

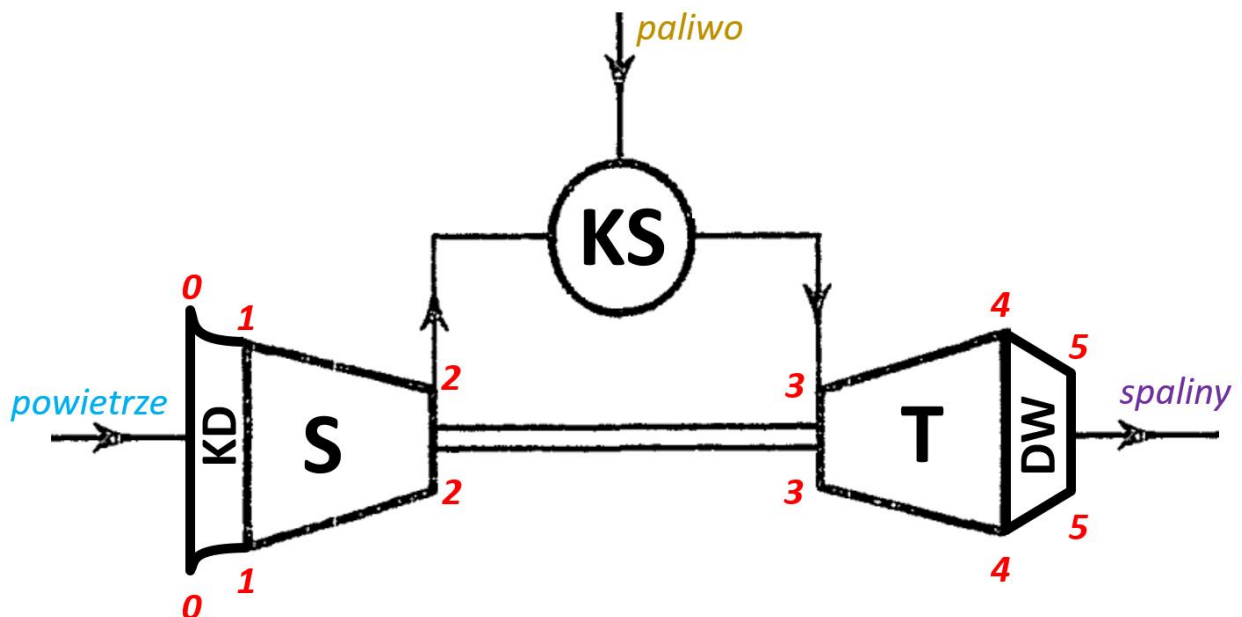
# SPALANIE W NAPĘDACH LOTNICZYCH LABORATORIUM

## Ćwiczenie 8 - Badania silnika turbinowego

### 1. Wprowadzenie

#### 1.1. Silnik turbinowy

Silnik turbinowy, zwany silnikiem turboodrzutowym bądź turbiną gazową jest silnikiem cieplnym o spalaniu wewnętrznym, realizującym zamianę energii chemicznej zawartej w dostarczonym paliwie na pracę mechaniczną. Na rysunku 1 zaznaczono najważniejsze elementy składowe silnika turboodrzutowego, to jest: kanał dolotowy (KD), sprężarkę (S), komorę spalania (KS), turbinę (T) oraz dyszę wylotową (DW).



Rys. 1 Schemat idealny silnika turboodrzutowego [2]

Ogólna idea działania maszyny polega na: sprężeniu powietrza pobranego z otoczenia, podgrzaniu go w wyniku spalania paliwa oraz wykorzystaniu jak największej ilości energii zawartej w powstałych spalinach. Zadaniem kanału dolotowego jest uporządkowanie pola prędkości i ciśnienia strugi powietrza i skierowanie tejże do wlotu sprężarki. Część sprężarkowa jest odpowiedzialna za dostarczenie do układu odpowiednio dużej ilości powietrza o wysokim ciśnieniu (a zarazem znacznej gęstości).

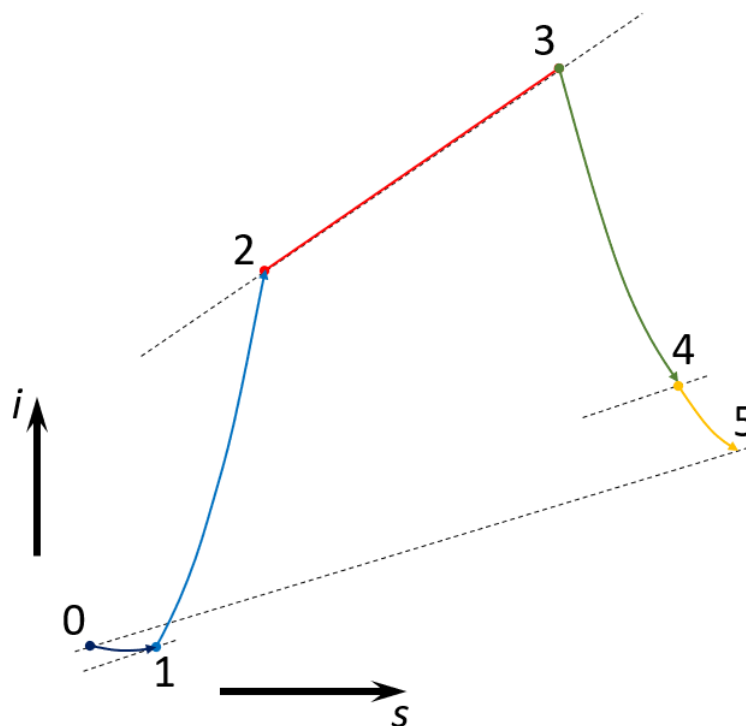
Autorzy: Igor Krawczyszyn, Krzysztof Czajka

Instrukcja powstała na podstawie pracy magisterskiej Igora Krawczyszyna [1]

„ZPR PWr – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”

W komorze spalania realizowany jest proces mieszania powietrza z paliwem oraz utlenienia powstałej mieszanki paliwowo-powietrznej. Część energii cieplnej zawartej w strudze spalin jest zamieniana na pracę mechaniczną w turbinie. Praca ta jest przekazywana poprzez wał do sprężarki i zapewnia jej działanie. Pozostała część energii cieplnej spalin jest zamieniana na energię kinetyczną w dyszy wylotowej. Zwiększanie prędkości czynnika w dyszy wylotowej ma na celu zapewnienie jak największego ciągu.

Obiegiem porównawczym silnika turbinowego jest obieg Braytona-Joule’a przedstawiony na rysunku 2. Obieg teoretyczny składa się z następujących przemian: sprężania izentropowego (1-2), izobarycznego dostarczenia ciepła (2-3), izentropowego rozprężania (3-5) i izobarycznego odprowadzenia ciepła (5-1). W obiegu rzeczywistym, uwzględniając nieuniknione straty energii, sprężanie i rozprężanie są przemianami politropowymi, a dostarczanie ciepła nie odbywa się przy stałym ciśnieniu.



Rys. 2 Obieg Braytona-Joule’a w układzie entalpia-entropia

Sprawność obiegu zależy przede wszystkim od:

- Stosunku ciśnień  $p_2/p_1$  – ta część obiegu realizowana jest przez sprężarkę, a stosunek ciśnień nazywany jest sprężem. Im większa jest wartość sprężu, tym większa jest sprawność obiegu. Kluczowym zadaniem sprężarki jest zapewnienie jak największego sprężu przy jak najmniejszym poborze mocy.
- Stosunku temperatur  $T_5/T_3$  (im mniejsza wartość, tym większa sprawność) – zwiększenie sprawności tym sposobem jest realizowane głównie poprzez zwiększenie temperatury spalin dostarczanych do turbiny ( $T_3$ ), a głównym ograniczeniem jest wytrzymałość termiczna elementów konstrukcyjnych maszyny.

## 1.2. Mikroturbina

Mikroturbinami nazywa się zminiaturyzowane turbiny gazowe o mocy poniżej około 300-500 kW (nie jest dokładnie zdefiniowane jaką moc musi mieć turbina, aby stała się mikroturbiną). Pod względem sposobu działania mikroturbiny są analogiczne do dużych turbin gazowych, jednakże różnice w konstrukcji obu maszyn są znaczne. Przede wszystkim, osiągnięcie wystarczającej wydajności miniaturowej sprężarki wymaga znacznego zwiększenia jej prędkości obrotowej. Prędkości obrotowe wirników dużych i średnich turbin gazowych są rzędu kilku tysięcy obrotów na minutę, podczas gdy wirniki mikroturbin osiągają prędkości rzędu 100 000 obrotów na minutę lub więcej.

Pomimo dużych prędkości obrotowych, w mikroturbinach stosuje się zazwyczaj wysokiej jakości ceramiczne łożyska toczne, smarowane olejem dodawanym do paliwa (najczęściej nafty lotniczej Jet-A1). Łożyskowanie wału stanowi istotny problem tego typu konstrukcji. Ze względu na kompaktowe rozmiary silnika, łożyska znajdują się w pobliżu stosunkowo dużej komory spalania i pracują w podwyższonej temperaturze. Łożyska dosyć szybko się zużywają i muszą być wymieniane co maksymalnie 50 godzin pracy silnika, co powoduje znaczny wzrost kosztów eksploatacji.

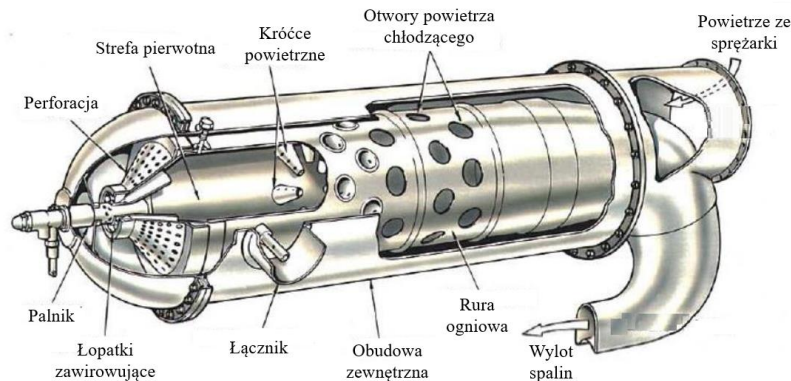
W pełnowymiarowych turbinach gazowych, do sprężania powietrza stosuje się właściwie wyłącznie wielostopniowe sprężarki osiowe. Sprężarki takie zapewniają duży maksymalny spręż, lecz cechują się skomplikowaną konstrukcją i znacznymi wymiarami (w szczególności długością). W mikroturbinach najczęściej stosuje się sprężarki promieniowe. Sprężarki takie zapewniają większy (nawet 3-krotnie) spręż pojedynczego stopnia, dzięki czemu nawet jednostopniowa sprężarka może wystarczyć do działania mikroturbiny. W ten sposób znacznie upraszcza się konstrukcję maszyny i zmniejsza jej wymiary oraz masę, lecz realizowane jest to kosztem znacznego ograniczenia maksymalnej sprawności obiegu.

Mikroturbiny są zazwyczaj wyposażone w komory spalania typu rurowego (dzbanowego), pierścieniowego lub rurowo-pierścieniowego (rysunek 3). Komory rurowe zapewniają łatwość prowadzenia eksperymentów i szybki demontaż, ale do ich wad należy zaliczyć duże opory przepływu oraz niejednolite obwodowe pole temperatur wylotowych. Zasotowanie komór pierścieniowych, zapewnia zwartą budowę, małą masę, niskie opory przepływu oraz dużą równomierność rozkładu temperatur, acz utrudniony demontaż. Rozwiązanie pośrednie stanowią komory rurowo-pierścieniowe, które łączą zalety komory pierścieniowej z dość łatwym montażem.

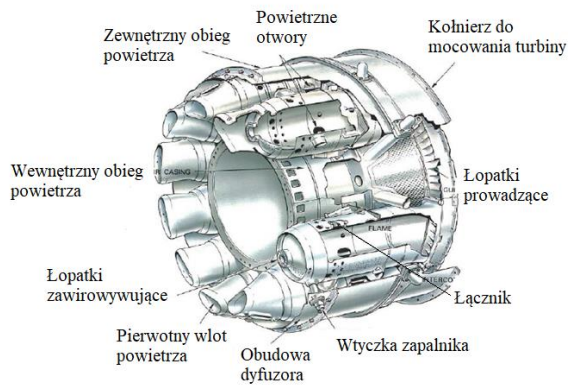
Mikroturbina będąca na wyposażeniu laboratorium posiada komorę pierścieniową z przepływem zwrotnym. Jest ona wyposażona w 12 parownic, a płaszcz rury ogniowej posiada otwory, przez które powietrze zostaje doprowadzone do poszczególnych stref spalania. Paliwo jest dostarczane do komory spalania przeciwbieżnie do dopływu powietrza co pozwala na szybkie wymieszanie mieszanki paliwowo-powietrznej oraz zapewnia stabilność płomienia w trakcie spalania, bez konieczności stosowania dodatkowych elementów konstrukcyjnych. Zastosowana konstrukcja gwarantuje generowanie stosunkowo dużego ciągu przy nieznaczącej masie. W odróżnieniu od turbin dużej mocy, komory spalania mikroturbin są zdecydowanie mniej złożone dzięki czemu prowadzą do większej emisji zanieczyszczeń. Zagadnienia konstrukcyjne nowoczesnych komór spalania są szerzej opisane m.in. w [3-4].

„ZPR PWr – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”

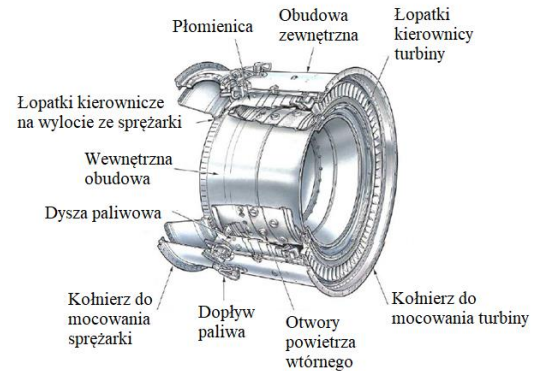
a)



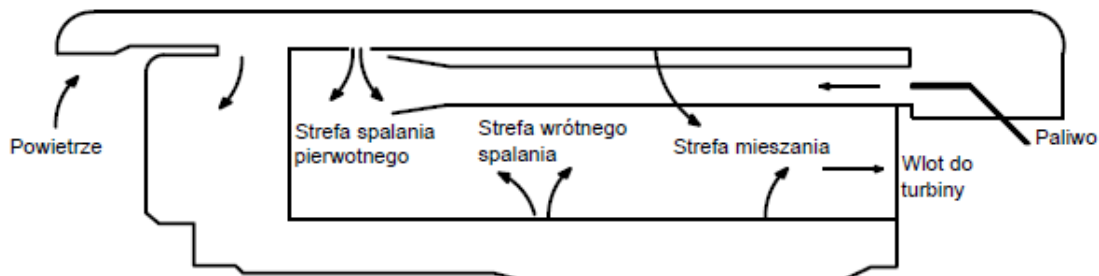
b)



c)



d)



Rys. 3 Konstrukcje komór spalania: a) rurowa, b) rurowo-pierścieniowa, c) pierścieniowa, d) pierścieniowa z przepływem zwrotnym (zastosowana w mikroturbinie GTM 140) [5-6]

Wiele problemów dotyczących miniaturyzacji turbin jest spowodowanych ograniczoną dokładnością procesów technologicznych wykorzystywanych w produkcji poszczególnych części. Bardzo niewielkie rozmiary łopatkę turbiny sprawiają, że nie da się skonstruować efektywnego systemu jej chłodzenia. Przez to, w mikroturbinach uzyskuje się niższe maksymalne temperatury spalania, co przekłada się na dalsze ograniczenie ich mocy oraz sprawności. Ponadto, im mniejsza jest turbina lub sprężarka, tym większa jest minimalna wartość względnego luzu pomiędzy łopatkami wirnika

Autorzy: Igor Krawczyszyn, Krzysztof Czajka  
Instrukcja powstała na podstawie pracy magisterskiej Igora Krawczyszyna [1]

**„ZPR PWR – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”**

a kadłubem maszyny, powodującego straty nieuszczelności przy przepływie czynnika. Dodatkowo, możliwa do osiągnięcia minimalna chropowatość powierzchni nie skaluje się proporcjonalnie w miarę zmniejszania maszyny, przez co w małej skali można spodziewać się występowania większych strat przepływu wynikających z lepkości czynnika.

W miniaturowych silnikach odrzutowych nie stosuje się rekuperacji ciepła, a sprawność termodynamiczna silnika jest bardzo niska co znacznie ogranicza możliwości ekonomicznego zastosowania. Typowe konstrukcje wytwarzają ciąg rzędu od kilkudziesięciu do kilkuset Niutonów. Pod względem sposobu działania, silniki mikroturbinowe są bardzo podobne do jednoprzepływowych silników turboodrzutowych. W lotnictwie zarówno cywilnym jak i wojskowym, silniki jednoprzepływowe są technologią przestarzałą i zastępowaną przez znacznie wydajniejsze silniki dwuprzepływowe i turbowentylatorowe. Jednoprzepływowość silnika oznacza, że całość powietrza trafiającego do wlotu podlega sprężaniu i przepływa przez komorę spalania. W porównaniu do nowszych rozwiązań, silniki jednoprzepływowe cechuje między innymi: zmniejszona sprawność, niska kultura pracy, wysoka emisja zanieczyszczeń. Jedyną zaletą takich maszyn jest stosunkowo prosta i tania konstrukcja. Obecnie nie istnieją mikroturbinowe silniki dwuprzepływowe czy turbowentylatorowe. Prowadzone są prace nad zastosowaniem wielostopniowych sprężarek osiowych i oczekuje się, że już w przeciągu kilku lat mikroturbiny takie pojawią się na rynku [7].

Z przytoczonych powyżej faktów wynika, że mikroturbiny są ogólnie znacznie mniej sprawnymi maszynami od pełnowymiarowych turbin gazowych. Stąd, technologia ta nie ma na celu zastąpienia silników turbinowych dużej mocy, a celem miniaturyzacji konstrukcji jest przede wszystkim: (1) potrzeba budowy stanowisk badawczych o przystępnej cenie, umożliwiających dalszy rozwój technologii turbinowych oraz (2) poszukiwanie nowych zastosowań dla dobrze znanej technologii.

Pomimo wielu prac, bardzo trudno jest znaleźć profesjonalne zastosowanie dla miniaturowych silników turbinowych, stąd są one najczęściej wykorzystywane w hobbistycznym modelarstwie RC. W porównaniu do innych rodzajów silników modelarskich, oferują zdecydowanie największy stosunek ciągu do masy, co pozwala na konstruowanie bardzo szybkich lub dużych modeli samolotów oraz śmigłowców. Są jednak rozwiązaniem zdecydowanie najdroższym, przez co wykorzystywane są tylko przez doświadczonych modelarzy. Poza modelarstwem, zastosowanie mikroturbin w napędzie statków powietrznych ogranicza się do pojazdów prototypowych, takich jak plecaki odrzutowe. Dzięki nieznacznej masie oraz możliwości generowania strugi spalin o wysokiej temperaturze, maszyny te są niekiedy stosowane do utrwalania poziomych znaków drogowych. Nadto, miniaturowe silniki turbinowe mogłyby zostać potencjalnie wykorzystane do napędu militarnych dronów zwiadowczych i innych bezzałogowych statków powietrznych tego typu, lecz poza możliwością zwiększenia prędkości maksymalnej nie oferują istotnych zalet w porównaniu do często stosowanych silników tłokowych.

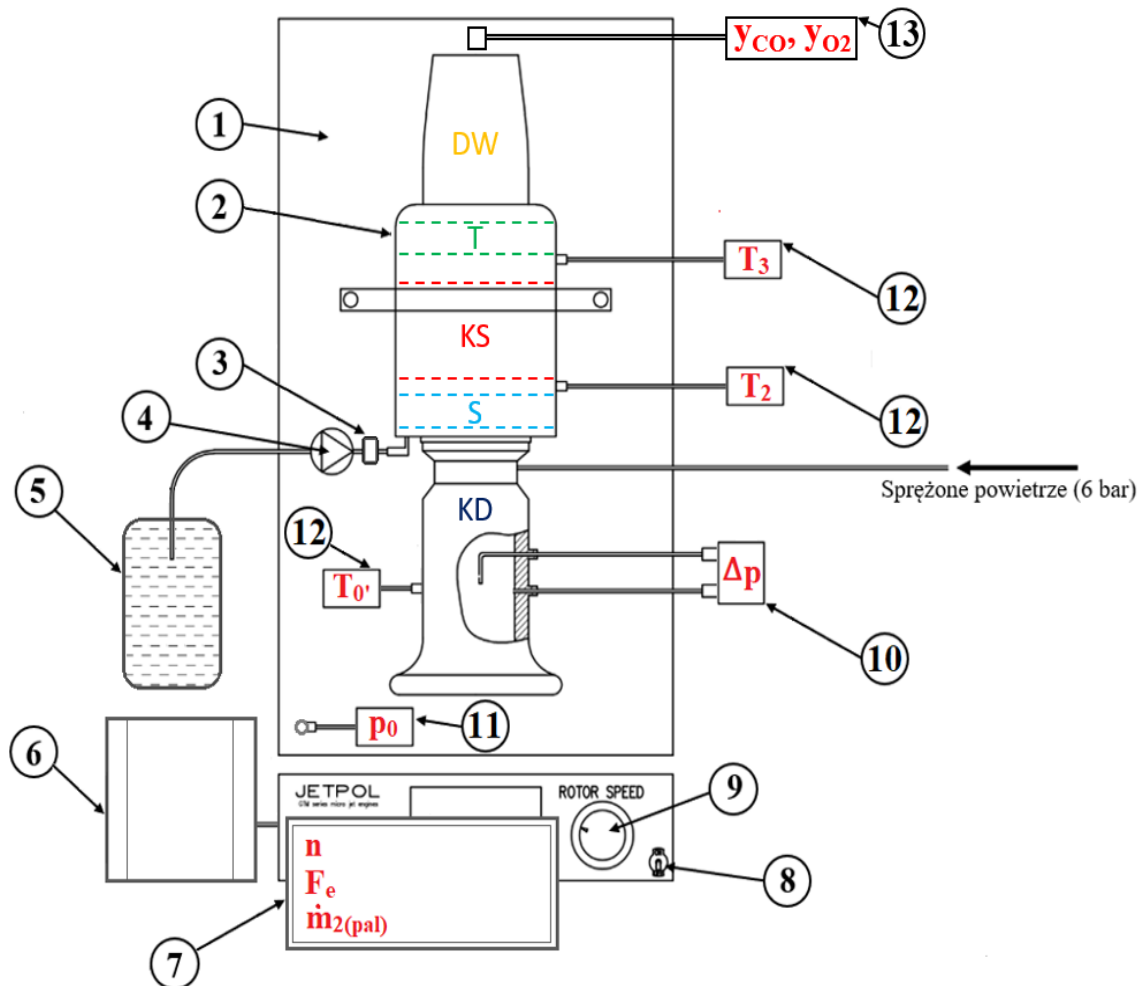
## 2. Cel ćwiczenia

Celem niniejszego laboratorium jest zaznajomienie studentów z praktycznymi aspektami wykonywania bilansu energetycznego komory spalania silnika turbinowego, a w szczególności z wyznaczeniem na podstawie tegoż bilansu sprawności komory spalania.

## 3. Przebieg ćwiczenia

### 3.1. Opis stanowiska pomiarowego

Pomiarów dokonano na stanowisku badawczym wyprodukowanym przez firmę Jetpol [8]. Schemat tego stanowiska przedstawia rysunek 4.



Rys. 4 Schemat stanowiska pomiarowego [1]

Zgodnie z oznaczeniami przedstawionymi na rysunku 3 elementami składowymi stanowiska pomiarowego są: (1) platforma z wbudowanym tensometrem, (2) silnik turbinowy GTM-140, (3) czujnik do badania zużycia paliwa, (4) pompa paliwa, (5)

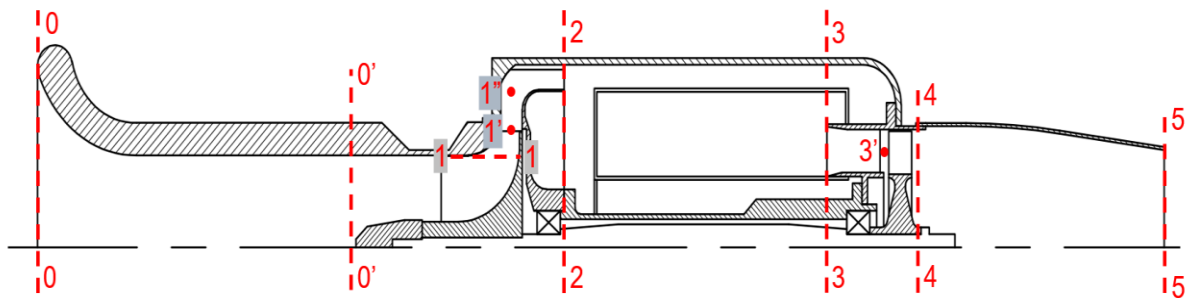
Autorzy: Igor Krawczyszyn, Krzysztof Czajka

Instrukcji powstała na podstawie pracy magisterskiej Igora Krawczyszyna [1]

„ZPR PWr – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”

zbiornik z paliwem Jet-A1, (6) akumulator, (7) panel sterujący, (8) włącznik zasilania silnika, (9) regulator prędkości obrotowej połączony z optycznym czujnikiem obrotów, (10) rurka Prandtla, (11) czujnik absolutnego ciśnienia atmosferycznego, (12) termopara/ czujnik termistorowy, (13) analizator składu gazu.

Parametrami mierzonymi na stanowisku są: (1) prędkość obrotowa wału ( $n, \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ ) maszyny mierzona za pomocą czujnika optycznego, (2) siła ciągu ( $F_e, N$ ) mierzona za pomocą tensometru, (3) strumień paliwa podawany do komory spalania ( $\dot{m}_{2(pal)}, \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ ) mierzony za pomocą czujnika owalno-kołowego, (4) ciśnienie absolutne otoczenia ( $p_0, MPa$ ), (5) ciśnienie dynamiczne w kanale dolotowym ( $\Delta p, hPa$ ) mierzone za pomocą rurki Prandtla, (6) temperatura w kanale dolotowym ( $T_0, K$ ) mierzona termistorem NTC, (7) temperatura za sprężarką, a przed wlotem do komory spalania ( $T_2, K$ ), (8) temperatura za komorą spalania, a przed wlotem do turbiny ( $T_3, K$ ) oraz (9) udział objętościowy CO ( $y_{CO}, -$ ) i O<sub>2</sub> ( $y_{O_2}, -$ ) w spalinach mierzony analizatorem gazu. Przekrój silnika turbinowego wraz z zaznaczonymi charakterystycznymi przekrojami przedstawiono na rysunku 5.

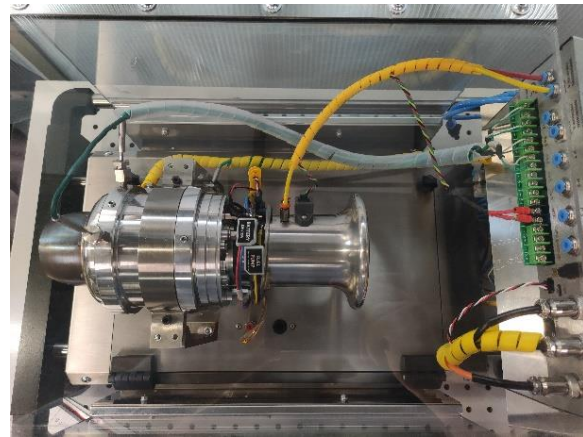
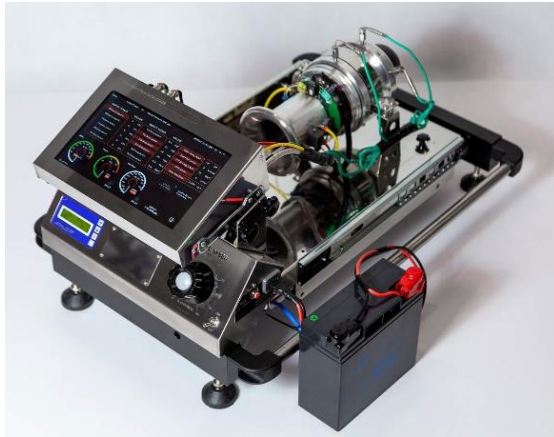


Rys. 5 Przekrój silnika turbinowego [1]

Poniżej zamieszczono opis charakterystycznych przekrojów oznaczonych na rysunku 5: **0** – wlot do kanału dolotowego, **0'** – przekrój wewnątrz kanału dolotowego, w którym mierzona jest różnica ciśnień i temperatura, **1** – wylot z kanału dolotowego i wlot do wieńca łopatkowego wirnika (miejsce zmiany kierunku przepływu na promieniowy), **1'** – wylot z wirnika sprężarki i wlot do dyfuzora łopatkowego, **1''** – wylot z części łopatkowej dyfuzora i wlot do przeważu, **2** – wylot ze sprężarki i wlot do komory spalania, **3** – wylot z komory spalania i wlot do turbiny (tutaj następuje zmiana czynnika, a powietrze zastępują spaliny), **3'** – przekrój pomiędzy wieńcem kierownic a wirnikiem turbiny, **4** – wylot z wirnika turbiny a wlot do dyszy wylotowej, **5** – wylot z dyszy wylotowej.

Zdjęcia poglądowe przedstawiające sylwetkę silnika turbinowego ukazuje rysunek 6.

„ZPR PWr – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”



Rys. 6 Zdjęcia poglądowe sylwetki silnika turbinowego [6, 8-9]

### 3.2. Procedura pomiarowa

Pomiary należy przeprowadzić dla kilku wybranych prędkości obrotowych maszyny. Zasady rozruchu silnika turbinowego zostaną wytłumaczone przez prowadzącego w czasie zajęć. Prędkość obrotową należy zmieniać poprzez obroty pokrętła regulatora prędkości obrotowej (symbol 9 na rysunku 4). Zapis parametrów mierzony będzie odbywał się automatycznie co 0,1 sekundy. Powstały plik zostanie zapisany na karcie pamięci maszyny. W tabeli 1 przedstawiono przykładowe wyniki jakie otrzyma każda z grup.

Tabela 1. Przykładowe wyniki pomiarów

Czas	$\Delta p$	$p_0$	$T_{0'}$	$T_2$	$T_3$	$F_e$	$n$	$\dot{m}_2(pal)$	$y_{CO}$	$y_{O_2}$
m:ss.s	hPa	MPa	K	K	K	N	obr/min	Kg/s	-	-
0:40.1	40	0,1005	291,1	348,1	825,0	70,5	93 000	0,00401	0,003	0,155
0:40.2	39	0,1005	291,0	349,0	822,0	70,9	93 200	0,00404	0,001	0,152
...										
1:25.1	62	0,1005	291,1	363,3	924,0	106,2	108 000	0,00552	0,004	0,150
1:25.2	62	0,1005	291,1	364,3	923,0	107,0	107 800	0,00553	0,002	0,156
1:25.3	61	0,1005	291,4	362,3	926,0	106,4	108 300	0,00549	0,001	0,154
...										

### 3.3. Zadania do wykonania

W ramach laboratorium należy:

- (1) porównać sprawność komory spalania oznaczoną metodą uproszczoną i precyzyjną,
- (2) porównać współczynnik nadmiaru powietrza wyznaczony na podstawie pomiaru składu spalin oraz oznaczony teoretycznie,
- (3) przeanalizować zależność pomiędzy parametrami wyznaczonymi w punktach 1-2 a prędkością obrotową maszyny i/lub generowaną siłą ciągu.

Informacje teoretyczne umożliwiające wykonanie przedstawionych powyżej zadań znajdują się w rozdziale 4 niniejszej instrukcji, poświęconym opracowaniu wyników. Każda z grup powinna wykonać zadania 1-3 dla wybranych przez prowadzącego prędkości obrotowych. Uzyskane wyniki należy przedstawić w formie sprawozdania. Oprócz obliczeń wyniki powinny zostać porównane z wielkościami charakteryzującymi



**„ZPR PWR – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”**

istniejące silniki turbinowe/ mikroturbinowe i skomentowane. Zadaniem dodatkowym, dla osób zainteresowanych, jest wyznaczenie adiabatycznej temperatury spalania dla warunków panujących w komorze spalania. Więcej informacji na ten temat można znaleźć np. w [10].

#### 4. Opracowanie wyników pomiarów

Jak wskazuje rysunek 1, powietrze pobierane z otoczenia jest kierowane do sprężarki, a następnie do komory spalania. Ze względu na geometrię mikroturbiny gazowej można przyjąć, że masowy strumień masy powietrza kierowany do komory spalania jest taki sam we wszystkich przekrojach począwszy od **0** aż do **2**. Zgodnie z równaniem ciągłości, strumień masy powietrza w dowolnym przekroju należy obliczyć z zależności:

$$\dot{m} = \frac{cA}{v} \quad (1)$$

Prędkość  $c$  nie jest mierzona bezpośrednio, ale pośrednio na podstawie pomiaru ciśnienia całkowitego ( $p_c$ ) i statycznego ( $p_s$ ). Różnica pomiędzy ciśnieniem całkowitym a statycznym, oznaczana jako  $\Delta p$  jest równa ciśnieniu dynamicznemu ( $p_D$ ):

$$p_c = p_s + p_D \rightarrow p_D = p_c - p_s \rightarrow p_D = \Delta p \quad (2)$$

Zgodnie z równaniem Bernoulliego zmierzona różnica ciśnień jest proporcjonalna do kwadratu prędkości:

$$\Delta p = \frac{c_{0'}^2}{2v_{0'}} \rightarrow c_{0'} = \sqrt{2\Delta p v_{0'}} \quad (3)$$

Należy zwrócić uwagę, iż pomiar różnicy ciśnień jest realizowany na stanowisku badawczym w pewnym oddaleniu od krawędzi wlotowej do maszyny, tj. w przekroju **0'** a nie przekroju **0**.

Kanał wlotowy jest okrągły, stąd pole powierzchni jego dowolnego przekroju ( $A$ ) opisuje wzór:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (4)$$

Zmierzona średnica wlotu do mikroturbiny  $d_0$  wynosi 0,100 m, a średnica w przekroju **0'** ( $d_{0'}$ ) 0,055 m.

W związku z powyższym, wynikowy wzór umożliwiający obliczenie strumienia powietrza kierowanego do komory spalania przedstawia się następująco:

$$\dot{m}_{0'(pow)} = \frac{\pi d_{0'}^2 \cdot \sqrt{2\Delta p v_{0'}}}{4v_{0'}} \quad (5)$$

**„ZPR PWr – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”**

Warto zwrócić uwagę, że by dokładnie wyznaczyć objętość właściwą czynnika w przekroju  $\mathbf{0}'$  (tj.  $v_{0'}$ ), należałoby w tym przekroju oznaczyć np. temperaturę i ciśnienie czynnika. Stanowisko badawcze jest wyposażone w jedynie w pomiar temperatury w przekroju  $\mathbf{0}'$ , podczas gdy ciśnienie statyczne czynnika jest mierzone przed wlotem do maszyny, tj. w przekroju  $\mathbf{0}$ . Należy przyjąć, iż różnica pomiędzy ciśnieniami statycznymi w przekrojach  $\mathbf{0}$  i  $\mathbf{0}'$  jest nieznaczna i na tej podstawie odczytać objętość właściwą. Wartość objętości właściwej, jak i innych parametrów termodynamicznych można odczytać np. za pomocą oprogramowania CoolProp [11] lub RefProp [12-13].

Zgodnie z rysunkiem 1, substratami kierowanymi do komory spalania są paliwo oraz powietrze, a produktem są spaliny. Stąd, bilans cieplny komory spalania przyjmuje postać:

$$\dot{m}_{2(pal)} W_{d'} \eta_{KS} + \dot{m}_{0'(pow)} i_{2(pow)} = (\dot{m}_{2(pal)} + \dot{m}_{0'(pow)}) i_{3(spl)} \quad (6)$$

Dzieląc obie strony równania przez  $\dot{m}_{0'(pow)}$  otrzymuje się:

$$\frac{\dot{m}_{2(pal)}}{\dot{m}_{0'(pow)}} W_{d'} \eta_{KS} + i_{2(pow)} = \left( \frac{\dot{m}_{2(pal)}}{\dot{m}_{0'(pow)}} + 1 \right) i_{3(spl)} \quad (7)$$

Zależność pomiędzy strumieniem masy paliwa a powietrza zwię się zwyczajowo względnym zużyciem paliwa:

$$\tau = \frac{\dot{m}_{2(pal)}}{\dot{m}_{0'(pow)}} \quad (8)$$

Gazy biorące udział w spalaniu można w pewnym uproszczeniu traktować jako gazy doskonałe, stąd ich entalpię zastępuje się zazwyczaj iloczynem ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu  $C_p$  i temperatury  $T$ :

$$\tau W_{d'} \eta_{KS} + C_{p2(pow)} T_2 = (\tau + 1) C_{p3(spl)} T_3 \quad (9)$$

Po przekształceniu równanie opisujące sprawność komory spalania przyjmuje postać:

$$\eta_{KS} = \frac{(\tau + 1) C_{p3(spl)} T_3 - C_{p2(pow)} T_2}{\tau W_{d'}} \quad (10)$$

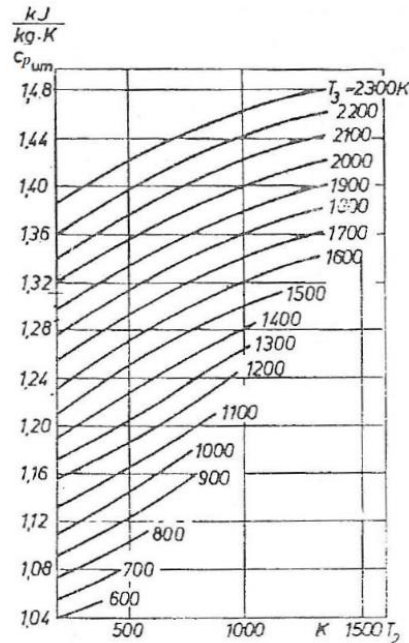
Równanie 10 można rozwiązać na co najmniej dwa sposoby. Pierwszy z nich nazywany jest dalej uproszczonym i został przedstawiony poniżej. Rozwiązanie to bazuje na założeniu, że zamiast wyznaczania ciepła właściwego spalin po procesie spalania  $C_{p3(spl)}$  i powietrza przed tymże procesem  $C_{p2(pow)}$ , można posługiwać się umownym ciepłem właściwym  $C_{p_{um}}$  wyznaczanym na podstawie rysunku 7 lub aproksymacją Wiśniewskiego [14] opisaną równaniem 11:

Autorzy: Igor Krawczyszyn, Krzysztof Czajka  
Instrukcji powstała na podstawie pracy magisterskiej Igora Krawczyszyna [1]

„ZPR PWr – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”

$$C_{p_{um}} = 0,9089 + 2,095 \cdot 10^{-4}(T_3 + 0,48T_2) \quad (11)$$

Zarówno wykres, jak i aproksymacja zostały opracowane z myślą o spalaniu ropy lotniczej, ale mogą być stosowane także dla paliwa JET A-1. Można je stosować jedynie, gdy temperatura  $T_2$  wynosi od 200 do 1400 K, a  $T_3$  od 600 do 2300 K.



Rys. 7. Wykres umożliwiający odczytanie umownego ciepła właściwego [3, 15]

Zakładając, że  $\tau + 1 \approx 1$  (tj. pomijając wpływ masy paliwa na masę spalin), uproszczone równanie na sprawność komory spalania ( $\eta_{KS}$ ) uwzględniające  $C_{p_{um}}$  przyjmuje formę:

$$\eta_{KS} = \frac{C_{p_{um}}(T_3 - T_2)}{\tau W_{d'}} \quad (12)$$

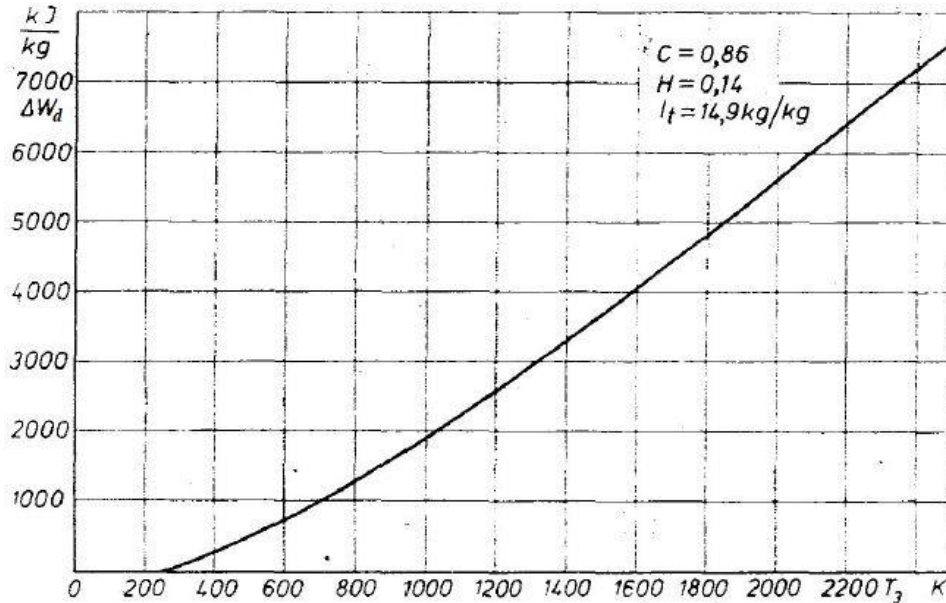
Na osobny komentarz zasługuje parametr  $W_{d'}$  (kJ/kg) opisujący wartość opałową paliwa. Zgodnie z definicją [16], wartość opałowa to ilość ciepła jaką otrzymuje się przy spalaniu całkowitym i zupełnym jednostki paliwa w stałej objętości, przy założeniu, że produkty spalania zostaną oziębione się do temperatury początkowej, a para wodna nie zostanie skroplona. W warunkach mikroturbiny gazowej, spaliny opuszczające komorę spalania nie zostają oziębione do temperatury początkowej, ale charakteryzują się temperaturą  $T_3$ . W związku z powyższym, standardową wartością opałową ( $W_d$ ) Jet-A wynoszącą 42 800 kJ/kg [17] należy skorygować, uwzględniając poprawkę z/w wysoką temperaturę spalin ( $\Delta W_d$ ):

$$W_{d'} = W_d - \Delta W_d \quad (13)$$

„ZPR PWr – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”

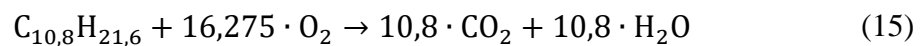
Poprawkę można wyznaczyć z rysunku 8 lub aproksymacji opisanej równaniem 14 [1]:

$$\Delta W_d = 0,0006 \cdot T_3^2 + 2,0765 \cdot T_3 - 710,13 \quad (14)$$



Rys. 8. Zależność poprawki uwzględniającej wysoką temperaturę spalin [3]

Druga metoda oznaczania sprawności komory spalania wymaga precyzyjnego wyznaczenia ciepła właściwego spalin  $Cp_{3(spl)}$  i powietrza  $Cp_{2(pow)}$ . W tym celu najpierw określone jest teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania, które wyznacza się na podstawie równania spalania Jet-A w warunkach stechiometrycznych:



Zgodnie z powyższym równaniem masa molowa paliwa wynosi:

$$M_{C_{10,8}H_{21,6}} = M_C n_C + M_H n_H \quad (16)$$

Przy czym  $n_i$  opisuje liczbę moli i-tego składnika paliwa.

Znając masę molową tlenu ( $M_{O_2}$ ) oraz masowy udział tlenu w powietrzu ( $w_{O_2} = 0,232$ ) możliwe jest obliczenie masy molowej powietrza:

$$M_{pow} = \frac{M_{O_2}}{w_{O_2}} \quad (17)$$

Stąd, teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania wynosi:

„ZPR PWr – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”

$$L_{pow}^t = \frac{M_{pow}}{M_{C_{10,8}H_{21,6}}} \quad (18)$$

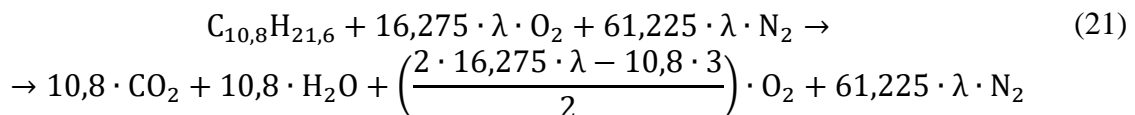
W związku z powyższym, współczynnik nadmiaru powietrza ( $\lambda$ ) należy obliczyć korzystając z:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{o'(pow)}}{\dot{m}_{2(pal)} \cdot L_{pow}^t} \quad (19)$$

W przypadku konieczności oznaczenia współczynnika nadmiaru powietrza, na podstawie udziału objętościowego tlenu w spalinach, zmierzonego za pomocą analizatora, można się posłużyć np. uproszczonym wzorem [18]:

$$\lambda = \frac{0,21}{0,21 - y_{O_2}} \quad (20)$$

Rzeczywiste równanie spalania, uwzględniające spalanie paliwa przy nadmiarze powietrza, przyjmuje postać:



Znajomość rzeczywistego równania spalania umożliwia odczytanie liczby moli gazów wchodzących w skład spalin, tj.  $n_{CO_2}$ ,  $n_{H_2O}$ ,  $n_{O_2}$  i  $n_{N_2}$ . Na tej podstawie wyznaczane są ułamki molowe określające udziały poszczególnych gazów w spalinach:

$$x_i = \frac{n_i}{\sum n} \quad (22)$$

Znając udziały poszczególnych gazów w spalinach można obliczyć średnie ciepło właściwe spalin  $Cp_{3(spl)}$ . W tym celu oznaczono średnią temperaturę w komorze spalania:

$$T_{sr} = \frac{T_2 + T_3}{2} \quad (23)$$

By jednoznacznie zdefiniować ciepło właściwe poszczególnych składników spalin należy znać drugi, obok temperatury, parametr termodynamiczny opisujący stan gazu. Na potrzeby realizacji sprawozdania można przyjąć średnią wartość ciśnienia w komorze spalania  $p_{sr}$  zgodnie z tabelą 2. Wartość ta może być mierzona lub wyznaczana na podstawie bilansu części sprężarkowej, co wykracza poza obszar niniejszego laboratorium. Na potrzeby dalszych obliczeń proszę wyznaczyć  $p_{sr}$  zgodnie z zależnością 24:

**„ZPR PWr – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”**

$$p_{sr} = -5,235 \cdot 10^{-12} \cdot n^2 + 7,81797 \cdot 10^{-7} \cdot n + 0,2464 \quad (24)$$

Znając ciśnienie i temperaturę należy odczytać ciepło właściwe poszczególnych gazów ( $Cp_{CO_2}$ ,  $Cp_{H_2O}$ ,  $Cp_{O_2}$  i  $Cp_{N_2}$ ) np. za pomocą wcześniej wspomnianego oprogramowania CoolProp czy RefProp. Ciepło właściwe powietrza  $Cp_{2(pow)}$  należy odczytać przyjmując za temperaturę powietrza  $T_2$  i za ciśnienie  $p_{sr}$ . Rzeczywiste ciepło właściwe spalin można obliczyć za pomocą zależności:

$$Cp_{3(spl)} = Cp_{CO_2} \cdot n_{CO_2} + Cp_{H_2O} \cdot n_{H_2O} + Cp_{O_2} \cdot n_{O_2} + Cp_{N_2} \cdot n_{N_2} \quad (25)$$

Znając średnie ciepło właściwe spalin, rzeczywistą sprawność komory spalania można obliczyć za pomocą wzoru 10.

### Spis oznaczeń

Poniżej przedstawiono spis wszystkich oznaczeń stosowanych w niniejszej instrukcji wraz z krótkim opisem i jednostką.

$A_{0'}$	$m^2$	pole powierzchni kanału w przekroju <b>0'</b>
$c_{0'}$	$m/s$	prędkość powietrza w przekroju <b>0'</b>
$c_j$	$N/kg/s$	ciąg jednostkowy
$Cp_{2(pow)}$	$J/g/K$	ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu (w przkr. <b>2</b> )
$Cp_{3(spl)}$	$J/g/K$	rzeczywiste ciepło właściwe spalin przy stałym ciśnieniu
$Cp_{CO_2}$	$J/g/K$	ciepło właściwe $CO_2$ przy stałym ciśnieniu (w przekroju <b>3</b> )
$Cp_{H_2O}$	$J/g/K$	ciepło właściwe $H_2O$ przy stałym ciśnieniu (w przekroju <b>3</b> )
$Cp_{O_2}$	$J/g/K$	ciepło właściwe $O_2$ przy stałym ciśnieniu (w przekroju <b>3</b> )
$Cp_{N_2}$	$J/g/K$	ciepło właściwe $N_2$ przy stałym ciśnieniu (w przekroju <b>3</b> )
$Cp_{um}$	$J/g/K$	umowne ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu
$d_{0'}$	$m$	średnica kanału w przekroju <b>0'</b>
$F_e$	$N$	siła ciągu
$L_{pow}^t$	$kg(pow)/kg(pal)$	teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania
$\dot{m}_{0'(pow)}$	$kg/s$	masowy strumień powietrza w przekroju <b>0'</b>
$\dot{m}_{2(pal)}$	$kg/s$	masowy strumień paliwa w przekroju <b>2</b>
$M_{O_2}$	$g/mol$	masa molowa tlenu
$M_C$	$g/mol$	masa molowa węgla
$M_{C_{10,8}H_{21,6}}$	$g/mol$	masa molowa paliwa
$M_H$	$g/mol$	masa molowa wodoru
$M_{pow}$	$g/mol$	masa molowa powietrza
$n$	$obr/min$	prędkość obrotowa wału maszyny
$n_C$	$mol$	liczba moli węgla w paliwie
$n_{CO_2}$	$mol$	liczba moli dwutlenku węgla (w spalinach)
$n_H$	$mol$	liczba moli wodoru w paliwie
$n_{H_2O}$	$mol$	liczba moli wody (w spalinach)

Autorzy: Igor Krawczyszyn, Krzysztof Czajka

Instrukcji powstała na podstawie pracy magisterskiej Igora Krawczyszyna [1]

**„ZPR PWr – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”**

$n_{O_2}$	<i>mol</i>	liczba moli tlenu (w spalinach)
$n_{N_2}$	<i>mol</i>	liczba moli azotu (w spalinach)
$p_0$	<i>MPa</i>	ciśnienie absolutne otoczenia
$p_{śr}$	<i>MPa</i>	ciśnienie średnie w komorze spalania
$T_{0'}$	<i>K</i>	temperatura w przekroju <b>0'</b>
$T_2$	<i>K</i>	temperatura w przekroju <b>2</b>
$T_3$	<i>K</i>	temperatura w przekroju <b>3</b>
$T_{śr}$	<i>K</i>	temperatura średnia w komorze spalania
$v_{0'}$	<i>m<sup>3</sup>/kg</i>	objętość właściwa powietrza w przekroju <b>0'</b>
$w_{O_2}$	-	masowy udział tlenu w powietrzu
$W_d$	<i>kJ/kg</i>	standardowa wartość opałowa paliwa
$W_{d'}$	<i>kJ/kg</i>	wartość opałowa paliwa uwzględniająca poprawkę
$x_{CO_2}$	-	ułamek molowy określający udział CO <sub>2</sub> w spalinach
$x_{H_2O}$	-	ułamek molowy określający udział wody w spalinach
$x_{O_2}$	-	ułamek molowy określający udział tlenu w spalinach
$x_{N_2}$	-	ułamek molowy określający udział azotu w spalinach
$y_{CO}$	-	ułamek objętościowy określający udział CO w spalinach
$y_{O_2}$	-	ułamek objętościowy określający udział tlenu w spalinach
$\Delta p$	<i>hPa</i>	ciśnienie dynamiczne w przekroju <b>0'</b>
$\Delta W_d$	<i>kJ/kg</i>	poprawka uwzględniająca wysoką temperaturę spalin
$\eta_c$	-	sprawność cieplna
$\eta_{KS}$	-	sprawność komory spalania
$\lambda$	-	współczynnik nadmiaru powietrza
$\tau$	<i>kg(pal)/kg(pow)</i>	względne zużycie paliwa

## Literatura

- [1] I. Krawczyszyn. (2022). Analiza cieplno-przepływowa mikroturbiny gazowej. Praca magisterska. Politechnika Wrocławska.
- [2] H.I.H. Saravanamuttoo, G.F.C. Rogers, H. Cohen. (1996). Gas turbine theory. Longman Group Limited, Harlow.
- [3] P. Dzierżanowski, W. Kordziński, M. Łyżwiński, J. Otyś, S. Szczeciński, R. Wiatrek. (1983). Napędy lotnicze: Turbinowe silniki odrzutowe. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa.
- [4] J.M. Fafara. (2020). Overview of low emission combustors of aircraft turbine drive units. Combustion Engines, 186(4), 45-49. DOI: 10.19206/CE-2020-407
- [5] R. Jakubowski. (2023). Materiały dydaktyczne do wykładu „Komory spalania, turbiny i dysze wylotowe”. Politechnika Rzeszowska.
- [6] K. Strządała. (2023). Analiza warunków pracy mikroturbiny gazowej przy zmiennym obciążeniu. Praca magisterska. Politechnika Wrocławska.

Autorzy: Igor Krawczyszyn, Krzysztof Czajka

Instrukcji powstała na podstawie pracy magisterskiej Igora Krawczyszyna [1]

**„ZPR PWr – Zintegrowany Program Rozwoju Politechniki Wrocławskiej”**

- [7] J. Dutczak. (2016). Micro turbine engines for drones propulsion. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 148, 012063. DOI: 10.1088/1757-899X/148/1/012063
- [8] Strona internetowa firmy Jetpol. (2023). <https://jetpol.tech/> (dostęp 30.04.2023)
- [9] M. Bogus. (2023). The thermodynamic analysis of a gas microturbine with implementation of computer-aided engineering. Praca magisterska. Politechnika Wroclawska.
- [10] E.M. Greitzer, Z.S. Spakovszky, I.A. Waitz. (2023). Adiabatic Flame Temperature. Strona internetowa MIT: <https://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node111.html> (dostęp 30.04.2023)
- [11] I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort. (2014). Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. Industrial & Engineering Chemistry Research, 53(6), 2498-2508. DOI: 10.1021/ie4033999
- [12] E.W. Lemmon, I.H. Bell, M.L. Huber, M.O. McLinden. (2018). NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0. National Institute of Standards and Technology. Standard Reference Data Program.
- [13] K. Czajka. (2023). Materiały dydaktyczne do kursu Maszyny Przepływowe.
- [14] S. Wiśniewski. (1974). Obciążenia cieplne silników turbinowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa.
- [15] S. Antas, P. Wolański. (1989). Obliczenia termogazodynamiczne lotniczych silników turbinowych. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa.
- [16] Pojęcia stosowane w statystyce publicznej. (2023). Strona internetowa Głównego Urzędu Statystycznego. <https://stat.gov.pl/metainformacje/slownik-pojec/pojecia-stosowane-w-statystyce-publicznej/3442,pojecie.html> (dostęp 30.04.2023)
- [17] Norma ASTM D3338/D3338M-20A Standard Test Method for Estimation of Net Heat of Combustion of Aviation Fuels. (2020)
- [18] W. Kordylewski. (2015). Spalanie I Paliwa. Oficyna wydawnicza Politechniki Wroclawskiej, Wrocław.