spalania paliwa w komorze spalania turbinowego silnika spalinowego (rys. 2) zwiększa nierównomierność pola temperatur na wylocie z komory spalania a przez to także przed łopatkami kierowniczymi i wirnikowymi turbiny wytwornicy spalin tegoż silnika. Powoduje to przegrzanie tych łopatek a w rezultacie ich pękanie. Oprócz tego ma miejsce deformacja kadłuba tej turbiny, co jest przyczyną zwiększenia lub zmniejszenia luzów. W obszarze turbiny, w którym luzy są zbyt małe mają miejsce procesy zacierania wirnika. Trzeba się także spodziewać deformacji wirnika turbiny i podpór łożyskowych, co z kolei zwiększa drgania turbiny, które mogą uniemożliwić dalszą eksploatację turbinowego silnika spalinowego. W przypadku, gdy dotyczy to będzie silnika głównego (silnika napędu głównego) statku, może on zatonać podczas sztormu.

W związku z powyższym istotne staje się określenie działania komór spalania zarówno tłokowych jak również turbinowych silników spalinowych. Wobec tego analogicznie do propozycji zawartej w publikacjach [2, 3, 4, 5, 6] działanie tych komór może być rozpatrywane, jako:

- a) działanie wymagane (D_W), czyli niezbędne do uzyskania dużej sprawności termodynamicznej (η_{tr}) a zarazem takie, które zapewnia prawidłowy rozkład temperatur i ciśnień na wylocie z komory oraz małą pulsację strumienia spalin w przypadku silnika turbinowego,
- b) działanie możliwe (D_M), czyli takie, jakie może być zrealizowane w czasie przetwarzania energii w formie (na sposób) ciepła, a które mogą charakteryzować różne sprawności termodynamiczne (η_{tr}), rozkłady temperatur i ciśnień na wylocie z komory spalania, a w przypadku turbinowych silników spalinowych, także pulsację strumienia spalin w części wylotowej komory spalania.

Wobec tego można przyjąć, że każda komora spalania (KS) tak tłokowego jak i turbinowego silnika spalinowego jest w stanie zdadności (zdatna) do wykonania zadania, gdy:

$$D_M \geq D_W \quad (4)$$

W przeciwny przypadku, gdy:

$$D_W > D_M \quad (5)$$

należy uznać, że każda komora spalania tego rodzaju silników spalinowych jest w stanie niezdatności, gdyż nie jest zdolna do wykonania zadania polegającego na zapewnieniu w niej całkowitego i zupełnego spalania.

Cechą charakterystyczną tak rozumianych działań komór spalania obu rodzajów silników (w ujęciu wartościującym) jest to, że mogą być określone wielkościami fizycznymi, które można wyrazić liczbą z jednostką miary nazwaną *dżulosekundą* [Js]. Tak rozumiane działania komór spalania tłokowych i turbinowych silników spalinowych, charakteryzuje przekształcanie w nich energii chemicznej (E_{ch}) zawartej w paliwie na energię wewnętrzną (U_{sp}) spalin w formie ciepła wewnętrznego (Q_i) z jednoczesnym uwzględnieniem czasu (t).

Działanie każdej komory spalania (KS) dowolnego silnika spalinowego tłokowego bądź turbinowego może być rozpatrywane w aspekcie deterministycznym i probabilistycznym. W ujęciu deterministycznym, gdy energia przekształcana w formie (na sposób) ciepła wewnętrznego (Q_i) nie ulega zmianie w czasie jej działania (t), działanie (D_{KS}) takiej komory może być wyrażone w formie zależności [10, 12, 14]:

$$D_{KS} = Q_i \cdot t \quad (6)$$

Natomiast, w przypadku, gdy energia przekształcana w formie (na sposób) ciepła wewnętrznego (Q_i) zależy od czasu jej działania (t), działanie $D_{KS}(t)$ należy określić z zależności:

$$D_{KS}(t) = \int_0^t Q_i(\tau) d\tau \quad (7)$$

gdzie:

$Q_i(\tau)$ – ciepło wewnętrzne (indykowane) wyzwalone podczas działania komory spalania (podczas spalania w niej paliwa) w czasie jednego cyklu pracy silnika spalinowego tłokowego w chwili τ lub ciepło wewnętrzne wyzwalone w komorze spalania turbinowego silnika spalinowego w chwili τ ,

$[0, t]$ – przedział czasu, w którym trwa działanie tejże komory spalania.

W przypadku silnika spalinowego tłokowego w czasie jednego obiegu pracy (2 obroty wału korbowego silnika 4-suwowego i 1 obrót wału korbowego silnika 2-suwowego), w każdym jego cylindrze o objętości skokowej V_s powstaje ciśnienie indykowane p_i , a zatem – wykonywana jest przez tłok praca wewnętrzna, równoważna ciepłu indykowanemu Q_i ($L_i = Q_i$), zwana pracą indykowaną, $L_i = p_i \cdot V_s$. Wobec tego działanie komory spalania (KS) takiego silnika spalinowego (D_{KS}^{STL}) podczas realizacji jednego jego obiegu może być określone z zależności [5, 6, 9]:

$$D_{KS}^{STL}(t) = V_s \int_0^t p_i(\tau) d\tau, \quad (8)$$

gdzie: V_s – objętość skokowa cylindra ($V_s = F_t \cdot S$), F_t – powierzchnia tłoka, S – skok tłoka,

p_i – ciśnienie indykowane,

t – czas działania komory spalania (KS).

Ciśnienie indykowane (p_i) można wyznaczyć korzystając np. z powszechnie stosowanych indykatorów mechanicznych oraz z ogólnie znanych wzorów [22, 31]:

$$p_i = \frac{F_w}{l_w} \mu \quad \text{lub} \quad p_i = \frac{F_w}{l_w \cdot f}, \quad (9)$$

gdzie: F_w – powierzchnia wykresu indykatorowego wykonanego w układzie Clapeyrona (p, V),
 l_w – długość podstawy wykresu indykatorowego,
 μ – podziałka wykresu indykatorowego [MPa/mm],
 f – strzałka ugięcia indykatora [mm/MPa].

Ciśnienie indykowane (p_i) w każdym cyklu pracy silnika może być i na ogół jest różne, ale wraz z zużyciem wtryskiwaczy będzie się systematycznie zmieniało z upływem czasu działania komory spalania (t), zatem ciśnienie to będzie funkcją czasu t , czyli

$$p_i = f(t) \quad (10)$$

W przypadku podobnego badania działania komór spalania turbinowych silników spalinowych nie można zastosować wspomnianych indykatorów. Ze względu na to, że turbinowe silniki spalinowe są silnikami o działaniu ciągłym można ich działanie (D_{KS}^{ST}) określić z zależności [1, 3, 16, 30, 32]:

$$D_{KS}^{ST}(t) = \int_0^t \dot{m}(\tau) \cdot c_p \left| \frac{T_{zK}}{T_{pK}} (T_{zK} - T_{pK}) \right| d\tau \quad (11)$$

gdzie:

\dot{m} – strumień masy spalin powstających w komorze podczas spalania paliwa,
 c_p – średnia pojemność cieplna właściwa przy stałym ciśnieniu spalania paliwa,
 T_{zK} – temperatura bezwzględna za komorą spalania,
 T_{pK} – temperatura bezwzględna przed komorą spalania,
 t – czas działania komory spalania (KS).

Wyrażenie podcałkowe we wzorze (11) o postaci

$$\dot{Q}_i(t) = \dot{m}(\tau) \cdot c_p \left| \frac{T_{zK}}{T_{pK}} (T_{zK} - T_{pK}) \right| \quad (12)$$

oznacza strumień ciepła wewnętrznego wyzwolonego w komorze podczas spalania paliwa.

Strumień masy spalin (\dot{m}) powstających podczas spalania będzie się zmieniało z upływem czasu działania komory spalania (t) wraz z zużyciem wtryskiwaczy, zatem strumień ten będzie funkcją czasu t , czyli

$$\dot{m} = f(t) \quad (13)$$

Ponadto wraz z zużyciem wtryskiwaczy należy spodziewać się zmniejszenia temperatury spalin za komorą spalania (T_{zK}).

Rozpatrywanie działania komór spalania zarówno tłokowych jak i turbinowych silników spalinowych w takim ujęciu wydaje się przydatne, dlatego ponieważ rozpatrywanie walorów energetycznych tych komór na bazie analizy i oceny tylko formy (sposobu) przekształcania w nich energii, jakim jest ciepło wewnętrzne (\dot{Q}_i) nie daje pełnego rozeznania o ich przydatności do

wykonania zadania. Wynika to z tego, że każde zadanie wykonywane jest w określonym czasie t . Zatem pełne rozeznanie w zakresie przydatności komór spalania do realizacji zadań, daje łączne rozpatrywanie powstającego w komorach spalania ciepła wewnętrznego (Q_i) i czasu (t) jego wytwarzania. Taka przydatność może być określona wielkością fizyczną, która została tu nazwana (w sensie wartościującym) działaniem tego rodzaju komór spalania. Tak rozumiane działanie komór spalania dowolnego tłokowego bądź turbinowego silnika spalinowego zawiera informacje jak długo jest bądź może być wytwarzane ciepło Q_i równoważne pracy wewnętrznej L_i . Jeżeli zostanie przeprowadzona analiza przemiany energii w komorach spalania w formie ciepła wewnętrznego (Q_i), z uwzględnieniem jednocześnie czasu wytwarzania ciepła, to można określić działanie takich komór ogólnie jako $D_{KS}(t) = Q_i(t) \cdot t$ zgodnie z wzorem (6) lub formie wzoru (7), albo – w formie wzoru (8) w przypadku komór silników spalinowych tłokowych lub wzoru (11) w przypadku komór turbinowych silników spalinowych. Tak rozumiane działanie silnika zawiera informację jak długo jest bądź może być wytwarzane w komorze spalania ciepło Q_i . Jest to równie ważna informacja, jak ta, którą zawiera strumień ciepła (\dot{Q}_i) silnika, który można wyznaczyć znając ciepło Q_i i czas t jego wydzielenia (wytworzenia). Strumień ciepła jak wiadomo, zawiera informację jak szybko może być wytworzone ciepło wewnętrzne (Q_i).

Zaproponowana przez autora w tym artykule interpretacja działania komór spalania tłokowych oraz turbinowych silników spalinowych ma tę zaletę, że opisowa ocena działania tych komór, np. w takiej formie: *ich działanie jest dobre*, bądź *nie dobre*, albo *nie najlepsze*, czy też *nieodpowiednie*, *złe*, itp. może być zastąpiona oceną wynikającą z porównania ich aktualnego działania nazwanego możliwym (D_M) z działaniem wzorcowym bądź wymaganym (D_W) przy użyciu liczb z jednostką miary nazwaną dzulosekundą.

Tak interpretowane działanie innych obiektów fizycznych (nie tylko technicznych) jest znane w fizyce. W fizyce klasycznej przy rozpatrywaniu równania ruchu układu mechanicznego (układu ciał materialnych) rozpatrywane jest działanie, nazywane działaniem Hamiltona, które wyrazić można następująco [33]:

$$D_H = \int_{t_1}^{t_2} E_H dt, \quad E_H = E_k - E_p \quad (14)$$

gdzie: E_H – energia, tzw. funkcja Lagrange'a, lagrangian; E_k – energia kinetyczna; E_p – energia potencjalna.

Podobną formę analityczną ma działanie Maupertiusa, które wyrażane jest następująco [33]:

$$D_M = \int_{t_1}^{t_2} 2E_k dt \quad (15)$$

W fizyce klasycznej działanie jest również interpretowane, jako wielkość będąca iloczynem pędu ciała ($p = m \cdot w$) i jego przesunięcia (s), gdyż najprościej można napisać, że [3]:

$$D_p = p \cdot s \cdot \frac{t}{t} = m \cdot w \cdot s \cdot \frac{t}{t} = K_d \cdot s \cdot t = L \cdot t \quad (16)$$

gdzie:

p – pęd ciała, s – przesunięcie ciała (droga, przemieszczenie ciała), t – czas przesunięcia ciała, m – masa ciała, w – prędkość ciała, K_d – siła działająca na ciało ($K_d = m \cdot w \cdot t^{-1}$), L – praca wykonana podczas przesunięcia ciała.

W mechanice kwantowej zaś odpowiednikiem działania jest stała Planca (h), która określa zależność energii kwantu promieniowania elektromagnetycznego E_ν od częstości ν , zgodnie z na ogół znaną zależnością [3, 33]:

$$E_v = hv, \quad (17)$$

zatem działanie w tym przypadku może być określone zależnością:

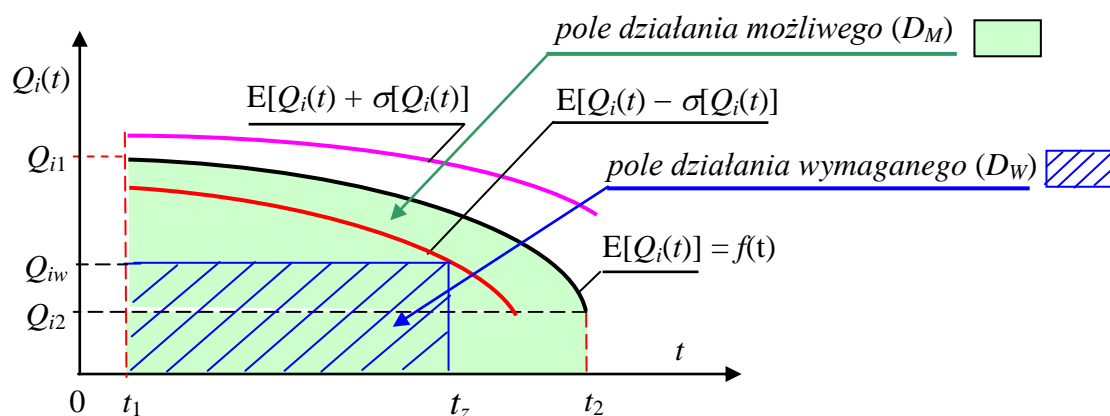
$$h = \frac{E_v}{v} \quad (18)$$

Przedstawione propozycje działania dotyczą deterministycznych przemian energii oraz sposobów jej przemiany. W praktyce eksploatacyjnej zarówno tłokowych jak i turbinowych silników spalinowych przemiany energii mają jednak naturę probabilistyczną.

3. Propozycja określenia działania komory spalania tłokowego i turbinowego silnika spalinowego w ujęciu probabilistycznym

Działanie opisane wcześniej zostało przedstawione w ujęciu deterministycznym. Jednak analiza i wynikająca z niej ocena działania komór spalania okrętowych tłokowych i turbinowych silników spalinowych może być przedstawiona także w ujęciu probabilistycznym z zastosowaniem teorii procesów stochastycznych [4, 11, 15, 17, 21, 24]. Takie podejście do zagadnienia wartościowania działania komór spalania, powodującego wyzwianie ciepła Q_i podczas spalania paliwa w określonym przedziale czasu Δt , wynika z konieczności uzyskania informacji statystycznej o tym, jakie może być działanie w przedziale określonym przez dowolne dwie chwile, np. w przedziale $\Delta t \rightarrow [t_0, t_n]$. W tym przypadku, dla każdego czasu t , który jest parametrem tego procesu a nie zmienną losową, w rozpatrywanym przedziale czasu $[t_0, t_n]$ można przyporządkować stan cieplny (ciepło), nazywany stanem chwilowym procesu, którym jest zmienna losowa $Q_{t(i)}$ o wartości oczekiwanej $E(Q_{t(i)})$ i wariancji $D^2(Q_{t(i)})$, zależnych od wartości t . Zatem taki proces stochastyczny jest zbiorem zmiennych losowych $Q_{t(i)}$ dla $t \in [t_0, t_n]$, czyli dla $t_0 \leq t \leq t_n$. Należy przy tym zaznaczyć, że wartość oczekiwana $E(Q_{t(i)})$ i wariancja $D^2(Q_{t(i)})$ funkcji losowej $\{Q_i(t): t [t_0, t_n]\}$ zależą od czasu t , ponieważ wartości $E(Q_{t(i)})$ i $D^2(Q_{t(i)})$ mogą być różne dla różnych wartości t . Jednak nie są to funkcje losowe $Q_i(t)$, ponieważ $E(Q_t)$ oraz $D^2(Q_{t(i)})$ nie są zmiennymi losowymi, lecz wielkościami stałymi dla danej wartości t i danego zbioru realizacji zmiennej losowej $Q_{t(i)}$.

Przykład zależności $E(Q_{t(i)})$ oraz $D^2(Q_{t(i)})$ od czasu t , z uwzględnieniem działania możliwego (D_M) i wymaganego (D_W), został przedstawiony na rys. 3 [4]. W przedziale czasu $[t_0, t_1]$ komora nie działa.



Rys. 3. Przykład procesu stochastycznego obrazującego zależność $Q_i(t)$: Q_i – ciepło wewnętrzne, Q_{i1} – ciepło wewnętrzne przyporządkowane chwili t_1 , Q_{i2} – ciepło wewnętrzne przyporządkowane chwili t_2 , Q_{iw} – ciepło wewnętrzne wymagane, t_z – czas potrzebny do wykonania zadania, t – czas będący parametrem procesu $\{Q_i(t): t \geq 0\}$ (czas użytkowania komory spalania), $E[Q_i(t)]$ – wartość oczekiwana Q_i , $\sigma[Q_i(t)]$ – odchylenie standardowe Q_i

Na rysunku tym wielkość $\sigma[Q_i(t)]$ jest odchyleniem standardowym zmiennej losowej Q_i . Wielkość ta jest pierwiastkiem kwadratowym wariancji $D^2(Q_{t(i)})$.

Malejąca funkcja ciepła (Q_i) w czasie eksploatacji (τ) jest wynikiem zmniejszania się sprawności termodynamicznej η_{tr} (1), czyli sprawność przemiany energii chemicznej zawartej w paliwie na energię wewnętrzną powstających spalin, wskutek zużycia elementów komory spalania silnika, głównie wtryskiwacza. To jest oczywiste, dlatego ponieważ każdy element komory spalania tłokowego i turbinowego silnika spalinowego, zgodnie z drugą zasadą termodynamiki traci z upływem czasu swoje uporządkowanie wskutek narastającej dyssypacji energii, co objawia się wzrostem jego entropii. Wobec tego narastającego z czasem rozpraszania energii, maleje funkcja $\eta_{tr} = f(t)$, na skutek zmniejszania się ciepła $Q_i(t)$.

Oszacowanie wartości oczekiwanej $E(Q_{t(i)})$ dla każdej wartości czasu t wymaga zastosowania wnioskowania statystycznego, które polega na zastosowaniu estymacji punktowej bądź przedziałowej. Dokonanie takich estymacji wymaga utworzenia statystyki $\bar{Q}_{st(i)}$.

Wartość średnią $\bar{Q}_{t(i)}$ takiej statystyki ($\bar{Q}_{st(i)}$) można określić (jak wiadomo) z następującego wzoru [17, 21, 24]:

$$\bar{Q}_{t(i)} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n Q_{t(i)j} \quad (19)$$

Estymacja wartości oczekiwanej $E(Q_{t(i)})$ polegająca na jej oszacowaniu w formie średniej arytmetycznej $\bar{Q}_{t(i)}$ jest estymacją punktową. Ta metoda estymacji nie daje jednak możliwości określenia dokładności oceny (oszacowania) $E(Q_{t(i)})$. Dokładność taka umożliwia estymacja przedziałowa, w której wyznaczany jest przedział ufności. [17, 21].

Przedziałem ufności nieznaney wartości oczekiwanej $E(Q_{t(i)})$ nazywany jest przedział $(\underline{Q}_i, \bar{Q}_i)$ o losowych końcach, który z określonym z góry prawdopodobieństwem β (zwanym poziomem ufności) zawiera nieznaną wartość $E(Q_{t(i)})$ [17, 21].

Wiadomo, że wyznaczona według wzoru (6) średnia $\bar{Q}_{t(i)}$ jest zaobserwowaną wartością statystyki \bar{Q}_{st} mającej rozkład asymptotycznie normalny $N\left(E(Q_{t(i)}), \frac{\sigma_t}{\sqrt{n}}\right)$, niezależnie od postaci funkcyjnej zmiennej losowej $Q_{t(i)}$ [17, 21]. Wartość $E(Q_{t(i)})$ i σ_t oznaczają wartość oczekiwaną (przeciętną) i odchylenie standardowe (średnie) ciepła Q_i , która jest zmienną losową w chwili t .

W przypadku gdyby była znana wartość σ_t , to korzystając z rozkładu $N\left(E(Q_{t(i)}), \frac{\sigma_t}{\sqrt{n}}\right)$ statystyki $\bar{Q}_{st(i)}$ można przedział ufności dla nieznaney wartości oczekiwanej $E(Q_{t(i)})$ wyznaczyć z następującego wzoru [17, 21]:

$$P\left\{\bar{Q}_{t(i)} - y_\alpha \frac{\sigma_t}{\sqrt{n}} \leq E(Q_{t(i)}) \leq \bar{Q}_{t(i)} + y_\alpha \frac{\sigma_t}{\sqrt{n}}\right\} = \beta \quad (20)$$

gdzie:

y_α – zmienna standaryzowana rozkładu normalnego, odpowiadająca poziomowi ufności $\beta = 1 - \alpha$, α – poziom istotności, najczęściej przyjmuje się $\alpha = 0,05$.

Najczęściej jednak wartość σ_t nie jest znana i trzeba ją oszacować na podstawie uzyskanych wyników badań z wzoru:

$$\sigma_t^* = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (Q_{t(i)j} - \bar{Q}_{t(i)})^2} \quad (21)$$

Wtedy przy założeniu, że zmienna losowa Q_t ma rozkład normalny $N(E(Q_t), \sigma_t)$ można wykorzystać to, że zmienna losowa $\frac{Q_{t(i)} - E(Q_{t(i)})}{\sigma_t^*} \sqrt{n-1}$ ma rozkład t -Studenta o $k = n - 1$ stopniach swobody. Założenie, że zmienna losowa $Q_{t(i)}$ ma rozkład normalny $N(E(Q_{t(i)}), \sigma_t)$ praktycznie nie stanowi ograniczenia, gdyż statystyka $\bar{Q}_{st(i)}$ zawsze ma rozkład asymptotycznie normalny $N\left(E(Q_{t(i)}), \frac{\sigma_t}{\sqrt{n}}\right)$, przy czym zbieżność tego rozkładu do rozkładu normalnego jest bardzo szybka, więc z tej statystyki można korzystać już dla $n \geq 4$, czyli praktycznie biorąc – zawsze [17, 21].

Wobec tego przedział ufności, można wyznaczyć z zależności [17, 21]:

$$P\left\{\bar{Q}_{t(i)} - t_{\alpha, n-1} \frac{\sigma_t^*}{\sqrt{n-1}} \leq E(Q_{t(i)}) \leq \bar{Q}_{t(i)} + t_{\alpha, n-1} \frac{\sigma_t^*}{\sqrt{n-1}}\right\} = \beta \quad (22)$$

gdzie:

$t_{\alpha, n-1}$ – współczynnik rozkładu t -Studenta, którego wartości są takie, że $P\{|t| \geq t_\alpha\} = \alpha$,
 β – poziom ufności, $\beta = 1 - \alpha$, α – poziom istotności

Przyjęcie takiego podejścia w badaniach zmian ciepła wyzwalanego w komorze spalania podczas spalania w niej paliwa można uzasadnić dodatkowo tym, że komory spalania jednorodnie, eksploatowane w tych samych warunkach, poddane racjonalnej diagnostyce [10, 14], na ogół będą zmieniały swoje walory energetyczne nie istotnie w porównaniu z wartością średnią.

W przypadku zmian ciepła wyzwalanego w komorze spalania z upływem czasu zobrazowanego na rys. 3 według krzywej $E[Q_i(t)] = f(t)$, pole działania możliwego (D_M) może być obliczone z wzoru

$$P_M \equiv D_{M(KS)} = \int_{t_1}^{t_2} f(t) dt \quad (23)$$

Natomiast pole działania wymaganego (D_W) niezbędne, aby mogło być wykonane zadanie do chwili t_z , może być obliczone z wzoru

$$P_W \equiv D_{W(KS)} = Q_{w(i)} \cdot t_z \quad (24)$$

Z porównania wzorów (23) i (24), z uwzględnieniem pól działań widocznych na (rys. 3) wynika, że $D_W < D_M$, a to oznacza, że komora spalania tłokowego czy też turbinowego silnika spalinowego wyzwalająca ciepło Q_{iw} jest zdalna do wykonania takiego zadania Z , które może być zrealizowane przez czas t_z . Działanie możliwe określone w wyniku zastosowania wzoru (23) można nazwać działaniem możliwym-oczekiwanym. Ocena optymistyczna takiego działania wymagałaby znajomości funkcji podcałkowej $f_o(t) = E[Q_i(t) + \sigma[Q_i(t)]]$, natomiast pesymistyczna – funkcji $f_p(t) = E[Q_i(t) - \sigma[Q_i(t)]]$.

Tak określone działanie każdej komory spalania (dowolnego tłokowego lub turbinowego silnika spalinowego) umożliwia formułowanie hipotez o stanie technicznym tego rodzaju komór.

Jedna z takich hipotez (H_1) może być następująca: „*na rozpylaczu wtryskiwacza jest zbyt duży nagar powodujący znaczne odchylenie strugi paliwowej od wymaganego kierunku i związane z tym nadmierne naruszenie symetryczności płomienia, dlatego ponieważ działanie możliwe (D_M) komory spalania jest mniejsze od działania wymaganego (D_W) tej komory ($D_M < D_W$).* Weryfikacja tej hipotezy polega na eksperymentalnym badaniu stanu technicznego wtryskiwacza w celu sprawdzaniu prawdziwości konsekwencji K tego, że ($D_M < D_W$), którą jest nadmierny osad węglowy (nagar) na rozpylaczu wtryskiwacza. Weryfikacja hipotezy H wymaga uznania prawdziwości następującej implikacji syntaktycznej [13, 20]:

$$H_1 \Rightarrow K \quad (25)$$

Wtedy można zastosować wnioskowanie niededukcyjne (indukcyjne), nazywane redukcyjnym, które przebiega według następującego schematu [13, 20]:

$$[K, H \Rightarrow K] \vdash H \quad (26)$$

Logiczna interpretacja tego schematu wnioskowania jest następująca: jeżeli sprawdzenie doświadczalne konsekwencji K potwierdziło ich słusność, to jeśli prawdziwa jest implikacja (25), to hipoteza H jest także prawdziwa i może być zaakceptowana. Wtedy wiadomo, do jakich działań naprawczych komory spalania należy przystąpić. Wnioskowanie indukcyjne przebiegające według podanego schematu (26), jak każde inne należące do tej grupy wnioskowań, nie prowadzi do wniosków pewnych, lecz jedynie prawdopodobnych [2, 13, 20]. Może się okazać, że prawdziwa będzie następująca hipoteza (H_2): „*rozpylacz wtryskiwacza ma nadmiernie rozkalibrowane dysze z powodu ich zużycia erozyjnego, co powoduje znaczne zaburzenie organizacji spalania, dlatego ponieważ działanie możliwe (D_M) komory spalania jest mniejsze od działania wymaganego (D_W) tej komory ($D_M < D_W$).*

Korzystając ze schematu (26) można też formułować inne hipotezy (H), np. „*komora spalania jest w stanie zdatności, który umożliwia wykonanie zadania Z w wymaganym czasie t_z , dlatego ponieważ działanie możliwe (D_M) komory spalania jest większe od działania wymaganego (D_W) tej komory, co oznacza, że spełniona jest nierówność $D_M > D_W$ ”.*

Weryfikacje jednak takich hipotez wymaga wyznaczenia całki oznaczonej według wzoru (23) na podstawie drugiego głównego twierdzenia rachunku całkowego – twierdzenia Newtona-Leibniza, co nie jest łatwe. Wynika to z tego, że jest mało prawdopodobne, aby funkcję pierwotną funkcji podcałkowej można było wyrazić w formie funkcji elementarnych. Można jednak zastosować przybliżone całkowania, np. stosując metodę trapezów bądź metodę Simpsona. Takich kłopotów można się spodziewać, gdyż zastosowanie wzoru (7) będzie trudne, jeśli przyjąć, że strumień ciepła wewnętrznego (Q_i) reprezentujący zmiany podczas molekularnej dyfuzji i reakcji chemicznej zachodzących podczas spalania paliwa w komorze spalania określany jest zależnościami (8, 11).

Działanie komór spalania zarówno tłokowych jak i turbinowych silników spalinowych powinno być modelowane na etapie projektowania tych silników. Do badania zmian działania komór spalania z upływem czasu wygodnie jest zastosować jednorodny proces Poissona [4, 15]. Przydatność tego procesu wydaje się oczywista, gdyż w praktyce eksploatacyjnej tego rodzaju komór można rejestrować kolejne przedziały ΔQ_i zmniejszenia ciepła Q_i o określoną porcję elementarną q_i , którą można nazwać kwantem (czyli $\Delta Q_i = q_i$). Wynika to z tego, że można przysposobić do tego system diagnozujący wyposażony w urządzenia pomiarowe o stosownej do tego rozdzielczości pomiarowej [4, 14, 23, 25].

Zmniejszenie ciepła Q_i o porcję q_i można przedstawić w formie schematu (27)

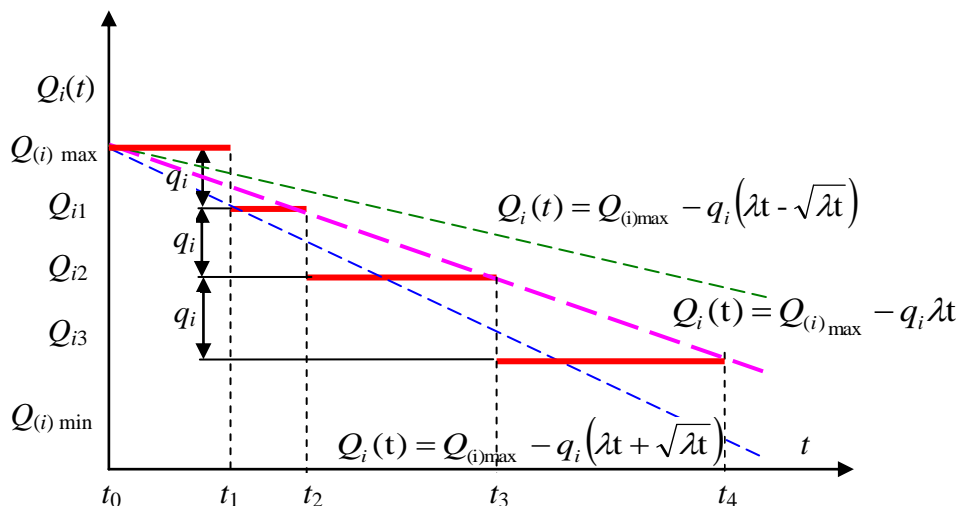
$$Q_{(i)max} = Q_{(i)1} \rightarrow Q_{(i)2} \rightarrow \dots \rightarrow Q_{(i)n-2} \rightarrow Q_{(i)n-1} \rightarrow Q_{(i)n} = Q_{(i)min} \quad (27)$$

gdzie:

Q_i ($i = 1, 2, \dots, n-1$) – ciepła określone w wyniku zarejestrowania (przez system diagnozujący) kolejnych spadków ciepła (Q_i) w komorze spalania w formie porcji (kwantów) q_i ; $Q_{(i)max}$ – ciepło wewnętrzne maksymalne, które może być wyzwolone w komorze w chwili poprawnego jej działania, możliwe do zarejestrowania przez system diagnozujący,

$Q_{(i)min}$ – najmniejsze ciepło wewnętrzne, które może być wytworzone w komorze w chwili jej uszkodzenia (nie musi być możliwe jego zarejestrowanie przez system diagnozujący).

Komory spalania, w których wytwarzane jest ciepło $Q_{(i)min}$ wskutek ich zużycia są odnawiane, jeśli jest to opłacalne tak, aby można było w niej uzyskać ponownie ciepło $Q_{(i)max}$. W przypadku tak rozpatrywanego działania dowolnej komory, gdy zachodzi w niej zmniejszenie ciepła Q_i o określoną porcję elementarną q_i (czyli o $\Delta Q_i = q_i$), może być ono przedstawione w formie pola zobrazowanego na rys. 4 [4, 15].



Rys. 4. Graficzna interpretacja przykładowej realizacji procesu zmniejszania ciepła wewnętrznego wywołanego podczas działania komory spalania: Q_i – ciepło wewnętrzne wywołane w komorze spalania, q – kwant, o który ulega zmianie ciepło Q , t – czas

Opis procesu zmniejszania ciepła przedstawionego na rys. 4 może być dokonany w wyniku zastosowania jednorodnego procesu Poissona [7, 15]. Ten proces stochastyczny umożliwia czytelne przedstawienie zachodzącego w komorze spalania przebiegu procesu zmniejszania ciepła Q_i w niej wytwarzanego o stałą wartość elementarną q_i : od chwili rozpoczęcia działania danej komory spalania (może to być chwila $t_0 = 0$) do chwili zarejestrowania po raz pierwszy, przez urządzenie pomiarowe, zdarzenia A polegającego na zmniejszeniu ciepła Q_i o wartość $\Delta Q_i = q_i$. Dalsze działanie komory powoduje, z upływem czasu, pojawianie się kolejnych zarejestrowanych, przez urządzenie pomiarowe, spadków wartości ciepła Q_i o kolejne jednakowe wartości q_i . Wobec tego w przypadku zarejestrowania do chwili t skumulowanej liczby B_t zaistniałych zdarzeń A , opisanej jednorodnym procesem Poissona, można sumaryczne zmniejszenie ciepła $\Delta Q_{(i)t}$ o wartości $\Delta Q_i = q_i$ do chwili t przedstawić zależnością [4, 6, 15]:

$$\Delta Q_{(i)t} = q_i \cdot B_t \quad (28)$$

przy czym zmienna losowa B_i ma (jak wiadomo) rozkład [6, 7]:

$$P(B_i = k) = \frac{(\lambda t)^k}{k!} \exp(-\lambda t); \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (29)$$

gdzie: λ – wielkość stała ($\lambda = \text{idem}$, $\lambda > 0$), interpretowana, jako intensywność zmniejszania ciepła Q_i o jednakowe wartości q_i , rejestrowane w czasie badań.

Wartość oczekiwana $E(B_i)$ i wariancja $D(B_i)$ procesu narastania liczby zdarzeń A , a więc zmniejszania ciepła Q_i o kolejno rejestrowane wartości q_i , można przedstawić następująco:

$$E(B_i) = \lambda t; \quad D^2(B_i) = \lambda t \quad (30)$$

Wobec tego proces zmniejszania ciepła wyzwalanego $Q_i(t)$ w komorze spalania wskutek jej zużycia z upływem czasu t , można wyrazić wzorem:

$$Q_i(t) = \begin{cases} Q_{(i)\max} & \text{dla } t = 0 \\ Q_{(i)\max} - q_i \lambda t \pm q_i \sqrt{\lambda t} & \text{dla } t > 0 \end{cases} \quad (31)$$

Graficzna interpretacja zależności (31) została przedstawiona na rys.4.

Z wzoru (31) wynika, że można dla dowolnej chwili t określić ciepło Q_i , jakie może być wyzwalane w jakiegokolwiek komorze spalania każdego tłokowego lub turbinowego silnika spalinowego, natomiast z wzoru (29) – że można oszacować prawdopodobieństwo pojawienia się danego spadku ciepła Q_i . Zatem prawdopodobieństwo $P(B_i = k; k = 1, 2, \dots, n)$, określone wzorem (29), może być uznane za wskaźnik niezawodności działania komory spalania.

W fazie eksploatacji każdego tłokowego bądź turbinowego silnika spalinowego stan techniczny jego komory spalania ulega pogorszeniu. Wynika to z tego, że wraz z zużyciem elementów tej komory a zwłaszcza wtryskiwacza następuje pogorszenie organizacji spalania paliwa. Powoduje to zmniejszenie sprawność termodynamicznej (1), ponieważ narasta niezupełne i niecałkowite spalanie paliwa. To sprawia, że działanie możliwe (D_M) każdej komory spalania takiego silnika maleje z czasem eksploatacji. Wobec tego może się tak zdarzyć, że działanie silnika wymagane (D_W) do wykonania zadania Z w czasie t_z niezbędnym do wykonania tego zadania może być większe od działania możliwego (czyli $D_W > D_M$). W kim przypadku komora spalania nie może wykonać zadania Z . Natomiast w przypadku, gdy $D_W < D_M$, komora spalania zarówno tłokowego jak też turbinowego silnika spalinowego może wykonać zadanie Z . Zadanie takie może być zrealizowane, gdyż wtedy jest wyzwalane ciepło Q_W przez czas t_z (rys. 3).

4. Uwagi i wnioski

Działanie komory spalania silnika spalinowego (tłokowego i turbinowego) zostało zinterpretowane, jako wyzwalanie wymaganego ciepła wewnętrznego Q_i w określonym czasie. Wykazano, że można je wyrazić w formie wielkości fizycznej z jednostką miary nazwaną *dżulosekundą*. Ciepło wewnętrzne zostało tu zinterpretowane, jako forma (sposób) przemiany energii chemicznej zawartej w paliwie na energię wewnętrzną spalin powstających podczas spalania paliwa w tej komorze.

Zaproponowana interpretacja działania komór spalania tłokowych i turbinowych silników spalinowych jest pierwszą taką próbą, przedstawioną w ujęciu ogólnym. Wymaga ona jednak doprecyzowania, co nie będzie łatwe ze względu na potrzebę szczegółowego zidentyfikowania i

uwzględnienia, we wzorach (7), (8), (11), (13), (23) i (24) określających to działanie, wszystkich czynników wpływających na przebieg procesu spalania w czasie działania komór spalania tego rodzaju silników (rys. 1 i 2).

Z pewnością przedstawione rozważania dotyczące działania komór spalania tłokowych oraz turbinowych silników spalinowych mają walory poznawcze, jednak trudno obecnie jest stwierdzić na ile ważne dla nauki. Z kolei walory użytkowe trudno jest ocenić ze względu na problem z wykonaniem odpowiednich badań empirycznych, zwłaszcza statystycznych.

W celu określenia zakresu pogarszania działania komór spalania wspomnianych rodzajów silników spalinowych, w ujęciu probabilistycznym zaproponowano model w formie procesu losowego obrazującego zmianę (z upływem czasu) ciepła wewnętrznego (Q_i) w nich wyzwalanego o najmniejszą porcję ΔQ_i nazwaną kwantem ciepła q_i ($\Delta Q_i = q_i$). W tych rozważaniach za model ten przyjęto jednorodny proces Poissona, który charakteryzuje się stanami ciepła Q_i zmniejszającego się z upływem czasu t o kwanty q_i , jednakowe (stałe) w przedziałach czasu $\Delta t = var$, jednorodne i niezależne. Przyjęcie tego modelu, jako najprostszego, można uzasadnić tym, że:

1) liczba zmian ciepła Q_i o wielkość q_i , jaka może być stwierdzona w danym, dłuższym przedziale czasu Δt_q nie zależy od liczby takich zmian, które zostały zarejestrowane wcześniej i nie ma wpływu na liczbę takich zmian, które zaistnieją po upływie czasu Δt_q (zmiany są niezależne),

2) liczba zmian ciepła Q_i o wielkość q_i zależy tylko od długości przedziału czasu Δt_q a nie od chwili, która jest początkiem tego przedziału (zmiany są jednorodne),

3) zmiany ciepła Q_i o wielkość q_i zachodzą nagle, ale tylko pojedynczo, a nie parami, trójkami, itd., ponieważ wszystkie urządzenia pomiarowe, umożliwiające stwierdzenie zmiany o wielkość q_i cechują się określonym progiem czułości. Zatem wszelkie takie zmiany, które przekraczają próg czułości urządzenia pomiarowego muszą być zarejestrowane (zmiany są pojedyncze).

Działanie komór spalania w przedstawionej wersji ma także tę zaletę, że może być badane przez wykonanie pomiarów, a następnie wyrażone w formie:

- liczby z jednostką miary (wzory 7, 8, 11, 23, 24);
- graficznej, jako pole działania (rys. 3 i 4).

Literatura

1. Adamkiewicz A.: Studium przydatności parametrów pracy w diagnozowaniu okrętowych turbinowych silników spalinowych. Zeszyty Naukowe AMW, Nr 158A, Gdynia 2004.
2. Dzida M.: Identyfikacja przyczyn niestacjonarności oraz niestabilności temperatury i ciśnienia gazów za komorą spalania turbiny gazowej. Monografie 16. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2000.
3. Dzida M., Girtler J.: Metoda oceny działania okrętowych turbinowych silników spalinowych w ujęciu energetycznym. Polish Maritime Research. - Vol. 23, No. 4(92), 2016, s. 67-72.
4. Girtler J.: Possibility of valuation of operation of marine diesel engines. Journal of POLISH CIMAC, Vol 4, No 1, 2009.
5. Girtler J.: Energy-based aspect of operation of diesel engine. COMBUSTION ENGINES No 2/2009 (137).
6. Girtler J.: Method of evaluation of lubricating ability of lube oils, diesel oils and heavy fuel oils in energetistic formulation. Journal of Polish CIMEEAC, Vol. 5, No 1, 2010.
7. Girtler J.: The semi-Markov model of energy state changes of the main marine internal combustion engine and method for evaluating its operation during ships voyage. Polish Maritime Research., Vol. 18, nr 4, 2011, s. 36-42.

8. Girtler J.: Possibility of defining theoretical operation for diesel engines in energy terms. *Combustion Engines (Silniki Spalinowe)*, 2011, nr 3, s. 1-9[pdf].
9. Girtler J.: The method for determining the theoretical operation of ship diesel engines in terms of energy and assessment of the real operation of such engines, including indicators of their performance. *Journal of POLISH CIMAC*. - Vol. 6, no. 1 (2011), s. 79-88.
10. Girtler J.: Energetyczny aspekt diagnostyki maszyn. *Diagnostyka*. Nr 1(45), 2008, s.149-156.
11. Girtler J.: Quantitative interpretation of energy-based systems and index of their reliability. *Journal of Polish CIMAC*. Vol 3, nr 1, 2008, s.87-94.
12. Girtler J.: Conception of valuation of combustion engine operation. *Journal of KONES Powertrain and Transport*. Vol. 15, nr 2, 2008, s. 89-96.
13. Girtler J.: Necessity for and possibility of application of the theory of semi-Markov processes to determine reliability of diagnosing systems. . *Journal of POLISH CIMAC*. - Vol. 7, No. 2 (2012), s. 45-54.
14. Girtler J.: The issue of quantum in empirical research on machines and other power systems. *Journal of POLISH CIMAC*. - Vol. 7, No. 1 (2012), s. 57-66.
15. Kingman J.F.C.: *Procesy Poissona*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2002.
16. Kowalewicz A.: *Podstawy procesów spalania*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2000.
17. Krzysztofiak M., Urbanek D.: *Metody statystyczne*. PWN, Warszawa 1979.
18. Nareznyj Z.G., Sudarev A.W.: *Kamery sgorania sudowych gazoturbiniowych ustanowok*. Sudostroenie, Moskwa 1973.
19. Oppenheim A.K.: *Combustion in piston engines. Technology, evolution, diagnoses and control*. Springer – Verlag Berlin Heidelberg New York 2004.
20. Pabis S.: *Metodologia i metody nauk empirycznych*. PWN, Warszawa 1985.
21. Pawłowski Z.: *Statystyka matematyczna*. PWN, Warszawa 1980.
22. Piotrowski I. Witkowski K.: *Okrętowe silniki spalinowe*. Wyd. TRADEMAR, Gdynia 1996.
23. Piotrowski J.: *Podstawy miernictwa*. WNT, Warszawa 2002.
24. Plucińska A., Pluciński E.: *Probabilistyka. Rachunek prawdopodobieństwa, statystyka matematyczna, procesy stochastyczne*. WNT, Warszawa 2000.
25. Polański Z.: *Planowanie doświadczeń w technice*. WNT, Warszawa 1984.
26. Roslanowski J.: Identification of ships propulsion engine operation by means of dimensional analysis. *Journal of POLISH CIMAC*, Vol. 4, No 1, 2009.
27. Rudnicki J.: Loads of ship main diesel engine in the aspect of practical assessment of its operation. *Journal of POLISH CIMACE*, Vol. 3, No 1, 2008.
28. Rudnicki J.: On making into account value of operational applied to ship main propulsion engine as an example. *Journal of POLISH CIMAC*, Vol. 4, No 1, 2009.
29. Sudarev A.W., Majej V.A.: *Kamiery sgorania gazoturbiniowych ustanowok. Intensyfikacja gorenia*. Nedra, Leningrad 1990.
30. Szargut J.: *Termodynamika*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1998.
31. Wajand J.A., Wajand J.T.: *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*. WNT, Warszawa 2005.
32. Wiśniewski S.: *Termodynamika*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1995.
33. *Encyklopedia fizyki współczesnej*. Praca zbiorowa. Redakcja Nauk Matematyczno-Fizycznych i Techniki Zespołu Encyklopedii i Słowników PWN. PWN, Warszawa 1983.
34. RTA 58/68/76/84 Cracks on Piston Skirts Type Engines. *Sulzer Information Bulletin* No DUQ1-008E, Diesel United Sulzer, 1991.