

## Analiza termodynamiczna układu turbodoładowania silnika spalinowego

Dominika Gabryś\*  
*Instytut Techniki Ciepłej, Politechnika Śląska*

**Słowa kluczowe:** turbosprężarka, doładowanie, analiza, sprawność, moc

### Streszczenie

Parametrami charakteryzującymi każdy silnik jest moc oraz moment obrotowy. Najkorzystniejszym procesem zwiększającym te czynniki jest doładowanie silników. Może ono być realizowane za pomocą sprężarki mechanicznej, turbosprężarki lub sprężarki napędzanej silnikiem elektrycznym. Powszechnie stosowanym rozwiązaniem jest turbodoładowanie, które jest przedmiotem rozważań poniższej pracy. Analizie termodynamicznej poddano dwa silniki ZS o różnych pojemnościach skokowych z zastosowaniem układu turbodoładowania. Pomiarów obejmowały główne parametry charakteryzujące pracę silnika oraz temperatury i ciśnienia powietrza oraz spalin w układzie doładowania. Badania wykonano przy pełnym obciążeniu silnika. Wyznaczono sprawności energetyczne jednostek napędowych oraz sprawność wewnętrzną sprężarki. Dodatkowo określono moce maszyn przepływowych oraz względną fizyczną stratę wylotową spalin. Wyznaczone parametry przedstawiono w sposób graficzny, a także podano zależności między poszczególnymi wielkościami wpływającymi na pracę układu doładowania. Charakterystyka układu turbodoładowania wpływa na charakterystykę momentu obrotowego, który związany jest z mocą efektywną silnika. Wysokie wartości sprawności energetycznej są możliwe do uzyskania w zakresie prędkości obrotowych odpowiadającym wartościom maksymalnym momentu obrotowego. Zastosowanie turbosprężarki pozwala na wykorzystanie entalpii fizycznej spalin na potrzeby napędu sprężarki.

---

\* Rozdział przygotowano podczas pracy nad projektem dyplomowym inżynierskim wykonywanym przez autora w Instytucie Techniki Ciepłej na Wydziale Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej, pod opieką Dra inż. Grzegorza Przybyły.

## Spis ważniejszych oznaczeń

$i$  – entalpia danego składnika, kJ/kg  
 $k$  – liczba obrotów wału korbowego, obr/cykl  
 $m$  – ilość składnika na jeden cykl w cylindrze, kg/cykl cyl.  
 $\dot{m}$  – strumień składnika, kg/s  
 $M_a$  – masa molowa powietrza, kmol  
 $M_e$  – moment obrotowy, Nm  
 $N_e$  – moc efektywna silnika, kW  
 $n$  – prędkość obrotowa, obr/min  
 $n_{o2min}$  – minimalne zapotrzebowanie tlenu, kmol/jednostka paliwa  
 $p$  – ciśnienie, bar  
 $W_d$  – wartość opałowa paliwa, kJ/kg  
 $z$  – liczba cylindrów, -  
 $z_{O_2}$  – udział tlenu w powietrzu, -  
 $\epsilon_{f,sp}$  – względna strata wylotowa fizyczna spalin, %  
 $\lambda$  – stosunek nadmiaru powietrza, -  
 $\eta_e$  – sprawność energetyczna silnika, %  
 $\eta_{es}$  – stopień wykorzystania energii chemicznej paliwa, %

## Indeksy

a – powietrze  
d – doładowanie  
p – paliwo  
sp – spaliny  
S – sprężarka  
T – turbina

# 1 Wstęp

## 1.1 Cel i zakres pracy

Celem pracy jest analiza termodynamiczna dwóch silników o różnych pojemnościach skokowych. Podczas obliczeń przeprowadzono elementy bilansu energii turbiny i sprężarki, które pozwalają na określenie rzeczywistego wykorzystania entalpii fizycznej spalin w układzie turbodoładowania silnika spalinowego. Dodatkowo analizie poddano wpływ prędkości obrotowej silnika na wspomniane elementy bilansu energii. Wyniki przedstawiono graficznie.

## 1.2 Sposoby zwiększania mocy

Istotnym parametrem charakteryzującym każdy silnik jest jego moment obrotowy oraz moc. Z punktu widzenia dynamiki oraz maksymalnej prędkości jazdy zarówno konstruktorom, jak i użytkownikom zależy, by ich wartości były możliwie największe. Była to przyczyna, dla której zaczęto rozważać różne sposoby na podniesienie wielkości uzyskiwanych parametrów. Skupiono się na trzech podstawowych czynnikach, jakimi są praca efektywna, prędkość obrotowa oraz pojemność skokowa silnika [2]. Wielkości takie jak pojemność skokowa  $i$ , wynikająca z niej przy danej sprawności energetycznej, praca efektywna determinuje wartość mocy efektywnej dla określonej prędkości obrotowej silnika [5]. Zwiększanie prędkości obrotowej jest ograniczone przez zwiększanie sił bezwładnościowych oraz wytrzymałość stosowanych materiałów. Natomiast zmiana pojemności skokowej silnika wiąże się ze wzrostem gabarytów silnika [1]. Parametrem, na który można wpłynąć poprzez zmianę warunków napełnienia cylindrów silnika świeżym ładunkiem, jest praca efektywna. Zmianę wielkości tego wskaźnika można otrzymać poprzez zwiększenie w niewielkim zakresie stopnia sprężania lub w większym stopniu poprzez zwiększenie gęstości powietrza jako efekt wstępnego sprężania, czyli poprzez doładowanie silnika [2]. Proces ten realizuje się poprzez tzw. doładowanie silnika spalinowego, które może odbywać się poprzez zastosowanie turbosprężarki, sprężarki mechanicznej lub sprężarki napędzanej silnikiem elektrycznym.

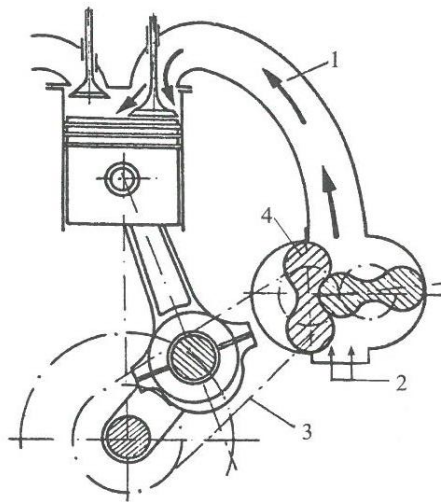
## 1.3 Rozwój doładowania

Systemy doładowania silnika rozwijały się na przestrzeni lat, aby uzyskać lepsze przyspieszenia. Ze względu na własności przepływowe turbosprężarki (która została bardziej szczegółowo opisana w rozdziale 2) można wyodrębnić trzy generacje turbodoładowania [3]. Każda z nich charakteryzowała się rodzajem turbiny i sprężarki oraz łożyskowaniem wirnika i zakresem prędkości obrotowych. Obecnie pojawiają się nowe systemy doładowania elektrycznego. Jest to rodzaj hybrydy, czyli połączenia tradycyjnej turbosprężarki z silnikiem elektrycznym. Ta forma ewolucji pozwala na zniwelowanie opóźnienia pomiędzy zmianą prędkości obrotowej a reakcją turbosprężarki. Podczas zwiększania obciążenia silnika następuje rozłączenie turbiny, a za napęd sprężarki odpowiedzialny jest silnik elektryczny. Dzięki temu wymagane obroty kompresora osiągalne są szybciej niż w przypadku standardowego turbodoładowania. Kiedy obroty turbiny są odpowiednie, następuje ponowne połączenie jej ze sprężarką. Zastosowanie silnika elektrycznego pozwala na regulowanie prędkością turbiny oraz uniezależnienie od ilości spalin wylotowych.

## 2 Budowa i sposób działania układów doładowania

### 2.1 Doładowanie mechaniczne

Istnieją dwa podstawowe sposoby doładowania silników. Pierwszym z nich jest doładowanie mechaniczne. Polega ono na zastosowaniu sprężarki, która napędzana jest przez wał korbowy silnika przy użyciu przekładni zębatej bądź pasków klinowych. Powszechne w użytku są sprężarki wirnikowe Roots'a i Lysholma [6]. Ich praca jest stabilna oraz umożliwia osiągnięcie wyższych wartości prędkości obrotowych. Sprężanie odbywa się izochorycznie [3]. Zaletą wykorzystania tego sposobu doładowania jest natychmiastowa reakcja na zmianę obciążenia silnika. Urządzenie pracuje poprawnie w całym zakresie prędkości obrotowych. Problemem tego rozwiązania konstrukcyjnego jest zwiększenie zużycia paliwa oraz hałaśliwa praca. Schemat doładowania mechanicznego przedstawiony został na rysunku 1.



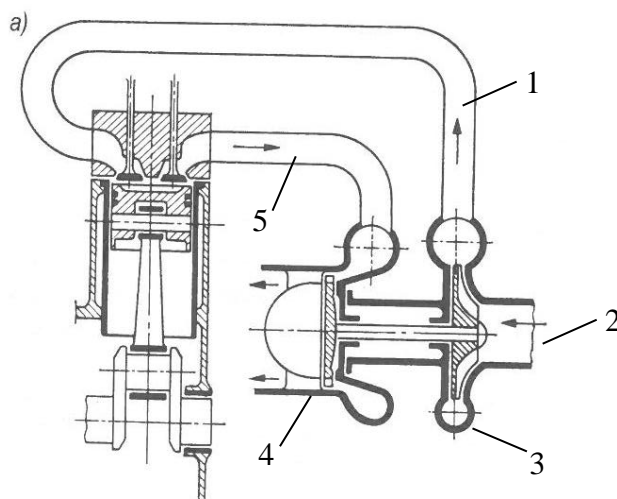
Rysunek 1 Schemat doładowania mechanicznego [3]

1 – kanał dolotowy, 2 – wlot powietrza, 3 – napęd od wału korbowego, 4 – sprężarka

### 2.2 Doładowanie turbosprężarkowe

Drugim ze sposobów doładowania silników jest doładowanie turbosprężarkowe [3]. W ogólnym rozumieniu turbosprężarka składa się z dwóch maszyn przepływowych – turbiny i sprężarki. Sprężarka zasysa powietrze z otoczenia i następuje jego sprężenie. W wyniku tego procesu rośnie temperatura oraz ciśnienie powietrza. Następnie zostaje ono schłodzone w Intercoolerze, czyli chłodnicy. Dzięki zmniejszeniu jego temperatury, powietrze gęstnieje i wzrasta jego ilość doprowadzana do cylindra. W cylindrze następuje spalanie mieszanki, a strumień spalin trafia na wirnik turbiny i wprawia go w ruch obrotowy. Wirnik turbiny połączony jest z wirnikiem sprężarki za pomocą wału. Dzięki temu strumień spalin napędzający turbinę, odpowiada także za napęd sprężarki. Dodatkowo turbosprężarki rozbudowuje się o zawór wastegate. Zawór otwiera się, gdy ciśnienie doładowania osiąga prawidłową wartość. Wtedy spaliny omijają turbinę, nie zwiększając jej prędkości obrotowej. Główną zaletą zastosowania turbodoładowania jest wykorzystanie energii spalin do napędu turbiny [6]. Dodatkowo turbosprężarki mają małe wymiary oraz niewielką masę. Podstawowym problemem jest długi czas reakcji na

zmianę obciążenia silnika. Osiągnięcie przez turbosprężarkę wyższych parametrów spowodowało rozpowszechnienie się tej metody doładowania silnika. Rysunek 2 prezentuje układ turbodoładowania.



Rysunek 2 Schemat układu turbodoładowania [6]

1 – kanał dolotowy, 2 – wlot powietrza, 3 – sprężarka, 4 – turbina, 5 – kanał wylotowy

### 3 Analiza energetyczna silnika ZS z turbodoładowaniem

#### 3.1 Obiekty badań

W pracy wykorzystane zostały wyniki pomiarowe udostępnione przez Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL. Badania przeprowadzone zostały dla dwóch silników czterosuwowych o zapłonie samoczynnym o pojemności skokowej 1.3 oraz 2.0. Pomiary realizowano w warunkach pełnego obciążenia i obejmują następujące wielkości, takie jak prędkość obrotowa, moment obrotowy, moc efektywna oraz masowy przepływ powietrza i zużycie paliwa. Dodatkowo zmierzono temperatury oraz ciśnienia dla powietrza i spalin w kolejnych punktach układu doładowania silnika. W tabelach od 1 do 6 przedstawiono wyniki pomiarów. Zmierzone ciśnienie należy traktować jako nadciśnienie.

Tabela 1 Dane pomiarowe dla silnika 1.3

Prędkość obrotowa silnika	Moment obrotowy	Moc	Zużycie paliwa	Przepływ masowy powietrza
obr/min	Nm	kW	kg/h	kg/h
1000	85,8	9,0	2,22	50,3
1250	128,0	16,8	4,16	71,0
1500	191,8	30,2	7,08	111,1
1750	191,4	35,1	7,78	140,3
2000	190,8	40,0	8,94	165,3
2250	190,5	44,9	10,33	185,0
2500	190,5	49,9	11,58	197,1
2750	181,1	52,2	12,28	209,5
3000	170,0	53,4	12,83	218,5
3250	161,2	54,9	13,57	225,8
3500	149,1	54,7	13,61	235,9
3750	136,2	53,5	13,89	239,1
4000	123,4	51,7	13,78	245,0
4250	107,1	47,7	13,49	245,5
4500	91,1	42,9	12,34	239,6
4750	77,1	38,4	11,63	244,5
5000	60,3	31,6	10,80	246,2

Tabela 2 Dane pomiarowe powietrza dla silnika 1.3

Temperatura powietrza przed sprężarką	Temperatura powietrza za sprężarką	Temperatura powietrza za Intercoolerem	Ciśnienie powietrza za Intercoolerem
°C	°C	°C	mbar
20,5	40,7	32,1	133
20,0	71,6	38,8	454
21,4	122,1	40,4	1018
21,9	132,6	42,9	1175
22,9	133,6	45,3	1213
23,8	133,9	48,2	1211
24,4	136,0	50,4	1212
24,7	136,4	52,6	1178
25,0	132,7	54,9	1089
25,4	132,5	54,6	1037
25,8	131,6	55,2	972
27,7	133,3	54,5	913
28,5	134,2	54,4	855
28,5	128,5	54,2	758
28,4	121,7	54,3	662
27,8	121,2	54,2	638
27,2	119,5	53,9	615

Tabela 3 Dane pomiarowe spalin dla silnika 1.3

Temperatura spalin przed turbiną	Temperatura spalin za turbiną	Ciśnienie spalin przed turbiną	Ciśnienie spalin za turbiną
°C	°C	mbar	mbar
406,6	290,8	221	20
576,3	426,6	563	54
679,0	492,1	1268	102
639,4	452,7	1623	115
653,6	479,7	1812	138
693,0	522,7	1935	164
732,3	565,0	2086	193
738,2	579,6	2203	212
756,0	602,6	2190	230
772,1	619,8	2255	249
775,4	628,0	2298	259
780,5	635,0	2362	268
781,4	639,2	2421	277
764,1	629,1	2325	268
746,7	613,8	2192	257
723,9	595,5	2221	253
689,5	564,4	2220	243

Tabela 4 Dane pomiarowe dla silnika 2.0

Prędkość obrotowa silnika	Moment obrotowy	Moc	Zużycie paliwa	Przepływ masy powietrza
obr/min	Nm	kW	kg/h	kg/h
1250	339,6	44,45	10,620	174,13
1500	351,0	55,14	12,127	206,59
1750	351,3	64,38	13,882	253,57
2000	350,0	73,30	15,682	279,56
2250	350,2	82,51	17,631	311,11
2500	349,7	91,55	19,843	338,88
2750	346,2	99,69	21,827	370,45
3000	323,5	101,62	22,311	396,73
3250	304,2	103,53	23,141	418,43
3500	282,8	103,64	23,557	434,19
3751	262,2	103,01	24,271	447,29
4000	236,3	98,97	24,268	457,24
4250	210,1	93,50	23,625	456,91
4500	185,5	87,43	23,188	460,23
4750	162,2	80,66	22,338	461,59
4900	143,8	73,79	21,164	461,35

Tabela 5 Dane pomiarowe powietrza dla silnika 2.0

Temperatura powietrza przed sprężarką	Temperatura powietrza za sprężarką	Temperatura powietrza za Intercoolerem	Ciśnienie powietrza za Intercoolerem
°C	°C	°C	mbar
23,3	163,0	51,2	1456,9
23,1	157,4	55,1	1560,1
23,1	155,3	55,0	1583,4
23,0	155,0	54,5	1583,5
22,9	154,1	54,8	1582,2
22,9	154,9	55,6	1585,9
23,0	156,5	54,9	1577,0
23,1	158,1	55,1	1551,8
23,1	159,9	55,6	1517,6
23,1	160,9	55,6	1473,1
25,9	164,8	55,3	1399,9
26,1	163,3	55,8	1310,1
26,1	162,3	55,6	1243,5
26,3	161,2	55,7	1191,5
26,4	161,4	56,2	1166,5
26,5	158,8	56,9	1149,5

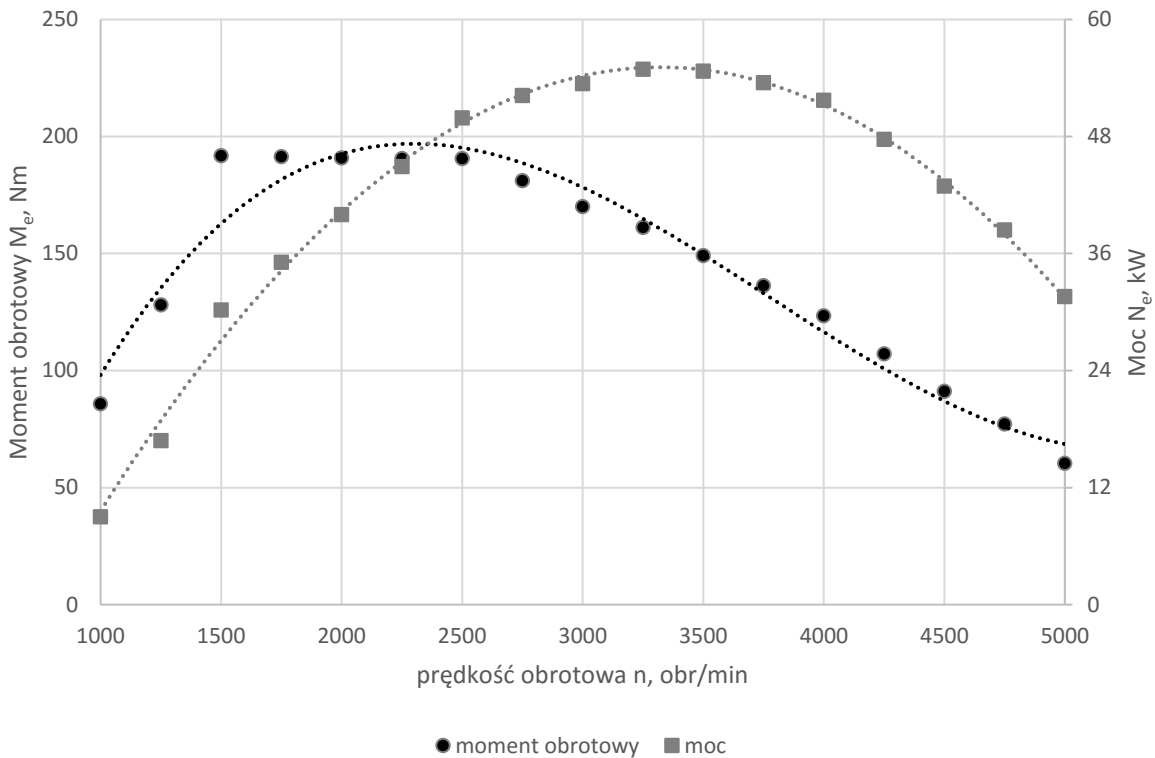


Tabela 6 Dane pomiarowe spalin dla silnika 2.0

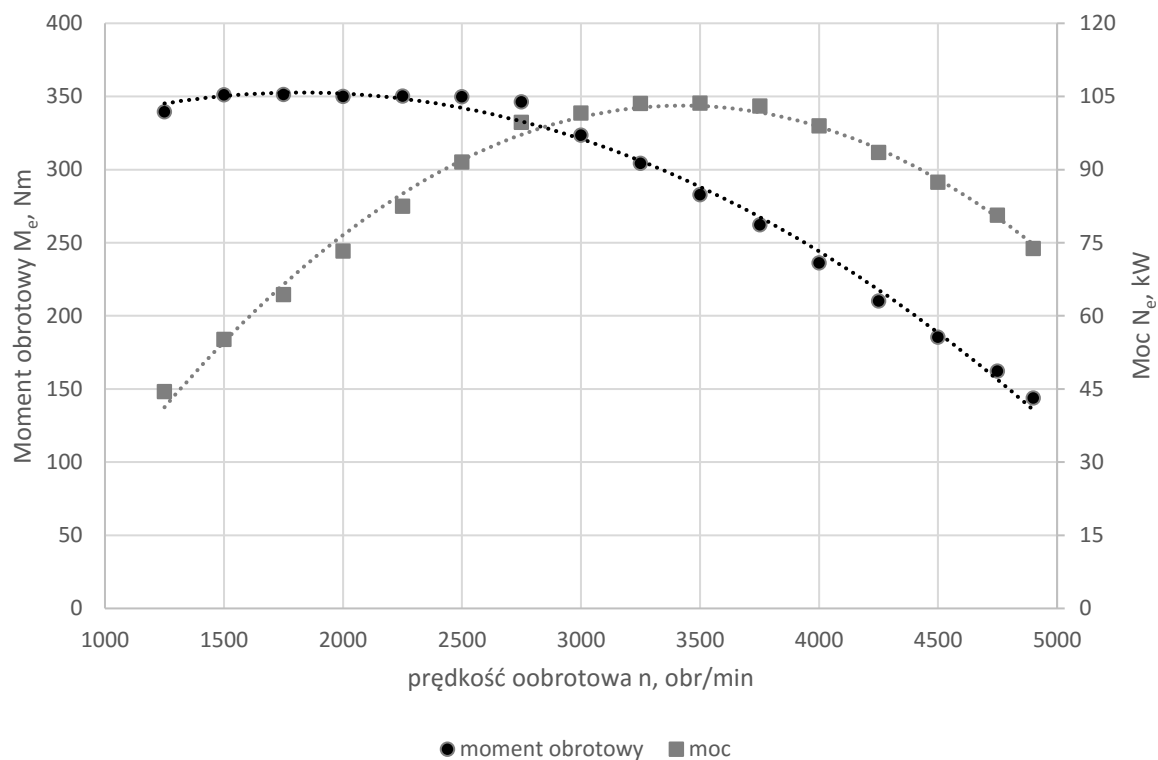
Temperatura spalin przed turbiną	Temperatura spalin za turbiną	Ciśnienie spalin przed turbiną	Ciśnienie spalin za turbiną
°C	°C	mbar	mbar
744,8	570,3	1543,1	93,3
681,1	492,3	1613,1	119,0
677,3	494,7	1519,0	148,4
707,5	529,4	1480,7	180,9
726,4	553,1	1530,8	220,6
760,7	588,0	1580,6	268,0
785,1	615,2	1675,5	315,6
768,4	601,2	1841,2	342,0
772,4	606,4	1999,7	367,1
774,4	610,9	2096,2	390,0
793,0	632,0	2133,0	438,8
796,8	640,3	2149,7	449,2
792,5	639,0	2168,6	453,3
790,9	638,7	2178,4	459,2
783,6	632,3	2189,6	459,0
761,2	612,2	2151,4	445,0

### 3.2 Analiza podstawowych parametrów energetycznych badanych silników

Jak sygnalizowano w punkcie 1.2, jednym ze sposobów zwiększania pracy efektywnej i momentu obrotowego dla danej prędkości obrotowej jest zastosowanie turbodoładowania. Na podstawie udostępnionych wyników badań sporządzono charakterystyki zewnętrzne obu badanych jednostek napędowych. Na rysunku 3 pokazano charakterystykę zewnętrzną silnika 1.3, natomiast na rysunku 4 charakterystykę zewnętrzną silnika 2.0.



Rysunek 3 Charakterystyka zewnętrzna silnika 1.3



Rysunek 4 Charakterystyka zewnętrzna silnika 2.0

W przypadku silnika 1.3 na podstawie sporządzonej charakterystyki zewnętrznej silnika można zauważyć, iż najwyższe wartości momentu występują w zakresie 1500 obr/min do 2500 obr/min. Maksymalny moment wynoszący 191,80 Nm zanotowano dla prędkości 1500 obr/min. Dla wielkości w przedziale pomiędzy 2500 obr/min a 5000 obr/min nastąpił 68,5% spadek wartości momentu. Należy jednak zauważyć, iż pomiar dla 1500 obr/min może być obarczony większą niepewnością pomiarową. Moc analizowanej jednostki napędowej rośnie w zakresie od 1000 obr/min do 3000 obr/min. Następnie parametr ten osiąga najwyższe wartości w przedziale od 3000 obr/min do 3750 obr/min. Maksymalna wartość na poziomie 54,90 kW występuje dla prędkości 3250 obr/min. Dla pozostałych prędkości obrotowych zauważono 42% spadek mocy do wartości 31,6 kW. Na podstawie charakterystyki zewnętrznej drugiego silnika można zauważyć, iż największe wartości momentu występują do prędkości 2750 obr/min, a jego najwyższa wartość wynosi 351,30 Nm przy prędkości 1750 obr/min. Dla prędkości od 2750 obr/min do 4900 obr/min następuje 59% spadek wartości momentu. Wzrost wartości mocy silnika występuje do prędkości 3000 obr/min. Maksymalną moc zarejestrowano dla prędkości 3500 obr/min i wynosiła ona 103,64 kW. Dla ostatnich punktów pomiarowych w zakresie prędkości obrotowych 3750 obr/min do 4900 obr/min następuje 28,8% spadek mocy. Kształt krzywej mocy wynika wprost z charakterystyki momentu przy danej prędkości obrotowej. Związane jest to z zależnością mocy i momentu obrotowego przedstawioną za pomocą poniższego wzoru [4]:

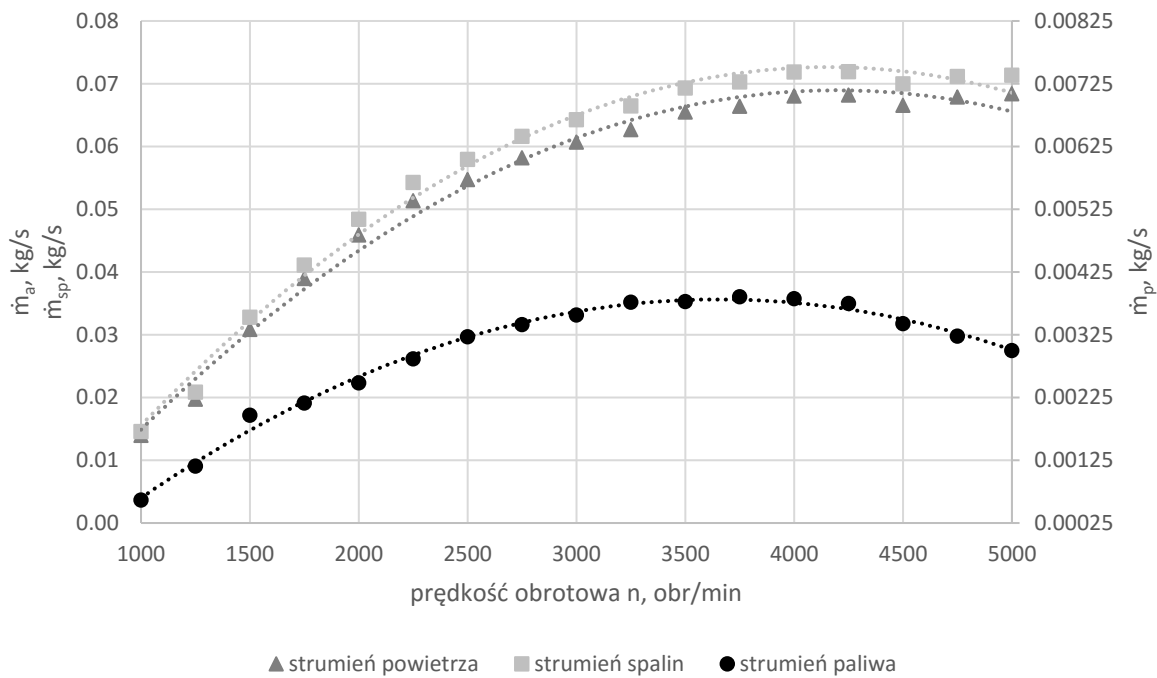
$$N_e = M_e \cdot 2\pi n \quad (1)$$

gdzie:

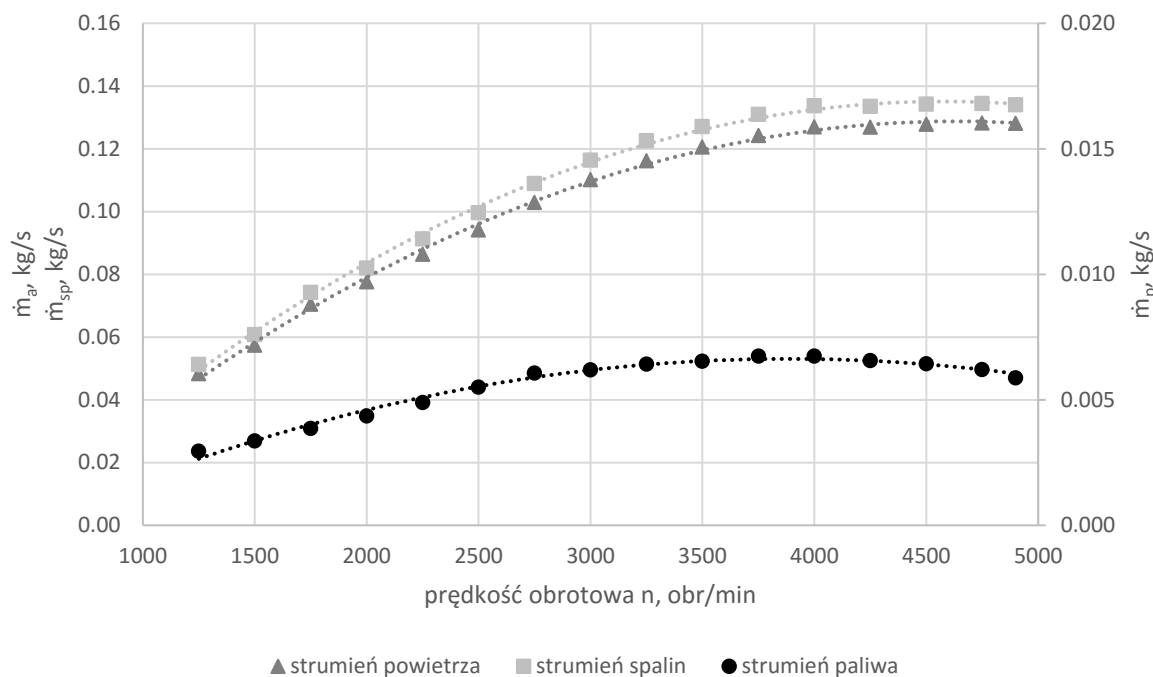
$M_e$  – moment obrotowy, Nm

$n$  – prędkość obrotowa, obr/min

Charakterystyka momentu przy danej prędkości obrotowej zależy od ilości paliwa, którą można doprowadzić i efektywnie spalić w silniku. Z kolei ilość paliwa jest powiązana z ilością doprowadzanego powietrza. Dlatego kształt krzywej momentu obrotowego i mocy jest funkcją charakterystyki układu dolotowego oraz układu doładowania, czyli zespołu turbiny i sprężarki. Na rysunku 5 oraz 6 przedstawiono masowy strumień paliwa, powietrza oraz spalin w zakresie użytecznych wartości prędkości obrotowych, sporządzony na podstawie wyników badań.



Rysunek 5 Charakterystyka masowego strumienia paliwa, powietrza oraz spalin w zależności od prędkości obrotowej dla silnika 1.3



Rysunek 6 Charakterystyka masowego strumienia paliwa, powietrza oraz spalin w zależności od prędkości obrotowej dla silnika 2.0

Kształt krzywej strumienia paliwa dla silnika 1.3 ma charakter rosnący do osiągnięcia przez niego prędkości 3250 obr/min, następnie utrzymuje się na stałym, najwyższym poziomie 0,0039 kg/s. Pod koniec serii pomiarowej jego wartość spadła o 22,2%. Zarówno strumień powietrza, jak i spalin wzrasta. W momencie gdy silnik pracuje z prędkością 4000 obr/min, oba strumienie uzyskują maksymalną wartość 0,068 kg/s dla powietrza i 0,072 kg/s dla spalin. Przy prędkości 4500 obr/min następuje minimalny spadek strumieni, po czym znów mają maksymalne wartości. Druga z analizowanych jednostek napędowych generuje maksymalny strumień paliwa dla prędkości 3750 obr/min o wartości 0,0067 kg/s. Dla wyższych parametrów jego wartość maleje o 12,8%. Strumienie powietrza i paliwa rosną do uzyskania wartości na poziomie 0,127 kg/s w przypadku powietrza i 0,134 kg/s dla spalin. Silnik pracuje wtedy z prędkością 4000 obr/min. Oba strumienie utrzymują się na stałym poziomie aż do maksymalnej prędkości obrotowej silnika.

Na rysunku 7 oraz 8 przedstawiono jednostkową ilość paliwa dla obu jednostek napędowych wyznaczoną z następującego wzoru [7]:

$$m_p = \frac{\dot{m}_p \cdot k}{n \cdot z} \quad (2)$$

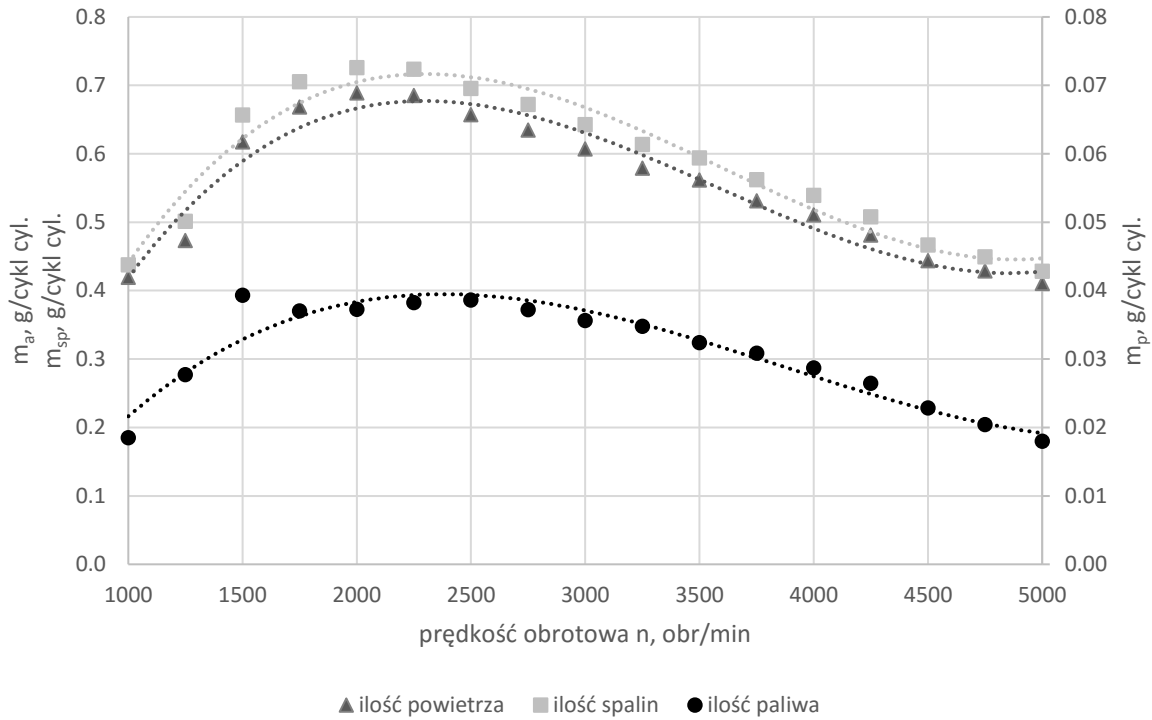
gdzie:

$\dot{m}_p$  – strumień paliwa, kg/s

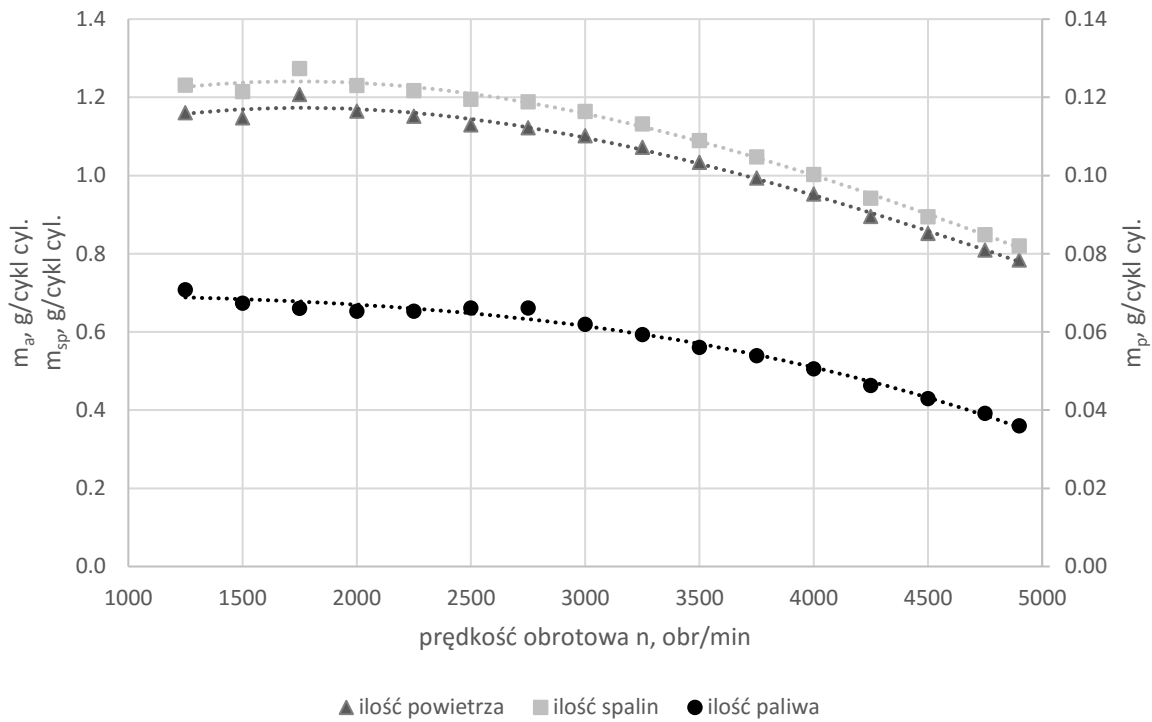
k – liczba obrotów wału korbowego, obr/cykl

z – liczba cylindrów, -

Jest to ilość paliwa dostarczana do cylindra w czasie jednego cyklu. Jednostką jest g/cykl co odpowiada ilości paliwa dostarczonej do cylindra na każdy cykl pracy silnika.



Rysunek 7 Charakterystyka jednostkowej ilości paliwa, powietrza oraz spalin dla silnika 1.3



Rysunek 8 Charakterystyka jednostkowej ilości paliwa, powietrza oraz spalin dla silnika 2.0

Jednostkowa ilość paliwa zużywana w czasie jednego cyklu w silniku 1.3 wzrasta do prędkości 2250 obr/min, po czym osiąga wartość najwyższą 0,0386 g/cykl cyl. Pozostała część charakterystyki ma tendencję spadkową. Ilość paliwa maleje o 53,4%. Ilość powietrza i spalin przypadająca na jeden cylinder w cyklu kształtuje się wzajemnie równolegle. Najwyższa wartość przypada na 2000 obr/min i wynosi odpowiednio 0,689 g/cykl cyl. i 0,726 g/cykl cyl. Następnie obie wartości maleją o 41%. Na przedstawionej charakterystyce widać dokładniej prawdopodobny błąd pomiaru dla prędkości obrotowej silnika 1500 obr/min. Dla silnika o pojemności 2.0 najwyższa wartość ilości paliwa przypada w pierwszym punkcie pomiarowym i znajduje się na poziomie 0,071 g/cykl cyl. Następnie wielkość ta spada o 6,5% i utrzymuje zbliżoną wartość aż do wejścia przez silnik na 2750 obr/min. W dalszej części charakterystyka przyjmuje kierunek malejący i spada do wartości 0,036 g/cykl cyl. Jednostkowa ilość powietrza i spalin jest najwyższa w punkcie odpowiadającym 1750 obr/min i wynosi 1,21 g/cykl cyl. i 1,27 g/cykl cyl. Dla wyższych wartości prędkości obrotowych krzywa przyjmuje kształt malejący. Procentowy spadek ilości powietrza i paliwa wynosi po 35%.

Na podstawie zaprezentowanych wzorów oraz przedstawionych zależności pomiędzy omawianymi wielkościami można zauważyć, iż kształt krzywej strumienia paliwa zbliżony jest do krzywej mocy, natomiast jednostkowa ilość paliwa układa się podobnie jak charakterystyka momentu obrotowego. Dodatkowo należy mieć na uwadze, iż ilość paliwa jest ściśle związana z ilością doprowadzanego powietrza. Ta wielkość kształtowana jest przez charakterystykę układu. Na podstawie przebiegu strumieni oraz ilości paliwa i powietrza można dostrzec korelację pomiędzy tymi wielkościami i ich wpływ na kształtowanie się momentu obrotowego. Najlepsze napełnienie silnika przypada na zakres prędkości obrotowych, dla których wartość momentu jest najwyższa. Natomiast największe zapotrzebowanie na strumień paliwa przypada na punkty pomiarowe, w których moc osiąga maksymalne wartości.

Jak sygnalizowano wcześniej charakterystyka momentu obrotowego związana jest z ilością paliwa, jego jakością oraz efektywnym utlenieniem w cylindrze silnika. Wynika to bezpośrednio z następującego wzoru [4]:

$$M_e = \frac{z \cdot m_p \cdot W_d \cdot \eta_e}{2\pi k} \quad (3)$$

gdzie:

$W_d$  – wartość opałowa, kJ/kg

$\eta_e$  – sprawność energetyczna silnika, -

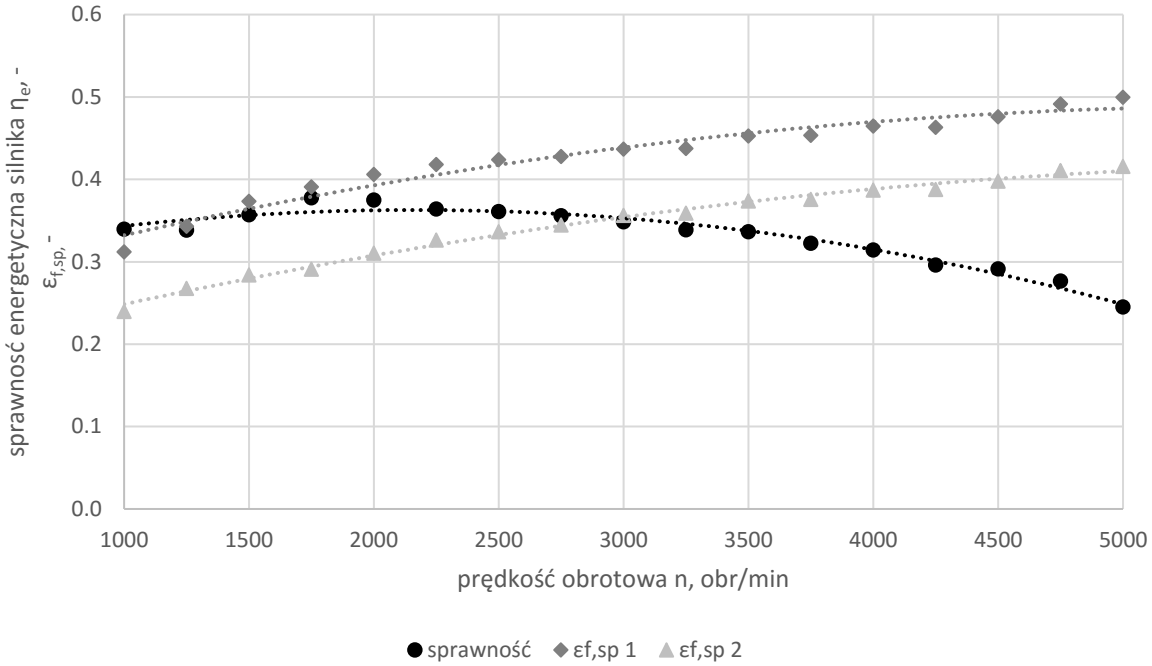
Na podstawie powyższego równania widać, iż oprócz wysokiej wartości opałowej paliwa ważne jest także jego efektywne spalanie. Jest ono uwarunkowane kinetyką spalania oraz realizacją procesów termodynamicznych wewnątrz silnika spalinowego. Na rysunkach 9 i 10 przedstawiono sprawność energetyczną silnika oraz względną stratę wylotową spalin. Określona została ona na podstawie zależności, którą przedstawia wzór:

$$\epsilon_{f,sp} = \frac{i_{f,sp}}{m_p \cdot W_d} \quad (4)$$

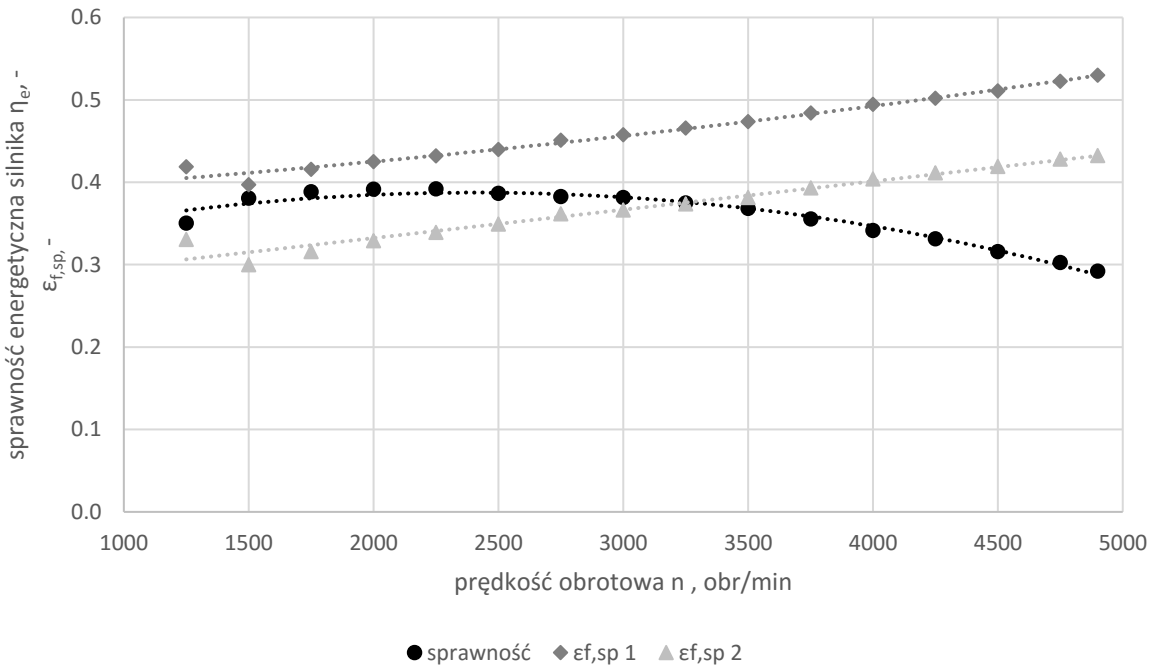
gdzie:

$i_{f,sp}$  – entalpia fizyczna spalin, kW

Jako  $\epsilon_{f,sp1}$  oznaczono względną stratę wylotową fizyczną spalin dla temperatury spalin przed turbiną, natomiast  $\epsilon_{f,sp2}$  oznacza względną stratę wylotową fizyczną spalin dla temperatury spalin za turbiną.



Rysunek 9 Charakterystyka sprawności energetycznej silnika i względnej straty wylotowej spalin przed i za turbiną dla silnika 1.3



Rysunek 10 Charakterystyka sprawności energetycznej silnika i względnej straty wylotowej spalin przed i za turbiną dla silnika 2.0



Względna strata wylotowa spalin obliczona została przy wykorzystaniu programu Engineering Equation Solver. Program traktuje poszczególne składniki jako gazy rzeczywiste. Ze względu na brak zmierzonego składu spalin został on obliczony ze stechiometrii procesu spalania. Do obliczeń przyjęto następujący skład oleju napędowego:

$$c = 0,85 \qquad h = 0,14 \qquad o = 0,005 \qquad n = 0,005$$

Wartość stosunku nadmiaru powietrza wyznaczono za pomocą wskaźnika AFR. Jego wielkość wynika ze stosunku zmierzonego strumienia powietrza do strumienia paliwa. Następnie wartość nadmiaru powietrza  $\lambda$  wyznaczono z zależności między tymi wielkościami. Wzajemną relację tych parametrów przedstawia wzór [7]:

$$AFR = \frac{\lambda \cdot M_a \cdot n_{O_2min}}{z_{O_2}} \quad (5)$$

gdzie:

$\lambda$  – stosunek nadmiaru powietrza, -

$M_a$  – masa molowa powietrza, kmol

$n_{o2min}$  – minimalne zapotrzebowanie tlenu, kmol/jednostka paliwa

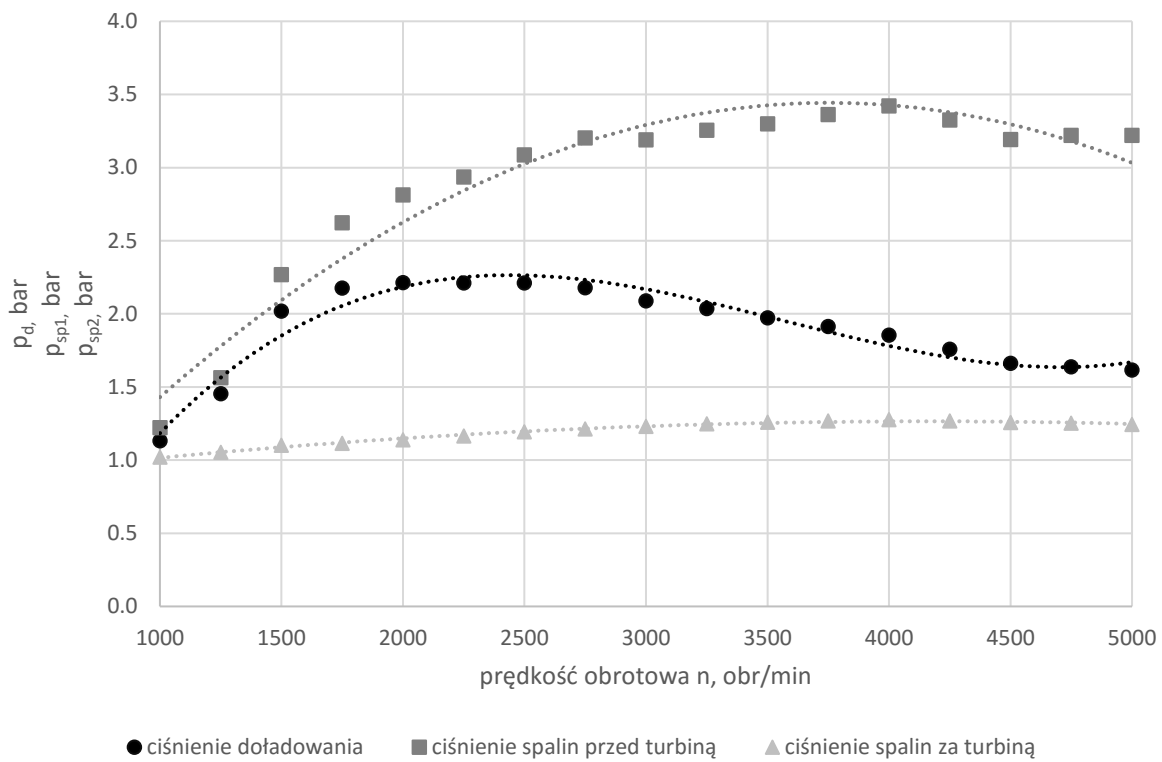
$z_{O_2}$  – udział tlenu w powietrzu, -

Na podstawie istniejących zależności oraz znajomości składu powietrza wyznaczony został stosunek nadmiaru powietrza  $\lambda$ .

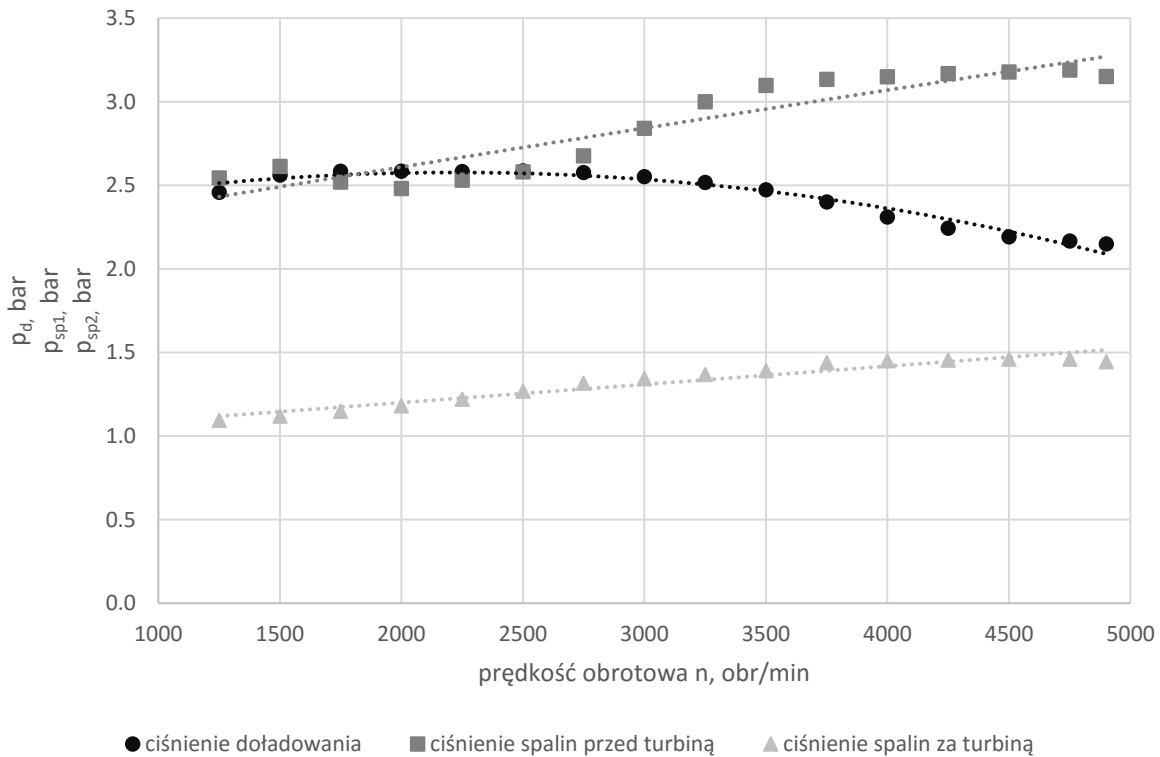
Sprawność energetyczna silnika 1.3 nieznacznie rośnie w pierwszych punktach pomiarowych od 1000 obr/min do 1750 obr/min. Dla prędkości 1750 obr/min uzyskiwana jest maksymalna wartość 37,8%. Mając jednak na uwadze charakterystykę momentu, należy pamiętać, iż wartość ta jest prawdopodobnie obciążona większą niepewnością pomiaru. W kolejnych punktach charakterystyka sprawności ma charakter malejący. Dla maksymalnej prędkości obrotowej jej wartość osiąga poziom 24,5%. Oznacza to 35% spadek w stosunku do najwyższej sprawności. Natomiast względna strata wylotowa spalin rośnie w całym zakresie przeprowadzanych pomiarów i osiąga wartości od 31,2% do 50% dla temperatury przed turbiną. Silnik o większej pojemności uzyskuje maksymalne wartości sprawności dla prędkości obrotowych 1750 obr/min do 2250 obr/min. Znajdują się one na poziomie 39%. Następnie krzywa zaczyna maleć aż do wartości 29,2% w ostatnim punkcie pomiarowym. Względna strata wylotowa ma charakter rosnący w zakresie od 39,7% do 53% dla parametrów przed turbiną. Kiedy sprawność maleje, wzrasta względna strata wylotowa, a tym samym więcej ciepła jest oddawane w spalinach do otoczenia. Na kształt sprawności ma wpływ wymiana ciepła oraz względna strata wylotowa spalin. Wzrastający strumień spalin oraz ich temperatura powoduje obniżenie sprawności.

### 3.3 Analiza układu turbodoładowania

Na rysunku 11 przedstawiono charakterystykę sporządzoną na podstawie danych pomiarowych, zawierającą ciśnienie doładowania, czyli ciśnienie powietrza w kolektorze dolotowym ( $p_d$ ) oraz ciśnienia spalin ( $p_{sp1}$  dla spalin przed turbiną oraz  $p_{sp2}$  dla spalin za turbiną) dla silnika 1.3 Parametry dla silnika 2.0 zawiera rysunek 12. Rysunki przedstawiają charakterystyki dla ciśnień absolutnych.



Rysunek 11 Charakterystyka ciśnień dla silnika 1.3



Rysunek 12 Charakterystyka ciśnień dla silnika 2.0

W przypadku silnika 1.3 ciśnienie doładowania rośnie dla początkowych punktów pomiarowych. Najwyższe wartości przyjmuje w zakresie od 1750 obr/min do 2750 obr/min na poziomie 2,2 bar. Po przekroczeniu prędkości 3000 obr/min następuje powolny spadek ciśnienia doładowania o 27%. Ciśnienie spalin napędzających turbinę rośnie do osiągnięcia przez silnik prędkości obrotowej na poziomie 2750 obr/min, a następnie waha się w przedziale między 3,19 a 3,42 bar. Spaliny opuszczające turbinę osiągają w całym zakresie prędkości obrotowych wartości od 1,02 bar do 1,28 bar, co oznacza 20% wzrost ciśnienia spalin wylotowych. Drugi z analizowanych silników cechuje się ciśnieniem doładowania w zakresie od 2,15 bar do 2,59 bar. Dla początkowych wartości prędkości obrotowych ciśnienie nieznacznie rośnie i osiąga wtedy najwyższe wartości. Po przekroczeniu 3000 obr/min następuje spadek doładowania o 16%. Ciśnienie spalin opuszczających cylinder waha się w zakresie od 2,54 bar do 3,0 bar aż do osiągnięcia przez silnik prędkości obrotowej na poziomie 3250 obr/min. Następnie utrzymuje się na poziomie bliskim 3,2 bar. Podobnie jak w przypadku silnika 1.3 ciśnienie spalin wylotowych wzrastają od 1,09 bar do 1,46 bar o 25%.

Na kolejnych rysunkach 13 i 14 przedstawiono sprawność wewnętrzną oraz moc wewnętrzną sprężarki należącej do układu turbodoładowania silnika. Wykorzystując program Engineering Equation Solver, wyznaczono moce oraz sprawności wewnętrzne analizowanych jednostek układu doładowania. Program traktuje gazy jako rzeczywiste, a parametry otrzymano poprzez zastosowanie równania przemiany adiabatycznej nieodwracalnej. Moc wewnętrzną sprężarki obliczono, dzięki zastosowaniu wzoru:

$$N_{is} = \dot{m}_a \cdot (i_2 - i_1) \quad (6)$$

gdzie:

$\dot{m}_a$  – strumień powietrza, kg/s

$i_1$  – entalpia powietrza przed sprężarką, kJ/kg

$i_2$  – entalpia powietrza za sprężarką, kJ/kg

Sprawność wewnętrzną sprężarki wyznaczono jako stosunek mocy obiegu teoretycznego sprężarki (dla przemiany izentropowej) do mocy wewnętrznej, co przedstawia następujący wzór:

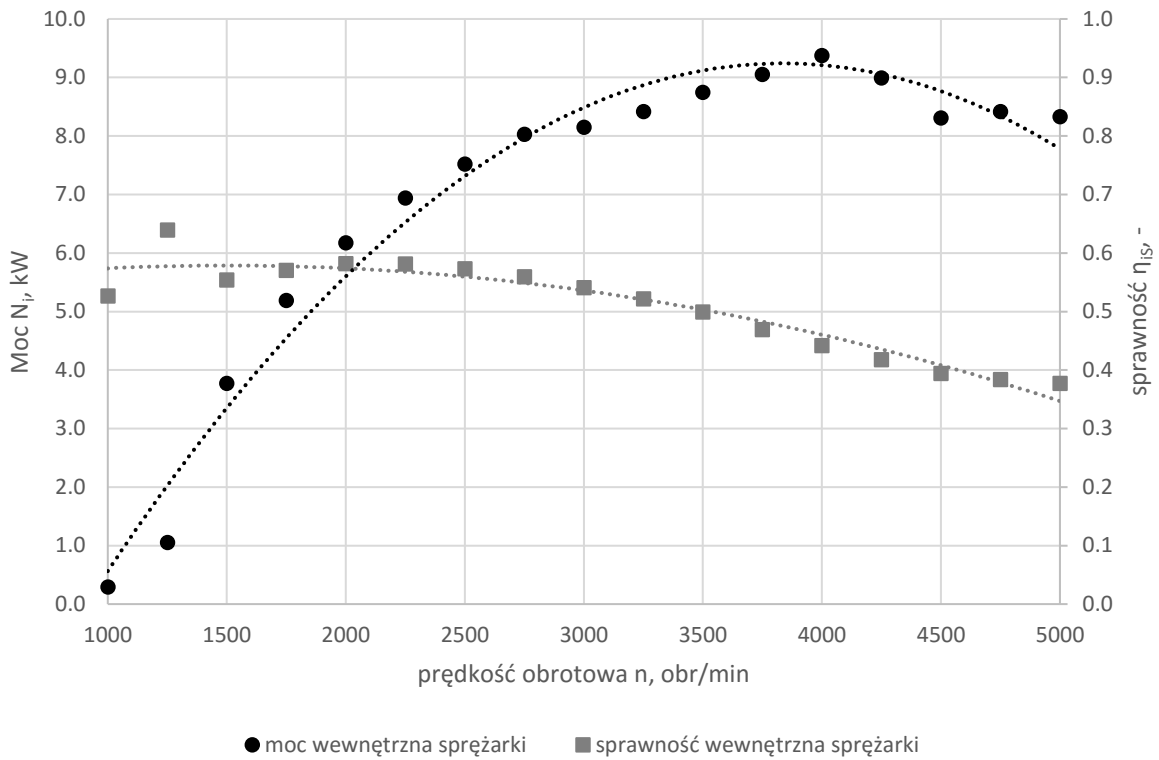
$$\eta_{is} = \frac{N_{os}}{N_{is}} \quad (7)$$

gdzie:

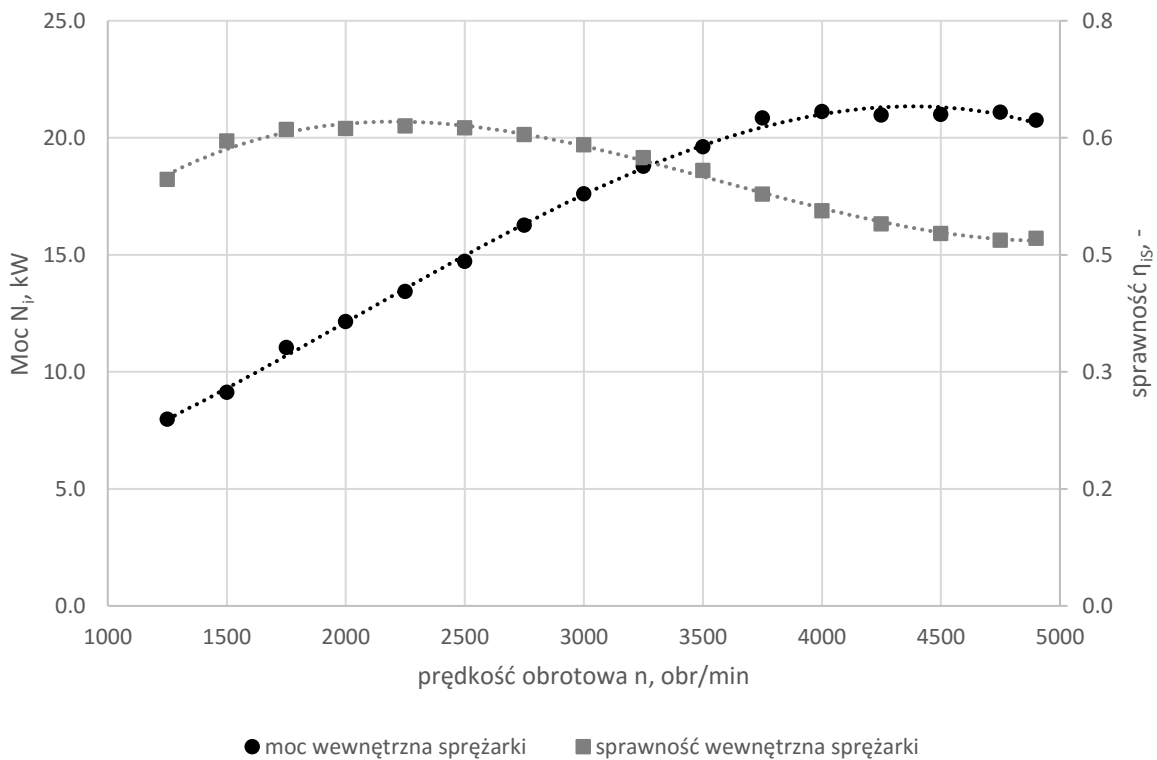
$N_{os}$  – moc obiegu teoretycznego sprężarki, kW

$N_{is}$  – moc wewnętrzna sprężarki, kW

Sprawność turbiny jest stosunkiem mocy wewnętrznej turbiny do mocy obiegu teoretycznego turbiny. Jednak z uwagi na możliwość wystąpienia błędów pomiarowych dla początkowych wartości prędkości obrotowych na wylocie z turbiny, wyniki dotyczące tej części układu doładowania zostały wyłączone z przeprowadzanej analizy. Pomiar temperatury spalin wylotowych odbywał się w odległości około 50 cm od króćca wylotowego, co mogło spowodować wystąpienie błędów dla sprawności turbiny. Wyniki związane z tym pomiarem wskazywały na sprawność urządzenia przekraczającą 100%. Ze względu na pomiar charakterystyka sprawności wewnętrznej turbiny może pokazywać jedynie jej trend, w tym przypadku malejący.



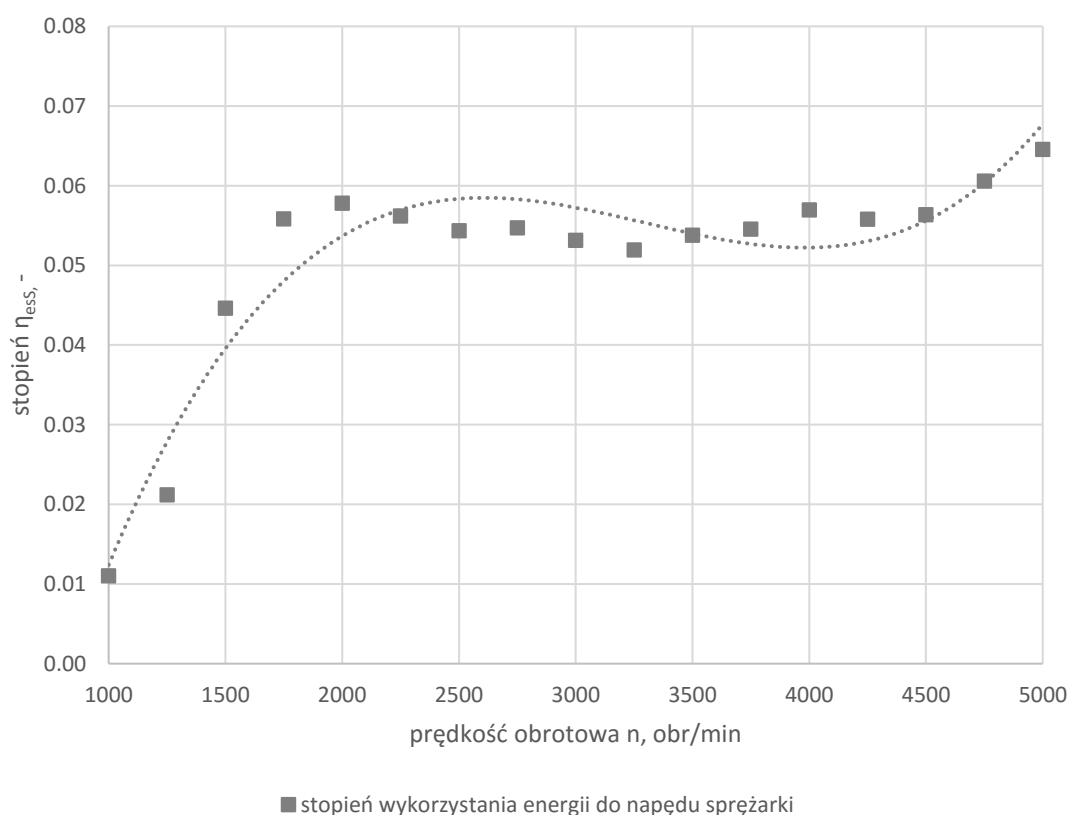
Rysunek 13 Charakterystyka sprawności i mocy wewnętrznej sprężarki dla silnika 1.3



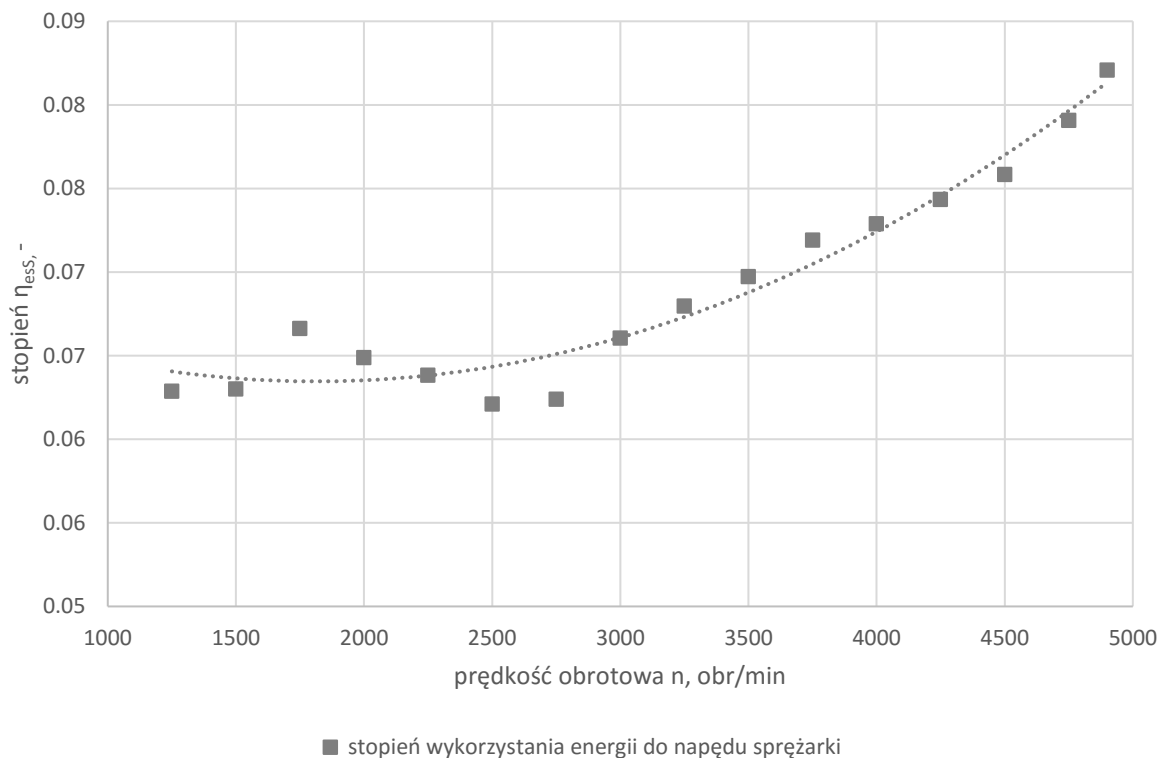
Rysunek 14 Charakterystyka sprawności i mocy wewnętrznej sprężarki dla silnika 2.0

Sprężarka, pracująca w układzie turbodoładowania silnika 1.3, przyjmuje stały poziom sprawności w początkowym okresie pomiarów. Uzyskuje najwyższe wartości na poziomie 58,2%. Po osiągnięciu 2500 obr/min sprawność sprężarki spada o 35% do wartości 37,7%. Moc sprężarki rośnie aż do osiągnięcia najwyższej wartości 9,4 kW przy prędkości 4000 obr/min. Później spada do 8,3 kW i utrzymuje się na tym poziomie do końca pomiarów. W przypadku silnika o pojemności 2.0 najwyższa wartość sprawności sprężarki wynosi 61,5% przy prędkości obrotowej 2250 obr/min. Po przekroczeniu 2750 obr/min następuje jej spadek o 23,7%. Sprężarka swoją maksymalną moc osiąga dla prędkości obrotowej 4000 obr/min i utrzymuje stałą wartość 21,1 kW do końca trwania pomiarów.

Podczas obliczeń określony został stopień wykorzystania energii chemicznej paliwa do napędu sprężarki. Wskaźnik ten definiowany jest jako stosunek mocy wewnętrznej sprężarki do strumienia energii chemicznej paliwa [7]. Rezultaty przedstawiono na rysunku 15 oraz 16.



Rysunek 15 Wskaźnik wykorzystania energii chemicznej dla silnika 1.3



Rysunek 16 Wskaźnik wykorzystania energii chemicznej dla silnika 2.0

Wskaźnik dotyczący mocy sprężarki silnika 1.3 rośnie do 2000 obr/min, następnie waha się aż do osiągnięcia wartości 4500 obr/min. Wynosi wtedy od 5,2% do 5,7%. Dla ostatnich dwóch punktów pomiarowych następuje wzrost wartości wskaźnika i osiąga maksymalną wartość 6,5%. W przypadku silnika 2.0 wartości wahają się pomiędzy 6,2% a 6,6% aż do osiągnięcia przez silnik prędkości obrotowej na poziomie 2750 obr/min. Następnie wartość wskaźnika wykorzystania energii chemicznej paliwa do wygenerowania mocy sprężarki rośnie do najwyższej wartości 8,2% w ostatnim punkcie. Jest to wzrost o 24%. Wartości stopnia wykorzystania energii chemicznej pokazują, jaki procent energii chemicznej wykorzystywany jest do napędu sprężarki, zamiast wyprowadzenia go z układu w postaci entalpii spalin.

#### 4 Podsumowanie oraz wnioski końcowe

Jednostki napędowe poddane analizie wyposażone były w układ turbodoładowania. Każda z nich różniła się pojemnością skokową. Silnik 1.3 uzyskał maksymalny moment i moc dla niższych prędkości obrotowych niż w przypadku silnika 2.0. Drugi analizowany silnik o pojemności 2.0 uzyskał nieco większe wartości sprawności energetycznej i jednocześnie wyższe straty fizyczne spalin. Maksymalne ciśnienia doładowań występują dla obu silników w tym samym zakresie prędkości obrotowych, ale w przypadku silnika o większej pojemności skokowej, ciśnienie to było odpowiednio wyższe. Ciśnienia spalin na króćcu wylotowym utrzymane

są na podobnym poziomie. Charakterystyka układu turbodoładowania wpływa na charakterystykę momentu obrotowego, który związany jest z mocą efektywną silnika. Uogólniając, można wyróżnić następujące wnioski szczegółowe:

1. Dla obu silników najwyższa sprawność energetyczna osiągnięta jest przy prędkościach obrotowych, w których występuje maksymalny moment obrotowy oraz maksymalna ilość paliwa na jeden cykl w cylindrze, gdy napełnianie jest najlepsze. Dla maksymalnej wartości momentu obrotowego (przy określonej prędkości obrotowej) względna wartość pracy tarcia do pracy efektywnej na wale korbowym silnika jest najmniejsza. Powodem, dla którego sprawność energetyczna jest największa, jest najmniejszy względny udział strat mechanicznych.
2. Obie analizowane jednostki napędowe osiągają najniższą sprawność energetyczną przy wysokim strumieniu spalin i wysokich prędkościach obrotowych. Przyczyną tego zjawiska jest obniżająca się, wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, sprawność mechaniczna silnika. Dodatkowo wyższy strumień spalin związany jest z większą pracą wymiany ładunku.
3. Relatywnie niska wartość sprawności w całym zakresie prędkości obrotowej silnika w odniesieniu do sprężarek wielkogabarytowych (przemysłowych) uwarunkowana jest przede wszystkim zjawiskami przepływowymi. Wpływają na nie małe gabaryty elementów przepływowych układu doładowania. Wartość sprawności wewnętrznej sprężarek oscyluje wokół 60%.
4. Badania wykazują, że system doładowania umożliwia efektywne wykorzystanie około 6% - 8% strumienia energii chemicznej paliwa na potrzeby napędu sprężarki.
5. Poziom sprawności wewnętrznej turbiny nie został wyznaczony w trakcie przeprowadzanej analizy ze względu na sposób przeprowadzania pomiaru. Jej charakterystyka będzie malejąca.

## Literatura

- [1] Bernhardt M., *Doładowanie silników spalinowych*, Wydawnictwo Komunikacyjne, Warszawa (1958).
- [2] Luft S., *Podstawy budowy silników*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa (2006).
- [3] Mysłowski J., *Doładowanie silników*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa (2011).
- [4] Postrzednik S., Żmudka Z., *Termodynamiczne oraz ekologiczne uwarunkowania eksploatacji tłokowych silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2007).
- [5] Rychter T., Teodorczyk A., *Teoria silników spalinowych*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa (2006).
- [6] Wajand J.A., Wajand J.T., *Tłokowe silniki spalinowe*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa (2005)
- [7] Przybyła G., *Instrukcja laboratoryjna*, Gliwice.

# Thermodynamic analysis of the turbocharged engine

Dominika Gabryś

**Key words:** turbo, charging, analysis, efficiency, power

## Abstract

Power and torque are the characteristic parameters of every engine. The most beneficial process of increasing these factors is engine charging. It can be performed with the use of a mechanical compressor, a turbo, or a compressor driven by an electric engine. The commonly applied solution is turbocharging, which is the focus of this thesis. The subject of the thermodynamic analysis are two engines with self-acting ignition and different cylinder capacity using turbocharging. The measurements include the main parameters which characterise engine work, temperature and air pressure, as well as exhaust fumes in the charge system. The research was conducted at full engine load. The study determines the energy efficiency of the engine and the internal efficiency of the compressor and the turbine. In addition, it determines the power of fluid-flow machines and the relative outlet loss of flue gas. The determined parameters are showed in a graphical way considering the relationship between the particular parameters which influence the charging system's work. The characteristics of the turbocharging system influence the characteristics of the torque, which is related to the engine's efficiency power. High values of the engine's energy efficiency are possible to achieve in the range of rotational speed which correspond to the maximum values of the torque. Applying the turbocharger enables the use of enthalpy of the flue gases at the outlet of the engine for the needs of the compressor's drive.