



## ASPEKT ENERGETYCZNY DZIAŁANIA KOMÓR SPALANIA OKRĘTOWYCH TURBINOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Jerzy Girtler

*Politechnika Gdańska  
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa  
Zakład Siłowni Okrętowych  
e-mail: [jgirtl@pg.edu.pl](mailto:jgirtl@pg.edu.pl)*

Słowa kluczowe: ciepło, działanie, energia, komora spalania, proces stochastyczny, statystyka, turbinowy silnik spalinowy, zmienna losowa

**Streszczenie:** Przedstawiono zmodyfikowaną propozycję wartościowania (ilościowego określenia) działania komór spalania turbinowych silników spalinowych z uwzględnieniem zachodzących w nich oddziaływań energetycznych. Propozycja ta uzupełnia i uściśla rozważania zawarte w publikacji [4]. Przedstawione rozważania bazują na fakcie, że w komorach spalania tego rodzaju silników spalinowych zachodzi przekształcanie energii chemicznej zawartej w dostarczonym do niej paliwie (ściślej – energii chemicznej zawartej w mieszaninie paliwowo-powietrznej powstałej w tej komorze) na energię wewnętrzną spalin i związaną z nią ich energię ciśnienia powstających podczas spalania paliwa. Ta forma przemiany energii została nazwana ciepłem ( $Q$ ). Ciepło  $Q$  odniesione do jednostki czasu  $t$  spalania paliwa zostało nazwane strumieniem ciepła ( $\dot{Q}$ ). Przyjęto także, że w przestrzeniach między łopatkowych wirnika turbiny zachodzi proces zamiany części energii wewnętrznej spalin, ale tylko tej, którą jest energia kinetyczna ich cząstek będących w ruchu cieplnymi (czyli energia termiczna) i wynikającą z niej energię ciśnienia na energię kinetyczną ruchu obrotowego tegoż wirnika. Zwrócono uwagę, że proces ten może być nieprawidłowy, w przypadku niewłaściwego działania komory spalania. Działanie komory spalania turbinowego silnika spalinowego zostało w tym artykule zinterpretowane, jako przetwarzanie energii chemicznej spalanego paliwa na energię wewnętrzną powstających spalin w ustalonym czasie. Wartościowanie tak rozumianego działania komór spalania tego rodzaju silników spalinowych, zaproponowane w tym artykule, polega na określeniu ilościowym tego działania za pomocą wielkości fizycznej, którą cechuje wartość liczbowa z jednostką miary nazwana *dżulosekundą* [*dżul*×*sekunda*]. Do oceny procesu pogarszania się działania komór spalania dowolnego turbinowego silnika spalinowego zaproponowano podejście statystyczne, w którym zastosowano estymację przedziałową wartości oczekiwanej  $E(Q_t)$  ciepła w chwili  $t$  oraz modele deterministyczny i probabilistyczny oceny działania komory spalania, przy czym do opracowania modelu probabilistycznego zastosowano jednorodny proces Poissona. Wspomniane ciepło jest interpretowane jako forma (sposób) przemiany w komorze spalania silnika energii chemicznej mieszaniny paliwowo-powietrznej na energię wewnętrzną i związaną z nią energię ciśnienia spalin uzyskaną podczas spalania w niej paliwa.

### 1. Wstęp

W publikacjach [2, 4] zostało podjęte zagadnienie działania okrętowych turbinowych silników spalinowych w ujęciu energetycznym. W obu publikacjach działanie to jest

interpretowane, podobnie jak w publikacjach dotyczących tłokowych silników spalinowych [np. 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 24, 25, 26], jako przekształcanie w formie (na sposób) 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]. W publikacji [2] działanie zostało odniesione do całego silnika i zostało zinterpretowane w ujęciu wartościującym za pomocą wielkości fizycznej  $D_{L_e}$  zawierającej informację jak długo może być przez ten silnik przetwarzana energia na sposób (w formie) pracy użytecznej  $L_e$ . Natomiast w publikacji [4] podobnie rozumiane działanie rozpatrzono w ujęciu ogólnym w odniesieniu do komór spalania silników spalinowych tłokowych i turbinowych silników spalinowych. Różnica w interpretacji działania komór spalania obu rodzajów silników spalinowych wynika z tego, że w przypadku silników spalinowych tłokowych działanie komór spalania zostało określone za pomocą wielkości fizycznej  $D_{KS}^{STE}$  zawierającej informację jak długo może być przetwarzana energia w formie pracy wewnętrznej  $L_i$ , natomiast w przypadku turbinowych silników spalinowych – za pomocą wielkości fizycznej  $D_{KS}^{ST}$  zawierającej informację jak długo może być przetwarzana energia umożliwiająca generowanie strumienia ciepła wewnętrznego  $\dot{Q}_i$ . Takie rozpatrywanie działania komór spalania jest wystarczające w fazie projektowania wspomnianych silników. W fazie eksploatacji tego rodzaju silników działanie ich komór spalania wymaga dokładniejszego uwzględnienia specyfiki działania tychże komór spalania. W artykule tym została uwzględniona wspomniana specyfika komór spalania turbinowych silników spalinowych. W wyniku tego artykuł ten zawiera zmodyfikowaną propozycję wartościowania (ilościowego określenia) działania komór spalania turbinowych silników spalinowych z uwzględnieniem zachodzących w nich oddziaływań energetycznych. Propozycja ta uzupełnia i uściśla rozważania zawarte w publikacji [4].

Interpretacja działania komór spalania okrętowych turbinowych silników spalinowych, przedstawiona w tym artykule, jest wynikiem zastosowania metody analogii do działania silników spalinowych o zapłonie samoczynnym [2, 4, 5]. Zastosowanie tej metody umożliwiło także ilościową ocenę działania tych komór, również w formie liczby, z jednostką miary nazwaną *dżulosekundą*. Ważność tak interpretowanego działania komór spalania okrętowych turbinowych silników spalinowych wynika z faktu, że komory te mają one zasadniczy wpływ na sprawność cieplną tego rodzaju silników spalinowych i to niezależnie od tego, czy są to silniki główne (stosowane do napędu statków), czy też pomocnicze (stosowane do napędu prądnic). Sprawność cieplna tych silników znacznie jest obniżana przez narastanie osadów zwłaszcza w kanałach przepływowych powietrza oraz niestacjonarność oraz niestabilność temperatury i ciśnienia spalin za komorą spalania [2]. Niestabilności temperatury bądź ciśnienia stanowią pulsacje tych parametrów pracy silników turbinowych. Natomiast niestacjonarności temperatury bądź ciśnienia stanowi brak powtarzalności wartości tychże parametrów pracy silnika przy dowolnych stałych obciążeniach cieplnych komór spalania tych silników.

W czasie eksploatacji turbinowych silników spalinowych z upływem czasu narastają straty energii termicznej (cieplnej) wytwarzanej w komorach spalania. Straty te są wynikiem pogarszania się przebiegu procesu spalania wskutek istnienia niepełnego (niecałkowitego i niezupełnego) spalania paliwa oraz wzrostu rozpraszania części tej energii do otoczenia. Przyczyną tego są zaburzenia dopływu powietrza do stref spalania rur ogniowych komór spalania wskutek rosnącego zanieczyszczenia osadami kanałów powietrznych oraz wskutek zatykania nagarem otworów dysz wtryskiwaczy. Ponadto za komorami spalania pojawiają się nierównomierne i niestacjonarne pola temperatur. Znamienne jest to, że rozkłady tych pól zmieniają się w zależności od obciążeń cieplnych tych komór. Przy dużych obciążeniach tych silników występują znaczne różnice temperatur średnich na obwodach kanałów wylotowych oraz wzdłuż wysokości tych kanałów nawet przy stałym dużym obciążeniu cieplnym wspomnianych komór spalania. Na rozkład wspomnianych pól temperatur istotny wpływ mają

m.in. zmieniający się upływem czasu eksploatacji stan techniczny wtryskiwaczy paliwa, przesłony zastosowanych w rurociągach doprowadzających powietrze do komór spalania a także stan techniczny układów przepływowych w kadłubach komór. Podczas eksploatacji wspomnianych silników, w przekrojach wylotowych komór spalania istnieją także lokalne pulsacje ciśnienia spalin. Przyczyny niestacjonarności oraz niestabilności temperatury i ciśnienia spalin za komorą spalania zostały zidentyfikowane już dawno [2, 18, 27]. Z publikacji tych wynika, że na nierównomierność pola temperatur za komorą spalania każdego turbinowego silnika spalinowego wpływ mają osady powstające na rozpylaczu wtryskiwacza, które narastają z upływem czasu eksploatacji tego silnika. Osady te powodują pogorszenie jakości rozpylania paliwa, które objawia się odchyleniem strugi paliwa wtryskiwanego do komory spalania, wskutek czego pojawia się asymetryczność płomienia. Im zanieczyszczenie takie jest większe, tym większa jest nierównomierność pola temperatur za komorą spalania. Ale takie zanieczyszczenia, jak również zużycie erozyjne kanałów wtryskowych wtryskiwacza powoduje także zmniejszenie strumienia ciepła wewnętrznego ( $\dot{Q}_i$ ) powstającego w komorze spalania kolejno o  $\Delta\dot{Q}_{i(j)}$  każdorazowo po upływie przedziału czasu  $\Delta t_j$ . Nieprawidłowy dopływ paliwa do rury ogniowej komory spalania, wskutek złego stanu technicznego wtryskiwacza spowodowanego zanieczyszczeniem otworu dyszowego jego rozpylacza, powoduje także pulsację strumienia spalin i związaną z tym pulsację ciśnienia spalin za komorą spalania. Takie nieprawidłowości w działaniu komór spalania turbinowych silników spalinowych powodują nierównomierne obciążenie zwłaszcza cieplne łopatek kierowniczych (nieruchomych) i wirnikowych turbiny i w rezultacie lokalne przegrzanie obu tych rodzajów łopatek, a także deformacje kadłuba turbiny powodowane nierównomiernym rozszerzaniem cieplnym. Towarzyszy temu zmniejszanie luzów promieniowych wirujących elementów, co na ogół prowadzi do pojawienia się procesu zacierania, a także deformacji wirnika i podpór łożyskowych. W rezultacie dochodzi do powstania niebezpiecznych drgań silnika. Można temu w znacznym stopniu zapobiec analizując jakość przemiany energii chemicznej, zawartej w paliwie i powietrzu dostarczonym do komór spalania turbinowych silników spalinowych, na energię wewnętrzną spalin powstających w strefie spalania paliwa, w określonym czasie  $t$ .

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

## **2. Sformułowanie problemu wartościowania działania komory spalania turbinowego silnika spalinowego**

W praktyce eksploatacyjnej istotne jest, aby każda komora spalania turbinowego silnika spalinowego działała z możliwie największą sprawnością. Wymaga to zapewnienia statecznego przekształcania w niej energii chemicznej zawartej w doprowadzonym do jej strefy spalania paliwie i powietrzu na energię wewnętrzną spalin powstających w czasie spalania paliwa. Takie działanie komory jest wtedy, gdy nie występuje zjawisko gaśnięcia w niej płomienia i nie ma pulsacji przepływu czynnika roboczego (spalin i powietrza) oraz istnieje równomierne pole temperatur w przekroju wylotowym w strefie mieszania. W wyniku pogarszania się stanu technicznego wtryskiwacza, np. wskutek osadzania się nagaru na jego rozpylaczu następuje odchylenie strugi paliwa wtryskiwanego do komory spalania i w rezultacie zaburzenie symetryczności płomienia. Wskutek tego następuje pogarszanie się organizacji spalania paliwa. W rezultacie następuje nie tylko pogorszenie się przebiegu przekształcania energii w komorze spalania, lecz także powstaje znaczne lokalne zróżnicowanie temperatur w porównaniu z wartością średnią, co powoduje zmniejszenie trwałości i niezawodności układu łopatkowego turbiny. Podobnie, narastanie zaburzenia dopływu powietrza wskutek zmiany przekroju kanałów powietrza wskutek wzrostu osadów na ich powierzchniach powoduje pogarszanie się organizacji spalania paliwa. Wpływa to niekorzystnie na przebieg procesu spalania, który

cechuje niezupełne i niecałkowite spalanie paliwa. Prowadzi to do obniżenia sprawności termicznej związanej z przemianą energii chemicznej zawartej w mieszaninie paliwowo-powietrznej na energię wewnętrzną spalin, która można wyrazić oczywistą zależnością:

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

przy czym:

$$E_{ch(pal)} = \dot{Q}_{pal} \cdot t = \dot{m}_{pal} \cdot W_d \cdot t, \quad (2)$$

$$E_{ch(pow)} = \dot{Q}_{pow} \cdot t = \dot{m}_{pow} \cdot c_{p(pow)} \cdot (T_{zsp} - T_{psp}) \cdot t = \dot{m}_{pow} \cdot (i_{zsp} - i_{psp}) \cdot t \quad (3)$$

$$U_{sp} = E_{ch(pal)} + E_{ch(pow)} - (E_{nsp} + E_{dys} + E_{\Delta p} + E_{ot}) \quad (4)$$

gdzie:

$U_{sp}$  – energia wewnętrzną spalin powstałych ze spalonego paliwa,

$E_{ch(pal)}$  – energia chemiczna zawarta w paliwie wtrysniętym do komory spalania,

$E_{ch(pow)}$  – energia chemiczna zawarta w powietrzu doprowadzonym do komory spalania,

$\dot{Q}_{pal}$  – strumień ciepła zawartego w paliwie doprowadzonym do komory spalania,

$\dot{m}_{pal}$  – strumień masy paliwa doprowadzonego do komory spalania,

$W_d$  – wartość opałowa (wartość opałowa dolna) paliwa,

$\dot{Q}_{pow}$  – strumień ciepła zawartego w powietrzu doprowadzonym do komory spalania,

$\dot{m}_{pow}$  – strumień masy powietrza doprowadzonego do komory spalania

$c_{p(pow)}$  – pojemność cieplna właściwa powietrza doprowadzonego do komory spalania,

$T_{zsp}$  – temperatura powietrza za sprężarką,  $T_{psp}$  – temperatura powietrza przed sprężarką,

$i_{zsp}$  – entalpia właściwa powietrza za sprężarką,  $i_{psp}$  – entalpia właściwa powietrza przed sprężarką

$t$  – czas działania komory spalania,

$E_{nsp}$  – energia niepełnego (niecałkowitego i niezupełnego) spalania,

$E_{dys}$  – energia dysocjacji termicznej (energia rozpadu związków węglowodorowych i pary wodnej na cząstki C i H<sub>2</sub>, które nie weszły w reakcje z tlenem),

$E_{\Delta p}$  – energia tracona na pokonanie oporów przepływu spalin w rurze ogniowej zwłaszcza przez stabilizatory płonienia umieszczone w strefie spalania oraz opory mieszania się strumieni spalin i powietrza w strefie mieszania komory spalania, wskutek czego ciśnienie w strefie wylotu spalin z komory spalania jest niższe niż w strefie spalania tej komory,

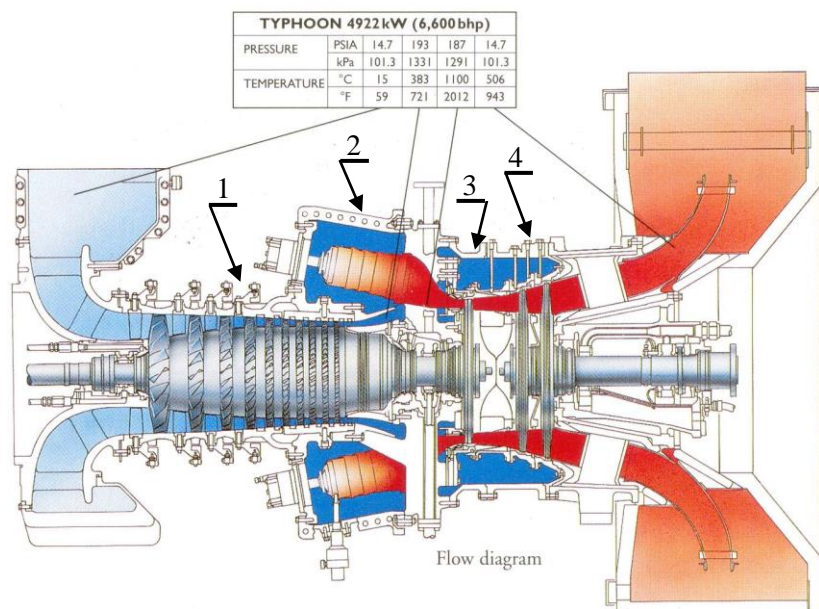
$E_{ot}$  – energia rozpraszana do otoczenia (energia promieniowania).

Formą (sposobem) przetwarzania energii chemicznej ( $E_{ch(pal)}$ ) zawartej w paliwie wtrysniętym do komory spalania (2) i jednocześnie energii ( $E_{ch(pow)}$ ) zawartej w powietrzu doprowadzonym do strefy spalania komory spalania (3) na energię wewnętrzną ( $U_{sp}$ ) spalin (4) jest ciepło  $Q_i$  charakteryzujące to przetwarzanie, nazywane ciepłem wewnętrznym.

Działanie okrętowego turbinowego silnika spalinowego w siłowni statku charakteryzuje przepływ czynnika roboczego (powietrza i spalin), który rozpoczyna się od chwili dolotu powietrza wilgotnego do sprężarki przepływowej. Powietrze to jest zanieczyszczone cząstkami zasolonej wody (wody morskiej), oparami paliwa i oleju smarowego, a także cząstkami mechanicznymi i pochodzenia organicznego. Zanieczyszczenia te powodują powstawanie osadów zarówno w kanałach międzyłopatkowych sprężarki jak też w kanałach przepływowych umożliwiających doprowadzenie powietrza do komory spalania zarówno tych, którymi powietrze dopływa do strefy spalania jak i do strefy mieszania powietrza ze spalinami wylotowymi z komory spalania. Narastanie tych osadów w tych kanałach powoduje zmniejszenie ilości powietrza doprowadzanego do komory spalania. Zmniejszenie ilości tego

powietrza potęguje spadek prędkości obrotowej sprężarki z uwagi na zanieczyszczenie osadami jej przestrzeni międzyłopatkowych. To powoduje z kolei zmniejszenie strumienia spalin napływających na wirniki turbiny (rys. 1). Jednak konieczność utrzymania zadanej prędkości obrotowej wirników turbiny, wymaganej do wykonania zadania transportowego przez statek, spowoduje zwiększenie strumienia paliwa doprowadzanego do komory spalania przez pomporegulator. W rezultacie doprowadzenie dużego strumienia paliwa przy niedostatku strumienia powietrza spowoduje nieprawidłowy przebieg spalania charakteryzujący się wzrostem niecałkowitego i niepełnego spalania paliwa w komorze. W rezultacie ulegnie zmniejszeniu sprawność termiczna  $\eta_{tr}$  (1).

Nieprawidłowy przebieg spalania powodujący dodatkowe obniżenie sprawność  $\eta_{tr}$  może także wynikać z zużycia erozyjnego dyszy 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 związane z wzrostem niecałkowitego i niepełnego spalania paliwa. Powoduje to z upływem czasu  $t$  eksploatacji komory spalanie zmniejszanie ciepła wewnętrznego  $Q_i$  o kolejne  $\Delta Q_{i(j)}$  odpowiednio do przedziałów czasu  $\Delta t_j$  ( $j = 1, 2, \dots, n$ ). Ponadto, zwiększenie strumienia paliwa w celu utrzymania zadanej prędkości obrotowej turbiny powoduje wzrost temperatury spalin, co jest niekorzystne z powodu wzrostu naprężeń cieplnych łopatek turbiny i pojawienia się korozji wysokotemperaturowej. Oprócz tego, jak już wspomniano we wstępie tego artykułu, nieprawidłowy przebieg procesu spalania paliwa w komorze spalania zwiększa nierównomierność pola temperatur na wylocie z komory spalania a przez to także przed łopatkami kierowniczymi i wirnikowych turbiny wytwornicy spalin turbinowego silnika spalinowego. 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 (rys. 1) [2, 4, 28].



Rys. 1. Przekrój przykładowego turbinowego silnika spalinowego dwuwiałowego, w którym można wyróżnić (jak autor zaznaczył) takie elementy niezawodnościowe jak: 1) sprężarka, 2) komora spalania, 3) turbina wytwornicy spalin i 4) turbina napędowa [2, 4, 28].

W przypadku, gdy dotyczy to będzie silnika głównego (silnika napędu głównego) statku,

może to doprowadzić do nie wykonania zadania transportowego, a w warunkach sztormowych – może on nawet zatonać.

W związku z powyższym istotne staje się określenie działania komór spalania turbinowych silników spalinowych, które analogicznie do propozycji zawartej w publikacji [2 i 4] może być rozpatrywane jako:

- a) działanie wymagane ( $D_W$ ), czyli takie, które jest niezbędne do uzyskania wymaganej energii wewnętrznej spalin powstających podczas spalania paliwa w komorze spalania i tym samym wymaganej sprawności termicznej ( $\eta_{tr}$ ) oraz prawidłowych rozkładów temperatur i ciśnień na wylocie w części wylotowej komory a także małej pulsacji strumienia spalin,
- b) działanie możliwe ( $D_M$ ), czyli takie, jakie może być zrealizowane w czasie przetwarzanie energii w formie (na sposób) ciepła, które mogą charakteryzować różne wartości energii wewnętrznej spalin a zatem także sprawności termiczne ( $\eta_{tr}$ ) oraz niewłaściwe rozkłady temperatur i ciśnień na wylocie w części wylotowej komory a także pulsacje strumieni spalin.

Wobec tego można przyjąć, że każda komora spalania (KS) turbinowego silnika spalinowego (TSS) jest w stanie zdatności (zdatna do wykonania zadania), gdy:

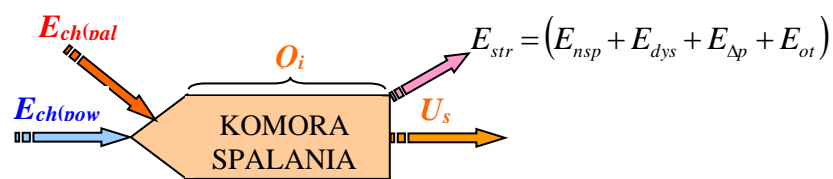
$$D_M \geq D_W \quad (5)$$

W przeciwny przypadku, gdy:

$$D_W > D_M \quad (6)$$

należy uznać, że komora spalania turbinowego silnika spalinowego jest w stanie niezdatności, gdyż nie umożliwia (nie zapewnia) wykonanie zadania.

Cechą charakterystyczną tak rozumianych rodzajów działań komór spalania jest to, że zarówno  $D_M$  jak i  $D_W$  są one wielkościami fizycznymi, które można wyrazić liczbą z jednostką miary nazwaną *dżulosekundą* [J·s]. Tak rozumiane działania komór spalania turbinowych silników spalinowych, charakteryzuje jednoczesne przekształcanie w nich energii chemicznej ( $E_{ch(pal)}$ ) zawartej w paliwie i energii ( $E_{ch(pow)}$ ) zawartej w powietrzu dostarczanym do komory spalania na energię wewnętrzną ( $U_{sp}$ ) spalin w formie ciepła wewnętrznego ( $Q_i$ ) z jednoczesnym uwzględnieniem czasu ( $t$ ), co obrazuje rys. 2.



Rys. 2. Schemat działania komory spalania turbinowego silnika spalinowego:  $Q_i$  – ciepło wewnętrzne komory spalania,  $E_{str}$  – energia tracona w czasie działania komory spalania,  $E_{ch(pal)}$ ,  $E_{ch(pow)}$ ,  $U_{sp}$ ,  $E_{nsp}$ ,  $E_{dys}$ ,  $E_{Dp}$ ,  $E_{ot}$  – oznaczenia o interpretacji takiej jak we wzorach 1 ÷ 4.

Ciepło wewnętrzne ( $Q_i$ ) można określić znając strumień ciepła wewnętrznego reprezentujący zmiany podczas molekularnej dyfuzji i reakcji chemicznej, które zachodzą podczas spalania paliwa w komorze spalania. Strumień ten określany jest zależnością [1]:

$$\dot{Q}_i = -\lambda \nabla T \cdot F + \sum_j n_j h_j V_j + k_B T \sum_{j,k} \frac{n_j}{NM_j} \cdot \frac{D_j^T}{D_{j,k}} (V_j - V_k) \quad (7)$$

Wtedy  $Q_i$  może być określone, jako

$$Q_i = \dot{Q}_i \cdot t \quad (8)$$

gdzie:  $\dot{Q}$  – strumień ciepła,  $\lambda$  – przewodność cieplna mieszaniny gazu cząsteczki  $j$ -tej w temperaturze  $T$ ,  $\nabla T$  – gradient temperatury,  $F$  – powierzchnia przewodzenia ciepła,  $h_j$  – entalpia właściwa elementarnego składnika ( $j$ -tego) cząstki lub mieszaniny cząstek,  $n_j$ ,  $V_j$  – odpowiednio gęstość i lepkość dyfuzyjna  $j$ -tej cząstki chemicznej,  $k_B$  – stała Boltzmanna,  $T$  – temperatura bezwzględna,  $N$  – całkowita gęstość elementu strumienia ( $N = \sum_j n_j$ ),  $M_j$  – masa  $j$ -tej cząstki,

$D_j^T$  – współczynnik cieplnej dyfuzji  $j$ -tej cząstki związany z operacją transportową (informuje o tym indeks  $T$ ),  $D_{j,k}$  – współczynnik molekularnej  $j$ -tej cząstki,  $V_k$  – lepkość dyfuzyjna  $k$ -tej cząstki chemicznej.

Działanie każdej komory spalania ( $KS$ ) dowolnego turbinowego silnika spalinowego może być rozpatrywane w aspekcie deterministycznym i probabilistycznym. W ujęciu deterministycznym, gdy energia przekształcana w formie (na sposób) ciepła ( $Q_i$ ) nie ulega zmianie w czasie ( $t$ ), działanie ( $D_{KS}$ ) takiej komory może być wyrażone w formie zależności [2, 4, 11, 13]:

$$D_{KS}(t) = Q_i \cdot t \quad (9)$$

Natomiast, w przypadku, gdy energia przekształcana w formie (na sposób) ciepła ( $Q$ ) zależy od czasu ( $t$ ), działanie  $D(t)$  należy określić z zależności:

$$D_{KS}(t) = \int_0^t Q_i(\tau) d\tau \quad (10)$$

gdzie:

$Q_i(\tau)$  – ciepło wyzwalone podczas działania komory spalania (podczas spalania w niej paliwa) turbinowego silnika spalinowego w chwili  $\tau$ , będące rezultatem równoczesnego przekształcenia energii  $E_{ch(pal)}$  i  $E_{ch(pow)}$  na energię  $U_{sp}$ .  
 $[0, t]$  – przedział czasu, w którym trwa działanie tejże komory spalania.

Zastosowanie w praktyce zależności (10) dla przedziału całkowania  $[0, t]$  wymaga uwzględnienia tego, że funkcja podcałkowa  $Q_i(\tau) = \dot{Q}_i(t) \cdot \tau$ , zgodnie z wzorem (8), w którym strumień ciepła wewnętrznego jest określony zależnością (7) [14].

Rozpatrywanie działania komór spalania 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 ( $Q_i$ ) nie daje pełnego rozeznania o ich przydatności do wykonania zadania. Takie rozeznanie daje łączne rozpatrywanie powstającego w komorach spalania ciepła ( $Q_i$ ) i czasu ( $t$ ) jego wytwarzania, które może być wyrażona wielkością fizyczną  $D_{KS}$  ( $D_M \cap D_W$ ), która może być nazwana (w sensie wartościującym) działaniem tego rodzaju komór spalania. Jeżeli zostanie przeprowadzona analiza przemiany energii w komorach spalania w formie ciepła ( $Q_i$ ), z uwzględnieniem jednocześnie czasu wytwarzania tego ciepła, to można określić działanie takich komór  $D_{KS}(t)$  formie wzorów (7) bądź (8). Tak rozumiane działanie takiego silnika zawiera informację jak długo jest bądź może być wytwarzane w komorze spalania ciepło  $Q$ . 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 ( $Q_i$ ).

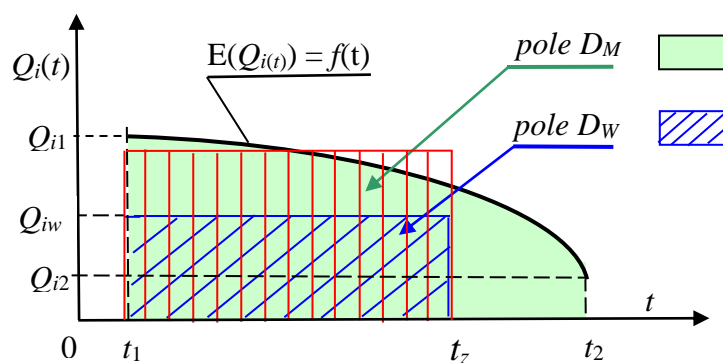
Zaproponowana w tym artykule interpretacja działania komór spalania turbinowych silników spalinowych ma tę zaletę, że opisowa ocena działania tych komór, np. w takiej formie: ich działanie jest dobre, nie dobre, nie najlepsze, nieodpowiednie, złe, itp. może być zastąpiona oceną wynikającą z porównania ich aktualnego działania możliwego ( $D_M$ ) z działaniem

wymaganym ( $D_w$ ) przy użyciu liczb z jednostką miary [dżul×sekunda], [J·s].

### 3. Propozycja określenia działania komory spalania turbinowego silnika spalinowego

Działanie opisane w publikacjach [np. 5, 6, 8, 9, 11] zostało przedstawione w ujęciu deterministycznym. Jednak analiza i wynikająca z niej ocena działania komór spalania okrętowych turbinowych silników spalinowych podobnie, jak i innych urządzeń energetycznych (np. tłokowych silników spalinowych) może być przedstawiona w ujęciu probabilistycznym z zastosowaniem teorii procesów stochastycznych [5, 12, 16, 17, 20, 22]. Takie podejście do wartościowania działania komór spalania silników spalinowych tłokowych i turbinowych zostało zaproponowane w publikacji [4]. W tym artykule zwrócono uwagę na potrzebę rozpatrywania działania komór spalania, które umożliwia wyzwalanie ciepła wewnętrznego ( $Q_i$ ), jako formy (sposobu) równoczesnej przemiany energii chemicznej  $E_{ch(pal)}$  i energii chemicznej  $E_{ch(pow)}$  na energię ( $U_{sp}$ ), co następuje podczas spalania paliwa w rurze ogniowej każdej komory spalania w określonym przedziale czasu  $\Delta t$ . W czasie eksploatacji dowolnej komory spalania turbinowego silnika spalinowego jej działanie charakteryzuje ciepło wewnętrzne ( $Q_i$ ), które trzeba rozpatrywać jako proces stochastyczny  $\{Q_i(t): t \geq 0\}$  [4, 8, 16, 22]. Oznacza to, że ciepło  $Q_i$  rozpatrywane w dowolnej chwili  $t$  działania danej komory spalania musi być uznane za zmienną losową  $Q_{i(t)}$ . Zmienne te są stanami procesu  $\{Q_i(t): t \geq 0\}$ . Zatem taki proces stochastyczny jest zbiorem zmiennych losowych  $Q_{i(t)}$  dla  $t \in [t_1, t_2]$ , czyli dla  $t_1 \leq t \leq t_2$  (rys. 2). Z pracy [4] wynika, że proces  $\{Q_i(t): t \in [t_1, t_2]\}$  charakteryzują wartość oczekiwana  $E(Q_{i(t)})$  i wariancja  $D^2(Q_{i(t)})$ , które zależą od czasu  $t$ , ponieważ wartości  $E(Q_{i(t)})$  i  $D^2(Q_{i(t)})$  mogą być różne dla różnych wartości  $t$ . Jednak nie są to funkcje losowe, ponieważ  $E(Q_{i(t)})$  oraz  $D^2(Q_{i(t)})$  nie są zmiennymi losowymi, lecz wielkościami stałymi dla danej wartości  $t$  i danego zbioru realizacji zmiennej losowej  $Q_{i(t)}$ .

Wobec tego zależność od czasu  $t$  ciepła  $Q_i(t)$  rozpatrywanego, jako wielkość równoważną wartości oczekiwanej  $E(Q_{i(t)})$  dla przedziału czasu  $t_1 \leq t \leq t_2$ , można przedstawić tak, jak na rys. 3, gdzie  $Q_i(t) \equiv E(Q_{i(t)})$ ,  $t \geq 0$  [4, 5]. Na tym rysunku można też, tak przykładowo, uwzględnić działania możliwe ( $D_M$ ) i wymagane ( $D_w$ ), 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 (czas użytkowania komory spalania),  $D_M$  – działanie możliwe,  $D_w$  – działanie wymagane  
 – pole działania wymaganego, które jest większe od pola działania możliwego komory spalania, co uniemożliwia wykonanie zadania przez tę komorę



Malejąca funkcja ciepła ( $Q_i$ ) w czasie eksploatacji ( $\tau$ ) jest wynikiem zmniejszania się sprawności termicznej  $\eta_{tr}$  (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 turbinowego silnika spalinowego, zgodnie z drugą zasadą termodynamiki traci z upływem czasu ( $t$ ) swoje uporządkowanie wskutek zużycia, które powoduje narastanie dyssypacji energii i tym samym wzrost jego entropii. Wobec tego wskutek narastającego z czasem rozpraszania energii, maleje funkcja  $\eta_{tr} = f(t)$ , co jest konsekwencją zmniejszania się ciepła wewnętrznego  $Q_i(t)$ .

W przypadku zmian ciepła wyzwalanego w komorze spalania z upływem czasu zobrazowanego na rys. 3 według krzywej  $Q_i(t) = f(t)$ , pole działania możliwego ( $D_M$ ) może być obliczone z wzoru [2, 4]

$$D_{M(KS)} = \int_{t_1}^{t_2} f(t) dt \quad (11)$$

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

$$D_{W(KS)} = Q_w \cdot t_z \quad (12)$$

Z porównania wzorów (11) i (12) wynika (rys. 3), że  $D_W < D_M$ , a to oznacza, że komora spalania turbinowego silnika spalinowego wyzwalająca ciepło  $Q_w$  jest zdalna do wykonania takiego zadania Z, które może być zrealizowane przez czas  $t_z$ . Natomiast w przypadku, gdy działanie wymagane byłoby określone polem zaznaczonym na rys. 3. czerwonymi liniami pionowymi, komora spalania turbinowego silnika spalinowego byłaby niezdatna do wykonania takiego zadania Z.

Całka wyrażona wzorem (11) jest całką oznaczoną Riemmana o przedziale całkowania  $[t_1, t_2]$  i funkcji podcałkowej  $f(t)$ . Funkcja ta jest całkowalna w sensie Riemmana we wspomnianym przedziale czasu według wzoru Newtona-Leibniza [3]:

$$\int_{t_1}^{t_2} f(t) dt = D(t_2) - D(t_1) = D(t) \Big|_{t_1}^{t_2} \quad (13)$$

gdzie

$$f(t) \Big|_{t_1}^{t_2} = D(t_2) - D(t_1)$$

Zastosowanie wzoru Newtona-Leibniza jest tu konieczne, ponieważ umożliwia ono efektywne wyznaczenie całki oznaczonej funkcji ciągłych, jeśli możliwe jest określenie jakiegokolwiek funkcji pierwotnej tych funkcji.

Na ogół zależność funkcyjna  $Q = f(t)$  jest złożona. W przypadku, gdy dla takiej funkcji pochodna funkcji wewnętrznej jest funkcją stałą, można stosując całkowanie przez podstawianie określić całkę oznaczoną funkcji  $f(t)$  [4].

Nie zawsze jednak funkcja elementarna określająca zależność energii od czasu jest możliwa do określenia przez funkcje elementarne. Wtedy określenie całki oznaczonej ze wzoru Newtona-Leibniza (13) jest kłopotliwe, a niekiedy nawet niemożliwe. Kłopot polega na tym, że wyznaczanie funkcji pierwotnej związane jest wtedy z koniecznością dokonywania trudnych przekształceń. W takich przypadkach, podobnie jak wtedy, gdy funkcja podcałkowa jest określona w formie tabeli, można obliczyć przybliżoną wartość działania komory spalania, stosując metodę trapezów lub metodę Simpsona.

Przedstawiona metoda określania działania komór spalania turbinowych silników spalinowych może być zastosowana także wtedy, gdy zmiany ciepła wewnętrznego  $Q_i(t)$  wskutek zużycia elementów tych komór nie mogą być opisane funkcjami deterministycznymi, lecz probabilistycznymi. Wtedy dla poszczególnych chwil  $t$  czasu działania komór należy oszacować wartość oczekiwaną  $E[Q_i(t)]$  i odchylenie standardowe  $\sigma_{Q_i(t)}$ . Wtedy do określenia działania tych komór spalania może być zastosowana funkcja podcałkowa  $f(t) = E[Q_i(t)]$ . W razie konieczności dokonania oceny optymistycznej takiego działania mogłaby być zastosowana funkcja podcałkowa  $f_o(t) = E[Q_i(t)] + \sigma[Q_i(t)]$ , natomiast przy ocenie pesymistycznej działania komór – funkcji  $f_p(t) = E[Q_i(t)] - \sigma[Q_i(t)]$ .

Oszacowanie wartości oczekiwanej  $E(Q_{i(t)})$  dla każdej wartości czasu  $t$  działania komór spalania wymaga zastosowania wnioskowania statystycznego, które polega na zastosowaniu estymacji punktowej bądź przedziałowej [4, 17, 20, 22].

W przypadku estymacji punktowej wartość oczekiwaną  $E[Q_i(t)]$  można określić poszczególnych chwil  $t$ , jako ciąg wartości oczekiwanych  $E(Q_{i(t)})$ . Dla dowolnej chwili  $t$  działania komór wartość oczekiwaną  $E(Q_{i(t)})$  można oszacować (jak wiadomo) z następującego wzoru [17, 20, 22]:

$$E(Q_{i(t)}) = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n Q_{ij(t)} \quad (14)$$

Estymacja punktową wartości oczekiwanej  $E(Q_{i(t)})$  nie daje jednak możliwości określenia dokładności jej oszacowania. Dokładność taką można uzyskać stosując estymację przedziałową [4, 23].

W przypadku takiej estymacji oszacowany jest przedział ufności  $(\underline{Q}_{i(t)}, \bar{Q}_{i(t)})$  nieznaney wartości oczekiwanej  $E(Q_{i(t)})$  o losowych końcach, który z określonym z góry prawdopodobieństwem  $\beta$  (zwanym poziomem ufności) zawiera nieznaną wartość  $E(Q_{i(t)})$  [17, 20].

Do oszacowani tego przedziału stosowana jest zależność [4, 17, 20]:

$$P\left\{\bar{Q}_t - t_{\alpha, n-1} \frac{\sigma_t^*}{\sqrt{n-1}} \leq E(Q_t) \leq \underline{Q}_t + t_{\alpha, n-1} \frac{\sigma_t^*}{\sqrt{n-1}}\right\} = \beta \quad (15)$$

gdzie:

$$t_{\alpha, n-1} - \text{współczynnik rozkładu } t\text{-Studenta, którego wartości są takie, że } P\{|t| \geq t_{\alpha}\} = \alpha$$

Przyjęcie takiego podejścia w badaniach zmian ciepła wewnętrznego  $Q_i$  wyzwalanego w komorze spalania podczas spalania w niej paliwa można uzasadnić dodatkowo tym, że komory spalania jednorodne, eksploatowane w tych samych warunkach, poddane racjonalnej diagnostyce [11, 15], na ogół będą zmieniały swoje walory energetyczne nie istotnie w porównaniu z wartością oczekiwaną (wartością średnią).

Tak określone działanie każdej komory spalania (dowolnego turbinowego silnika spalinowego) umożliwia formułowanie różnych hipotez o stanie technicznym tego rodzaju komór. Przykładowe takie hipotezy zostały przedstawione w publikacji [4]. Na bazie tych hipotez można sformułować następującą hipotezę ogólną  $H$ : „w kanałach przepływowych doprowadzających powietrze do komory spalania istnieją znaczne osady powstałe z cząstek soli, mechanicznych i pochodzenia organicznego, które powodują asymetryczność płomienia w strefie spalania, dlatego ponieważ pojawiła się nadmierna nierównomierność i niestacjonarność pola temperatur w rurze ogniowej komory a także wzrosły drgania kadłuba co sprawia, że 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 kanałów doprowadzających powietrze do

komory spalania w celu sprawdzaniu prawdziwości konsekwencji  $K$  tego, że ( $D_M < D_W$ ), którą jest nierównomierny rozkład temperatury w komorze spalania i oznaki przytarcia łopatek o uszczelnienia wskutek deformacji termicznej wirnika. Weryfikacja hipotezy  $H$  wymaga uznania prawdziwości następującej implikacji syntaktycznej [14, 19]:

$$H \Rightarrow K \quad (16)$$

Wtedy można zastosować wnioskowanie niededukcyjne (indukcyjne), nazywane redukcyjnym, które przebiega według następującego schematu [14, 19]:

$$[K, H \Rightarrow K] \vdash H \quad (17)$$

Logiczna interpretacja tego schematu wnioskowania jest następująca: jeżeli sprawdzenie doświadczalne konsekwencji  $K$  potwierdziło ich słusność, to jeśli prawdziwa jest implikacja (16), 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 (17), jak każde inne należące do tej grupy wnioskowań, nie prowadzi do wniosków pewnych, lecz jedynie prawdopodobnych [2, 4, 14, 19]. W tym przypadku może się okazać, że prawdziwa będzie jedna z hipotez przedstawionych w publikacji [4].

Weryfikacje jednak tej hipotezy (jak każdej innej) wymaga wyznaczenia całki oznaczonej według wzoru (10) na podstawie drugiego głównego twierdzenia rachunku całkowego – twierdzenia Newtona-Leibniza [3]

W badaniach zmian działania komór spalania turbinowych silników spalinowych z upływem czasu wygodnie może być zastosować jednorodny proces Poissona [4, 5, 16]. Przydatność tego procesu wydaje się oczywista, gdyż w praktyce eksploatacyjnej tego rodzaju komór można rejestrować zmniejszenia ciepła wewnętrznego  $Q_i$  o określoną porcję elementarną  $q_i$ , którą można nazwać kwantem (czyli  $\Delta Q_i = q_i$ ). Taka możliwość istnieje, dlatego że można przysposobić do tego system diagnozujący wyposażony w urządzenia pomiarowe o stosownej do tego rodzaju badań rozdzielczości pomiarowej [5, 15, 21].

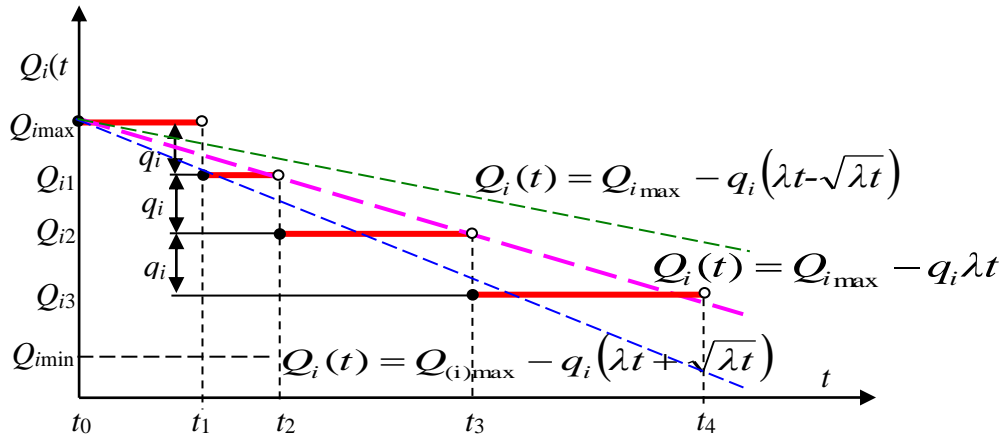
Wobec tego, podobnie jak w publikacji [4] zmniejszenie ciepła  $Q_i$  o porcję  $q_i$  można przedstawić w formie schematu (15)

$$Q_{i\max} = Q_{i1} \rightarrow Q_{i2} \rightarrow \dots \rightarrow Q_{i(n-2)} \rightarrow Q_{i(n-1)} \rightarrow Q_{in} = Q_{i\min} \quad (18)$$

gdzie:

$Q_{ij}$  ( $j = 1, 2, \dots, n-1$ ) – ciepła wewnętrzne określone w wyniku zarejestrowania (przez system diagnozujący) w wyniku 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).

W przypadku tak rozpatrywanego działania dowolnej komory spalania, gdy zachodzi w niej zmniejszenie ciepła wewnętrznego  $Q_i$  o określoną porcję elementarną  $q_i$  (czyli o  $\Delta Q_i = q_i$ ), może być ono przedstawione, podobnie jak w publikacji [4], w formie pola zobrazowanego na rys. 4.



Rys. 4. Graficzna interpretacja przykładowej realizacji procesu zmniejszania ciepła wyzwalanego podczas działania komory spalania:  $Q_i$  – ciepło wyzwalane w komorze spalania,  $q$  – kwant o który ulega zmianie ciepło  $Q$ ,  $t$  – czas [4]

Opis procesu zmniejszania ciepła przedstawionego na rys. 4 może być dokonany w wyniku zastosowania jednorodnego procesu Poissona [4, 9]. Ten proces stochastyczny umożliwi czytelne przedstawienie zachodzącego w komorze spalania przebiegu procesu zmniejszania ciepła wewnętrznego  $Q_i$  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 wewnętrznego  $Q_i$  o wartość  $\Delta Q_i = q_i$ . Dalsze działanie komory powoduje, z upływem czasu, pojawianie się kolejnych zarejestrowanych, przez urządzenie pomiarowe, spadków wartości ciepła wewnętrznego  $Q_i$  o kolejne jednakowe wartości  $q_i$ . Wobec tego, jak wykazano w publikacji [4] proces zmniejszania ciepła wewnętrznego wyzwalanego w komorze spalania wskutek jej zużycia z upływem czasu  $t$ , wyrazić wzorem:

$$Q(t) = \begin{cases} Q_{\max} & \text{dla } t = 0 \\ Q_{\max} - e_p \lambda t \pm e_p \sqrt{\lambda t} & \text{dla } t > 0 \end{cases} \quad (19)$$

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

Graficzna interpretacja zależności (19) została przedstawiona na rys. 4.

Z wzoru (19) wynika, że można dla dowolnej chwili  $t$  określić ciepło wewnętrzne  $Q_i$ , jakie może być wyzwalane w jakiegokolwiek komorze spalania każdego turbinowego silnika spalinowego.

W fazie eksploatacji każdego turbinowego silnika spalinowego stan techniczny jego komory spalania ulega pogorszeniu. Wynika to z tego, że wraz z zużyciem elementów tej komory a zwłaszcza kanałów powietrza doprowadzanego do komory spalania oraz jej wtryskiwacza, zawirowywacza powietrza i stabilizatorów płomienia następuje pogorszenie organizacji spalania paliwa. Powoduje to zmniejszenie sprawność termicznej (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 możliwego (czyli  $D_W > D_M$ ). W takim przypadku komora spalania nie może wykonać zadania Z. Natomiast w przypadku, gdy  $D_W < D_M$ , komora spalania turbinowego silnika spalinowego może wykonać to zadanie, które może być zrealizowane, gdyż wtedy jest wyzwalał ciepło  $Q_W$  przez czas  $t_z$  (rys. 3).

#### 4. Uwagi i wnioski

Działanie komory spalania silnika spalinowego zostało zinterpretowane, jako wyzwalał ciepła wewnętrznego w określonym czasie, które można wyrazić w formie wielkości fizycznej z jednostką miary nazwaną *dżulosekundą* [dżul×sekunda]. Ciepło wewnętrzne zostało tu zinterpretowane, jako forma (sposób) przemiany energii chemicznej zawartej w paliwie i powietrzu na energię wewnętrzną spalin powstających podczas spalania paliwa w tej komorze.

Z pewnością przedstawione rozważania dotyczące działania komór spalania 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 turbinowych silników spalinowych, w ujęciu probabilistycznym zaproponowano model w formie procesu losowego obrazującego zmianę (z upływem czasu) ciepła wewnętrznego ( $Q_i$ ) w nich wyzwalał o najmniejszą porcję  $\Delta Q_i$  nazwaną kwantem ciepła  $q_i$  ( $\Delta Q_i = q_i$ ). W tych rozważaniach modelem jest jednorodny proces Poissona, który charakteryzuje się stanami ciepła wewnętrznego  $Q_i$  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 wewnętrznego  $Q_i$  o wielkość  $q_i$ , jaka została stwierdzona w danym, dłuższym przedziale czasu  $\Delta t_q$  nie zależy od liczby takich zmian, które zostały zarejestrowane wcześniej i nie ma wpływu na liczbę takich zmian, które zaistnieją po upływie czasu  $\Delta t_q$  (zmiany są niezależne),

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

3) zmiany ciepła wewnętrznego  $Q_i$  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 9, 10, 11, 12);
- graficznej, jako pole działania (rys. 3 i 4).

#### LITERATURA

1. Dzida M.: Identyfikacja przyczyn niestacjonarności oraz niestabilności temperatury i ciśnienia gazów za komorą spalania turbiny gazowej. Monografie 16. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2000.
2. Dzida M., Girtler J.: Operation evaluation method for marine turbine combustion engines in terms of energetics. Polish Maritime Research. - Vol. 23, No. 4(92), 2016, s. 67-72.
3. Delventhal K.M., Kissner A., Kulick M.: Matematyka. Kompendium. Świat Książki, W-wa 2005.

4. Girtler J.: Energetyczne ujęcie działania komór spalania okrętowych silników spalinowych tłokowych i turbinowych. *Journal of Polish CIMAC*, Vol. 13, No 1/4, s.1-9, 2018.
5. Girtler J.: Possibility of valuation of operation of marine diesel engines. *Journal of POLISH CIMAC*, Vol 4, No 1, 2009.
6. Girtler J.: Energy-based aspect of operation of diesel engine. *COMBUSTION ENGINES* No 2/2009 (137).
7. 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.
8. 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.
9. Girtler J.: Possibility of defining theoretical operation for diesel engines in energy terms. *Combustion Engines (Silniki Spalinowe)*, 2011, nr 3, s. 1-9[pdf].
10. 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.
11. Girtler J.: Energetyczny aspekt diagnostyki maszyn. *Diagnostyka*. Nr 1(45), 2008, s.149-156.
12. 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.
13. Girtler J.: Conception of valuation of combustion engine operation. *Journal of KONES Powertrain and Transport*. Vol. 15, nr 2, 2008, s. 89-96.
14. Girtler J.: Necessity for and possibility of application of the theory of semi-Markov processes to determine reliability of diagnising systems. . *Journal of POLISH CIMAC*. - Vol. 7, No. 2 (2012), s. 45-54.
15. 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.
16. Kingman J.F.C.: *Procesy Poissona*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2002.
17. Krzysztofiak M., Urbanek D.: *Metody statystyczne*. PWN, Warszawa 1979.
18. Nareznij Z.G., Sudarev A.W.: *Kamery sgorania sudowych gazoturbicznych ustanowok*. Sudostroenie, Moskwa 1973.
19. Pabis S.: *Metodologia i metody nauk empirycznych*. PWN, Warszawa 1985.
20. Pawłowski Z.: *Statystyka matematyczna*. PWN, Warszaw 1980.
21. Piotrowski J.: *Podstawy miernictwa*. WNT, Warszawa 2002.
22. Plucińska A., Pluciński E.: *Probabilistyka. Rachunek prawdopodobieństwa, statystyka matematyczna, procesy stochastyczne*. WNT, Warszawa 2000.
23. Polański Z.: *Planowanie doświadczeń w technice*. WNT, Warszawa 1984.
24. Roslanowski J.: Identification of ships propulsion engine operation by means of dimensional analysis. *Journal of POLISH CIMAC*, Vol. 4, No 1, 2009.
25. 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.
26. 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.
27. Sudarev A.W., Majev V.A.: *Kamiery sgorania gazoturbicznych ustanowok*. Itensyfikacja gorenia. Nedra, Leningrad 1990.
28. Informator European Gas Turbine Limited. England. Publication No.108/1997.