

POLITECHNIKA OPOLSKA

WYDZIAŁ MECHANICZNY



Praca doktorska

mgr inż. Sławomir Dziubański

**POPRAWA BILANSU ENERGETYCZNEGO W SILNIKU
SPALINOWYM PRZEZ ZASTOSOWANIE
TURBOGENERATORA**

Promotor:

dr hab. inż. Jerzy Jantos prof. PO

Opole 2011

SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń	4
1. Wprowadzenie	7
2. Bilans energetyczny tłokowego silnika spalinowego	12
2.1. Zewnętrzny bilans energetyczny.....	12
2.2. Wewnętrzny bilans energetyczny.....	17
2.3. Bilans egzergii tłokowego silnika spalinowego	17
3. Model matematyczny przepływu spalin	21
3.1. Model strat ciśnienia w układzie wylotowym	21
3.2. Model przepływu spalin Rokopulos i inni	22
3.3. Model przepływu spalin Uger-Kesign	24
3.4. Model przewodnictwa ciepła w układzie wylotowym Kandylas i inni	25
4. Podsumowanie przeglądu literatury	28
5. Cel i teza pracy	30
6. Odzysk energii spalin w tłokowym silniku spalinowym	33
6.1. Koncepcja turbospalinowego generatora energii elektrycznej.....	38
6.2. Komponenty zespołu turbogenerators.....	43
6.2.1. Szybkoobrotowy generator energii elektrycznej.....	43
6.2.2. Turbina spalinowa.....	51
7. Stanowisko badawcze i system pomiarowy	56
7.1. Charakterystyka obiektu badań	56
7.1.1. Silnik zastosowany w badaniach	56
7.1.2. Modernizacja obiektu badań.....	57
7.1.3. Symulator obciążenia drogowego silnika	58
7.2. Aparatura pomiarowa	59
7.3. System pomiarowy	65
8. Badania własne	71
8.1. Program badań.....	71
8.1.1. Programowanie sterownika DTA S100: rozruch silnika spalinowego ...	73
8.1.2. Badanie stanu ustalonego silnika spalinowego bez turbogenerators	77
8.1.3. Badanie stanu ustalonego silnika spalinowego bez alternators.....	82
8.2. Badanie silnika spalinowego pracującego z turbogenerators.....	84
8.2.1. Parametry silnika spalinowego pracującego z turbogenerators	84
8.2.2. Parametry pracy turbogenerators.....	89
9. Analiza parametrów silnika spalinowego i zespołu turbogenerators	94
9.1. Analiza ciśnienia indykowanego	94
9.2. Analiza momentu obrotowego silnika spalinowego	99
9.3. Bilans energetyczny silnika spalinowego pracującego z turbogenerators	101

9.3.1. Analiza mocy silnika spalinowego	101
9.3.2. Analiza zużycia paliwa	102
9.3.3. Analiza sprawności silnika spalinowego	105
10. Podsumowanie	111
11. Literatura	115

Wykaz ważniejszych oznaczeń

Wykaz skrótów

A	–	powierzchnia, m^2
a	–	współczynnik konwekcyjnego transportu ciepła, $W \cdot m^{-2} K^{-1}$
C	–	liczba Couranta,
c	–	prędkość dźwięku, $m \cdot s^{-1}$
c_f	–	współczynnik tarcia,
c_s	–	prędkość dźwięku w entropii, $m \cdot s^{-1}$
c_{sr}	–	stała Stefana Boltzmana, $5,676 \times 10^{-8} W \cdot m^{-2} K^{-4}$
c_p	–	pojemność cieplna, J/K
d	–	stopień dośrodkowości turbiny,
D	–	średnica rury, m
E_b	–	moc emisyjna ciała doskonale czarnego, $W \cdot m^{-1}$
Ex	–	egzergia,
F_{i-j}	–	przepływ ciepła przez promieniowanie,
F	–	współczynnik strat,
f	–	współczynnik tarcia wewnątrz rury,
G	–	współczynnik start,
G_e	–	godzinowe zużycie paliwa, dm^3/h
h	–	entalpia, $J kg^{-1}$
H_e	–	szczytowa wartość pola magnetycznego, A/m
i_l	–	liczba cylindrów,
I	–	szczytowa wartość prądu, A
J	–	promieniowanie, $W \cdot m^{-2}$
l	–	długość kanału, m
l_l	–	długość tulei, m
L	–	odległość między kanałami, m
m	–	masa, kg
\dot{m}_{wody}	–	strumień wody, kg/s
\dot{m}_{spalin}	–	strumień spalin, kg/s
N	–	liczba punktów pomiarowych wzdłuż kanału,
N_e	–	moc użyteczna, kW
N_i	–	moc indykowana silnika, kW
N_r	–	moc oporów ruchu, kW
N_t	–	moc turbiny spalinowej, W
n	–	liczba stref powierzchni promieniowania,
n_s	–	prędkość obrotowa silnika, s^{-1}
Nu	–	liczba Nusselta,
p	–	ciśnienie, Pa
p_i	–	średnie ciśnienie indykowane, kPa
p_o	–	ciśnienie atmosferyczne, Pa
p_l	–	ciśnienie spoczynkowe, Pa
p_l^*	–	ciśnienie spiętrzenia, Pa
q	–	przesył ciepła na jednostkę masy, $W \cdot kg^{-1}$
P	–	moc elektryczna, W
r	–	promień,
R	–	uniwersalna stała gazowa, dla gazu doskonałego, $J \cdot kg^{-1} K^{-1}$

Ra	–	liczba Rayleighta,
Re	–	liczba Reynoldsa,
R_t	–	stała gazowa spalin, $J \cdot kg^{-1} K^{-1}$
s	–	entropia, $J \cdot kg^{-1} K^{-1}$
s_1	–	szczelina powietrzna,
T	–	temperatura, K
T_1	–	temperatura płomienia przy końcu spalania, K
T_3	–	temperatura spalin przed turbiną spalinową, K
T_o	–	temperatura odniesienia, 298,15 K
Q	–	konwersja ciepła,
t	–	czas, s
u	–	prędkość gazu, $m \cdot s^{-1}$
V	–	objętość, dm^3
W_d	–	wartość opałowa, MJ/kg
x	–	odległość od wlotu przewodu, m

Symbole greckie

ν	–	lepkość kinematyczna, $m^2 \cdot s^{-1}$
α_1	–	kąt odchylenia strumienia spalin w kierownicy i na łopatkach turbiny,
β	–	prędkość Reimanna, $m \cdot s^{-1}$
β_2	–	kąt odchylenia strumienia spalin w kierownicy i na łopatkach turbiny,
β_3	–	kąt odchylenia strumienia spalin w kierownicy i na łopatkach turbiny,
γ	–	indeks izentropowy,
Δh_{is}	–	spadek izentropowy entalpii, $J \cdot kg^{-1}$
ΔT_g	–	zmiana temperatury gazu, K
ΔT_w	–	zmiana temperatury ścianki, K
ε	–	promieniowa emisyjność powierzchniowa,
η	–	sprawność,
η_{izt}	–	sprawność izentropowa turbiny spalinowej,
η_{mt}	–	sprawność mechaniczna turbiny spalinowej,
κ	–	przewodność cieplna, $W \cdot m^{-1} K^{-1}$
κ	–	wykładnik izentropy rozprężania w turbinie spalinowej,
λ	–	prędkość Reimanna, $m \cdot s^{-1}$
Λ	–	dyfuzyjność cieplna, $m^2 \cdot s^{-1}$
μ	–	lepkość dynamiczna, $kg \cdot m^{-1} s^{-1}$
ζ	–	współczynnik tarcia,
π_t	–	rozpręż w turbinie,
ρ	–	gęstość, $kg \cdot m^{-3}$
σ_r	–	naprężenia promieniowe, N/mm^2
σ_θ	–	naprężenia styczne, N/mm^2
τ_f	–	czas rozprzestrzeniania się szczytowej amplitudy fali ciśnienia spalin,
τ	–	liczba obrotów wału korbowego na jeden suw pracy,
Φ_g	–	odpowiedź zmiany temperatury gazu, rad
Φ_w	–	odpowiedź zmiany temperatury ścianki, rad
χ	–	wykładnik izentropy,
ψ	–	współczynnik przepływu, $J \cdot kg^{-1}$
ω	–	prędkość kątowna, rad/s

Indeksy górne

f – konwekcja naturalna,

Indeksy

amb – otoczenie,
e – zewnętrzny,
g – gas,
ins – izolacja,
j – j-ta strefa promieniowania powierzchniowego,
o – średnica zewnętrzna,
p – rura,
rw – pomieszczenie z silnikiem spalinowym,
sp – spalin,
stand – standard,
w – ścianka,

Skróty

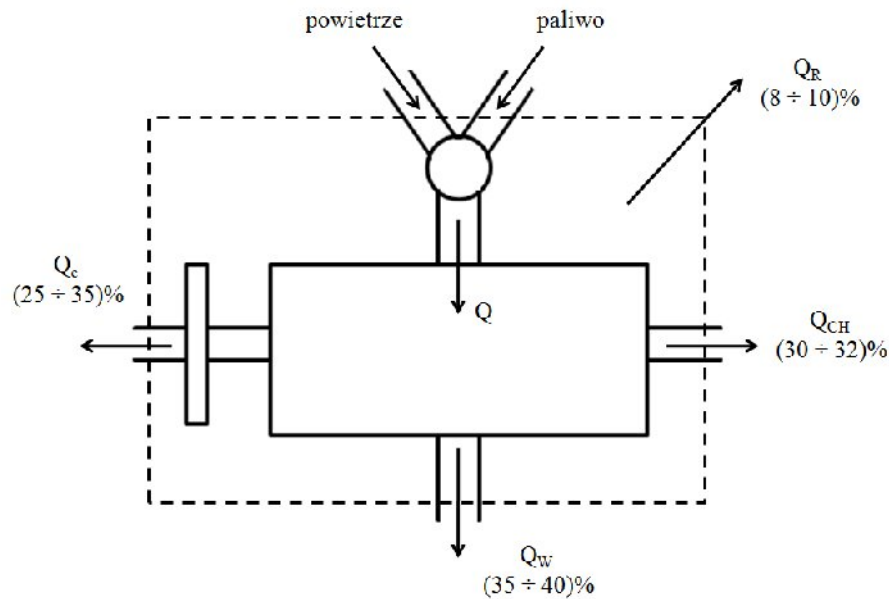
A – po,
B – przed,
BDC – dolny martwy punkt,
C – zamknięcie zaworu wylotowego,
°CA – obroty wału korbowego,
cv – konwekcja,
ECU – jednostka sterująca,
EV – pojazd elektryczny,
EV – zawór wylotowy,
eff – skuteczne,
FC – ogniwa paliwowe,
g – gazy wylotowe,
gap – szczelina powietrzna pomiędzy rurami,
HV – pojazd hybrydowy,
i – wlot do rury wewnętrznej,
ins – izolacja,
IV – zawór dolotowy,
o – wylot rury zewnętrznej,
O – otwarcie zaworu wylotowego,
p – rura,
p,i – rura wewnętrzna,
p,o – rura zewnętrzna,
rad – promieniowanie,
sur – otoczenie,
TDC – górny martwy punkt,
TWC – reaktor katalityczny potrójnego działania,
ZI – silnik o zapłonie iskrowym.

1. Wprowadzenie

Tłokowy silnik spalinowy jest podstawowym źródłem napędu wielu pojazdów drogowych. Już od dawna celem konstruktorów jest uzyskanie jak największej mocy oraz możliwie dużej sprawności silnika tłokowego jaką można uzyskać z jednostki użytego paliwa, poza tym ważnym aspektem jest również ekologia. W pewnym uproszczeniu na moc silnika spalinowego mają wpływ trzy czynniki, do których zaliczyć można średnie ciśnienie użyteczne, objętość skokową oraz prędkość obrotową wału korbowego. Stąd wniosek, aby uzyskać większą wartość mocy rosla trzeba dążyć do zwiększenia tych parametrów. Najprostszym sposobem prowadzącym do wzrostu mocy silnika jest zwiększenie objętości skokowej jednostki napędowej. Podstawową barierą w stosowaniu tego sposobu jest znaczący wzrost masy silnika. Innym sposobem jest wzrost prędkości obrotowej jednostki napędowej, która ma swoje ograniczenia, mianowicie silniki wytwarzają zbyt dużo start mechanicznych, poza tym wysoka prędkość obrotowa wpływa na trwałość całej jednostki napędowej. Pozostaje za tym zwiększenie średniego ciśnienia użytecznego. Można to uzyskać poprzez wykorzystanie energii przepływających spalin w układzie wylotowym na napęd turbosprężarki. Systemy turbosprężarkowe wymagają zmian konstrukcyjnych silnika spalinowego. Zmiany konstrukcyjne mają na celu zwiększenie trwałości silnika w wyniku przyrostu obciążeń mechanicznych i termicznych. Analizując literaturę stwierdzić można, iż znane są rozwiązania, które wykorzystują strumień spalin w układzie wylotowym. Do rozwiązań tych zaliczyć można: turbosprężarka, turbogenerator, elektryczny asystent turbodoładowania, turbocompound, wymiennik termoelektryczny [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12]. Turbogenerator z pośród przedstawionych rozwiązań, ze względu na swoją specyficzną budowę oraz warunki w jakich pracuje jest tematem niewielu publikacji naukowych [38, 39]. Opublikowane informacje zawarte w materiałach naukowych mają charakter szcątkowy i ogólny. Istnieje więc luka w tej sferze badań i konieczność poszerzenia wiedzy w tym zakresie.

Energia cieplna uzyskana ze spalania mieszanki paliwowo-powietrznej jest ściśle związana z silnikiem spalinowym. Niewykorzystana w postaci strat odprowadzana jest bezpowrotnie ze spalinami oraz przez układ chłodzenia do otoczenia. Energia uzyskana podczas spalania przekształcana jest w energię mechaniczną w następujących po sobie przemianach obiegu termodynamicznego. W silniku o zapłonie iskrowym, którego źródłem zasilania jest wtrysk wielopunktowy tylko 34% energii cieplnej przekształca się w energię mechaniczną. Jednostka napędowa wyposażona we wtrysk bezpośredni może wykorzystać

41% energii cieplnej. Jest to początek, w którym energia mechaniczna zostanie wykorzystana na kole zamachowym. Graficzne ujęcie bilansu energetycznego tłokowego silnika spalinowego przedstawia wykres Sankeya [46], (rys. 1.1).

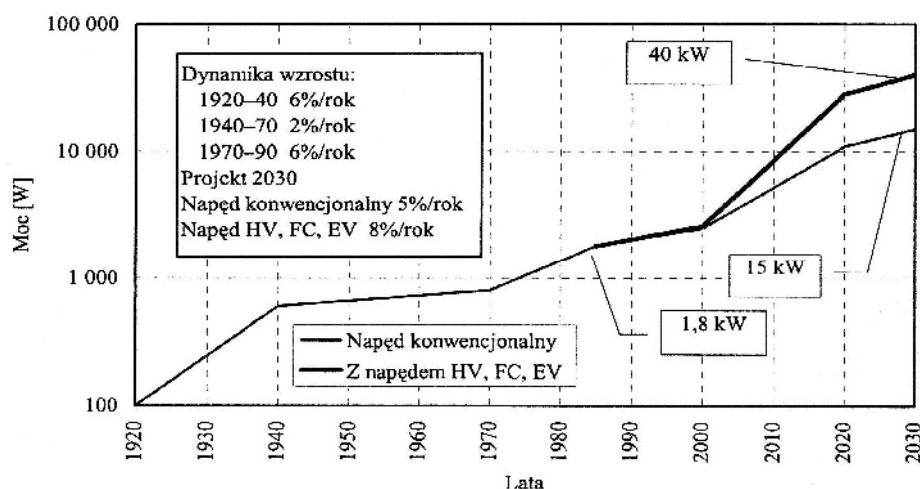


Rys. 1.1. Wykres Sankeya [46]

Na przykładzie silnika ZI prześledzić można proces wykorzystania energii zawartej w paliwie. Do jednostki napędowej doprowadzane jest 100% energii w postaci paliwa, lub mieszaniny paliwowo – powietrznej. W procesie spalania do 40% energii zawartej w paliwie zamieniana jest na pracę indykowaną. Podstawowym składnikiem bilansu energetycznego są straty. Wartość straty wylotowej może sięgać wartości ok. 35% całego bilansu energetycznego silnika spalinowego. Straty chłodzenia stanowią ok. 32%, związane są z odprowadzeniem ciepła przez układ chłodzenia (płyn z układu chłodzenia). Straty wewnętrzne stanowią kilka do kilkunastu procent. W skład tych strat wchodzi straty mechaniczne jednostki napędowej, straty związków z napędem osprzętu silnika spalinowego niezbędnego do jego działania (np.: pompa układu chłodzenia, układ rozrządu, alternator, układ sterujący jednostką napędową i inne). W wyniku dodania wszystkich strat do napędu samochodu pozostaje jedynie średnio ok. 20 ÷ 30%. Ta część energii zamieniana jest na pracę użyteczną.

Dodatkowo wzrost liczby odbiorników elektrycznych służących do obsługi jednostki napędowej (tendencje w zastosowaniu elektrycznej pompy wody, oleju, elektrycznej sprężarki, elektromagnetyczne sterowanie układem rozrządu, pojazdy hybrydowe) oraz samego pojazdu ciągle rośnie. Zwiększony pobór prądu związany jest głównie ze wzrostem

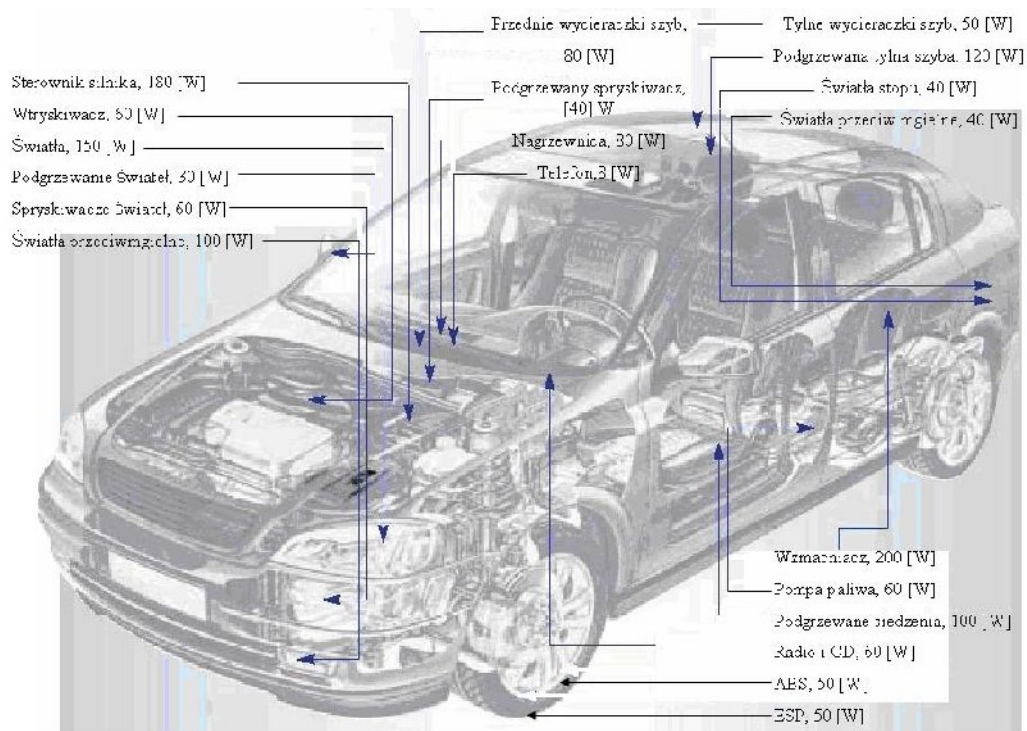
bezpieczeństwa (bezpieczeństwo bierne, czynne) i komfortu podróżowania (klimatyzacja, elektrycznie regulowane szyby, fotele, zagłówki, podgrzewane fotele i inne) [13, 14, 15].



Rys. 1.2. Zapotrzebowanie na energii elektrycznej na przestrzeni lat i w przyszłości [14]

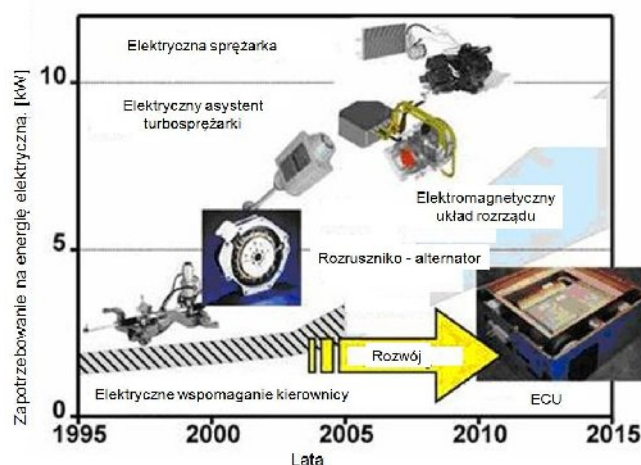
Również rozwój pojazdów hybrydowych (rys. 1.2) ma istotny wpływ na wielkość pobieranej energii elektrycznej w pojeździe [14]. Pojazdy hybrydowe w jednej z faz pracy napędzane są silnikiem elektrycznym. Silniki elektryczne do swego napędu pobierają energię elektryczną z akumulatorów. Proces ładowania akumulatorów odbywa się w dużej mierze w trakcie hamowania. Ograniczona liczba faz hamowania zwłaszcza w ruchu pozamiejskim może powodować niedoładowanie akumulatorów. Istnieje więc konieczność ładowania akumulatorów z innego źródła energii elektrycznej. Rozwiązaniem tym może być turbogenerator.

Energia elektryczna w pojeździe wykorzystywana jest w największym stopniu przez systemy podnoszące komfort i bezpieczeństwo kierowcy, ale również na elementy nadzorujące pracę układu napędowego pojazdu [22, 13]. Na rysunku 1.3 zestawiono pobór mocy elektrycznej przez odbiorniki w samochodzie osobowym. Pobór energii elektrycznej w pojeździe jest zróżnicowany i zależy od funkcji jaką pełni w samochodzie urządzenie elektryczne. Największy pobór energii elektrycznej widoczny jest, dla urządzeń podwyższających komfort jazdy. Zaliczyć tu można klimatyzację 1000 W, dmuchawę 300 W, elektryczną regulację fotela 400 W. Stosunkowo mało energii elektrycznej zużywają urządzenia podwyższające bezpieczeństwo jazdy, zaliczyć tu można układ ABS 50 W, ESP 50 W, oświetlenie 150 W.



Rys. 1.3. Zapotrzebowanie mocy przez wybrane odbiorniki energii elektrycznej [22]

Wymagana moc elektryczna współczesnych samochodów osobowych średniej klasy to około 1 kW (szczytowa ok. 3-4 kW). Uważa się iż w niedalekiej przyszłości zapotrzebowanie na energię elektryczną wzrośnie do około 5 kW (14 kW moc szczytowa) [15].



Rys. 1.4. Tendencja prowadząca do zastąpienia urządzeń napędzanych mechanicznie rozwiązaniami wykorzystującymi do swojego działania energię elektryczną [13]

Koncerny motoryzacyjne zaczynają stopniowo wprowadzać rozwiązania typu: elektryczna pompa płynu chłodzącego, zintegrowany alternator z rozrusznikiem, elektromechaniczne sterowanie zaworów czy elektryczna sprężarka (rys. 1.4). Widoczna tendencja do zwiększenia udziału urządzeń elektrycznych w pojeździe wymaga zastosowania źródła energii elektrycznej o większej mocy. Zastosowanie elektrycznej pompy płynu chłodzącego pozwala na sterowanie wydatkiem przepływu płynu chłodzącego niezależnie od stanu cieplnego jednostki napędowej. Elektromagnetyczne sterowanie układem rozrządu pozwoli na uniknięcie konieczności stosowania mechanicznego napędu. Pozwoli to na zmniejszenie strat mechanicznych oraz zmniejszenie poboru mocy mechanicznej niezbędnej do napędu całego układu rozrządu. Zastąpienie sprężarki napędzanej mechanicznie przekładnią pasową, sprężarką elektryczną pozwala sterowanie wydatkiem sprężarki niezależnie od prędkości obrotowej silnika spalinowego. Zaletą urządzeń elektrycznych, które mają być stosowane do roku 2015 w pojeździe jest ich niezależność. Niezależność ta objawia się w procesie sterowania oraz ich rozmieszczenia w samochodzie czy komorze silnika spalinowego. Nie ma więc konieczności precyzyjnego określenia rozmieszczenia urządzeń elektrycznych obsługujących pracę silnika spalinowego.

Wzrost liczby odbiorników elektrycznych zwiększa pobór energii elektrycznej. W celu pokrycia zapotrzebowania energii elektrycznej konieczne jest stosowanie alternatora o większej mocy. Wzrost mocy alternatora pociąga za sobą utratę mocy jednostki napędowej równej mocy maksymalnej alternatora. Ostatecznym skutkiem zastosowania alternatora większej mocy jest wzrost zużycia paliwa.

2. Bilans energetyczny tłokowego silnika spalinowego

Bilans energetyczny silnika spalinowego jest algebraiczną sumą energii doprowadzonej do silnika i energii z niego odprowadzonej. Są to wartości tych rodzajów energii, które biorą udział w procesie zamiany energii zawartej w paliwie (energii chemicznej paliwa) na pracę użyteczną silnika [25, 45, 54].

W literaturze spotkać można dwa rodzaje bilansów cieplnych silnika tłokowego:

- bilans zewnętrzny silnika,
- bilans wewnętrzny silnika.

2.1. Zewnętrzny bilans energetyczny

Aby określić poszczególne składniki bilansu, należy zmierzyć te parametry, które są potrzebne do ich obliczenia. Jednak w praktyce nie jest możliwe wykonanie tych pomiarów, w oparciu, o które można by obliczyć lub ustalić w inny sposób wszystkie pozycje bilansu.

W związku z tym pewne wielkości występujące w bilansie przyjmuje się umownie np.: jako dopełnienie do 100%. Bilans energetyczny silnika spalinowego składa się z trzech głównych pozycji do których należą:

- ciepło doprowadzone z paliwem,
- praca użyteczna,
- straty: wewnętrzne, niezupełnego spalania, wylotowe, mechaniczne, tarcia i napędów pomocniczych, chłodzenie i inne.

Cały bilans można odnieść do jednostki czasu, czyli podzielić wszystkie pozycje występujące w bilansie przez czas wykonania bilansu. Uzyskany zostanie wówczas bilans strumieni energii, a jeżeli czas pomiaru dąży do zera to będzie to bilans mocy.

Najczęściej jednak bilans odnosi się do energii doprowadzonej z paliwem, którą przyjmuje się za 100%, wyrażając następnie poszczególne pozycje bilansu jako procentowe składniki. Wtedy stosunek pracy użytecznej do ciepła doprowadzonego daje sprawność ogólną silnika spalinowego.

Bilans energetyczny silników tłokowych stosowanych w pojazdach mechanicznych, które pracują przy zmiennej prędkości obrotowej, wykonuje się w ten sposób, iż ustala się prędkość obrotową, a potem przy stałym obciążeniu wykonuje się pomiary.

Zmieniając obciążenie, ciągle przy stałej prędkości obrotowej, wykonuje się kolejne pomiary, co pozwala zestawić serię bilansów, dla jednej prędkości obrotowej. Wykonując następnie podobne serie pomiarowe, dla innych prędkości obrotowych, można zestawić bilanse energetyczne silnika, dla całego zakresu zmian prędkości i obciążenia. Pozwala to na wybranie optymalnych warunków pracy silnika spalinowego oraz określenie wielkości strat energetycznych, a przez porównanie z analogicznymi wielkościami innych silników, ustalenie sposobów zmniejszenia tych strat.

Zasadnicze zestawienie bilansowe można przedstawić równaniem [17, 18, 23]:

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_u + \sum S \quad (2.1)$$

lub

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_u + \dot{Q}_{chl} + S_{odl} + S_{CO} + S_m + \sum S_{str} \quad (2.2)$$

gdzie:

\dot{Q}_0 - strumień energii cieplnej dostarczonej z paliwem, kW,

\dot{Q}_u - strumień energii użytecznej, moc użyteczna, zmierzona, kW,

$\sum S$ - suma strat, kW,

S_{chl} - strumień cieplny chłodzenia, strata chłodzenia, kW,

S_{odl} - strumień cieplny odprowadzonych spalin, strata wylotowa, kW,

S_{CO} - strumień cieplny niezupełnego spalania, strata niezupełnego spalania, kW,

S_m - straty mechaniczne, kW,

$\sum S_{str}$ - inne straty, kW

Moc cieplną uzyskaną ze spalania paliwa, tzn. strumień ciepła dostarczony przez paliwo, opisuje wzór [17, 18, 23]:

$$\dot{Q}_0 = \frac{G_u \cdot Q_w}{3600} \text{ [kW]} \quad (2.3)$$

gdzie:

G_u - godzinowe zużycie paliwa, kg/h,

Q_w - wartość opałowa paliwa, kJ/kg.

Pomiar mocy użytecznej, czyli użytecznego strumienia ciepła, jest wykonywany na stanowiskach badawczych (hamownie silnikowe). Hamownia silnikowa pozwala na dokonanie pomiaru momentu obrotowego, a do określenia mocy użytecznej dokonuje się również pomiaru prędkości obrotowej. Stratę chłodzenia, czyli strumień ciepła unoszony przez czynnik chłodzący (np.: powietrze, lub ciecz chłodząca), oblicza się na podstawie

pomiarów temperatury chłodziwa i strumienia jego masy przepływającego przez układ chłodzenia z zależności [17, 18, 23]:

$$S_{chl} = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (T_{w2} - T_{w1}) \quad (2.4)$$

gdzie:

\dot{m}_w - strumień masy płynu chłodzącego, kg/s,

c_w - średnie ciepło właściwe płynu chłodzącego, kJ/kg·K,

T_{w1} - temperatura płynu dopływającego do układu chłodzenia, K,

T_{w2} - temperatura płynu wypływającego z układu chłodzenia, K

Strata wylotowa nazywana także stratą wylotową fizyczną - ΔE_{wf} spowodowana jest tym, iż temperatura reakcji spalania T_s jest wyższa od temperatury otoczenia T_{ot} , a więc spaliny odprowadzają ze sobą strumień ciepła większy od strumienia ciepła teoretycznie koniecznego do odprowadzenia. Stratę wylotową oblicza się mnożąc masę poszczególnych składników spalin przez ich ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu. Następnie sumuje się te iloczyny i mnoży przez różnicę temperatury [17, 18, 23]:

$$S_{odl} = \Delta E_{wf} = \left(\dot{m}_{N_2} \cdot c_{pN_2} + \dot{m}_{CO_2} \cdot c_{pCO_2} + \dot{m}_{CO} \cdot c_{pCO} + \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{pH_2O} \right) \cdot (T_s - T_{ot}) \quad (2.5)$$

gdzie:

T_s - temperatura produktów spalania (spalin), K,

T_{ot} - temperatura otoczenia, K,

\dot{m}_i - masa i-tego składnika spalin, kg i-tego składnika/kg paliwa,

c_{pi} - ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu i-tego składnika, kJ/kg·K.

W praktyce często wygodniej jest wprowadzić do wzoru entalpię molową poszczególnych składników spalin i ich udziały molowe [14]. Wzór na stratę odlotową przyjmuje wówczas następującą postać [17, 18, 23]:

$$S_{odl} = \frac{G_u}{3600} \cdot n_{ss} \left\{ [N_2]_s \cdot (Mh)_{N_2} + [O_2]_s \cdot (Mh)_{O_2} + [CO]_s \cdot (Mh)_{CO} + [CO_2]_s \cdot (Mh)_{CO_2} \right\} + \frac{G_u}{3600} \cdot n_{H_2O} \cdot (Mh)_{H_2O} \quad (2.6)$$

gdzie:

G_u - godzinowe zużycie paliwa, kg/h,

n_{ss} - jednostkowa ilość spalin suchych, kmol/kg paliwa,

n_{H_2O} - jednostkowa ilość pary wodnej w spalinach, kmol/kg paliwa,

$[N_2]_s, [O_2]_s, [CO]_s, [CO_2]_s$ - udziały molowe składników w spalinach suchych,
 $(Mh)_i$ - entalpia molowa składnika spalin liczona od temperatury otoczenia, kJ/kmol.

Znając masowy udział węgla w paliwie C i masowy udział palnego wodoru w paliwie H (wyrażane w kg/kg paliwa) można określić jednostkową ilość spalin suchych n_{ss} i jednostkową ilość wody n_{H_2O} w spalinach mokrych. Jednostkowa ilość spalin mokrych wyraża się wzorem [17, 18, 23]:

$$n_s = n_{ss} + n_{H_2O} \quad (2.7)$$

gdzie:

n_s - jednostkowa ilość spalin mokrych, kmol/kg,

n_{ss} - jednostkowa ilość spalin suchych, kmol/kg paliwa,

n_{H_2O} - jednostkowa ilość pary wodnej w spalinach, kmol/kg paliwa.

Pomiar składu spalin uproszczonym aparatem Orsata pozwala na uzyskanie zawartości w spalinach suchych dwutlenku węgla $[CO_2]_s$ i tlenu $[O_2]_s$. Wtedy z wykresu Oswalda dla danego paliwa można odczytać zawartość tlenku węgla w spalinach suchych $[CO]_s$ wówczas [17, 18, 23]:

$$[N_2]_s = 1 - ([CO_2]_s + [O_2]_s + [CO]_s) \quad (2.8)$$

$$n_{ss} = \frac{C}{12} \cdot \frac{1}{[CO_2]_s + [CO]_s} \quad (2.9)$$

$$n_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad (2.10)$$

gdzie:

C, H - udziały masowe w paliwie, odpowiednio węgla i wodoru w kg/kg paliwa

Straty niezupełnego spalania (strumień cieplny niezupełnego spalania), nazywane także chemiczną wylotową stratą energii, wynikają z faktu, że spaliny zawierają gazy palne. Stratę tę oblicza się jako iloczyn danego składnika palnego przez jego wartość opałową, a następnie sumuje się te iloczyny dla wszystkich składników palnych spalin.

Zwykle zawartości w spalinach metanu CH_4 i wodoru H_2 są znikome i wystarczy uwzględnić jedynie obecność węgla CO . W odniesieniu do jednostki ilości paliwa otrzymuje się zależność [17, 18, 23]:

$$S_{CO} = \frac{G_u}{3600} \cdot n_{ss} \cdot [CO]_s \cdot (MQ_w)_{CO} \quad (2.11)$$

gdzie:

Ge - godzinowe zużycie paliwa, dm^3/h ,
 n_{ss} - jednostkowa ilość spalin suchych, kmol/kg ,
 $[CO]_s$ - udział molowy składnika – tlenku węgla – w spalinach suchych,
 $(MQ_w)_{CO}$ - molowe ciepło spalania tlenku węgla CO , kJ/kmol ,
 $(MQ_w)_{CO} = 28300 \text{kJ}/\text{kmol}$

Straty mechaniczne (strumień strat mechanicznych) powstają na skutek pokonania oporów tarcia w mechanizmach silnika spalinowego oraz konieczność napędu mechanizmów pomocniczych do których zaliczyć można: mechanizm rozrządu, pompy zasilające (wodną i olejową), wentylator, alternator i inne. Straty te można obliczyć jako różnicę między mocą indykowaną i mocą użyteczną. Wartość tych strat można opisać zależnością [17, 18, 23]:

$$S_m = N_i - N_u \quad (2.12)$$

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_s \cdot n_s \cdot i_1}{\tau} \quad (2.13)$$

gdzie:

S_m - straty mechaniczne, kW ,
 N_i - moc indykowana silnika, kW ,
 N_u - moc użyteczna, kW ,
 p_i - średnie ciśnienie indykowane, kPa ,
 V_s - objętość skokowa jednego cylindra, m^3 ,
 n_s - prędkość obrotowa silnika, s^{-1} ,
 τ - liczba obrotów wału korbowego na jeden suw pracy ($\tau=1$ – silniki dwusuwowe, $\tau=2$ – silniki czterosuwowe),
 i_1 - liczba cylindrów

Średnie ciśnienie indykowane wyznacza się przez planimetrywanie wykresu indykatorowego i oblicza się ze wzoru [17, 18, 23]:

$$p_i = \frac{A}{l \cdot \mu} \quad (2.14)$$

gdzie:

A - pole powierzchni wykresu indykatorowego, mm^2 ,
 l - długość podstawy wykresu, mm ,
 μ - podziałka wykresu, mm/kPa ,

Równanie bilansu energetycznego silnika spalinowego można także przedstawić w innej postaci, odnosząc wszystkie składniki bilansu do energii doprowadzonej z paliwem,

wyrażając następnie poszczególne pozycje bilansu jako procentowe składniki. Wtedy stosunek pracy użytecznej do ciepła doprowadzonego daje sprawność ogólną silnika spalinowego [17, 18, 23].

$$\left(\frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_0} + \frac{S_{chl}}{\dot{Q}_0} + \frac{S_{odl}}{\dot{Q}_0} + \frac{S_{CO}}{\dot{Q}_0} + \frac{S_m}{\dot{Q}_0} + \frac{\sum S_{st}}{\dot{Q}_0} \right) \cdot 100\% = 100\% \quad (2.15)$$

2.2. Wewnętrzny bilans energetyczny

Bilans ten przedstawia rozdział ciepła odbywającego się bezpośrednio wewnątrz cylindra silnika [16]. Wewnętrzny bilans cieplny opiera się na dokładnie wyznaczonym wykresie indykatorowym. Bilans ten pozwala na bardziej wnikliwą analizę pracy silnika i wpływu na niego różnych czynników. Jednak bilans ten jest dużo trudniejszy do sporządzenia ze względu na konieczność posiadania odpowiedniej aparatury pomiarowej. Ogólne równanie wewnętrznego bilansu energetycznego silnika spalinowego zapisać można w postaci [16]:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_i + \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_w \left[\frac{kJ}{s} \right] \quad (2.16)$$

W bilansie tym zamiast ciepła użytecznego \dot{Q}_e występuje ciepło zamienione na pracę indykowaną. Po przez wykonanie dodatkowego pomiaru mocy użytecznej można rozdzielić \dot{Q}_i na ciepło użyteczne \dot{Q}_e i straty oporów ruchu \dot{Q}_r . W przypadku tym równanie bilansu wewnętrznego przyjmuje następującą postać [16]:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_e + \dot{Q}_r + \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_w \left[\frac{kJ}{s} \right] \quad (2.17)$$

Ponieważ $\dot{Q}_e = N_e$ oraz $\dot{Q}_r = N_r$, to wyznaczyć można straty oporów ruchu silnika. Stanowi to różnicę między mocą indykowaną, a mocą użyteczną silnika tłokowego [16]:

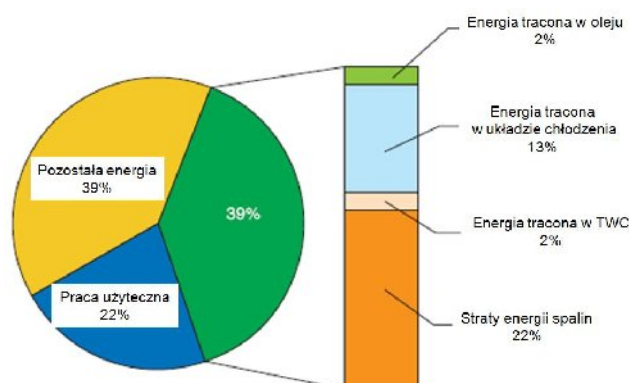
$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_i - \dot{Q}_e = N_i - N_e \quad (2.18)$$

Zaznaczyć należy, iż straty wylotu \dot{Q}_w w bilansie wewnętrznym zawiera w sobie straty niepełnego i niecałkowitego spalania. Jednocześnie człon \dot{Q}_{ch} obejmujący straty chłodzenia w bilansie wewnętrznym różni się nieznacznie od podobnego członu w równaniu zewnętrznego bilansu energetycznego silnika spalinowego.

2.3. Bilans energii tłokowego silnika spalinowego

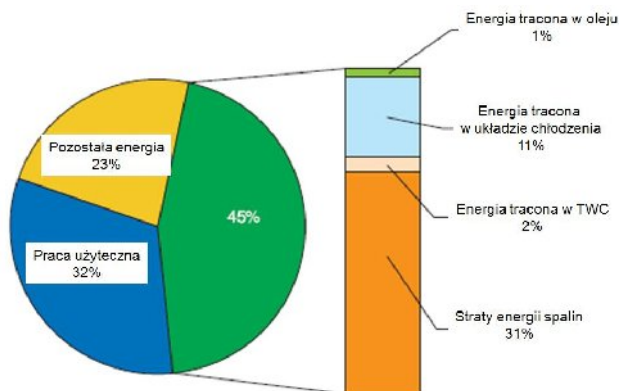
Rysunki od 2.1 do 2.4 przedstawiają bilans energetyczny oraz bilans energii, który wykonany został dla dwóch punktów pracy silnika spalinowego [5]. Analizując wykresy

bilansowe zauważyć można różnicę dotyczącą energii jaką można odzyskać. Dla punktu pracy silnika równego 2000 1/min i $p_e = 0.2$ MPa, bilans energii wskazuje iż 39% energii traconej jest w postaci ciepła, które można odzyskać .



Rys. 2.1. Bilans energetyczny silnika ZI, dla 2000 1/min i $p_e = 0,2$ MPa [5]

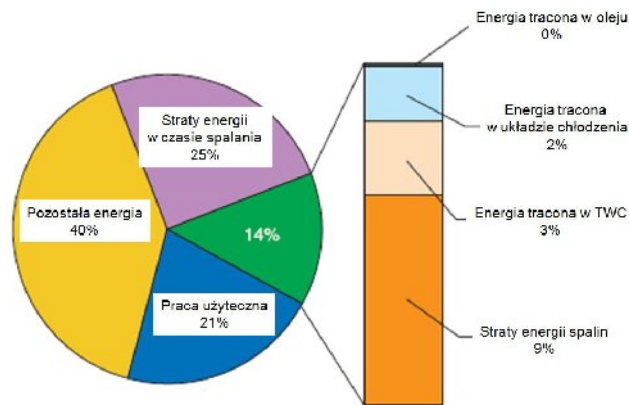
Z drugiej jednak strony bilans energii przedstawia iż jedynie 14% energii doprowadzonej do silnika może zostać zamieniona na pracę użyteczną. Innymi słowy tylko 36% energii jaką można odzyskać może zostać ponownie wykorzystana do poprawy sprawności całkowitej silnika spalinowego. Odzysk energii, dla silnika pracującego przy 3500 1/min i $p_e = 0.5$ MPa wynosi ok. 45%.



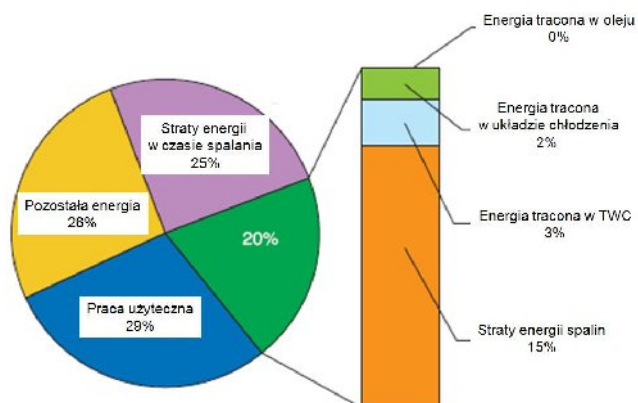
Rys. 2.2. Bilans energetyczny silnika ZI, dla 3500 1/min i $p_e = 0,5$ MPa [5]

Wykresy wskazują również na to iż dla dwóch różnych bilansów praca na wyjściu (moment) jest prawie taka sama. Spowodowane jest to tym iż nie bierze się pod uwagę entropii (jak jest to przy pracy użytecznej).

Jak wskazują badania możliwy jest wzrost pracy użytecznej o 14%, ale wymaga to odzysku energii na poziomie 25% dla obydwu punktów pracy silnika spalinowego.



Rys. 2.3. Bilans egzergii silnika ZI, dla 2000 1/min i $p_e = 0,2$ MPa [5]



Rys. 2.4. Bilans egzergii silnika ZI, dla 3500 1/min i $p_e = 0,5$ MPa [5]

Bilans egzergii, dla zamkniętego układu może zostać zapisany w następującej postaci [5]:

$$Ex = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.19)$$

Dla układu otwartego bilans egzergii wyraża się [5]:

$$Ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.20)$$

Energia tracona w trakcie suwu pracy [5]:

$$\left(\frac{Ex_{tracona}}{Ex_{paliwa}} \right)_{comb} = \frac{T_0}{T_1 - T_0} \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_0} \right) \quad (2.21)$$

Zmianę egzergii czynnika w układzie chłodzenia opisuje zależność [5]:

$$\Delta Ex_{wody} = \Delta H_{wody} - T_0 \Delta S_{wody} \quad (2.22)$$

gdzie:

$$\Delta S_{wody} = m_{wody} \cdot c_{p_{wody}} \ln \left(\frac{T_{wyj\u015bci\ wody}}{T_{wej\u015bci\ wody}} \right) \quad (2.23)$$

Przyjmuj\u0105c za czynnik gaz idealny, egzerg\u0119 spalin przedstawia r\u00f3wnanie [5]:

$$\Delta Ex_{spalin} = \Delta H_{spalin} - T_0 \times m_{spalin} \cdot \left(c_{p_{spalin}} \ln \left(\frac{T_0}{T_{spalin}} \right) - R_t \cdot \ln \left(\frac{P_0}{P_{spalin}} \right) \right) \quad (2.24)$$

3. Model matematyczny przepływu spalin

3.1. Model strat ciśnienia w układzie wylotowym

W silnikach wielocylindrowych bardzo ważna jest znajomość parametrów termodynamicznych gazów w przewodach układów wylotowych. Przewody te łączą się w węzłach rozdzielających lub łączących ładunki gazu o różnych właściwościach fizycznych i w różnym stanie termodynamicznym. Zjawiska termiczne (spadek temperatury spalin, przenikanie ciepła), zachodzące w układzie wylotowym spadki ciśnienia spalin mają znaczący wpływ na uzyskaną moc turbiny spalinowej, która ma wpływ na dobór maszyny elektrycznej. W pracy [40] autor przedstawił koncepcję obliczeń strat ciśnienia w przewodach rozgałęzionych opartej na bilansie masy i energii, która pozwala na wyznaczenie parametrów termodynamicznych, a także udziałów masowych poszczególnych składników w węźle. Zawarty model matematyczny, dla przewodów usytuowanych względem siebie o kąt θ oraz dla przewodu rozgałęzionego typu „T”. Ilość masy gazu dopływającego z poszczególnych przewodów do węzła zależy od różnicy ciśnień w przewodach i samym węźle. W każdym przewodzie dopływa, lub odpływa od węzła masa ładunku dm o prędkości u , ciśnieniu p i jednostkowej energii e . Względne ciśnienie gazu w każdym punkcie układu określone jest zależnością [40]:

$$P = \left(p / p_0 \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} \quad (3.1)$$

gdzie:

p - ciśnienie absolutne w układzie,

p_0 - ciśnienie odniesienia,

κ - stosunek ciepła właściwych w danej temperaturze.

Ciśnienie fali przy końcu każdego przewodu P_S stanowi funkcję odbitej fali ciśnienia P_L i dodatniej fali ciśnienia P_R [40]:

$$P_{Sj} = P_{Lj} + P_{Rj} - 1 \quad (3.2)$$

Gdzie j oznacza kolejny numer przewodu. Prędkość cząstki gazu dochodzącego do punktu A jest równa [40]

$$u_j = c_j \cdot a_{0j} \cdot (P_{Lj} - P_{Rj}) \quad (3.3)$$

gdzie:

a_{0j} - prędkość dźwięku w warunkach odniesienia

Spadek ciśnienia między poszczególnymi przewodami przedstawiają zależności [40]

$$p_0 \cdot \left((P_{S1})^{\frac{1}{c_j}} - (P_{S2})^{\frac{1}{c_j}} \right) = C_{L12} \rho_2 u_2^2 \quad (3.4)$$

$$p_0 \cdot \left((P_{S1})^{\frac{1}{c_j}} - (P_{S3})^{\frac{1}{c_j}} \right) = C_{L13} \rho_3 u_3^2 \quad (3.5)$$

Współczynnik strat przepływu wynosi [40]:

$$C_L = 1.6 - \frac{1.6\theta}{167} \quad (3.6)$$

Współczynnik strat przepływu C_L przyjmuje wartość zero, dla kąta $\theta > 167^\circ$ ustawienia dwóch przewodów, natomiast C_L dla kąta 90° wynosi 0,737.

Do opisu rozgałęzienia trzech przewodów wystarczą dwa równania spadku ciśnienia.

Warunek zachowania ciągłości przepływu spełnia zależność [40]:

$$\sum_{j=1}^k \dot{m}_j = 0 \quad (3.7)$$

Równanie przepływu energii, dla trzech przewodów opisuje równanie [40]:

$$\dot{m}_1 \cdot e_{01} + \dot{m}_2 \cdot e_{02} + \dot{m}_3 \cdot e_{03} = 0 \quad (3.8)$$

Energia spiętrzenia gazu przedstawia się następująco [40]:

$$e_{0j} = (c_p)_j \cdot T_j + \frac{u_j^2}{2} = \frac{\kappa_j}{\kappa_j - 1} \cdot R_j \cdot T_j + \frac{u_j^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot (c_j \cdot a_j + u_j^2) \quad (3.9)$$

Prędkość dźwięku wyrazić można za pomocą zależności [40]:

$$a_j = a_{0j} \cdot P_{Sj} = a_{0j} \cdot (P_{Lj} + P_{Rj} - 1) \quad (3.10)$$

Zależność opisująca gęstość czynnika gazowego przyjmuje postać [40]:

$$\rho_j = \frac{\kappa_j \cdot p_0}{a_{0j}^2} (P_{Lj} + P_{Rj} - 1) \frac{2}{\kappa_j - 1} \quad (3.11)$$

Natężenie przepływu w przewodzie j zapisać można w następującej postaci [40]:

$$\dot{m}_j = \frac{2\kappa_j}{\kappa_j - 1} \cdot \frac{p_0}{a_{0j}} (P_{Lj} + P_{Rj} - 1) \frac{2}{\kappa_j - 1} \cdot (P_{Lj} - P_{Rj}) \cdot F_j \quad (3.12)$$

3.2. Model przepływu spalin w układzie wylotowym Rakopulosa i inni

Rakopoulos, Andritsakis, Hountalas [47] przedstawiają model obliczeniowy, dla przepływu gazów w układzie wylotowym i dolotowym silnika czterosuwowego, wielocylindrowego. Przedstawiony model przedstawia opis zmiennego w czasie przepływu gazu w przewodach silnika w oparciu o równania dynamiki płynów, termodynamiki oraz przepływu ciepła.

Dla jednowymiarowego przepływu gazu doskonałego w kanale uwzględniając tarcie o ścianki przewodu, przepływ ciepła oraz wzniesienie kanału zachowanie masy, pędu i energii opisują zależności [47]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\rho \partial u}{\partial x} + \frac{u \partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{A} \frac{dA}{dx} = 0 \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{u \partial u}{\partial x} + \frac{\partial p}{\rho \partial x} + \frac{4 f u^2 u}{D 2 |u|} = 0 \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{u \partial p}{\partial x} - c^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{u \partial \rho}{\partial x} \right) - (\gamma - 1) \rho \left(q + u \frac{4 f u^2 u}{D 2 |u|} \right) = 0 \quad (3.15)$$

Rozwiązaniem, dla przedstawionych powyżej zależności na podstawie metody charakterystyk jest redukcji tych równań do opisanej przez Reimann prędkości λ , β i prędkości dźwięku, które opisują zależności:

$$\frac{d\lambda}{dt} = \frac{c}{c_s} \frac{dc_s}{dt} - \frac{\gamma - 1}{2} \frac{uc}{A} \frac{dA}{dx} - \frac{\gamma - 1}{2} \frac{2fu^3}{D|u|} \left[1 - (\gamma - 1) \frac{u}{c} \right] + \frac{(\gamma - 1)^2}{2} \frac{q}{c} \quad (3.16)$$

Prędkości Reimanna opisane są zależnościami w skład, których wchodzi przepływ i prędkość dźwięku gazu oraz izentropowy współczynnik γ :

$$\lambda = c + u \frac{(\gamma - 1)}{2} \quad (3.17)$$

$$\beta = c - u \frac{(\gamma - 1)}{2} \quad (3.18)$$

Prędkość dźwięku zależy od temperatury gazu oraz izentropowego współczynnika γ :

$$c^2 = \gamma RT \quad (3.19)$$

$$c_s = c_s(p, T, p_0) \quad (3.20)$$

Temperatura T_{wp} wewnętrznej ścianki przewodu obliczana jest na podstawie jednowymiarowego przewodnictwa cieplnego:

$$T_{wp} = \overline{T_{wp}} + \sum_{i=1}^5 \Delta T_{wi} \cos \left(\frac{i 2 \pi \phi}{720^\circ} - \phi_{gi} - \phi_{wi} \right) \quad (3.21)$$

W przypadku, gdy przewody układu wylotowego pokryte zostały warstwą izolacji to temperaturę zewnętrzną warstwy izolacji i wewnętrzną ścianki przewodu opisują zależności:

$$T_{wo} = T_{amb} + \frac{(\bar{T}_g - T_{amb})}{\left\{ 1 + \left(\frac{1}{Da_p} + \frac{1}{2} \ln \frac{D_{ins}^{\frac{1}{\kappa_p}} D_o^{\frac{1}{\kappa_{ins}}}}{D^{\frac{1}{\kappa_p}} D_{ins}^{\frac{1}{\kappa_{ins}}}} \right) D_o a_e \right\}} \quad (3.22)$$

$$\bar{T}_{wp} = \bar{T}_g - \frac{(\bar{T}_g - T_{amb})}{\left\{ 1 + \left(\frac{1}{D_o a_e} + \frac{1}{2} \ln \frac{D_{ins}^{\frac{1}{\kappa_p}} D_o^{\frac{1}{\kappa_{ins}}}}{D^{\frac{1}{\kappa_p}} D_{ins}^{\frac{1}{\kappa_{ins}}}} \right) Da_p \right\}} \quad (3.23)$$

3.3. Model przepływu spalin Uger Kesign

Podstawą modelu matematycznego przedstawionego przez Uger Kesign [24] jest określenie wpływu układu wylotowego na możliwość poprawy wskaźników pracy silnika spalinowego. Oraz możliwość poprawnego doboru systemu turbodoładowania do silnika tłokowego.

Równanie zachowania masy, pędu i energii zapisać można w postaci [24]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} \rho \\ \rho U \\ \rho u \end{pmatrix} + \frac{\partial}{\partial x} \begin{pmatrix} \rho U \\ \rho U^2 + p \\ pU + \rho Uu \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\rho U \frac{dA}{dx} \\ -\rho \frac{U^2}{A} \frac{dA}{dx} + \rho \frac{2\xi U |U|}{D} \\ -\frac{4h_c(T - T_w)}{D\rho} - \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \left(\frac{1}{2} \rho U^3 + \frac{\gamma}{\gamma - 1} Up \right) \end{pmatrix} \quad (3.24)$$

Równanie w postaci wektorowej przyjmuje postać

$$\frac{\partial F}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial x} = H \quad (3.25)$$

Równanie to może zostać rozwiązane metodą Lax-Wendorff, równanie (2) może zostać przekształcone w szereg Taylora względem czasu i pochodnych powierzchni

$$F_j^{n+1} = F_j^n - \frac{1}{2} \frac{\Delta t}{\Delta x} (G_{j+1}^n - G_{j-1}^n) + \Delta t H_j^n + \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right)^2 [(G_{j+1}^n + G_j^n)(G_{j+1}^n - G_j^n) - (G_j^n - G_{j-1}^n)(G_j^n - G_{j-1}^n)] \quad (3.26)$$

gdzie:

$$G' = \frac{\partial G}{\partial F} \quad (3.27)$$

Równanie to spełnia pierwszy warunek, dla małych H. Dla stabilności procesu musi zostać spełniony następujący warunek:

$$C = (|U| + a) \frac{\Delta t}{\Delta x} < 1 \quad (3.28)$$

C jest liczbą Couranta, „a” to prędkość dźwięku gazu idealnego

3.4. Model przewodnictwa ciepła Kandylas i inni

Badacze Kandylas, Stamatelos [22] przedstawili model matematyczny przewodnictwa ciepła w układzie wylotowym silnika spalinowego traktowany jako ważny wskaźnik optymalizacji w projektowaniu i badaniu układu wylotowego. Ważnym elementem pracy jest zrozumienie czynników przewodnictwa ciepła w układzie wylotowym silnika spalinowego w momencie zimnego rozruchu oraz w fazie jego nagrzewania.

Zaproponowana przez [16] zależność opisuje efekt chropowatości ścianki, biorąc pod uwagę współczynnik tarcia f :

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.29)$$

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} (Re - 1000) Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} \quad \text{dla } 10^4 < Re < 5 \times 10^6 \quad (3.30)$$

oraz

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} Re Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} \quad \text{dla } Re < 10^4 \quad (3.31)$$

Zależność opisująca przepływ ciepła w strefie początkowej układu wylotowego:

$$\frac{Nu(x)}{Nu_\infty} = 0.892 + 2.02 \left(\frac{x}{d_1} \right)^{-1} \quad (3.32)$$

Zakładając quasi-ustalony przepływ nieściśliwy, bilans energetyczny gazów wylotowych (dla wszystkich przypadków) może zostać przedstawiony w postaci:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T_g}{\partial x} = - \frac{q_{CV,i}}{\rho_g c_{p_g} V_1} \quad (3.33)$$

Bilans energii, dla pojedynczej ścianki przewodu:

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = \alpha_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{q_{CV,i} - q_{CV,o} - q_{rad}}{\rho_p c_p (V_2 - V_1)} \quad (3.34)$$

Bilans energii, dla ścianki podwójnej ze szczeliną powietrzną:

- przewód wewnętrzny

$$\frac{\partial T_{p,i}}{\partial t} = \alpha_{p,i} \frac{\partial^2 T_{p,i}}{\partial x^2} + \frac{q_{CV,i} - q_{CV,gap} - q_{rad,i}}{\rho_{p,i} c_{p,i} (V_2 - V_1)} \quad (3.35)$$

- przewód zewnętrzny

$$\frac{\partial T_{p,o}}{\partial t} = \alpha_{p,o} \frac{\partial^2 T_{p,o}}{\partial x^2} + \frac{q_{CV,gap} - q_{rad,i} - q_{CV,o} - q_{rad,o}}{\rho_{p,o} c_{p,o} (V_4 - V_3)} \quad (3.36)$$

Bilans energii, dla ścianki podwójnie izolowanej:

- przewód wewnętrzny

$$\frac{\partial T_{p,i}}{\partial t} = \alpha_{p,i} \frac{\partial^2 T_{p,i}}{\partial x^2} + \frac{q_{CV,i} - q_{p,i \rightarrow ins}}{\rho_{p,i} c_{p,i} (V_2 - V_1)} \quad (3.37)$$

- izolacja

$$\frac{\partial T_{ins}}{\partial t} = \alpha_{ins} \frac{\partial^2 T_{ins}}{\partial x^2} + \frac{q_{p,i \rightarrow ins} - q_{ins \rightarrow p,o}}{\rho_{p,i} c_{p,i} (V_3 - V_2)} \quad (3.38)$$

- przewod zewnętrzny

$$\frac{\partial T_{p,o}}{\partial t} = \alpha_{p,o} \frac{\partial^2 T_{p,o}}{\partial x^2} + \frac{q_{ins \rightarrow p,o} - q_{CV,o} - q_{rad,o}}{\rho_{p,o} c_{p,p,o} (V_3 - V_2)} \quad (3.39)$$

Konwekcja naturalna (szczelina powietrzna):

$$Nu_{szczelina} = 0.2 Ra^{0.25} \left(\frac{d_3}{d_2} \right)^{0.5} \quad (3.40)$$

$$Ra_{szczelina} = \frac{s_{szczelina}^3 g \beta_{szczelina} (T_{p,i} - T_{p,o})}{\alpha_{szczelina} \nu_{szczelina}} \quad (3.41)$$

$$s_{szczelina} = \sqrt{r_2 r_3} \ln \left(\frac{r_3}{r_2} \right) \quad (3.42)$$

$$h_{szczelina} = \frac{Nu_{szczelina} \lambda_{szczelina}}{s_{szczelina}} \quad (3.43)$$

4. Podsumowanie przeglądu literatury

Rozpoznanie zjawisk fizycznych zachodzących w układzie wylotowym tłokowego silnika spalinowego na podstawie analizy literatury nie przynosi rozeznania w zakresie wykorzystania energii spalin do napędu turbogeneratorsa. Badania prowadzone są głównie nad poprawą osiąągów silnika spalinowego. Występuje brak znaczących pozycji literaturowych dotyczących wyłącznie poprawy bilansu energetycznego, pod kątem zmniejszenia strat wylotowych silnika spalinowego. Bilans energetyczny silnika spalinowego przedstawia rozdział energii doprowadzonej w formie paliwa. Tylko część tej energii zamieniana jest na moc użyteczną. Celowe jest więc podjęcie prób takiego zarządzania stratami wylotowymi silnika spalinowego, aby mogło to doprowadzić do wzrostu mocy silnika lub ograniczenia zużycia paliwa. Istniejące modele matematyczne przepływu spalin opuszczające cylinder silnika, mogą posłużyć do rozwijania nowych koncepcji zagospodarowania energii unoszonej wraz ze spalinami, która w konwencjonalnych silnikach jest bezpowrotnie tracona. Nawet niewielki odzysk tej energii wpływa na poprawę bilansu cieplnego silnika. Przedstawione w analizie literatury rozwiązania, które pozwalają na ograniczenie strat wylotowych różnią się od siebie budową oraz zasadą działania. Praca tych urządzeń powiązana jest z silnikiem w sposób pneumatyczny oraz cieplny po przez spaliny. Parametry termodynamiczne (ciśnienie, temperatura) czynnika roboczego mają istotny wpływ na pracę tych urządzeń. To też w literaturze można znaleźć modele matematyczne opisujące straty ciśnienia i ciepła w układzie wylotowym silnika spalinowego. Straty te mają znaczący wpływ na pracę turbogeneratorsa. Teoretyczna moc turbiny spalinowej, zależy od ciśnienia oraz temperatury spalin i jest ona powiązana z mocą generatora energii elektrycznej. W celu uzyskania możliwie największej mocy turbogeneratorsa należy dążyć do ograniczenia strat ciepła przez izolację układu wylotowego oraz strat ciśnienia przez dobór odpowiedniej geometrii kolektora wylotowego. Przegląd literatury wykazał, iż jak dotąd zostało opracowane tylko jedno tego typu rozwiązanie pod nazwą TIGERS. Jednak informacje na temat tego urządzenia są szczątkowe i bardzo lakoniczne. Ze względu na małą liczbę publikacji w tym zakresie autorskie rozwiązanie analizowane było nie jako całościowe urządzenie, a jako dwa odrębne urządzenia tj. turbina spalinowa i szybkoobrotowy generator energii elektrycznej, połączone w jeden system. Przegląd literatury zawiera opis pracy szybkoobrotowego generatora energii elektrycznej oraz turbiny spalinowej. Budowa turbogeneratorsa wymagała spełnienia pewnych warunków. Określenia mocy turbiny spalinowej oraz momentu. O ile w literaturze dość

szeroko opisane są zjawiska termodynamiczne i charakterystyki przepływowe turbin spalinowych, o tyle na temat pomiaru, wyznaczenia, przebiegu momentu obrotowego turbiny spalinowej znaleziono tylko jedną publikację [55].

5. Cel i teza pracy

Ciągła modernizacja jednostek napędowych, wykorzystywanych jako źródło napędu w pojazdach, opiera się głównie na zmianach w obrębie silnika. Tego typu metody silnikowe mające głównie na celu polepszenie sprawności energetycznej wchodzą w skład obowiązującej obecnie tendencji rozwojowej zwanej „downsizing” i obejmują zwykle cały pakiet zmian, do których zaliczyć można:

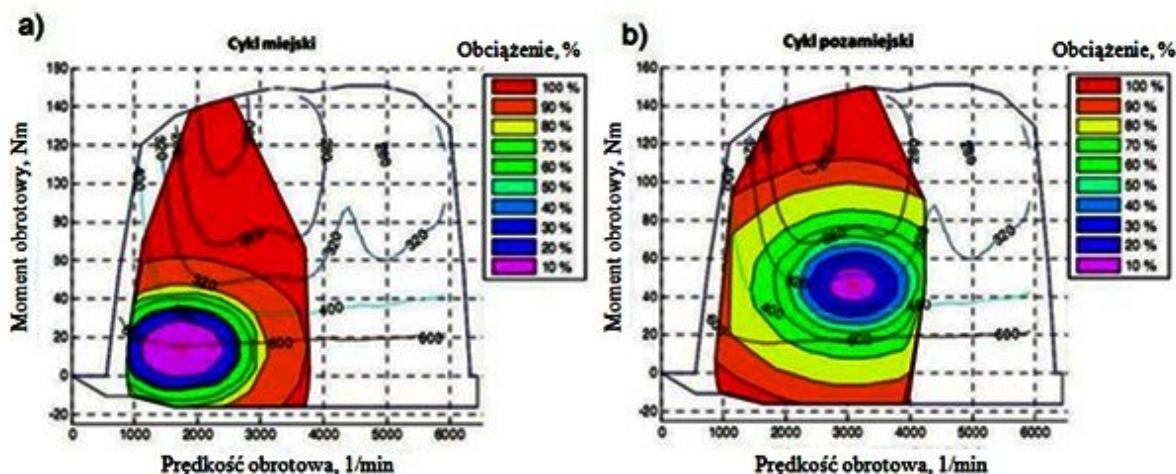
- zmniejszoną objętość skokową,
- doładowanie,
- zmniejszenie oporów wewnętrznych,
- zmienne fazy rozrządu,
- zwiększony stopień sprężania,
- poprawę jakości sterowania jednostką napędową,
- sterowanie procesem spalania w cylindrze,
- kształtowanie komory spalania,
- inne.

Jednostki napędowe produkowane według tych założeń charakteryzują się lepszymi parametrami energetycznymi w stosunku do silników starszej generacji, lecz ciągle dąży się do uzyskania jak największej sprawności przetwarzania energii. Poza wymienionymi sposobami poprawy sprawności silnika istnieje także możliwość poprawy jego parametrów energetycznych wykorzystując metody poza silnikowe, to jest metody, które nie ingerują w konstrukcję samej jednostki napędowej. Jednym z tego typu sposobów jest wykorzystanie części energii ze straty wylotowej silnika spalinowego.

Podjęto więc problem badawczy, który ma odpowiedzieć na następujące pytanie:

Czy wykorzystanie turbogeneratorsa i odpowiedniej strategii jego sterowania może przyczynić się do poprawy bilansu energetycznego tłokowego silnika spalinowego?

Ponieważ silnik spalinowy nie zawsze pracuje w korzystnym zakresie prędkości obrotowej i obciążenia rys. 5.1 [57], strategia ta powinna opierać się na określonym cyklu obciążeniowym turbogeneratorsa współpracującego z jednostką napędową.



Rys. 5.1. Najczęściej wykorzystywany zakres pracy tłokowego silnika spalinowego w a) cyklu miejskim, b) cyklu pozamiejskim [57]

Tak zdefiniowany problem badawczy stał się podstawą do określenia następującego celu pracy:

Podstawowym naukowym celem pracy jest poprawa bilansu energetycznego w silniku spalinowym przez zastąpienie alternatora napędzanego mechanicznie, turbogeneratorem, czyli wysokoobrotową maszyną elektryczną wprawianą w ruch turbiną, napędzana gazami wylotowymi silnika spalinowego.

Wykorzystanie energii gazów wylotowych tłokowego silnika spalinowego jest przedmiotem wielu publikacji [3, 4, 11, 15, 31, 32, 35, 44, 50, 56]. Wiodącą tematykę stanowi ocena możliwości wykorzystania urządzeń pracujących w układzie wylotowym tłokowego silnika spalinowego na poprawę jego osiągnięć. Literatura opisuje wiele rozwiązań konstrukcyjnych. Część z nich opiera się o konstrukcję turbosprężarki, która wymaga ingerencji w jednostkę napędową. Analiza literatury przedstawiona w rozdziale 3 stała się podstawą opracowania własnej konstrukcji turbogeneratora, który nie wymaga modyfikacji silnika spalinowego, a jedynie niewielkich zmian w obrębie układu wylotowego. Turbogenerator stanowi rozwiązanie, które nie przekazuje swojej pracy bezpośrednio na jednostkę napędową. Należy także uwzględnić, że zapotrzebowanie na energię elektryczną w pojazdach stale rośnie. Energia elektryczna niezbędna do funkcjonowania całego pojazdu jest najczęściej uzyskiwana za pomocą prądnicy napędzanej mechanicznie od wału silnika spalinowego, co w rezultacie pogarsza jego bilans energetyczny.

Opierając się na powyższej koncepcji sformułowano tezę pracy:

Wykorzystanie energii spalin do napędzania generatora energii elektrycznej może się przyczynić do poprawy bilansu energetycznego silnika spalinowego użytkowanego w charakterze jednostki napędowej samochodu osobowego.

Tak sformułowana teza wymaga realizacji następujących zadań badawczych:

1. Analiza stanu wiedzy z uwzględnieniem bilansu energetycznego silnika spalinowego oraz zjawisk zachodzących w układzie wylotowym,
2. Opracowanie planu eksperymentu określającego warunki prowadzenia badań przy współpracy silnika spalinowego z turbogeneratorem, wykorzystanie cyklu obciążeniowego do kontroli pracy turbogeneratora.
3. Przygotowanie obiektu badań i zestawienie stanowiska badawczego, które obejmuje: adaptację układu wylotowego do pracy z turbogeneratorem, zastosowanie opornicy elektrycznej kontrolującej pracę turbogeneratora, wyposażenie silnika spalinowego w sterownik uniwersalny służący do rejestrowania parametrów pracy jednostki napędowej, przygotowanie aplikacji sterujących i pomiarowych,
4. Wykonanie badań wstępnych, weryfikacja otrzymanych wyników, testowanie i weryfikacja torów pomiarowych
5. Badanie współpracy silnika spalinowego z turbogeneratorem i określenie jego wpływu na poprawę bilansu energetycznego silnika spalinowego, pozyskanie wiedzy na temat wpływu cyklu obciążeniowego turbogeneratora na pracę tłokowego silnika spalinowego.
6. Zaproponowanie założeń, dla algorytmu sterowania turbogeneratorem współpracującego z jednostką napędową.

Wykonanie powyższych zadań umożliwi udowodnienie tezy oraz opracowanie wytycznych do budowy algorytmów sterowania turbogeneratorem, które umożliwi poprawę bilansu energetycznego tłokowego silnika spalinowego.

6. Odzysk energii spalin w tłokowym silniku spalinowym

Do najczęściej stosowanych systemów odzysku energii spalin analizowanych w literaturze zaliczyć można:

- turbodoładowanie [41, 61],
- elektryczny asystent turbodoładowania [1, 17, 28, 29, 43],
- system turbocompound oraz jego odmiana elektryczna electrical turbocompound [2, 26, 27, 49],
- wymiennik termoelektryczny [7, 9, 14, 16, 23].

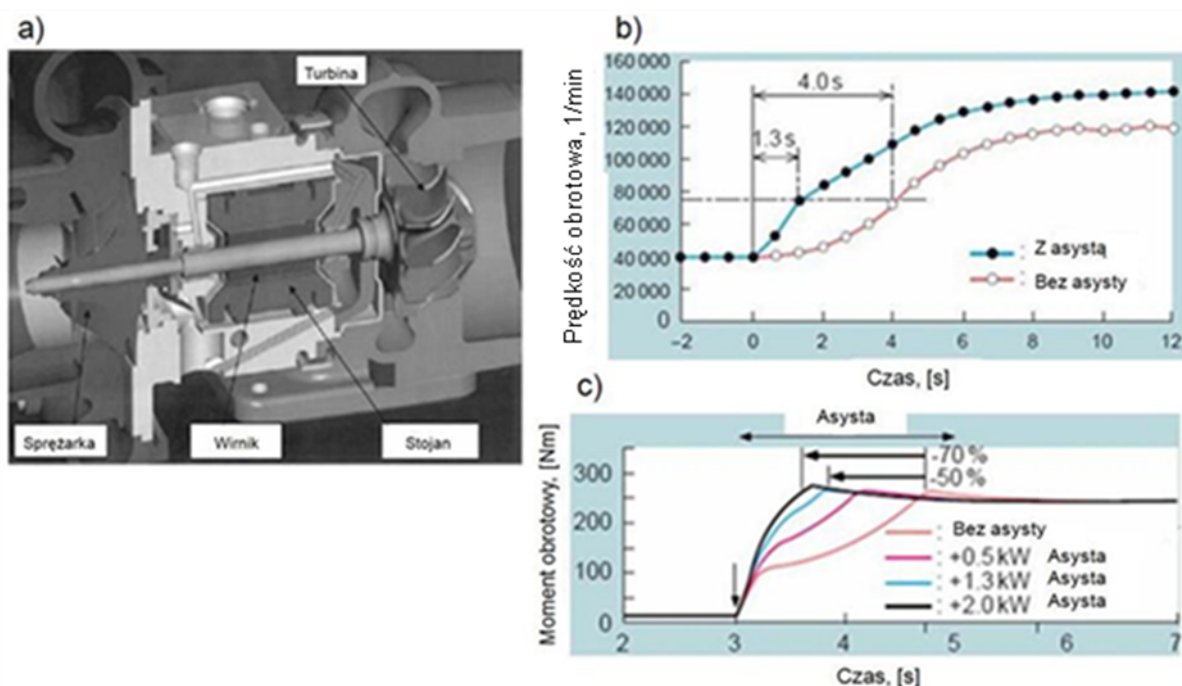
Turbosprężarka

Turbodoładowanie jest najbardziej rozpowszechnionym systemem wykorzystywanym w układzie wylotowym spalinowego silnika tłokowego. Budowę typowej turbosprężarki przedstawiono w pracach [41, 61]. Turbosprężarka pozwala na wzrost ciśnienia użytecznego w cylindrze co umożliwia wzrost mocy silnika spalinowego. Rozwiązanie to powoduje poprawę wskaźników pracy silnika spalinowego jednak wymaga jego zmian konstrukcyjnych. Dotyczy to głównie projektowania silnika pod kątem obciążeń cieplnych i mechanicznych. Powodem powstawania obciążeń mechanicznych jest zwiększanie się maksymalnego ciśnienia spalania. Skutkiem obciążeń cieplnych jest zmniejszenie wytrzymałości i trwałości materiałów. Wielkość tych obciążeń ma decydujący wpływ na opłacalną trwałość, która zależy od jakości obróbki powierzchniowej, cieplnej oraz od doboru właściwych materiałów. W silniku ZI turbodoładowanie wymaga zmniejszenia stopnia sprężania w celu uniknięcia spalania stukowego. Turbosprężarki dzielone są według typoszeregu. Typoszereg stanowi podstawę doboru turbosprężarki do jednostki napędowej.

Elektryczny asystent turbodoładowania

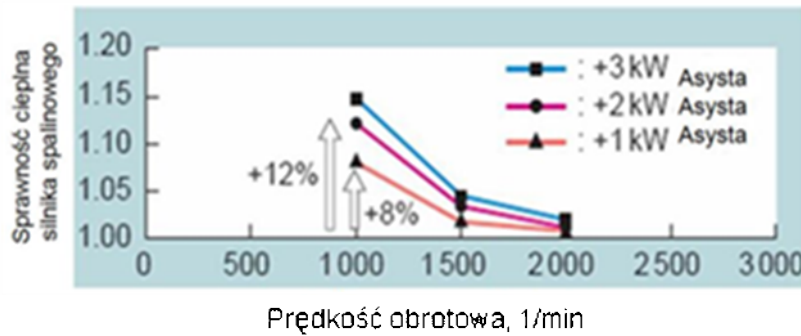
Elektryczny asystent turbodoładowania (z ang. Electrical assisted turbocharger) to połączenie turbosprężarki z maszyną elektryczną [1, 17, 28, 29, 43]. W przedstawionym przypadku maszyną elektryczną stanowi wirnik z magnesem trwałym oraz bezszczotkowy stojan

(rys. 6.1a).



Rys. 6.1. a) Budowa elektrycznego asystenta turbodoładowania [6], b) Czas rozpędzania turbosprężarki do ustalonej prędkości obrotowej, c) Czas uzyskania ustalonego momentu obrotowego [17]

Zasada działania tego systemu jest podobna do pracy klasycznej turbosprężarki. Różnica polega na wykorzystaniu maszyny elektrycznej. Ma ona za zadanie wspomagać pracę turbosprężarki pracując w dwóch stanach. Pierwszy występuje w momencie pracy silnika spalinowego w zakresie małego obciążenia, wówczas silnik elektryczny pomaga turbinie pokonać jej moment bezwładności zmniejszając dławienie układu wylotowego jednocześnie zwiększa nadążność turbosprężarki (rys. 6.1b) [17]. Wykorzystanie elektrycznego wspomaganie pracy turbosprężarki skraca czas rozpędzania turbosprężarki dzięki czemu silnik spalinowy uzyskuje określony moment obrotowy w krótszym czasie (rys. 6.1c). Zmniejszenie momentu bezwładności turbiny spalinowej pozwala na jej szybszą reakcję przy gwałtownej zmianie obciążenia nie wpływając na zmniejszenie wydatku sprężarki. Ostatni cykl pracy systemu występuje gdy maszyna elektryczna pełni funkcję generatora energii elektrycznej. Jest on dostępny wówczas gdy silnik spalinowy jest obciążony, co pozwala na uzyskanie normalnych warunków pracy turbosprężarki bez znacznego dławienia silnika spalinowego. Jak wykazują badania, elektryczny asystent turbodoładowania umożliwia także wzrost sprawności cieplnej silnika spalinowego co przedstawia rysunek 6.2.

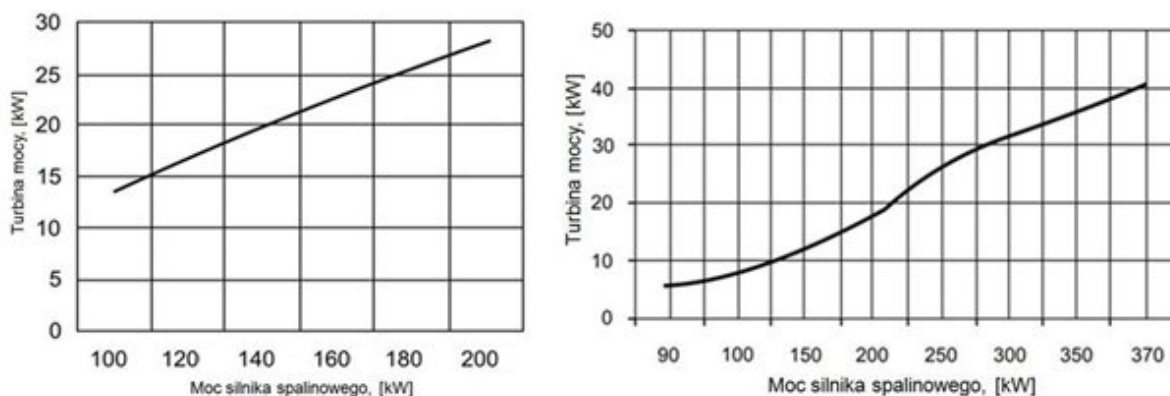


Rys. 6.2. Wpływ asystenta turbodoładowania na poprawę sprawności cieplnej silnika spalinowego [17]

Wzrost sprawności cieplnej silnika spalinowego w zależności od mocy maszyny elektrycznej może osiągać wartość od 8% do 12%.

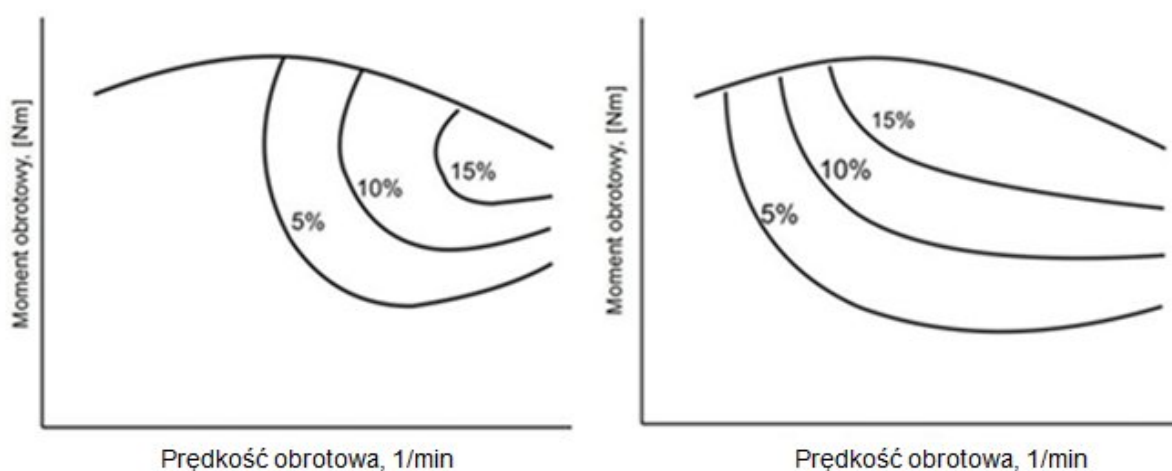
Turbo – compound

System Turbo - compound ze względu na swoje wymiary wykorzystywany jest głównie w dużych silnikach spalinowych o zapłonie samoczynnym. Klasyczny układ tego typu składa się z turbiny mocy, zaworu sterowanego pneumatycznie oraz przekładni hydrokinetycznej połączonej z wieńcem koła zamachowego został opisany w pracach [2, 26, 27, 49]. Sprawność układu turbo - compound, a więc wartość odzyskanej energii zależy od warunków pracy (obciążenia) silnika spalinowego. Klasyczny systemu turbocompound charakteryzuje się liniową charakterystyką pracy (rysunek 6.3a). Powoduje to, że przy niewielkich obciążeniach silnika tłokowego efekt zmniejszenia zużycia nie występuje (rysunek 6.4a). Electrical – turbo compound rys. 6.3b dzięki zastosowaniu dodatkowej maszyny elektrycznej pozwala na osiągnięcie niezależnych warunków pracy od obciążenia silnika spalinowego rysunek 6.3b. Zastosowanie szybkoobrotowej maszyny elektrycznej umożliwia uzyskanie przez turbinę mocy dużej sprawności. Wysoka sprawność turbiny mocy umożliwia odzysk energii spalin w niskim zakresie obciążenia silnika tłokowego. Zastosowanie systemu electrical – turbocompound skutkuje zmniejszeniem zużycia paliwa w całej charakterystyce momentu obrotowego rysunek 6.4b.



Rys. 6.3. Warunki pracy a) klasycznego systemu turbocompound, b) systemu electricturbocompound [49]

Wykorzystanie dodatkowej turbiny spalinowej połączonej z wałem napędowym silnika tłokowego pozwala na zamianę części energii spalin na pracę mechaniczną zmniejszając straty wylotowe do ok. 29% i powodując wzrost sprawności do ok. 41%. System turbo - compound pozwala na wzrost mocy silnika i zmniejszenie zużycia paliwa [26, 27].

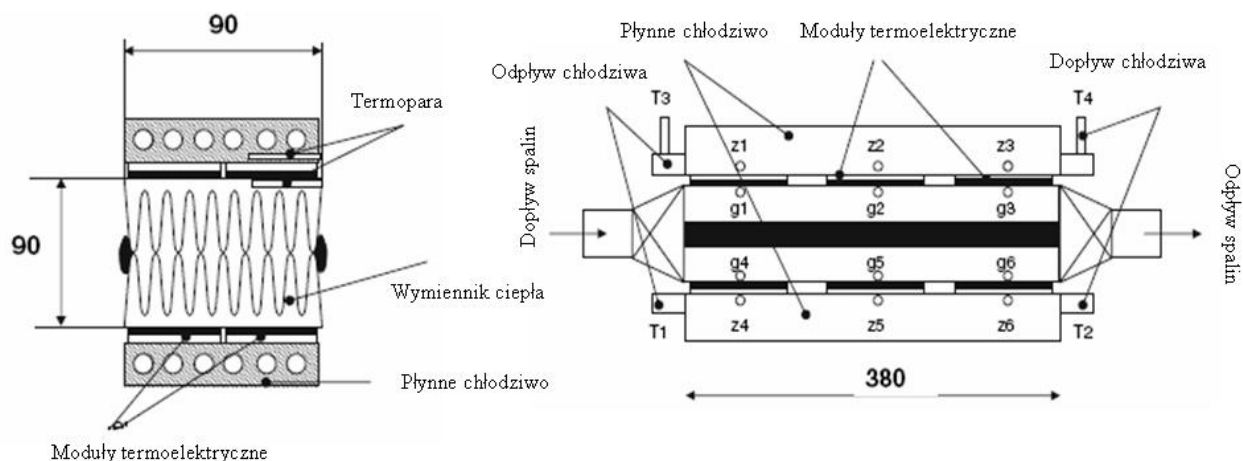


Rys. 6.4. Obszar możliwego ograniczenia zużycia paliwa, dla silnika wyposażonego w a) klasyczny system turbocompound, b) system electricturbocompound [27]

Działanie przedstawionego systemu jest tym efektywniejsze im wyższa jest temperatura spalin możliwa między innymi przez lepszą izolację układu wylotowego. Zespół turbo - compound mimo swoich zalet ma dość ograniczony zakres stosowania. Jest on przeznaczony głównie do współpracy z dużymi wielocylindrowymi jednostkami spalinowymi. Pracującymi za zwyczaj w zakresie stałego obciążenia. Wadę tego systemu stanowią również jego gabaryty. Duże wymiary systemu turbo - compound nie pozwalają na jego implementację w samochodzie osobowym.

Wymiennik termoelektryczny

W literaturze szeroko opisywany jest wymiennik termoelektryczny [7, 9,14, 16, 23, 32, 48, 60, 62, 63, 67, 68], którego działanie opiera się na zjawisku Seebecka. Zjawisko to polega na wzbudzeniu siły elektromotorycznej w obwodzie zawierającym dwa metale lub półprzewodniki, gdy ich złącza znajdują się w różnych temperaturach. Nieodzownym elementem termogeneratora jest moduł termoelektryczny rysunku 6.5.



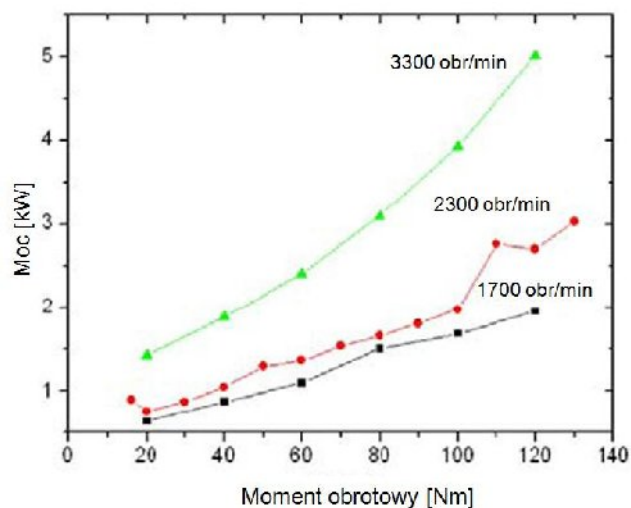
Rys. 6.5. Budowa wymiennika termoelektrycznego [63]

Wartość generowanej siły elektromotorycznej zależy od wartości wielkości różnicy temperatury między spalinami, a cieczą chłodzącą przepływającą przez wymiennik.

Moc elektryczną wymiennika opisać można jako iloczyn sprawności wymiennika η i zamiany ciepła w wymienniku Q [53]:

$$P = \eta Q \quad (6.1)$$

Przegląd literatury wykazuje iż moc takiego urządzenia zawarta jest w bardzo szerokim zakresie. Na rysunku 6.6 przedstawiono moc termogeneratora, dla małego silnika o zapłonie samoczynnym.

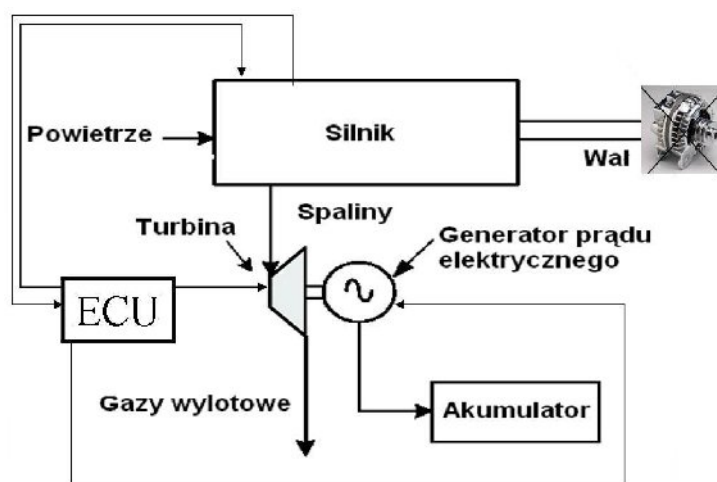


Rys. 6.6. Moc wymiennika termoelektrycznego, dla różnej prędkości i obciążenia tłokowego silnika spalinowego [62]

Wzrost obciążenia silnika spalinowego pociąga za sobą wzrost temperatury spalin. Wysoka temperatura ma w tym przypadku znaczący wpływ, ponieważ decyduje o mocy termogeneratora.

6.1. Koncepcja turbospalinowego generatora energii elektrycznej

Na podstawie analizy literatury zaproponowano własne rozwiązanie. Jest nim turbogenerator czyli połączenie turbiny spalinowej z szybkoobrotowym generatorem prądu elektrycznego, którego schemat przedstawia rysunek 6.7:

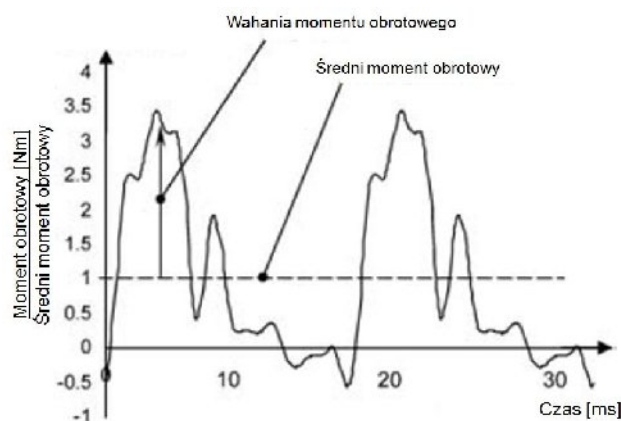


Rys. 6.7. Koncepcja turbospalinowego generatora energii elektrycznej

Celem turbogeneratorsa jest częściowe lub jeśli to możliwe całkowite zastąpienie klasycznego źródła energii elektrycznej jakim jest alternator. Zasada działania całego systemu jest następująca. Doprowadzana do silnika energia chemiczna w formie paliwa zamieniana jest na moc użyteczną oraz straty (wylotowe, chłodzenia). Przepływające w układzie wylotowym spaliny napędzają turbinę, która połączona jest na wspólnym wale poprzez sprzęgło z wirnikiem szybkoobrotowego generatora energii elektrycznej. Z powodu dużej wartości prędkości obrotowych (ok. $1 \cdot 10^5$ obr/min) jakie osiąga turbozespół konieczne jest wprowadzenie do układu sterownika napięcia. Zadaniem sterownika jest utrzymanie napięcia na poziomie 14 V niezbędnym do współpracy z akumulatorem. Napięcie generowane bez sterownika waha się w granicach 180 V na jedną fazę. Tak pracujący system powinien umożliwić zasilenie odbiorników elektrycznych pojazdu oraz jak wspomniano wyżej ładowanie akumulatora.

Zaproponowane rozwiązanie charakteryzuje się brakiem ingerencji w konstrukcję silnika spalinowego co wpływa na jego koszt. Jedynym elementem wymagającym modernizacji jest układ wylotowy.

Wyznaczenie parametrów mechanicznych turbiny spalinowej (moc, moment) stanowią utrudnienia ze względu na specyficzne warunki jej pracy. Do wyznaczania momentu obrotowego turbiny spalinowej podejść można na dwa sposoby. Pierwszy (teoretyczny) opiera się o zależność matematyczną. Drugi sposób bezpośredni to pomiar momentu obrotowego na specjalnych hamulcach elektrycznych, którego przebieg przedstawia rys. 6.8 [55].



Rys. 6.8. Wykres momentu obrotowego turbiny spalinowej [55]

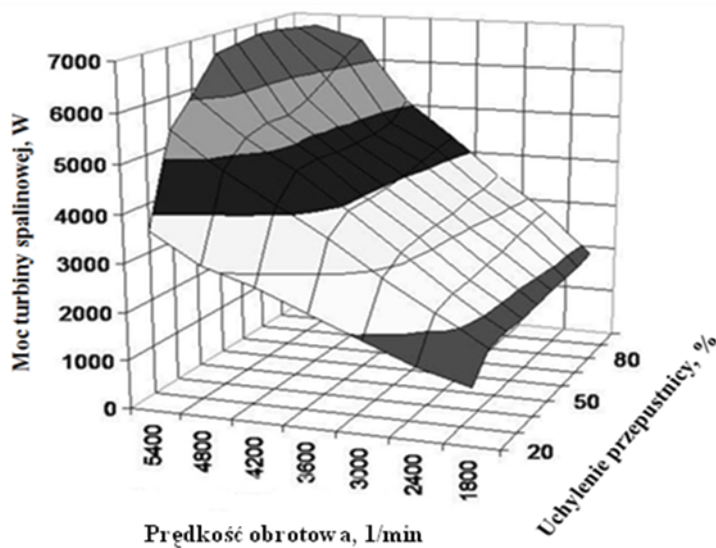
Mimo iż turbina spalinowa charakteryzuje się relatywnie wysoką mocą to jednak uzyskiwany moment obrotowy osiąga niewielką wartość. Widoczna na wykresie zmiana momentu obrotowego spowodowana jest pulsacyjnym przepływem gazów wylotowych przez turbinę w

czasie otwierania i zamykania zaworu wylotowego. Częstotliwość tych pulsacji mieści się w zakresie między 20 – 80 Hz [55].

Moc turbiny spalinowej obliczona została, dla silnika spalinowego o zapłonie iskrowym przedstawionego w tabeli 7.1. Dla obliczonego strumienia i zmierzonej temperatury spalin jednostki napędowej zainstalowanego na hamowni obliczono moc turbiny spalinowej. Do obliczenia mocy turbiny posłużono się zależnością [54]:

$$N_t = \eta_{izt} \eta_{mt} \dot{m}_t \frac{\kappa_t}{\kappa_t - 1} R_t T_3 \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_t} \right)^{\frac{\kappa_t - 1}{\kappa_t}} \right] \quad (6.2)$$

Na podstawie obliczeń sporządzono wykres mocy turbiny spalinowej w funkcji prędkości obrotowej i uchylenia przepustnicy silnika spalinowego. Analizując poniższy wykres rys. 6.9 zauważyć można, iż moc maksymalna turbiny spalinowej określona w oparciu o wzór (6.2) waha się w granicach 7kW.



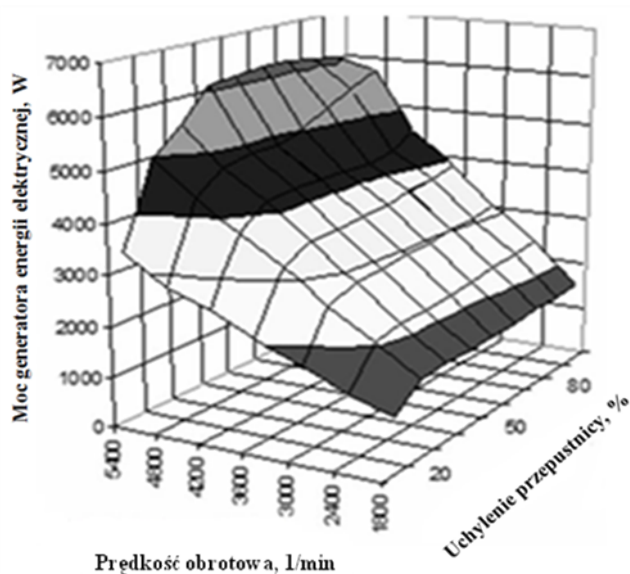
Rys. 6.9. Moc teoretyczna turbiny spalinowej [12]

Uwzględniając sprawność generatora energii elektrycznej η_G jego moc elektryczną N_{el} przedstawić można za pomocą następującej zależności:

$$N_{el} = \eta_G \cdot N_t \quad (6.3)$$

W wyniku obliczenia mocy generatora energii elektrycznej sporządzono wykres mocy generatora w funkcji prędkości obrotowej i uchylenia przepustnicy silnika spalinowego.

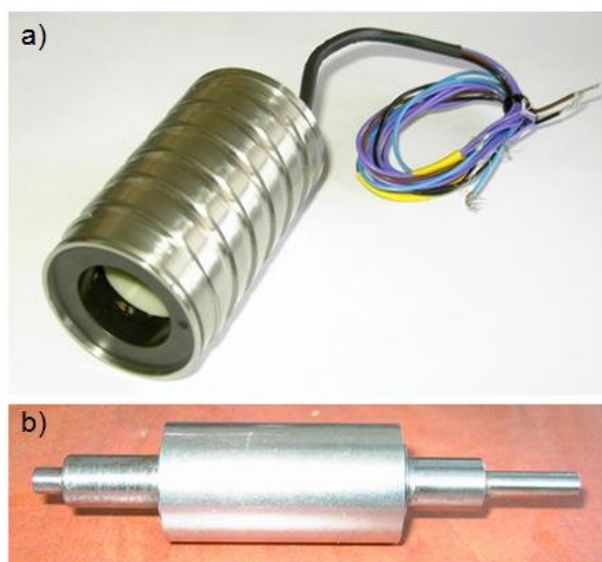
Przedstawiony poniżej rysunek 6.10 mocy generatora energii elektrycznej wykazuje, iż może on uzyskać moc maksymalną w granicach 6 kW.



Rys. 6.10. Moc teoretyczna generatora energii elektrycznej [13]

Teoretyczna moc generatora jest wystarczająca do pokrycia zapotrzebowania na energię elektryczną w pojeździe. Jednak dobór generatora energii elektrycznej wymaga spełnienia pewnych warunków konstrukcyjnych. Do najważniejszych z nich zaliczyć należy pracę turbiny spalinowej w zakresie wysokich prędkości obrotowych, które sięgają ok. 220 000 obr/min., niski moment obrotowy oraz wysoka temperatura czynnika roboczego (spaliny), którego temperatura sięga ok. 950 °C.

Wysoka temperatura spalin powoduje nagrzewanie się obudowy turbiny. Na podstawie przeglądu dostępnych maszyn elektrycznych najlepszym rozwiązaniem wydaje się być szybkoobrotowy generator bezszczotkowy (rys. 6.11), którego konstrukcja pozwala na spełnienie powyższych warunków.



Rys. 6.11. Elementy składowe szybkoobrotowego generatora energii elektrycznej: a) stojan, b) wirnik

W skład szybkoobrotowego generatora energii elektrycznej wszedł stojan na powierzchni którego zostały wyfrezowane kanały wodne oraz wirnik z magnesu trwałego. Dodatkowo na wirnik nałożono tulei ze stopu tytanu. Zadaniem tulei było częściowe przenoszenie naprężeń powstających w magnesie trwałym podczas pracy w wysokim zakresie prędkości obrotowej. Do budowy wału wirnika wykorzystano stal konstrukcyjną S235 JRG2. Następnie dokonano namagnesowania wału w celu zamknięcia strumienia magnetycznego. Wykonano również obudowę stojanu i tarcze mocujące generator energii elektrycznej do turbiny spalinowej. Parametry generatora przedstawione zostały w tabeli 6.1. Generator dysponuje mocą maksymalną ok. 1 kW przy prędkości obrotowej równej 100 000 obr/min. Na dobór mocy maszyny elektrycznej oprócz jej prędkości maksymalnej wpłynęły dwa czynniki, pierwszy to moc maksymalna turbiny spalinowej określona na podstawie jej parametrów termodynamicznych i wynosząca ok. 7 kW. Drugi to niski moment obrotowy determinujący jej możliwości rozruchowe w zakresie małych obciążeń silnika spalinowego.

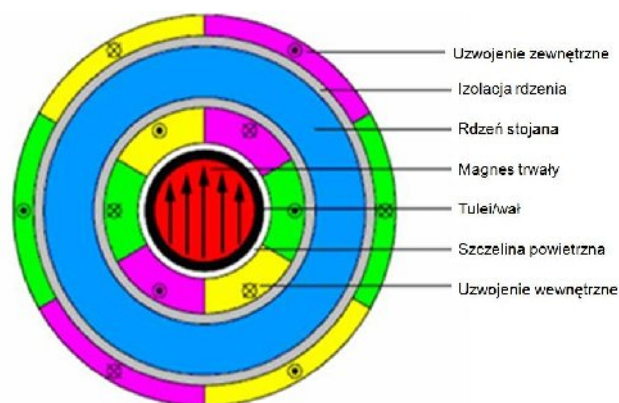
Tabela 6.1. Parametry pracy szybkoobrotowego bezszczotkowego generatora energii elektrycznej

Parametry		
Napięcie [V]	187	Parametry generatora, dla jednej fazy: R_{ph} : 2,8Ω (20 °C) L_d : 830μH K_T : 0,05Nm/A K_V : 1,79 V _f /1000 min ⁻¹ (na fazę) Obwód: trójkąt
Prąd [A]	5	
Częstotliwość [Hz]	1667	
Prędkość obrotowa [obr/min]	1·10 ⁵	
Moc [W]	1000	
Moment obrotowy [Nm]	0,1	

6.2. Komponenty zespołu turbogeneratora

6.2.1. Szybkoobrotowy generator energii elektrycznej

Jak już wspomniano na wstępie w motoryzacji istnieje zauważalna tendencja w zastąpieniu urządzeń, które do swego napędu wykorzystują energię mechaniczną na układy zasilane energią elektryczną. Nagły wzrost zainteresowania szybkoobrotowymi maszynami elektrycznymi [6, 18, 35, 42, 69, 70, 71, 72, 73] wiąże się z możliwością ich aplikacji z niewielkimi maszynami przepływowymi takimi jak sprężarki czy turbiny spalinowe. Szybkoobrotowe maszyny elektryczne osiągają prędkość obrotową w granicy $3 \div 10 \cdot 10^5$ obr/min, natomiast moc jaką mogą osiągać stanowi przedział 10 W do 3kW [69]. Cechuje je możliwość pracy w specyficznych warunkach. Do warunków tych zaliczyć można: wysoką prędkość obrotową (w prototypowych rozwiązaniach dochodzącej do ok. $5 \cdot 10^5$ obr/min), niski moment obrotowy oraz dzięki zastosowaniu chłodzenia cieczowego możliwość pracy w wysokich temperaturach. W maszynie bezszczotkowej stojan zbudowany jest z pakietu blach walcowanych na zimno, które pozwalają na umieszczenie uzwojeń [71]. Na rysunku 6.12 przedstawiono budowę typowego bezszczotkowego generatora energii elektrycznej.

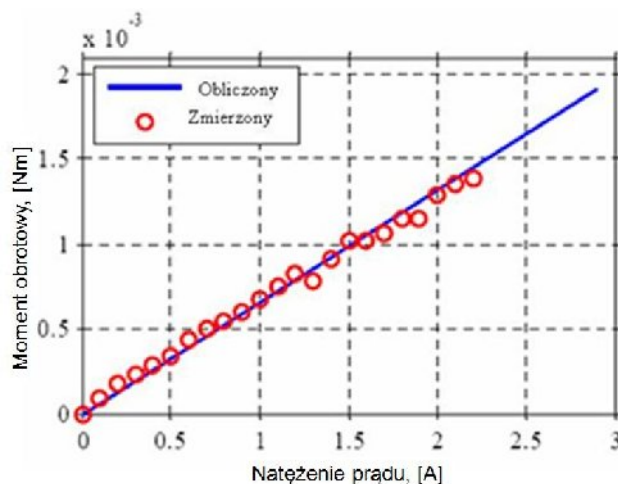


Rys. 6.12. Schemat budowy szybkoobrotowego bezszczotkowego generatora energii elektrycznej [71]

Maszyny bezszczotkowe znane są od dawna, jednak dopiero zastosowanie odpowiednich sterowników pozwoliło na ich powszechne stosowanie. Ze względu na liczbę uzwojeń maszyny te podzielić można na 2-fazowe i 3-fazowe. Parametry mechaniczne nie odbiegają od tradycyjnych maszyn elektrycznych, a do istotnych zalet zaliczyć można:

- wysoka trwałość,
- możliwość precyzyjnej regulacji obrotów,
- może być stosowany w niekorzystnych warunkach eksploatacji.

Jak już wspomniano małe generatory energii elektrycznej charakteryzują się niewielkim momentem obrotowym, który określany jest na specjalnych przeznaczonych do tego celu hamowniach. Przykładowy wykres momentu obrotowego przedstawiony został na wykresie [72] rysunek 6.13.



Rys. 6.13. Obliczony oraz zmierzony moment obrotowy bezszczotkowego generatora energii elektrycznej [72]

Niewielki moment obrotowy generatora energii elektrycznej (rys. 6.13) powoduje iż bardzo dobrze nadaje się on do połączenia z turbiną spalinową. Zmierzony moment obrotowy generatora na poziomie 1,5 Nm gwarantuje iż turbina spalinowa nie będzie miała problemu z jego rozruchem.

Łożyskowanie specjalnych generatorów energii elektrycznej

Specjalne bezszczotkowe generatory energii elektrycznej pracują w zakresie bardzo wysokich prędkości obrotowych. Istotnym elementem jest więc odpowiednie łożyskowanie wirników. W maszynach tych spotkać można trzy rodzaje łożyskowania wirników, gdzie podstawowym kryterium jest prędkość obrotowa [71]:

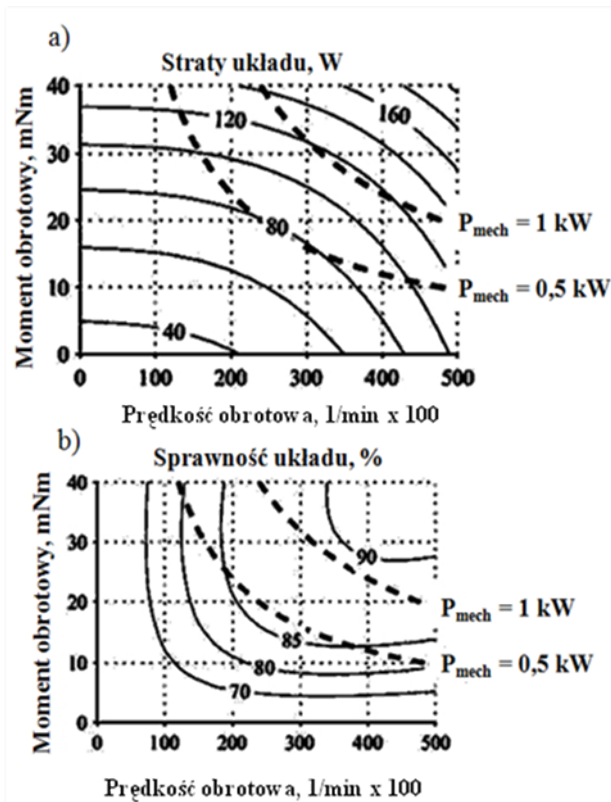
- specjalne łożyska kulkowe do maszyn szybkoobrotowych – ich zakres prędkości sięga granicy $5 \cdot 10^5$ obr/min. Łożyska te charakteryzują się dużą trwałością i małą powierzchnią styku. Do wad należy ograniczenia temperaturowe oraz wrażliwość na utratę smarowania.
- statyczne łożyska powietrzne, dynamiczne łożyska powietrzne, łożyska foliowe umożliwiają pracę wirnika w osnowie powietrza. Niewątpliwą zaletą tych łożysk jest ich wysoka żywotność oraz generowanie strat na niskim poziomie.

Górny zakres pracy łożysk foliowych to $7 \cdot 10^5$ obr/min z temperaturą sięgającą $650 \text{ }^\circ\text{C}$.

- łożyska magnetyczne – umożliwiają pracę wirnika wykorzystując siłę magnetyczną i mają podobne zalety co łożyska powietrzne. Jednakże czynne łożyska magnetyczne wymagają zastosowania czujników, kontrolerów, elementów wykonawczych, które w rezultacie prowadzą do wzrostu komplikacji i ceny układu.

Straty związane z pracą szybkoobrotowego generatora energii elektrycznej

Praca szybkoobrotowego generatora energii elektrycznej wiąże się z pewnymi stratami. Straty te mają istotny wpływ na pracę maszyny elektrycznej. Ich wartość zależy od prędkości oraz miejsca ich występowania w samym generatorze. Dla maszyn elektrycznych opracowywane są charakterystyki sprawności (rys. 6.14) oraz strat w funkcji momentu obrotowego i prędkości obrotowej [68].



Rys. 6.14. Charakterystyka strat (a) i sprawności (b) bezszczotkowego szybkoobrotowego generatora energii elektrycznej [68]

Oprócz strat elektrycznych w wirniku i stojanie występują również straty związane z tarciem łożysk oraz straty tarcia powietrza między wirnikiem, a stojanem. Te dwie straty mają

największy udział podczas pracy generatora. Straty tarcia w łożyskach osiągają wartość 41,3%, a straty w szczelinie powietrznej sięgają 33%. Straty tarcia w łożyskach kulkowych oraz straty tarcia powietrza są pomijane przy wysokich prędkościach ze względu na trudności w obliczeniach. Straty te określane są na drodze eksperymentalnej [68, 71, 72]. Straty elektryczne w wirniku powstają w magnesie stałym w wyniku indukowania się prądów wirowych na skutek zmian gęstości strumienia prądu w stosunku do wirnika. Dla prądów sinusoidalnych powstające pole elektryczne obraca się synchronicznie z wirnikiem i nie powoduje zmiany gęstości strumienia prądu w wyniku czego nie istnieje zjawisko generowania strat,

Straty w uzwojeniu stojana występują od momentu, gdy prądy stojana osiągają częstotliwość podstawową wynoszącą 8.3 kHz. Związane są z powstającym wówczas zjawiskiem powierzchniowym i muszą być brane pod uwagę. Ponadto część uzwojenia jest narażona na pole magnetyczne wytwarzane przez magnes stały, który wiruje z taką samą częstotliwością co prądy stojana. Przyczynia się to do powstania strat prądów wirowych. Straty te mogą być obliczane oddzielnie, a następnie dodane do siebie.

Dla pojedynczego przewodu straty spowodowane opornością prądu stałego i zjawiskiem powierzchniowym opisać można zależnością [70]:

$$P_s = \frac{\hat{I}^2}{2} F \quad (6.5)$$

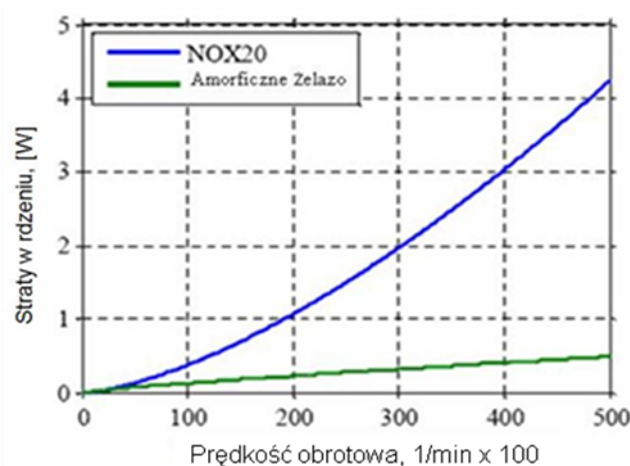
Straty spowodowane zewnętrznym polem magnetycznym są niezależne od prądu, i opisane są równaniem:

$$P_p = H_e^2 G \quad (6.6)$$

Straty całkowite osiągają minimum, dla odpowiedniej średnicy przewodu uzwojenia ponieważ P_s maleje i P_p rośnie wraz ze wzrostem średnicy przewodu [70]:

$$P_{tot} = P_s + P_p \quad (6.7)$$

W rdzeniu stojana pole magnetyczne wiruje z wysoką częstotliwością (8.3 kHz) i dlatego konieczne jest zastosowanie materiału umożliwiającego dużą częstotliwość pracy pola magnetycznego. Straty w rdzeniu stojana zależą od rodzaju zastosowanego materiału przedstawia rysunek 6.15 [72]:



Rys. 6.15. Straty w rdzeniu stojana w zależności od zastosowanego materiału [72]

Rdzeń stojanu może zostać wykonany z następujących materiałów [70]:

- laminaty krzemowo-żelazowe 168 μm ,
- materiały amorficzne bazujące na żelazie,
- materiały nanokrystaliczne bazujące na żelazie,
- żelazo,
- laminaty niklowo-żelazowe 100 μm ,
- kompozyty magnetyczne

Dla prądów sinusoidalnych straty w rdzeniu, dla większości materiałów magnetycznych mogą zostać opisane w postaci zależności Steinmatza [71]:

$$P_{V,core} = C_m \cdot f^a \cdot B_m^\beta \quad (6.8)$$

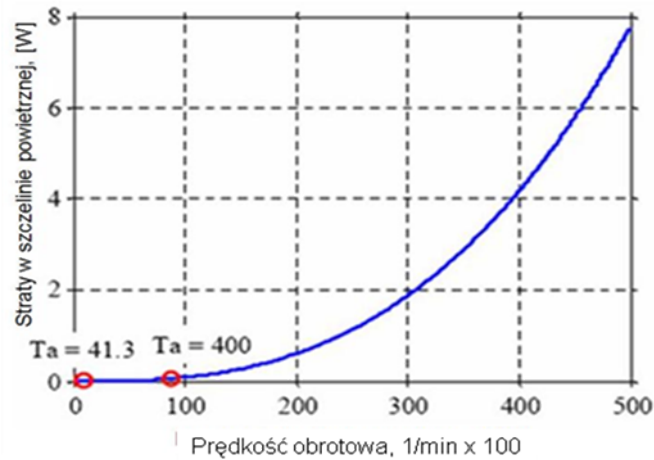
Straty tarcia w szczelinie powietrznej mogą zostać obliczone w sposób analityczny. Wykorzystywany do obliczeń współczynnik tarcia c_f określany jest na podstawie badań eksperymentalnych, lub w postaci empirycznej zależności. Straty tarcia można opisać za pomocą następującej zależności [72]:

$$P_{f,air} = c_f \pi \rho_{air} \omega^3 r^4 l \quad (6.9)$$

Współczynnik tarcia opisuje równanie:

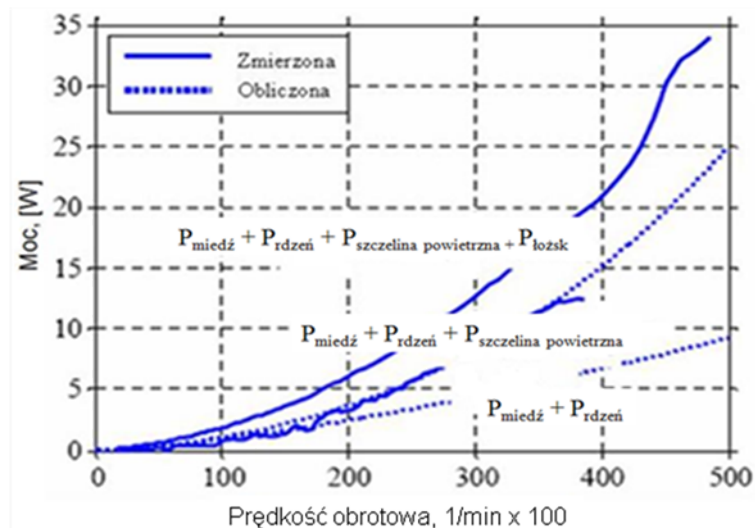
$$c_f = \frac{1.8 \left(\frac{s}{r}\right)^{-0.25}}{\text{Re} \left(\frac{s}{r}\right)} \frac{(r+s)^2}{(r+s)^2 - r^2} \quad (6.10)$$

Poziom strat tarcia powietrza w szczelinie powietrznej zależy od turbulentności przepływu powietrza w szczelinie (rys. 6.16):



Rys. 6.16. Straty w szczelinie powietrznej w zależności od prędkości obrotowej [72]

Wielkość strat ma znaczący wpływ na sprawność szybkoobrotowego generatora energii elektrycznej.



Rys. 6.17. Zestawienie wszystkich strat szybkoobrotowej maszyny elektrycznej [72]

Straty tarcia powietrza w szczelinie powietrznej, oraz straty tarcia w łożyskach osiągają największą wartość. Jak można zauważyć w literaturze najlepszym rozwiązaniem wpływającym na zmniejszenie strat w łożyskach jest wykorzystanie łożysk powietrznych, lub magnetycznych, które generują mniejsze straty. Wszystkie straty rosną jednak w raz ze wzrostem prędkości obrotowej maszyny elektrycznej (rys. 6.17).

Analiza termiczna

Rozkład temperatur generatora zależy mocno od jego konstrukcji oraz połączenia mechanicznego z turbiną spalinową. Małe wymiary turbosespołu oraz bliskość elementów współpracujących powoduje iż możliwe jest uzyskanie wysokiej temperatury podczas pracy generatora. Tak więc materiały dobierane są pod kątem ich możliwości termicznych w celu zapewnienia bezawaryjnej pracy w możliwie wysokich temperaturach. W tabeli 6.2 można zauważyć iż materiał z którego wykonany jest rdzeń stojana może pracować w temperaturze do 200 °C [71].

Tabela 6.2. Maksymalne temperatury pracy elementów generatora energii elektrycznej [71]

	Maksymalna temperatura pracy
Magnes trwały	
Sm ₂ Co ₁₇	350 °C
Łożyska szybkoobrotowe	
Smarowanie olejowe	200 °C
Uzwojenie stojana	
Typowa izolacja	155 °C
Izolacja wysokotemperaturowa	240 °C
Rdzeń stojana	
Amorficzne/nanokrystaliczne	150 °C
Ni-Fe	180 °C

Analiza mechaniczna

W tabeli 6.3 przedstawiono materiały przeznaczone na wirnik generatora energii elektrycznej. Rodzaj zastosowanego materiału ma nie tylko wpływ na trwałość wirnika, ale również na sprawność maszyny elektrycznej. Najlepszym rozwiązaniem pod względem energetycznym jest wirnik z magnesu trwałego, jest on jednak narażony na duże naprężenia powstające w zakresie wysokich prędkości obrotowych. Konieczne jest w tedy wykorzystanie tulei ze stopu tytanu. Wirniki stalowe są bardziej wytrzymałe jednak ich sprawność jest nie wielka.

Siła dośrodkowa działająca na wirnik stanowi iloczyn gęstości ciała ρ , promienia r i kwadratu prędkości kątowej ω [71].

$$F = \rho \cdot r \cdot \omega^2 \quad (6.11)$$

Analizując pracę bezszczotkowej maszyny elektrycznej pod względem mechanicznym należy wziąć pod uwagę dwa elementy:

- naprężenia między cylindrycznym magnesem stałym i tuleją,

- naciski występujące w kontakcie magnes stały tuleja.

Oba te przypadki można wyznaczyć drogą analityczną.

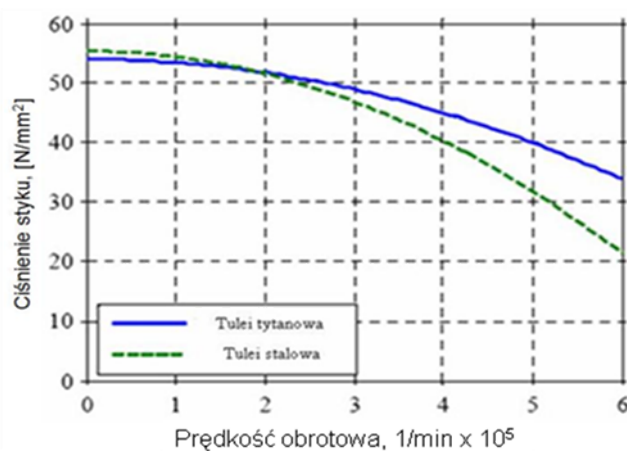
Pierwszy przypadek oblicza się według hipotezy Mizesa następującą zależnością:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r \sigma_\theta} \quad (6.12)$$

Tabela 6.3. Własności mechaniczne materiałów przeznaczonych na wirnik [71]

	Tytan klasy 5	Stal austenityczna	Magnesy trwałe
Stop	Ti-6Al-4V	Fe, Cr, Mn, Mo, N	Sm ₂ Co ₁₇
Gęstość	4.4 g/cm ³	8 g/cm ³	8.3 g/cm ³
Moduł sprężystości	114 GPa	180 GPa	190 GPa
Granica pełzania	895 MPa	975 MPa	120 ^a /800 ^b MPa
Granica sprężystości	826 MPa	615 MPa	120 ^a /800 ^b MPa
Współczynnik rozszerzalności cieplnej	9.1e-6 1/K	15.5e-6 1/K	8-11e-6 1/K

Drugi przypadek powstaje w wyniku rosnącej prędkości i obciążenia, które powoduje efekt rozluźnienia między magnesem trwałym, a tuleją. Naciski muszą być jednakowe w całym zakresie prędkości obrotowej, aby zapewnić przeniesienie momentu obrotowego z magnesu trwałego na tulei, który jednocześnie działa jako wał napędowy. Tuleje tytanowe zmniejszają nacisk wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Jest to spowodowane modułem sprężystości, który w porównaniu do gęstości tytanu jest większy od stali (rys. 6.18) [71].



Rys. 6.18. Zmiana nacisku magnesu stałego na tulei w funkcji prędkości obrotowej [71]

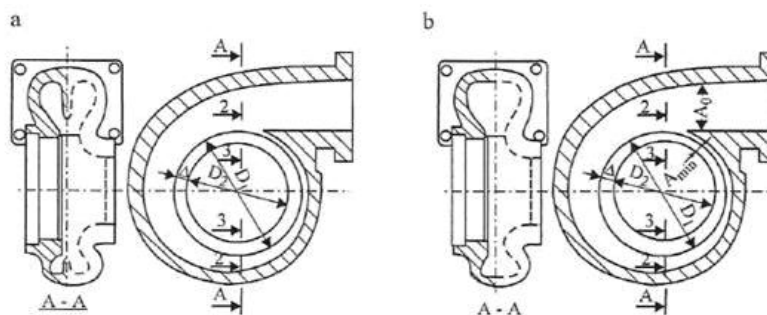
W wyższych temperaturach rozluźnienie materiału nie ma tak negatywnego wpływu ze względu na dużą rozszerzalność cieplną tulei w stosunku do magnesu trwałego. Dlatego też tytan jest preferowanym materiałem na tulei ze względu na to iż ma podobną rozszerzalność cieplną jak magnes trwały. Oznacza to iż nacisk w funkcji temperatury pozostaje na stosunkowo niezmiennym poziomie w stosunku do stali.

6.2.2 Turbina spalinowa

Turbina promieniowa

Turbiny promieniowe nazywane również dośrodkowymi budowane są najczęściej jako maszyny jednostopniowe. Zbudowana jest ona z trzech zasadniczych elementów:

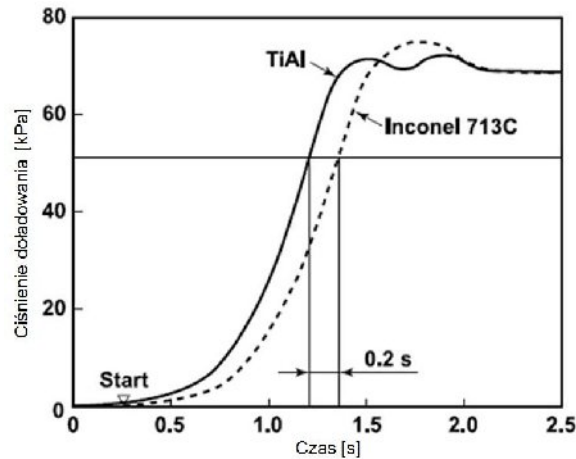
- kolektora spiralnego (podwójny, lub pojedynczy kanał spiralny),
- kierownic,
- wirnika.



Rys. 6.19. Wlot spalin do turbiny: a) turbina z podwójnym kanałem spiralnym, b) turbina z pojedynczym kanałem spiralnym [55]

Turbiny spalinowe budowane są z pojedynczym lub podwójnym kanałem spiralnym (rys. 6.19). W silnikach spalinowych o małej objętości skokowej (poniżej 2.0 dm^3) wykorzystywane są turbiny z pojedynczym kanałem spiralnym. Spowodowane jest to lepszym efektem odzysku energii ze spalin. W turbinie spalinowej czynnik przepływa od kolektora zbiorczego na zewnętrznej stronie czynnika przez kierownice turbiny, promieniowo przez łopatki wirnika, do kolektora wewnętrznego, który odprowadza spaliny na zewnątrz.

Typowe wirniki turbin spalinowych wykonywane są z materiałów lekkich na bazie niklu. Zastosowanie tego typu stopów pozwala na uzyskanie wirnika o małej masie. Mniejsza masa wirnika pozwala na bardziej efektywne wykorzystanie energii spalin oraz skrócenie czasu reakcji przy gwałtownej zmianie obciążenia silnika spalinowego [21,50,58,59].



Rys. 6.20. Porównanie czasu rozpędzania turbiny spalinowej, przy zastosowaniu różnych materiałów [58]

Na rysunku 6.20 zauważyć można iż zastosowanie odpowiedniego stopu pozwala na skrócenie reakcji turbosprężarki o 0,2 s. Ma to wpływ na przyrost ciśnienie doładowania, a co za tym idzie na „osiągi” samochodu. Istotnym elementem wpływającym na pracę turbiny spalinowej są jej wymiary geometryczne. Dobór odpowiedniej średnicy wirnika ma znaczący wpływ na sprawność adiabatyczną turbiny spalinowej tab. 6.4. Jak można zauważyć wzrost średnicy wirnika turbiny spalinowej do ok. 200 mm powoduje wzrost sprawności adiabatycznej do 85%. Turbina spalinowa, której wirnik osiąga średnicę równą 50 mm dysponuje sprawnością na poziomie 77,5%.

Tabela 6.4. Wpływ średnicy wirnika turbiny, na jej sprawność adiabatyczną [55]

D_2 [mm]	200	150	100	75	50
η_{ad} [%]	85	83,6	81,5	80	77,5

Sprawność adiabatyczna η_{ad} turbiny spalinowej stanowi iloczyn sprawności łopatkowej η_v turbiny oraz sumarycznej sprawności częściowej $\bar{\eta}_t$ i wyraża się wzorem [55]:

$$\eta_{ad} = \eta_v \cdot \bar{\eta}_t \quad (6.13)$$

Sprawność łopatkową turbiny można zapisać w następującej postaci [55]:

$$\eta_v = 2 \frac{u}{c_{ad}} \left[\varphi_1 \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \left(\frac{u_2}{c_{ad}} \right)^2 \left(1 - d^{-2} \right)} - \frac{u_2}{c_{ad}} \right] \times \left[1 + \bar{d} \frac{\psi_1 \cos \beta_3}{\cos \beta_2} \right] + \frac{u_2}{c_{ad}} (1 - d^2) \quad (6.14)$$

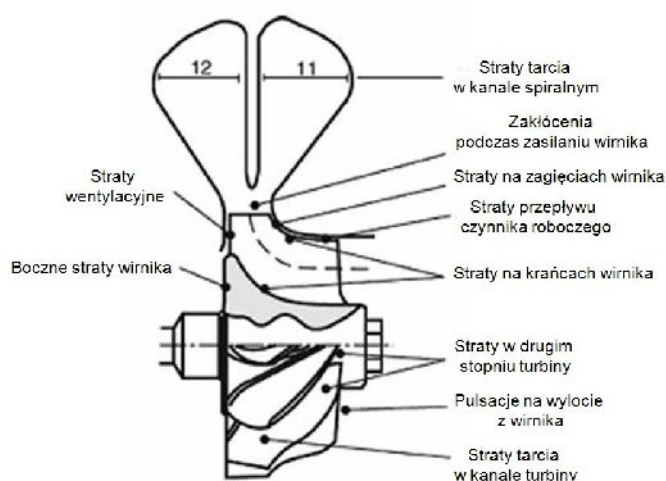
Sumaryczną częściową sprawność można z kolei przedstawić w postaci zależności, która składa się z trzech członów, pierwszy zależny od wysokości łopatek turbiny h , drugi od stopnia rozprężania w turbinie ϵ , a trzeci od kąta wlotu strumienia gazu na wlocie

do turbiny $\alpha 1$:

$$\bar{\eta}_t = \eta_{(h)} \eta_{t(\varepsilon)} \eta_{(\alpha 1)} \quad (6.15)$$

Wzrost sprawności adiabaticznej uzyskać można w przypadku dwukanałowego spiralnego wlotu spalin do turbiny. Turbiny spalinowe mogą być charakteryzowane stopniem turbiny oraz współczynnikiem przepływu. Dla typowych turbin promieniowych maksymalna wartość stopnia turbiny powiązana jest z jej sprawnością i wynosi 0,95. Osiągnięcie wyższych stopni turbiny wymaga zastosowania zmiennej geometrii turbiny spalinowej. Zastosowanie turbin o zmiennej geometrii pozwala na zwiększenie współczynnika załadunku o 1,15 to jest o około 20%. Rozwiązanie to umożliwia regulację pracy turbiny w dużym zakresie zmienności natężenia przepływu spalin i stopnia rozprężania [55]. Mały kąt pochylenia łopatki powoduje wzrost pola powierzchni przepływu spalin. Jednocześnie następuje spadek prędkości spalin. Duże natężenie przepływu spalin powoduje mały stopień rozprężania. Wzrost kąta pochylenia łopatki wywołuje wzrost ciśnienia spalin zasilających turbinę przy jednoczesnym wzroście dławienia przepływu. Rośnie także prędkość przepływu spalin, które powodują wzrost mocy i momentu obrotowego turbiny [55].

Zakres dostępnych regulacji jest znacząco większy przy wykorzystaniu turbiny o zmiennej geometrii łopatek. Problem występuje w momencie skrajnego położenia łopatek kierownicy. Położenie takie powoduje pogorszenie sprawności turbiny nawet o 15%. Straty stanowią jeden z podstawowych elementów wpływających na sprawność turbiny spalinowej (rys. 6.21). Dla małych turbin, wielkość szczeliny pomiędzy wirnikiem, a obudową stanowi znaczącą część wszystkich strat.



Rys. 6.21. Straty przepływu w turbinie [59]

Różnice te powodują straty związane z dławieniem oraz straty rozdziału strumienia czynnika w wirniku turbiny. Straty tarcia czynnika mają także wpływ w małych turbinach spalinowych wyposażonych w upust spalin, gdzie obudowa turbiny ma małą powierzchnię.

Przepływ spalin przez turbinę

Procesy gazodynamiczne w układzie wylotowym silnika spalinowego mają istotny wpływ na pracę turbiny spalinowej [39]. Połączenie poszczególnych cylindrów powoduje powstanie niekorzystnego zjawiska fal odbitych, które to fale dysponują różnymi prędkościami i rozpraszają energię impulsów ciśnienia spalin.

Chwilowa wartość energii impulsów oscyluje wokół średniej wartości stałej dla ustalonego zakresu obciążenia z częstotliwością pierwszej harmonicznej. Opisują zależność [39]:

$$f_1 = 2 \frac{l_1 \omega}{m} \quad (6.16)$$

Uśrednioną wartość strumienia entalpii spalin zasilającą turbinę opisać można w następującej postaci [39]:

$$\overline{\dot{H}_{imp}} = \int_0^{\tau} \dot{m}_{sp} c_{sp} (T_{sp}) T_{sp} d\tau \quad (6.17)$$

Prędkość rozprzestrzeniania się szczytowej amplitudy fali ciśnienia v_f przedstawia równanie:

$$v_f = a + c \quad (6.18)$$

Jeśli prędkość dźwięku w spalinach wyraża formuła:

$$a = \sqrt{\chi R T_{sp}} \quad (6.19)$$

a liczba Macha M_a stanowi funkcję prędkości przepływu spalin w kanale:

$$c = a M_a \quad (6.20)$$

to

$$v_f = \sqrt{\chi R T_{sp}} (M_a + 1) \quad (6.21)$$

Chwilową wartość temperatury spalin opisuje wyrażenie:

$$T_{sp} = \frac{v_f^2}{\chi R (M_a + 1)^2} \quad (6.22)$$

Prędkość rozchodzenia się szczytowej amplitudy fali ciśnienia spalin opisuje zależność:

$$v_f = \frac{L}{\tau_f} \quad (6.23)$$

$$\frac{p_1^*}{p_1} = \left(1 + \frac{\chi - 1}{2} M_a^2\right)^{\frac{\chi}{\chi - 1}} \quad (6.24)$$

stąd:

$$M_a = \sqrt{\frac{2 \left[\left(\frac{p_1^*}{p_1} \right)^{\frac{\chi - 1}{\chi}} - 1 \right]}{\chi - 1}} \quad (6.26)$$

Chwilowa wartość masowego natężenia przepływu spalin przedstawia się następująco:

$$m_{sp} = A c \rho_{sp} \quad (6.27)$$

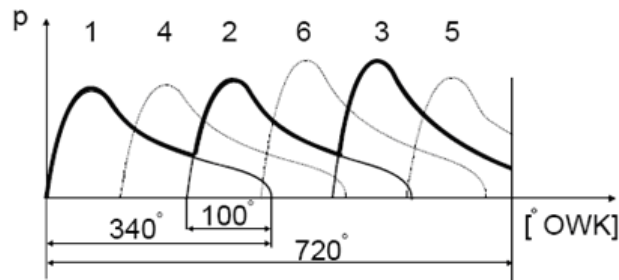
Natomiast chwilowa wartość prędkości przepływu spalin definiowana jest następująco:

$$c = M_a \frac{L}{\tau(M_a + 1)} \quad (6.28)$$

Chwilową wartość gęstości spalin opisuje równanie:

$$\rho_{sp} = \frac{p_1}{R_{sp} T_{sp}} \quad (6.29)$$

Przyczyną strat energii spalin oraz mocy turbiny jest zmienna amplituda impulsu ciśnienia spalin w poszczególnych punktach układu wylotowego rys. 6.22. Powodem zmiennej amplitudy ciśnienia są opory przepływu na odcinku między zaworem, a kierownicą turbiny oraz odbijanie się fal ciśnienia, które to pochodzą od pozostałych cylindrów.



Rys. 6.22. Przebieg zmian ciśnienia spalin w kanałach wylotowych przed turbiną [39]

Jak wskazuje autor publikacji rys. 6.22 dla silnika o kolejności wtrysku 1-4-2-6-3-5 takie rozwiązanie gdzie otwarcie zaworu wylotowego trwa $\alpha_w = 340^\circ$ obrotu wału korbowego, wpływa na efekt nakładania się impulsów fali ciśnienia z dwóch cylindrów przez $\alpha_w = 100^\circ$ OWK. Dzięki temu uzyskuje się wzrost sprawności turbiny, kosztem większych nakładów pracy na usuwanie spalin [39].

7. Stanowisko badawcze i system pomiarowy

7.1. Charakterystyka obiektu badań

7.1.1. Silnik zastosowany w badaniach

Jednostka napędowa wykorzystywana w badaniach to silnik typu FIRE wykorzystywany w samochodach Fiat Punto II. Parametry techniczne silnika badawczego przedstawiono w tabeli 7.1.

Tabela 7.1. Podstawowe dane silnika doświadczalnego

Dane techniczne silnika badawczego	
Silnik	16 - zaworowy
Kod silnika	188 A5.000
Średnica cylindra (mm)	70,8
Skok tłoka (mm)	78,86
Objętość	1242 (cm ³)
Stopień sprężania	10,6
Kolejność zapłonu	1 – 3 – 4 - 2
Ciśnienie wtrysku/ciśnienie w układzie	3.5 (bar)
Moc maksymalna	59 kW/5000 obr/min.
Maksymalny moment obrotowy	144Nm/4000 obr/min.

Jednostka napędowa pracowała z hamownią silnikową. Hamownię silnikową stanowiła maszyna elektryczna rys. 7.1b. Proces sterowania hamownią odbywał się za pomocą panelu sterującego rys. 7.1a.



Rys. 7.1. Symulator obciążenia drogowego: a) pulpit sterowniczy, b) silnik spalinowy z maszyną prądu stałego

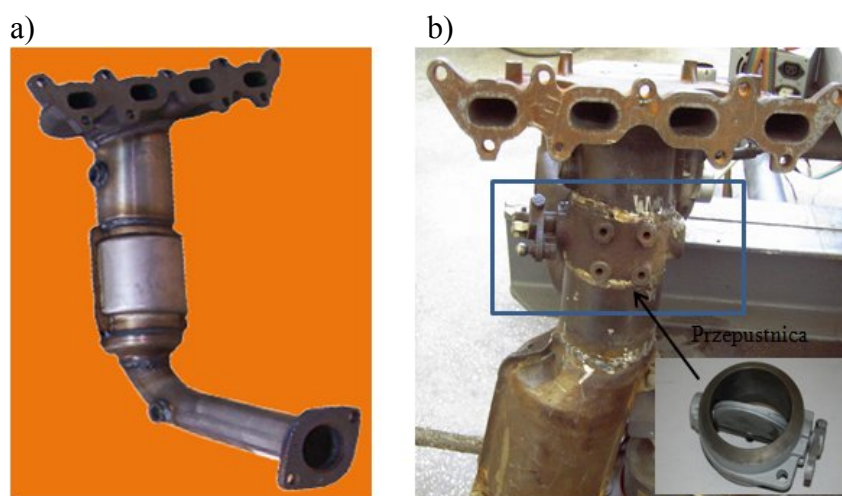
Oryginalny sterownik silnika badawczego składającego się z jednostki Bosch Motronic ME 7.3H4 zastąpiony został sterownikiem uniwersalnym DTA S100. Do implementacji nowego sterownika konieczne było wyprowadzenie nowych przewodów z układu sterującego pracą silnika spalinowego. W tym celu konieczne było poznanie połączeń instalacji elektrycznej ECU jednostki napędowej przedstawionej w tabeli 7.2.

Tabela 7.2. Objąsnienie ukłąd sterowania silnikiem 188 A5.000

Bosch Motronic ME 7.3H4	
1. wtryskiwacz	83. złącze diagnostyczne
2. elektrozawór oczyszczania pojemnika	90. gówny przekaźnik
3. pompa paliwa	91. przekaźnik pompy paliwa
11. cewka zapłonowa	100. zespół sterowania
33. czujnik połozenia przepustnicy	149. przełącznik ciśnienia oleju
37. czujnik tlenu	159. przełącznik bezwładnościowy
39. przemiennik magnetyczny na wale korbowym	185. przełącznik sprzęgła
42. czujnik temperatury chłodzenia	202. system CAN
45. czujnik detonacji	208. wentylator chłodzący
58. czujnik połozenia pedału prześpieszenia	216. silnik regulacyjny przepustnicy
63. czujnik temperatury powietrza i czujnik ciśnienia bezwzględne w kolektorze	276. zespół sterowania
80. klimatyzacja	

7.1.2. Modernizacja obiektu badań

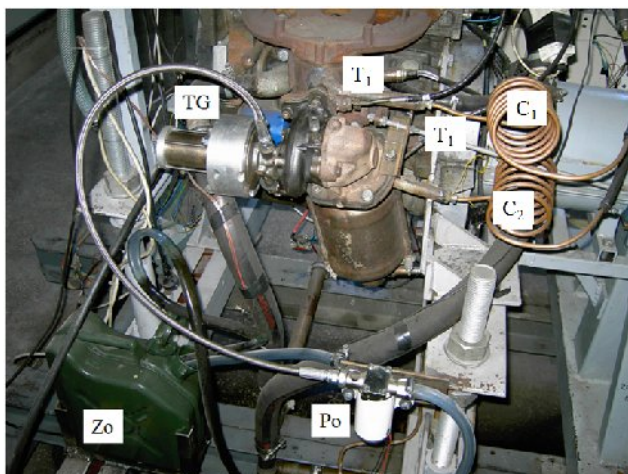
W celu aplikacji turbogeneratora do silnika spalinowego dokonano modyfikacji kolektora wylotowego rys. 7.2a. Tradycyjny kolektor wylotowy wyposażony został w dodatkowy zawór, zadanie zaworu było sterowanie napływem spalin rys. 7.2b.



Rys. 7.2 Modernizacja kolektora wylotowego w celu implementacji turbogeneratora z silnikiem spalinowym:
a) kolektor wylotowy przed modyfikacją, b) kolektor wylotowy po modyfikacji z zainstalowaną przepustnicą

Sterowanie zaworem odbywał się ręcznie za pomocą pręta połączonego z prowadnicą. Zamknięcie zaworu w układzie wylotowym powodowało napływ spalin na turbinę. Zmodyfikowany kolektor wylotowy rys. 7.3 wyposażony został również w czujniki temperatury spalin „T₁” pomiar temperatury przed turbogeneratorem, „T₂” pomiar temperatury spalin za turbogeneratorem „TG” oraz czujniki ciśnienia spalin „C₁” pomiar ciśnienia spalin przed turbogeneratorem i „C₂” pomiar ciśnienia spalin za turbogeneratorem.

Do smarowania łożysk ślizgowych wykorzystano pompę zębatą napędzaną 12 V silnikiem elektrycznym. Tego typu pompa przeznaczona jest specjalnie do smarowania turbosprężarek. Do smarowania łożysk wykorzystano olej silnikowy Lotos 15W40. Olej znajdował się w karnistrze a jego transport do turbogeneratora odbywał się po przez wąż wysokociśnieniowy.



Rys. 7.3 Zmodyfikowany kolektor wylotowy wraz z turbogeneratorem

Maksymalne ciśnienie smarowania wynosiło 1,7 bara. Wartość ciśnienia smarowania dobrana została na podstawie danych pompy zębatej. Ciśnienie smarowania utrzymywane było cały czas na tym samym poziomie niezależnie od pracy turbogeneratora. Zasilanie pompy oleju odbywało się po przez przełącznik połączony z pompą paliwa. W momencie włączenia zapłonu załączała się pompa paliwa, a wraz z nią zębata pompa oleju. Kiedy rozruch silnika nie nastąpił w ciągu 30 sekund nastąpiło wyłączenie pompy paliwa i pompy oleju. Takie zasilanie miało na celu uniknięcie niepotrzebnych rozruchów pompy oleju oraz niepotrzebnego smarowania turbogeneratora. Pompa oleju wyposażona została również w mechanizm kontroli pracy. Występowały dwa zabezpieczeń; świetlne i akustyczne. W momencie braku zasilania na pompie zaświecała się czerwona lampka oraz generowany był dźwięk akustyczny w celu ostrzeżenia przed możliwą awarią. Mechanizm zabezpieczenia pracy pompy oleju z powodu niedopuszczenia do ewentualnego zatarcia łożysk ślizgowych turbogeneratora.

7.1.3. SYMULATOR OBCIĄŻENIA DROGOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Do badań wykorzystano stanowisko rys. 7.1 umożliwiające analizę pracy rzeczywistego silnika spalinowego we współpracy z wirtualnym samochodem. Zasadę działania systemu Symulatora Drogowego Obciążenia Silnika opisano w pracach promotora

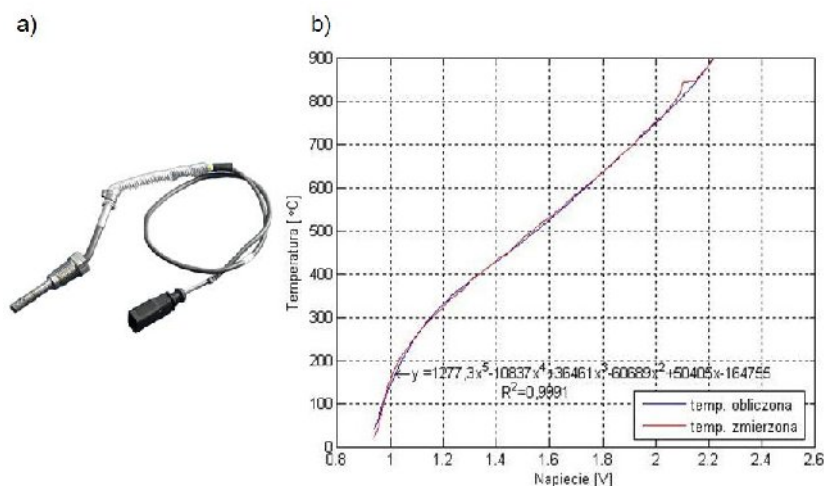
[19,20]. Podstawowym układem wykonawczym tego systemu jest maszyna elektryczna prądu stałego, o mocy znamionowej 80 kW, sterowana za pomocą czteroćwiartkowego przekształtnika tyrystorowego. Maszyna elektryczna połączona jest za pomocą wału pędnego z obiektem badań, czyli samochodowym silnikiem tłokowym. Samochód oraz oddziaływanie otoczenia przedstawiono zgodnie z modelem opisanym w pracy [20].

Podczas badań właściwości robocze silnika zostały określone po przez pomiar odpowiednich wielkości. To też na stanowisku badawczym znajduje się analizator spalin, przepływomierz paliwa, układ do pomiaru momentu skręcającego wał pędny, a tak że układ mierzący prędkość kątową (ω_s). Zastosowana została metoda tensometryczna do pomiaru momentu skręcającego wał pędny, a sygnał natomiast przekazywany był za pośrednictwem układu telemetrycznego. Dokładność pomiaru szacuje się na $\pm 0,5\%$. Prędkość kątową mierzona była za pomocą prądnicy tachometrycznej. Błąd pomiaru wahał się w granicy $\pm 0,5\%$.

7.2. Aparatura pomiarowa

Czujnik temperatury spalin

Pomiar temperatury spalin odbywał się za pomocą dwóch czujników temperatury rys. 7.4a zainstalowanych przed i za turbiną spalinową. Niezbędne było wyznaczenie charakterystyki temperaturowo-napięciowej czujników rys. 7.4b. Charakterystyka ta została wykonana w piecu do wygrzewania próbek metali w Katedrze Materiałoznawstwa i Technologii Bezwiórowych Politechniki Opolskiej.

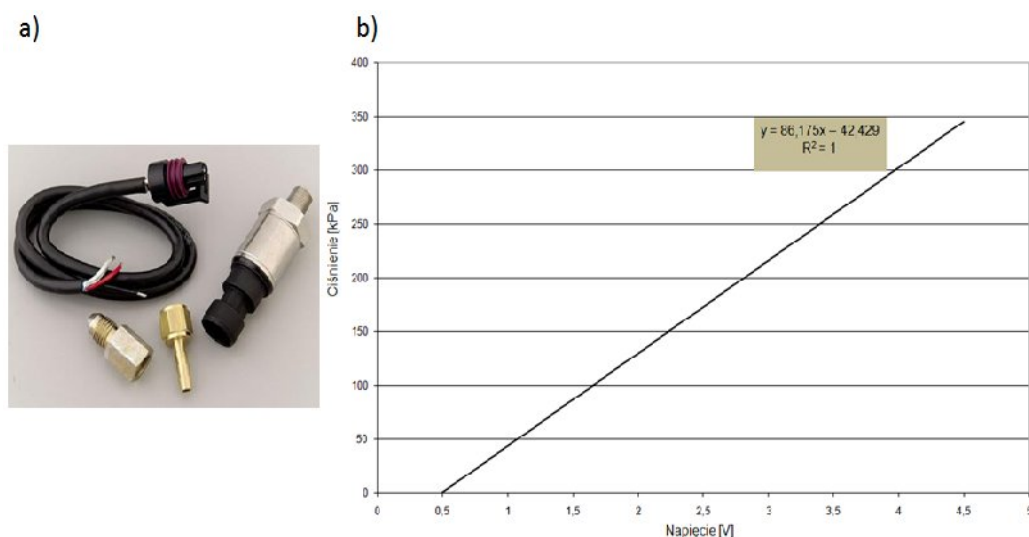


Rys. 7.4. a) czujnik temperatury spalin, b) charakterystyka temperaturowo – napięciowa czujnika temperatury spalin

Rejestracja temperatury spalin przed i za turbiną odbywała się za pośrednictwem karty pomiarowej. Rejestrowana seria pomiarów podlegała obróbce. Obróbka uzyskanych pomiarów polegała na określeniu wartości średniej temperatury przed i za turbiną w badanym punkcie pracy silnika spalinowego. Pomiaru temperatury dokonywano w trakcie pracy jednostki napędowej z i bez turbogeneratora.

Czujnik ciśnienia spalin

Do pomiaru ciśnienia spalin przed i za turbiną wykorzystane zostały czujniki PREASSURE SENSOR AEM P/N 30 – 2130 – 75 (5bar) rys. 7.5a. Dla czujnika sporządzono charakterystykę napięciową rys. 7.5b.



Rys. 7.5. a) czujnik ciśnienia spalin, b) wzorcowanie czujnika ciśnienia

Rejestracja ciśnienia spalin przed i za turbiną odbywała się za pośrednictwem karty pomiarowej. Rejestrowana seria pomiarów podlegała obróbce. Obróbka uzyskanych pomiarów polegała na określeniu wartości średniej ciśnienia spalin przed i za turbiną w badanym punkcie pracy silnika spalinowego. Pomiaru ciśnienia spalin dokonywano w trakcie pracy jednostki napędowej bez i z turbogeneratorem

Analizator spalin

Zamiana fabrycznego sterownika silnika spalinowego na uniwersalny sterownik DTA S100 wymagała ustawień i kalibracji nowego sterownika. Ustawienia te odbywały się w panelu kontrolnym sterownika, po przez ustawianie map czasu wtrysku paliwa oraz kąta wyprzedzenia zapłonu. Po zakończeniu ustawień dokonywano weryfikacji nowo

wprowadzonych danych do sterownika. Weryfikacja ta odbywała się po przez hamownię silnikową (kontrola pracy jednostki napędowej) oraz po przez analizator spalin. Analizator spalin służył do bieżącej oceny emisji spalin oraz składu mieszaniny powietrznej. W razie uzyskania wartości emisji spalin w zakresie wartości niedopuszczalnych dokonywano weryfikacji ustawień sterownika uniwersalnego DTA S100 i powtarzano procedurę. Pomiar emisji substancji szkodliwych wykonywany był za pomocą wieloskładnikowego analizatora spalin Leader 8000 Motorscan posiadający atest zgodnie z Decyzją Głównego Urzędu Miar nr ZT 142/95 o zatwierdzeniu typu w I klasie OIML, Atest nr 330/95 ITS. Analizator podczas badań pozwala na pomiar stężenia następujących składników spalin: HC, CO, CO₂, NO_x, O₂, λ, a także dokonuje pomiaru prędkości obrotowej silnika jak i temperatury jego oleju. Pomiar temperatury oleju silnikowego odbywa się za pomocą sondy (termopary) mocowanej w miejscu miarki poziomu oleju, natomiast prędkość obrotowa silnika spalinowego mierzona jest za pomocą cęg indukcyjnych mocowanych na przewodzie wysokiego napięcia. Podstawowe parametry analizatora przedstawione zostały w tab. 7.3.

Tabela 7.3. Podstawowe parametry analizatora spalin Leader 8000 Motorscan

Zakres pomiarowy	Zakres pomiarowy	Rozdz.	Metoda pomiarowa
CO	0÷ 9,99 %obj.	0,01	NDIR
CO ₂	0÷ 19,9 %obj.	0,1	NDIR
HC	0÷ 9999 ppm	1	NDIR
O ₂	0÷ 25,0 %obj.	0,1	elektrochem.
NO _x	0÷ 2000 ppm	10	elektrochem.
Lambda (λ)	0,000÷ 2,000	0,001	czujnik tlenu
Prędkość obrotowa silnika	0÷ 5.000 obr/ min	20	czujnik indukcyjny
Temperatura oleju lub spalin	0÷ 600 °C	2	termopara

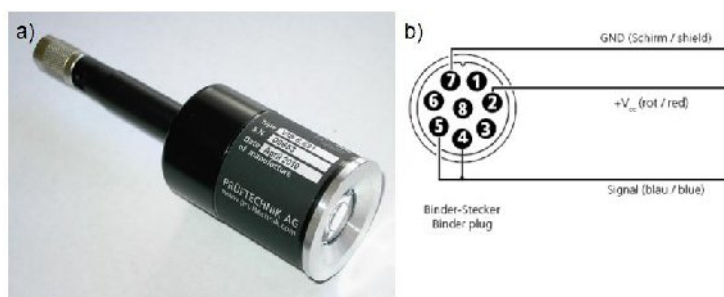
Zestaw do indykowania silnika

Znaczący wpływ na pracę silnika spalinowego ma przebieg procesu napełnienia oraz wylotu jednostki napędowej. Praca turbogeneratorsa zwłaszcza w zakresie cyklu obciążeniowego generatora energii elektrycznej może doprowadzić do wzrostu ciśnienia po stronie układu wylotowego silnika spalinowego. W celu określenia zmian ciśnienia we wnętrzu cylindra posłużono się zestawem do indykowania silnika spalinowego. Zestaw do indykowania silnika obejmuje wzmacniacz sygnału AVL oraz czujnik GM12D Czujnik ciśnienia zamontowany został w miejscu między głowicą, a blokiem silnika spalinowego. Za pomocą czujnika

dokonywano pomiaru ciśnienia we wnętrzu cylindra. Celem pomiaru była obserwacja ewentualnych zakłóceń w procesie spalania podczas pracy silnika spalinowego z turbogeneratorem. Pomiar dokonywano także w trakcie pracy jednostki napędowej bez turbogeneratora.

Czujnik prędkości obrotowej

Do pomiaru prędkości obrotowej turbogeneratora wykorzystany został czujnik optyczny VIB 6.631 rys. 7.6a, który podłączony został według schematu rys. 7.6b. Czujnik wyposażony został również w przewód elektryczny i taśmę refleksyjną. Taśma refleksyjna została przyklejona na sprzęgle turbogeneratora. W momencie gdy wiązka lasera emitowana z czujnika trafiła na taśmę refleksyjną pojawiał się impuls. Im większa prędkość turbogeneratora tym większa ilość impulsów. Na tej podstawie po odfiltrowaniu szumów dokonywano pomiaru prędkości obrotowej turbogeneratora.



Rys. 7.6. Czujnik prędkości obrotowej VIB 6.631: a) widok ogólny, b) schemat podłączenia czujnika

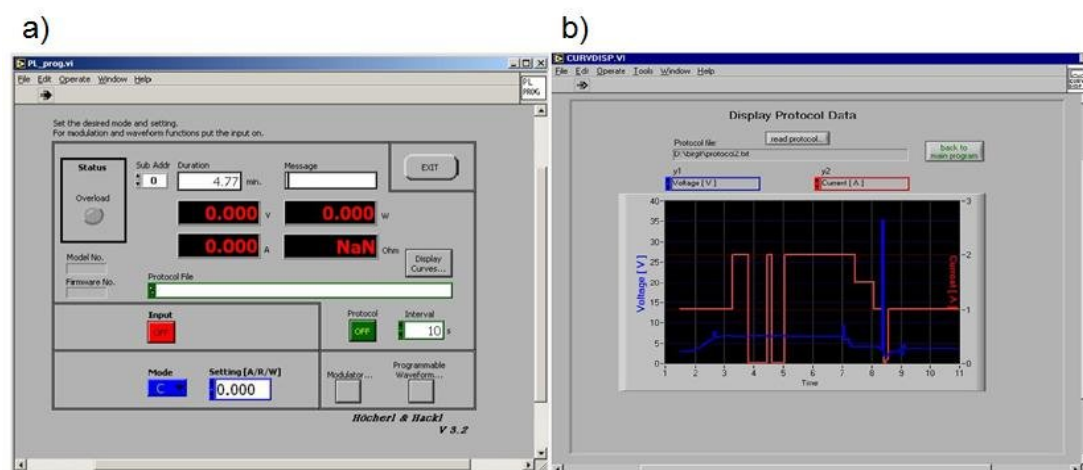
Dane techniczne czujnika zawarto w tabeli 7.4. Zawarte w tabeli dane pozwalały na odpowiednie ustawienie czujnika. Do mocowania czujnika prędkości obrotowej wykonano specjalny uchwyt mocowany do turbogeneratora. Tak wykonany uchwyt nie przenosił drgań na czujnik.

Tabela 7.4. Podstawowe dane techniczne

Czujnik VIB 6.631	
Długość fali lasera	670 nm
Klasa lasera	2 (DIN EN 60825-1, Maj 2008)
Zasilanie	Od urządzenia
Wyjście	5 [V] TTL
Zakres pomiaru	Od 0,1 do 600 000 obr./min
Temperatura pracy	- 20 °C do +50 °C
Odległość pomiarowa	< 2 m, znak refleksyjny; < 0,75 m, znak kontrastowy
Ochrona środowiska	IP 65
Połączenie	Przewód Trigger VIB 5.432-2.9
Waga	72 g

Opornica elektroniczna PL 1540 Standard

Do sprawdzenia wydajności elektrycznej turbogeneratora wykorzystano opornicę PL 1540 Electronic DC – Load 1500 W/1800 W, 400 V, 25A. Ze względu na to iż opornica jest jednofazowy, wykonano mostek trójfazowy. Trzy przewody wychodzące z turbogeneratora podłączono do mostka trójfazowego. Z mostka wychodził jeden przewód który podłączony został do opornicy elektrycznej. Do obsługi opornicy elektrycznej wykorzystany został sterownik stworzony w pakiecie LabView rys. 7.7a. Program zawierał panel kontrolno – sterujący. Za pomocą tego panelu dokonywano zmiany parametrów pracy opornicy. Podstawowe parametry podlegające zmianie to moc, prąd oraz rezystancja. Zmieniając wartości tych parametrów dokonywano rejestracji pracy turbogeneratora. Wadą panelu przedstawionego na rys. 7.7a jest to iż konieczne jest na bieżąco wprowadzanie nowych wartości. Aby tego uniknąć program został wyposażony w cykl obciążeniowy rys. 7.7b. Cykl obciążeniowy pozwalał na automatyczną zmianę parametrów pracy opornicy elektrycznej. Cykl obciążeniowy składa się z tabeli czasu trwania obciążenia i prądu obciążenia. W trakcie badań obsługa opornicy elektrycznej sprowadzała się jedynie do jej załączania i wyłączenia.



Rys. 7.7. Widok okien dialogowych a) panel sterowania opornicą, b) cykl obciążeniowy

W tabeli 7.5 przedstawiono podstawowe parametry opornicy elektrycznej. Opornica ta została specjalnie dobrana do generatora energii elektrycznej. Dobór opornicy opierał się na fabrycznych danych generatora. Parametry, które były brane pod uwagę w trakcie doboru

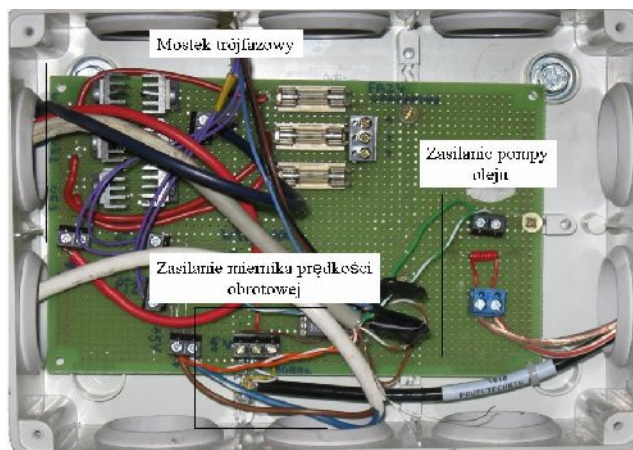
opornicy elektrycznej to moc która nie powinna być mniejsza niż 1000 W, prąd obciążenia minimum 5A, napięcie co najmniej 400V.

Tabela 7.5. Parametry opornicy

Electronic Load Model PL 1540 Standard	
Limity:	
Moc ciągła:	1500 W
Chwilowa moc maksymalna:	1800 W
Max. napięcie wejściowe	400 V
Min. napięcie wejściowe	1,4 V
Max. prąd obciążenia	25 A

Skrzynka rozdzielcza aparatury pomiarowej

Elementy pomiarowe połączone były za pomocą skrzynki rozdzielczej rys. 7.8, w której znajdowały się następujące elementy:



Rys. 7.8. Skrzynka rozdzielcza

Mostek trójfazowy, do którego podłączony został generator trójfazowy oraz opornica jednofazowa. Mostek trójfazowy wyposażony został w układ sześciu radiatorów w celu utrzymania temperatury mostka na poziomie gwarantującym jego poprawne działanie. Dodatkowo układ trójfazowy posiadał bezpieczniki założone na każdej fazie. Zadaniem bezpieczników było niedoprowadzenie do przeniesienia zbyt dużego obciążenia na generator

energii elektrycznej. W sytuacji zbyt dużego obciążenia następowało przerwanie połączenia elektrycznego w bezpiecznikach.

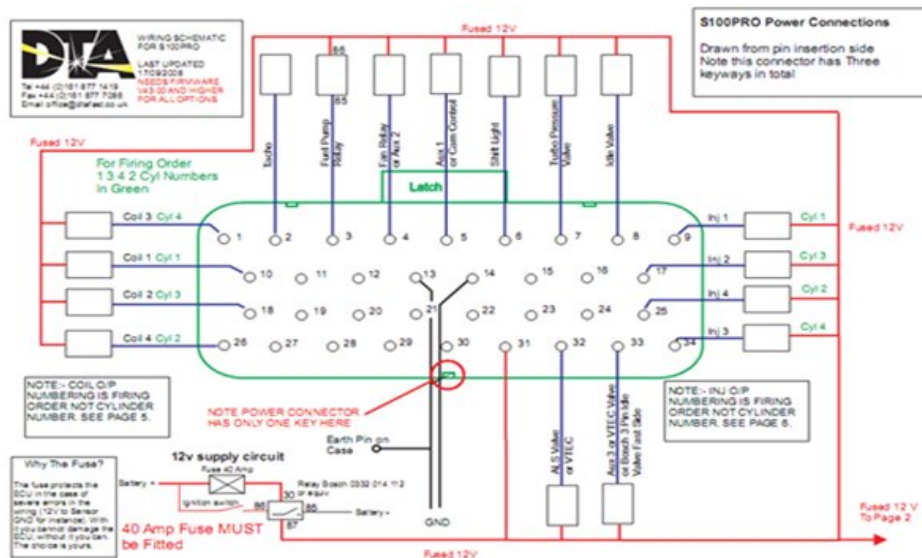
Zasilanie pompy oleju, która służyła do smarowania łożysk turbogeneratora. Do smarowania łożysk ślizgowych turbogeneratora wykorzystano pompę zębatą napędzaną 12 V silnikiem elektrycznym. Zastosowana pompa jest specjalnie dedykowana do smarowania zespołów turbosprężarkowych. Pompa zasilana była po przez przekaźnik i załączana była wraz z pompą paliwa w momencie włączenia zapłonu. Jeśli zapłon silnika spalinowego nie nastąpił po upływie 30 sekund następowało odłączenie pompy oleju oraz pompy paliwa. Pompa oleju posiadał również zabezpieczenie świetle oraz akustyczne, które aktywowało się automatycznie w momencie braku zasilania pompy zębatej.

Zasilanie miernika prędkości obrotowej, który służył do pomiaru tego parametru w trakcie pracy turbogeneratora. Miernik podłączony został do karty pomiarowej za pomocą przewodu, który znajdował się w komplecie z miernikiem. Miernik umieszczony był na specjalnym uchwycie, który przenosił drgania z silnika nie powodując zakłóceń w pracy miernika.

7.3. System pomiarowy

Sterownik uniwersalny DTA S100

Fabryczny sterownik Bosch Motronic ME 7.3 H4 silnika 188 A5.000 zastąpiony został uniwersalnym sterownikiem DTA S100 firmy Fast. Sterownik ten umożliwia programowanie parametrów pracy silnika spalinowego oraz zapis danych w trakcie jego pracy. Do sterownika podłączono szereg czujników obsługujących i nadzorujących pracę silnika spalinowego. Podłączenie czujników do sterownika odbywało się za pomocą dwóch złączy. Każde złącze posiadało osobny opis pinów rys. 7.9.



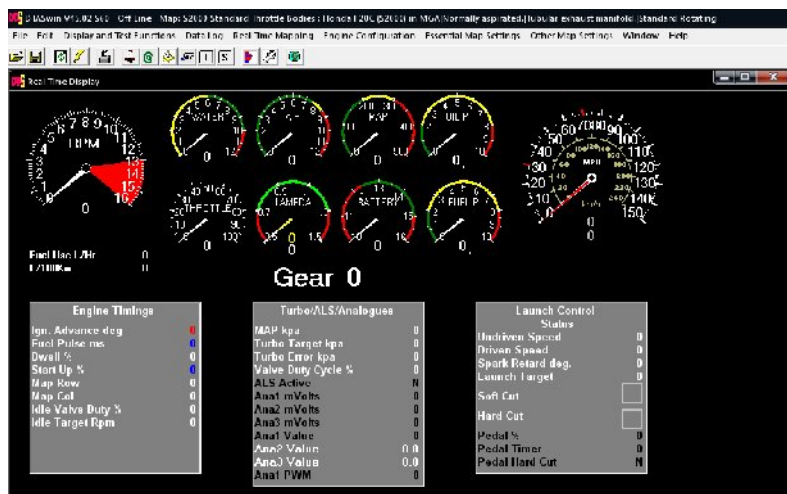
Rys. 7.9. Podłączenie sterownika uniwersalnego

Każdy pin opisany był pod kątem obsługi odpowiedniego czujnika. W celu podłączenia czujnika z odpowiednim pinem danej wtyczki wyprowadzono przewody zgodnie z opisem tab. Przewody te zostały ponumerowane, aby nie doszło do pomyłki w trakcie montażu. Po podłączeniu wszystkich pinów uruchomiono program obsługujący sterownik uniwersalny DTA. W programie tym dokonano weryfikacji ustawień parametrów pracy jednostki napędowej, dla silnika 188 A. 5000. Weryfikacja ta polegała na określeniu:

- liczby cylindrów,
- liczby cewek zapłonowych,
- maksymalnej prędkości obrotowej,
- skalowania czujnika podciśnienia w kolektorze dolotowym,
- skalowanie czujnika temperatury w układzie dolotowym,
- skalowanie czujnika temperatury cieczy chłodzącej oraz określenie wartości temperatury przy, której ma się włączyć wiatrak,
- wybór odpowiedniego czujnika do danego modelu silnika spalinowego z listy,
- określenie map kąta wyprzedzenia zapłonu,
- określenie map czasu wtrysku paliwa,
- inne.

DTA S100 pozwala na dokonanie procesu sterowania oraz zapisu odczytanych parametrów z czujników, a także sygnałów sterujących z częstotliwością 1, 10, 100 Hz. Sterownik podłączony został za pomocą interfejsu. Programowanie sterownika odbywało się

przy udziale odpowiedniego modułu, który umożliwiał dowolną konfigurację układu badawczego oraz algorytmów sterowania rys. 7.10.



Rys. 7.10. Widok modułu programatora DTA S100

Samochodowy sterownik położenia przepustnicy Aurdino Nano

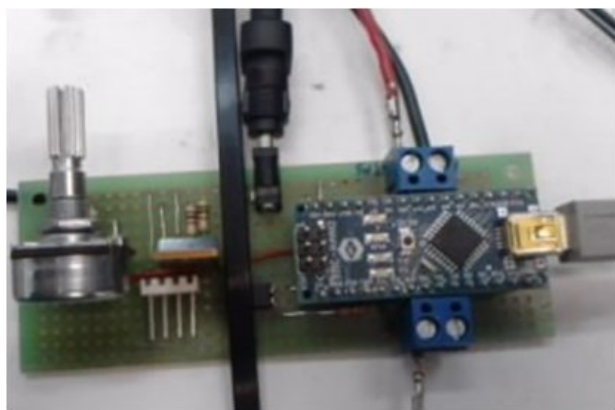
Wykorzystany w badaniach silnik spalinowy wyposażony był w elektroniczną regulację przepustnicy po przez powiązany z nią pedał przyspieszenia. Wykorzystany w badaniach sterownik uniwersalny DTA S100 nie był w stanie poprawnie starować przepustnicą. Brak poprawności sterowania objawiał się brakiem możliwości płynnego sterowania przepustnicą zwłaszcza w zakresie biegu jałowego. Aby zachować płynną kontrolę przepustnicy silnika wykorzystano sterownik zestawu rozwojowego Aurdino Nano, a jego właściwości zestawiono w tab. 7.6.

Tabela 7.6. Parametry mikrokontrolera

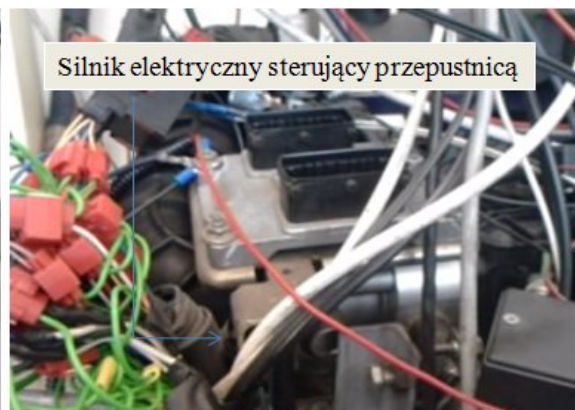
Mikrokontroler	Atmel ATmega168 lub ATmega328
Napięcie podczas pracy	5V
Napięcie wejściowe (zalecane)	7 – 12V
Napięcie wejściowe (limitowane)	6 – 20V
Piny cyfrowe (wejście/wyjście)	14 (z czego 6 dotyczy wyjścia PWM)
Piny wejścia analogowego	8
Prąd na pinie (wejście/wyjście)	40 mA
Pamięć Flash	16 kB lub 32 kB
SRAM	1 kB lub 2 kB
EEPROM	512 Bitów lub 1kB
Częstotliwość zegara	16 MHz

Koncepcję układów kondycjonujących i sterujących przetestowano na płycie uniwersalnej stykowej. Zaprojektowano i wykonano działający prototyp sterownika. Po sprawdzeniu działania sterownika pod kątem prawidłowości połączeń poszczególnych elementów oraz ich działania, zbudowany został kompletny sterownik regulujący położenie przepustnicy silnika 188 A5000. Rys. 7.11 przedstawia zaimplementowany na hamowni silnikowej sterownik położenia przepustnicy.

a)



b)



Rys. 7.11. Sterownik położenia przepustnicy: a) widok ogólny Aurdino Nano, b) obiekt sterowania przepustnicą i silnik przepustnicy

Opracowano program, dla sterownika w języku C. Za jego pomocą zaimplementowano regulatory cyfrowe PI i PID do sterowania odpowiednio prędkością kątową i kątem otwarcia przepustnicy.

Interfejs pomiarowy zestawu momentometrycznego

Urządzenie BETA 2002 to elektroniczny moduł służący do kondycjonowania sygnału pomiarowego pochodzącego z momentomierza Mt-SensorAT. System pozwala na przetwarzanie sygnału, który pochodzi z przetwornika momentu w momentomierzu oraz przetwornika optoelektronicznego wbudowanego w momentomierz. Urządzenie doprowadza sygnał wyjściowy napięciowy w postaci analogowej ($\pm 10V$) oraz sygnał wyjściowy cyfrowy w postaci strumienia danych wysłanych przez łącze szeregowe RS232 Wyjścia analogowe i cyfrowe RS232 izolowane są od masy momentomierza galwanicznie. Dane układu do pomiaru momentu zawiera tab. 7.7

Tabela 7.7. Charakterystyczne dane zestawu momentometrycznego SensorAT

Lp.	Cecha	Wartość
1.	Średnica wałka wyjściowego/długość całkowita	38mm (g6)/190 mm

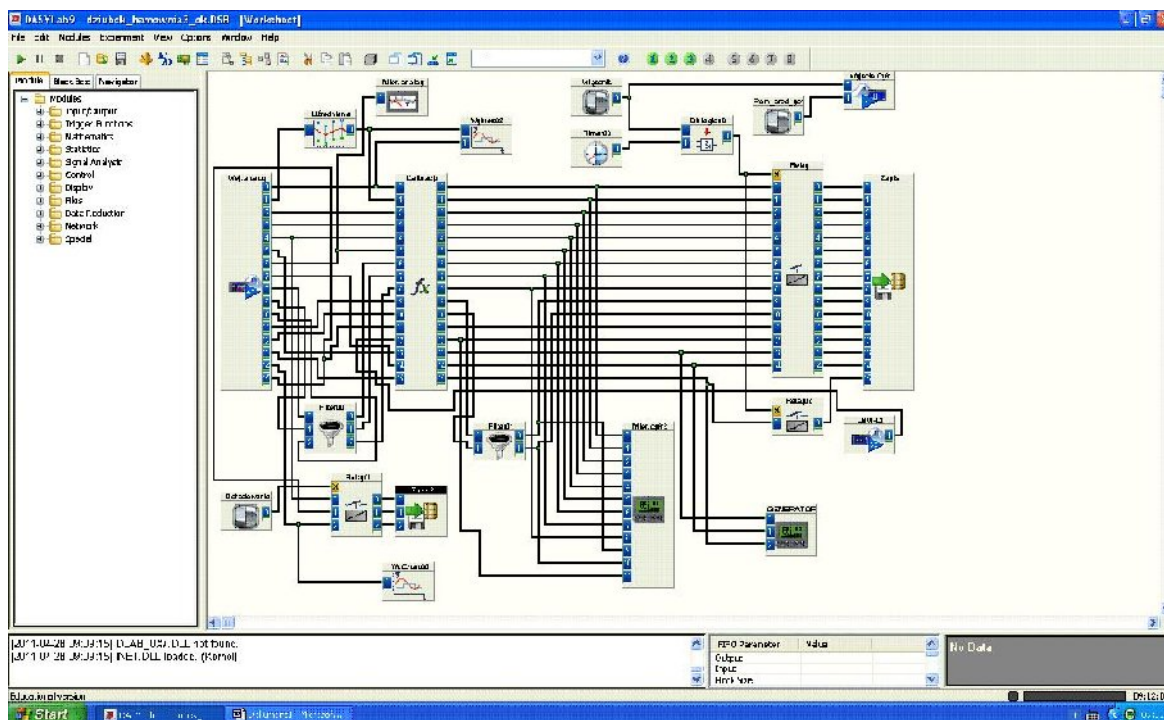
2.	Zakres pomiarowy momentu obrotowego	0 – ±200 Nm
3.	Zakres pomiarowy prędkości obrotowej	0 - 6000 obr/min
4.	Zakres sygnałów wyjściowych (moment obrotowy)	-10 - +10V
5.	Zakres sygnałów wyjściowych (prędkość obrotowa)	0 – 10V
6.	Dokładność przetwarzania cyfrowego momentu	0,1% (0,2 Nm)
7.	Dokładność przetwarzania cyfrowego prędkości obr.	0,17% (10 obr/min)
8.	Rozdzielczość wyjścia analogowego momentu obr.	10mV (0,2 Nm), 0,2%
9.	Rozdzielczość wyjścia analogowego prędkości obr.	16,7mV (10 obr/min), 0,2%
10.	Szumy na wejściu analogowym	0,3% dla 1800 Hz i 200Nm
11.	Częstotliwość przetwarzania momentu obrotowego	1 - 1800 Hz
12.	Częstotliwość przetwarzania prędkości obrotowej	10 Hz
13.	Konfiguracja złącza RS 232	115200 bodów, 8 bit
14.	Format danych	binarne, 4 bajty na próbkę
15.	Ekran LCD	16x2 podświetlany
16.	Zasilanie/pobór mocy	230V/50Hz/4W

Tory analogowe

Karta pomiarowa PCI-DAS6013 wyposażona jest w 16 analogowych wejść, 16 bitowy przetwornik A/C, 200 kS/s, 8 lini cyfrowych oraz zaawansowane sposoby wyzwalania. Omawiana karta stanowi zamiennik karty PCI-6013E, która posiada 8 wejść w układzie symetrycznym oraz 16 w układzie asymetrycznym wykorzystując 16 bitową rozdzielczość. Częstotliwość karty pomiarowej to 200 kS/s, natomiast pamięć FIFO posiada pojemność 8196 próbek. Kart posiada 2 liczniki, 8 lini cyfrowych i autokalibrację analogowego toru wejściowego. Karta umożliwia współpracę z mostkiem pomiarowym firmy Magma. PCI-DAS6013 wyposażona jest w 100 kontaktowe złącze typu D-sub. Złącze tego typu nie jest standardem wiodącym w Polsce.

Oprogramowanie DasyLab

Oprogramowanie rejestrujące dane pomiarowe wykorzystywane w pracy to pakiet DasyLab. Na rys. 7.12 przedstawiono aplikację wykonaną na potrzeby pracy. Aplikacja pozwalała na rejestrowanie wielu danych. Do najważniejszych z nich zaliczyć można: moment obrotowy, temperatura spalin przed i za turbogeneratorem, ciśnienie spalin przed i za turbogeneratorem, pomiar ciśnienia we wnurz cylindra, pomiar prędkości obrotowej turbogeneratora, rejestracja parametrów elektrycznych turbogeneratora (moc, prąd, napięcie).

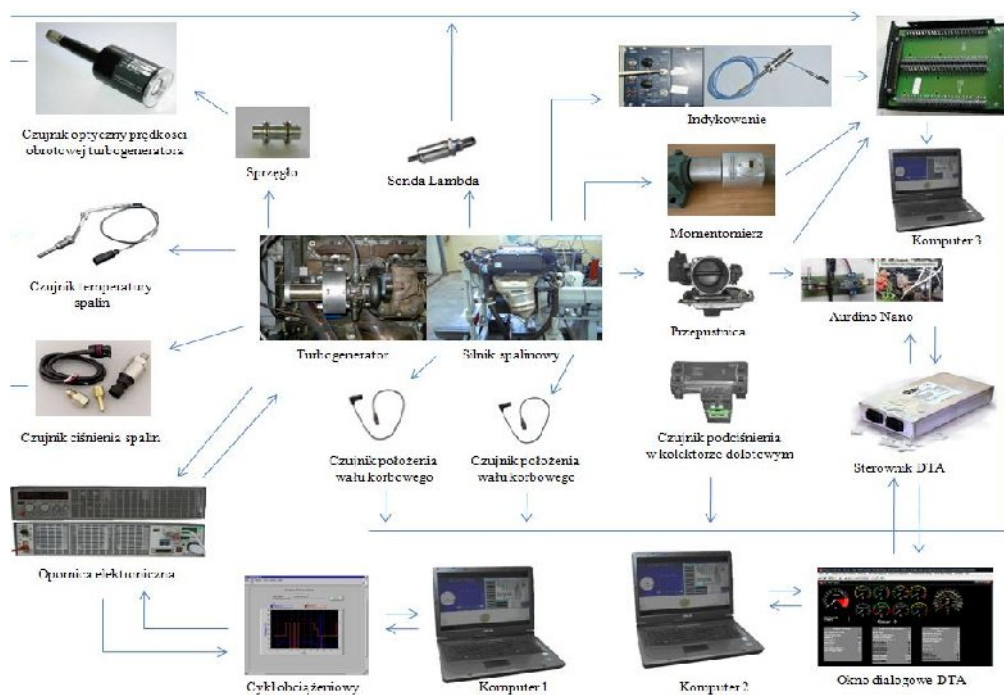


Rys. 7.12. Widok modułu pomiarowego opracowanego z wykorzystaniem programu DASYLab: schemat warstwy wykonawczej programu

Panel kontrolny odpowiada potrzebom wykonanych badań. Rejestrowane dane pomiarowe widoczne są tak że na ekranie. Wyświetlane są również parametry pomocnicze pozwalające na bieżący podgląd działania układu oraz elementów systemu pomiarowego.

Schemat systemu sterującego pomiarowego

Reasumując przedstawiona powyżej aparatura tworzy system badawczo – sterujący. Został on stworzony na potrzeby realizacji niniejszej pracy. W układzie tym można wyróżnić trzy bloki. Pierwszy blok pomiarowy dotyczy sterowania pracą turbogeneratora oraz rejestrację jego parametrów. Sterowanie turbogeneratora odbywało się za pomocą opornicy elektrycznej po przez cykl obciążeniowy. W trakcie pomiaru rejestrowano prędkość obrotową turbogeneratora, ciśnienie spalin przed i za turbogeneratorem. Rejestracja parametrów elektrycznych odbywała się z udziałem opornicy elektrycznej i zawierała odczytane napięcie, prąd obciążenia oraz wyliczoną wartość mocy generatora energii elektrycznej rys. 7.13.



Rys. 7.13 Zestawienie aparatury pomiarowej

Drugi blok pomiarowy odpowiadał za rejestrację danych z hamowni silnikowej. W tym bloku rejestrowano wiele parametrów między innymi moment obrotowy silnika spalinowego, położenie przepustnicy, ciśnienie we wnętrzu cylindra, położenie wału korbowego, prędkość obrotową jednostki napędowej. Trzeci blok związany był z pracą sterownika uniwersalnego DTA S100. Za pomocą tego urządzenia dokonywano pomiaru zużycia paliwa oraz rejestrowano położenie przepustnicy. Dane ze wszystkich bloków zapisywane były w formie pliku tekstowego na trzy komputery, każdy komputer obsługiwał jeden blok pomiarowy.

8. Badania własne

W rozdziale przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych. Ze względu na dużą liczbę uzyskanych wyników w pracy zawarto jedynie wybrane. Badania prowadzone były, dla silnika spalinowego pracującego bez alternatora, bez turbogeneraora, z turbogeneratorem. Uzyskane pomiary rejestrowane były jako serie danych, a otrzymane wyniki stanowią wartości średnie z serii danych. Wartość średnią liczone w każdym punkcie pracy jednostki napędowej oraz turbogeneraora z danych otrzymanych przez wszystkie czujniki wykorzystywane w badaniach. Na podstawie uzyskanych średnich wyników sporządzono wykresy opisujące zależności wybranych rejestrowanych parametrów.

8.1. Program badań

Badania zostały przeprowadzone w oparciu o najczęściej wykorzystywane punkty pracy silnika spalinowego [57]. Jak wynika z rys. 6.1 jednostka napędowa pracuje w cyklu miejskim i pozamiejskim w zakresie 80 Nm i 3500 1/min. Zakres ten odpowiada maksymalnemu otwarciu przepustnicy sięgającego 50%. Punkty te zostały przedstawione w tabeli 8.1. Badania przeprowadzono, dla silnika pracującego bez alternatora, bez turbogeneratora, a następnie dla silnika współpracującego z turbogeneratorem.

Tabela 8.1. Zakres pracy silnika spalinowego, podczas badań

Prędkość obrotowa [1/min]		Uchylenie przepustnicy [%]							
	2000	10	15	20	25	30	35		
	3000		15	20	25				
	3500				25		35	45	55

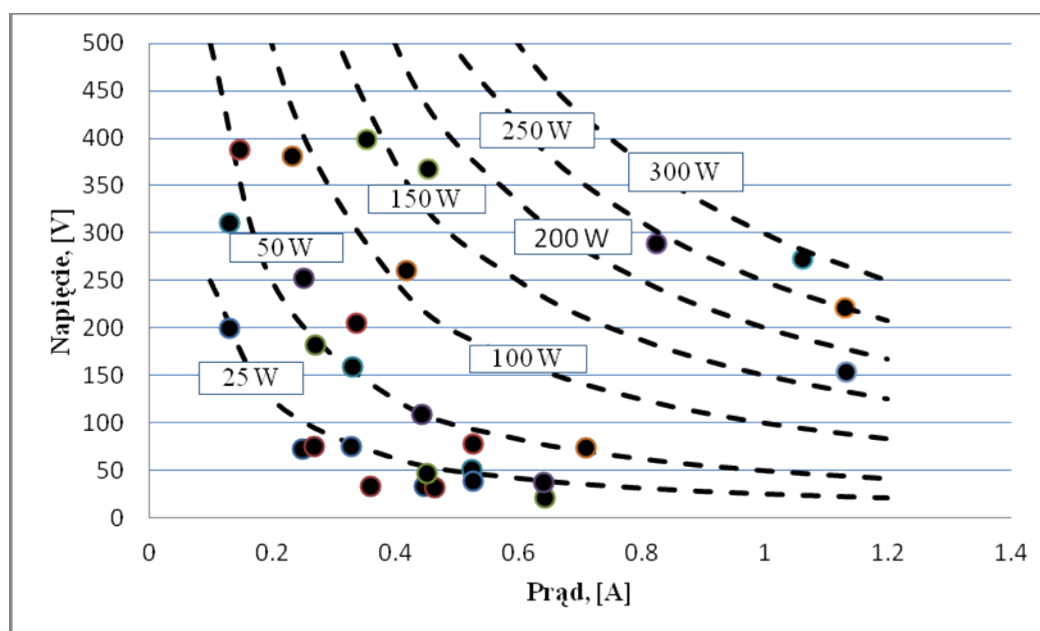
Badania opierały się na rejestrację parametrów pracy silnika spalinowego oraz turbogeneratora. Rejestracja tych parametrów odbywała się podczas pracy silnika spalinowego bez i z turbogeneratorem. Dodatkowo w trakcie pracy silnika spalinowego z turbogeneratorem dokonywano rejestracji parametrów elektrycznych. Parametry niemierzalne obliczono drogą teoretyczną, tabela 8.2.

Tabela 8.2. Zestawienie parametrów badawczych

Parametr mierzony	Parametr obliczony
1. Godzinowe zużycie paliwa	1. Sprawność ogólna silnika spalinowego
2. Moment obrotowy	2. Jednostkowe zużycie paliwa
3. Prędkość obrotowa	3. Moc turbogeneratora
4. Podciśnienie w kolektorze dolotowym	
5. Temperatura w kolektorze dolotowym	
6. Ciśnienie indykowane	
7. Temperatura spalin	
8. Ciśnienie spalin	
9. Prędkość obrotowa turbogeneratora	
10. Napięcie turbogeneratora	
11. Prąd turbogeneratora	

Turbogenerator współpracował z opornicą elektryczną. Zadaniem opornicy była rejestracja parametrów pracy turbogenerators (napięcie, prąd) oraz określenie mocy turbozespołu. Opornica pracowała w oparciu o cykl obciążeniowy zadawany w programie sterującym LabView. Cykl obciążeniowy składał się z interwałów czasowych, w których turbogenerator obciążany był zadaną wartością prądu. Turbogenerator obciążano kilkakrotnie w danym punkcie pracy silnika spalinowego. Obciążenie to realizowane było różną zadaną wartością prądu obciążenia. Liczba prób obciążenia zależała od obciążenia jednostki spalinowej, zmiany temperatury silnika badawczego.

Badania zespołu turbogenerators polegały na sporządzeniu charakterystyki pracy turbozespołu rys. 8.1. Charakterystyka ta pozwalała na określenie pola pracy turbogenerators w zakresie możliwie największej jego mocy przy danym obciążeniu silnika spalinowego.



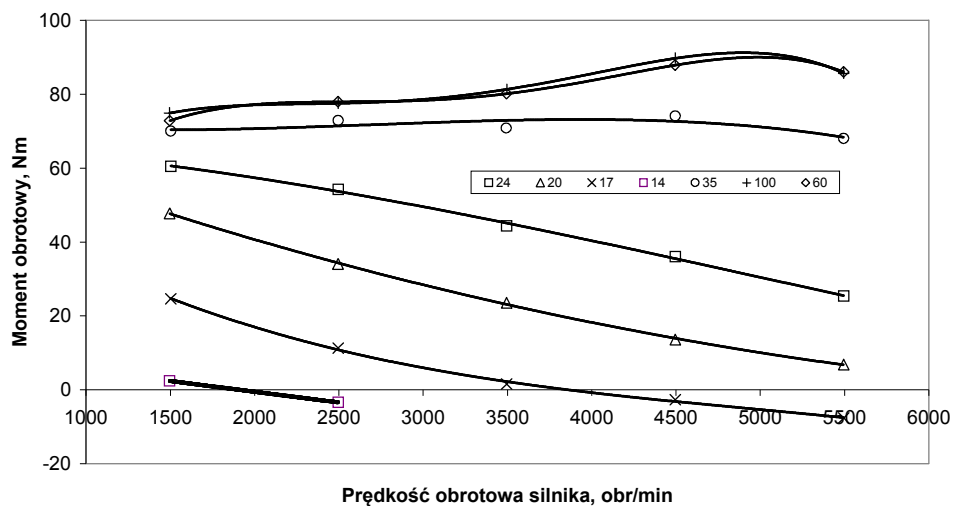
Rys. 8.1. Charakterystyka punktów pracy turbogenerators z izoliniami stałej mocy

Charakterystyka $f=V(A)$ rys. 8.1. zawiera punkty pracy turbogenerators obciążonego opornicą elektryczną w różnych warunkach obciążenia silnika spalinowego. Na wykres nałożono izolinie stałej mocy umożliwiające określenie rozłożenia punktów w obrębie danej izolunii. Pozwala to na określenie mocy elektrycznej turbogenerators przy danym prądzie i napięciu. Wartości poszczególnych parametrów pracy turbogenerators zostały określone na podstawie średniej liczby próbek z serii danych.

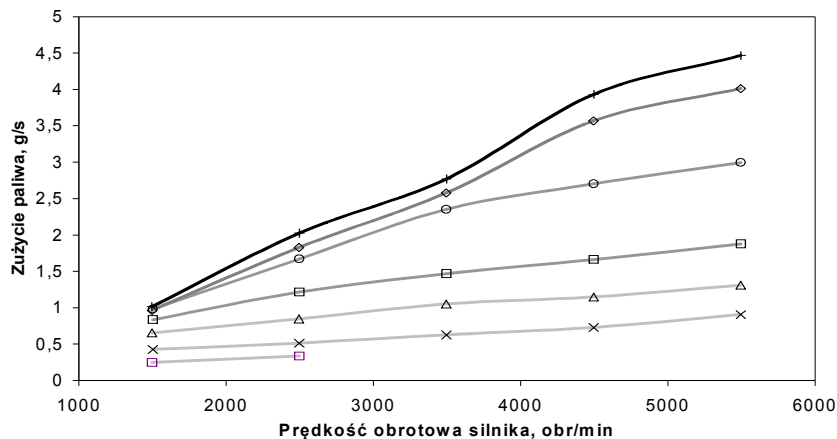
8.1.1. Programowanie sterownika DTA S100: rozruch silnika spalinowego

Za pomocą pakietu Matlab-Simulink dokonano odwzorowania charakterystyki tłokowego silnika spalinowego. Zastosowano sieć neuronową typu backpropagation, która wyposażona była radialną funkcję aktywacji neuronu. Do wygenerowania i wytrenowania sztucznej sieci neuronowej posłużono się biblioteką Neural Network Toolbox pakietu Matlab. Sieć radialbasis charakteryzuje się dwoma wejściami: prędkość obrotowa wału korbowego silnika spalinowego oraz uchylenie przepustnicy, lub moment obrotowy. Parametrem wyjściowym może być moment obrotowy silnika spalinowego, strumień paliwa, stężenie CO, HC, NO_x.

a)



b)

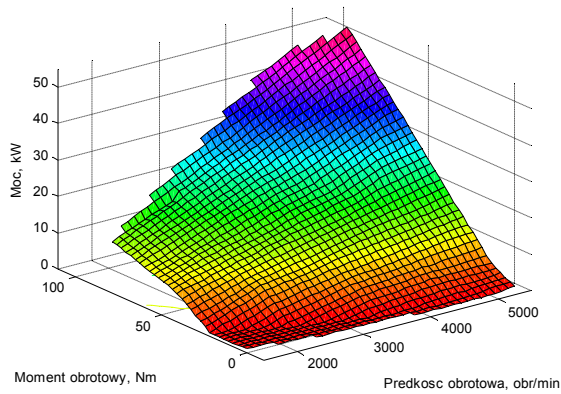


Rys. 8.2. Charakterystyka ogólna silnika: a) częściowych momentów obrotowych, b) zużycie paliwa

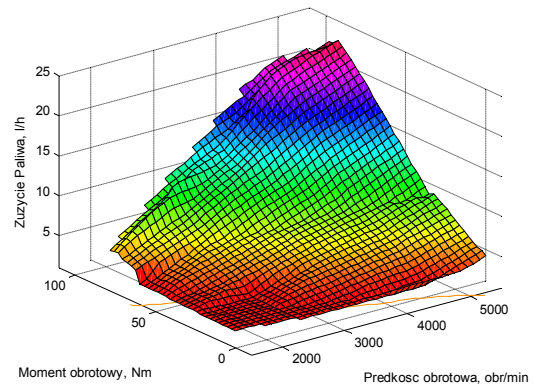
Wykorzystując zbiór danych dyskretnych, dla wszystkich pomiarów można na jednym wykresie wygenerować charakterystykę ogólną silnika spalinowego.

Na wykresie rys. 8.3 przedstawiono podstawową charakterystykę silnika, dla częściowych momentów oraz zużycia paliwa.

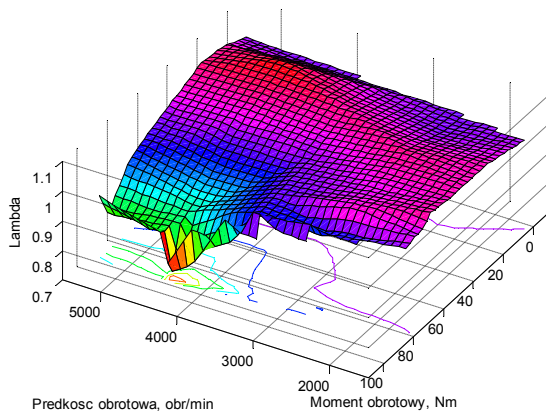
a)



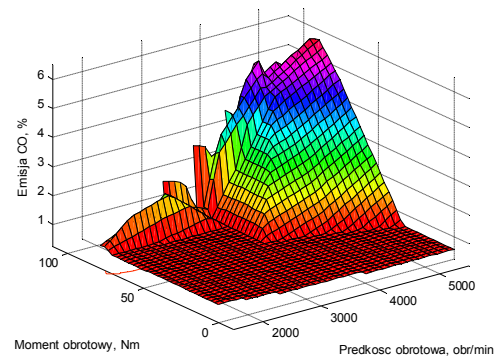
b)



c)

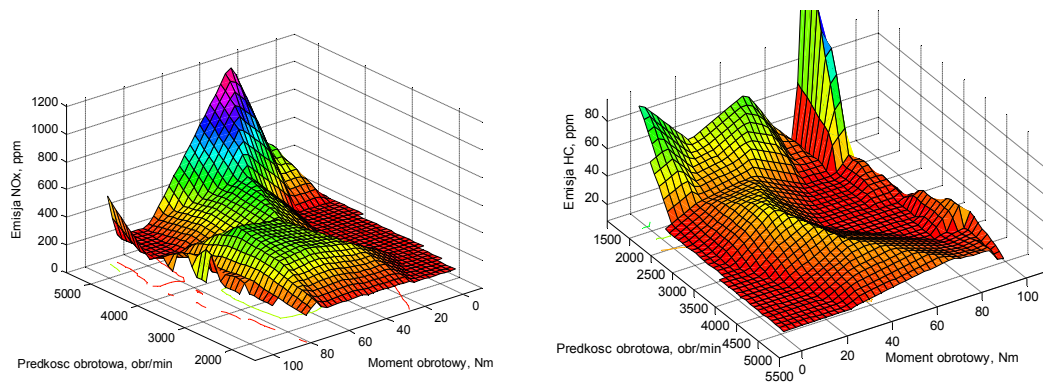


d)



e)

f)

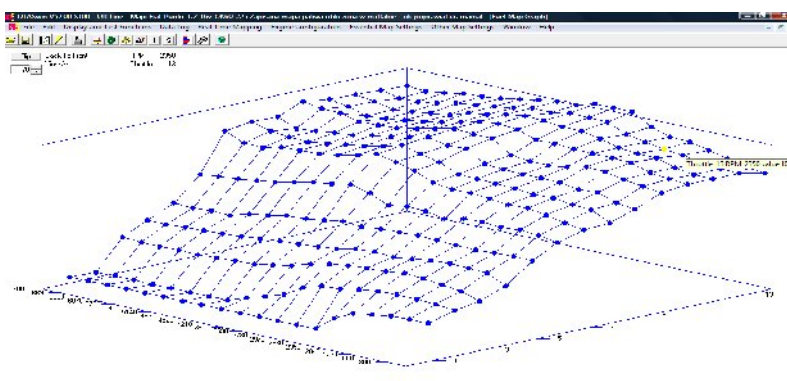


Rys. 8.3. Charakterystyka ogólna silnika spalinowego: a) mocy, b) zużycia paliwa, c) współczynnika lambda, d) stężenia tlenku węgla, e) stężenia tlenków azotu, d) stężenia węglowodorów

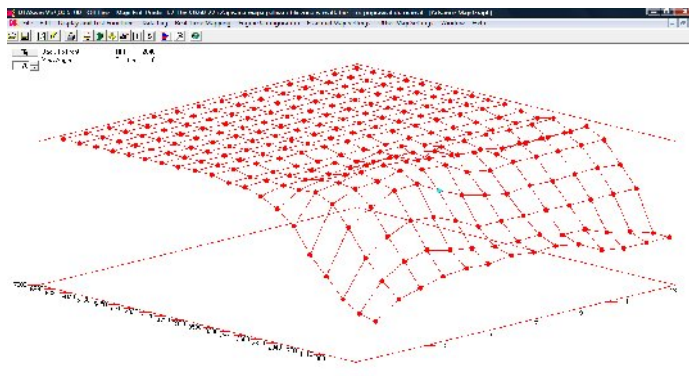
W skład charakterystyki częściowej momentów wchodzi również ujemne wartości momentu obrotowego jednostki napędowej, dla określonych kątów uchylenia przepustnicy. Dalsze krzywe, odpowiadają dalszym kątom uchylenia przepustnicy. Wzrost zużycia paliwa związany jest z tym iż krzywe przecinają oś odciętych przy co raz to wyższych prędkościach obrotowych.

Na podstawie charakterystyk wygenerowano mapy czasu wtrysku paliwa rys. 8.4a w programie sterownika DTA S100. Charakterystyka kąta wyprzedzenia zapłonu modyfikowana była na bieżąco w trakcie pracy silnika spalinowego. Mapy te podlegały ciągłym modyfikacjom, aż do momentu uzyskania przez silnik warunków pracy zgodnych z fabrycznym sterownikiem silnika badawczego. Warunki pracy silnika podczas modyfikacji mapy paliwa oraz kąta wyprzedzenia zapłonu weryfikowane były przy użyciu hamowni silnikowej oraz analizatora spalin.

a)



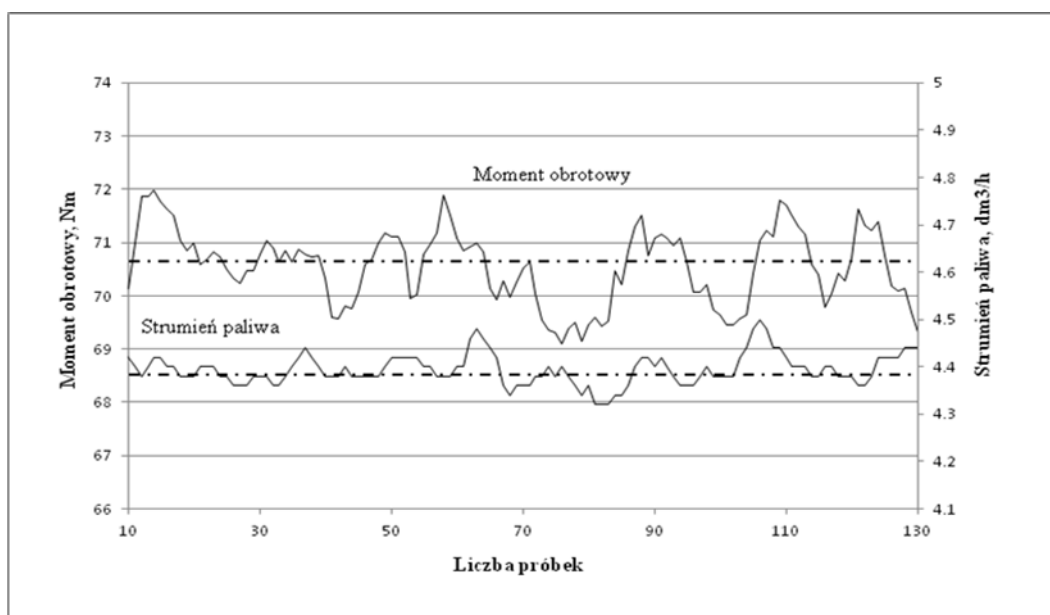
b)



Rys. 8.4. Implementacja danych pomiarowych do sterownika uniwersalnego DTA umożliwiła stworzenie, a) mapy czasu wtrysku paliwa, b) mapy kąta wyprzedzenia zapłonu

8.1.2. Badanie stanu ustalonego silnika spalinowego bez turbogeneratora

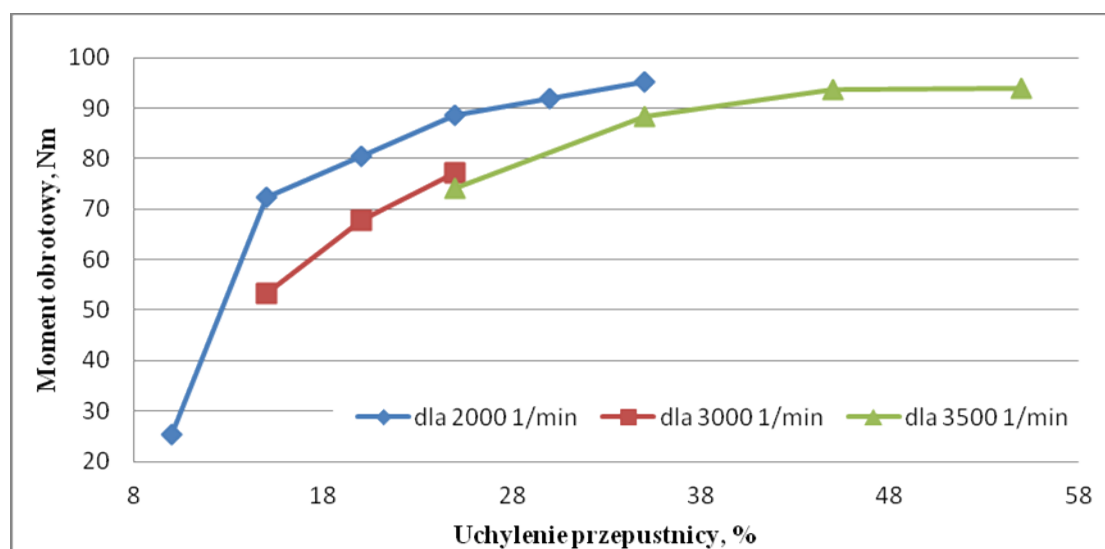
Badania stanu ustalonego silnika spalinowego pracującego bez turbogeneratora wykonano po otwarciu zaworu w układzie wylotowym. Spaliny wówczas przepływały bezpośrednio w kierunku katalizatora omijając turbogenerator. Badania prowadzono po 10-sekundowej stabilizacji. Pomiar i rejestracja wskaźników pracy silnika spalinowego trwał 30 sekund. Na podstawie serii punktów pomiarowych rys. 8.5 obliczono wartości średnią momentu obrotowego oraz strumienia paliwa. Tok badań powtarzano każdorazowo dla danego punktu pracy silnika spalinowego.



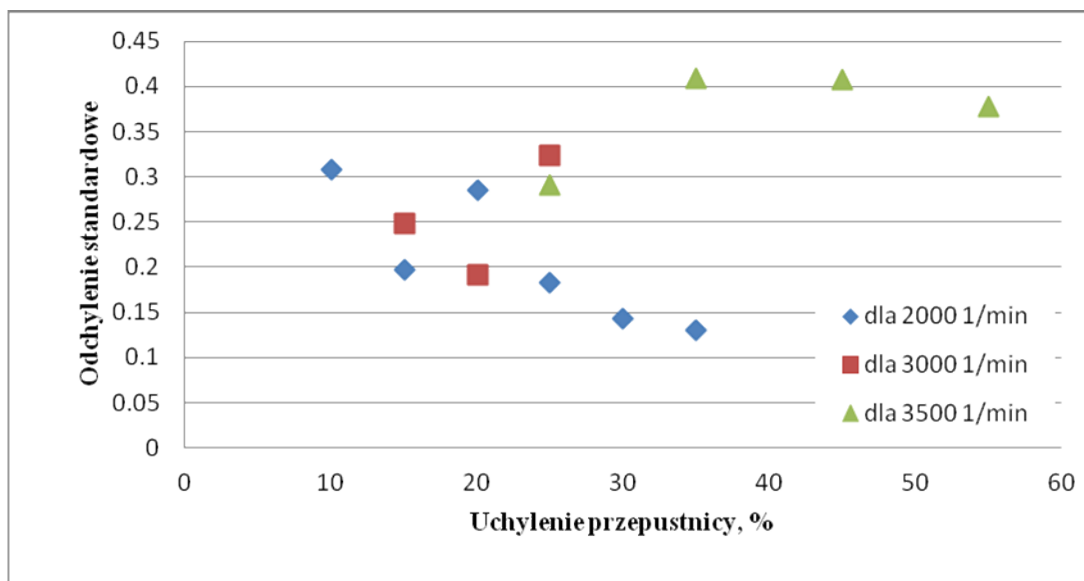
Rys. 8.5. Serie punktów pomiarowych (moment obrotowy, strumień paliwa), dla wybranego punktu pracy silnika spalinowego.

Dla ustalonych warunków pracy jednostki napędowej sporządzono charakterystykę momentu obrotowego silnika spalinowego, przedstawioną na rys. 8.6a. Charakterystykę wykonano, dla parametrów przedstawionych w tab. 8.1. W celu określenia rozrzutu punktów momentu obrotowego sporządzono wykres odchylenia standardowego rys. 8.6b. Obliczone odchylenie standardowe wynosi około 0,4 odnosząc je do wartości momentu obrotowego równego ok. 100 Nm. Wartość ta wskazuje na to iż stabilizacja silnika w trakcie badań była wysoka.

a)



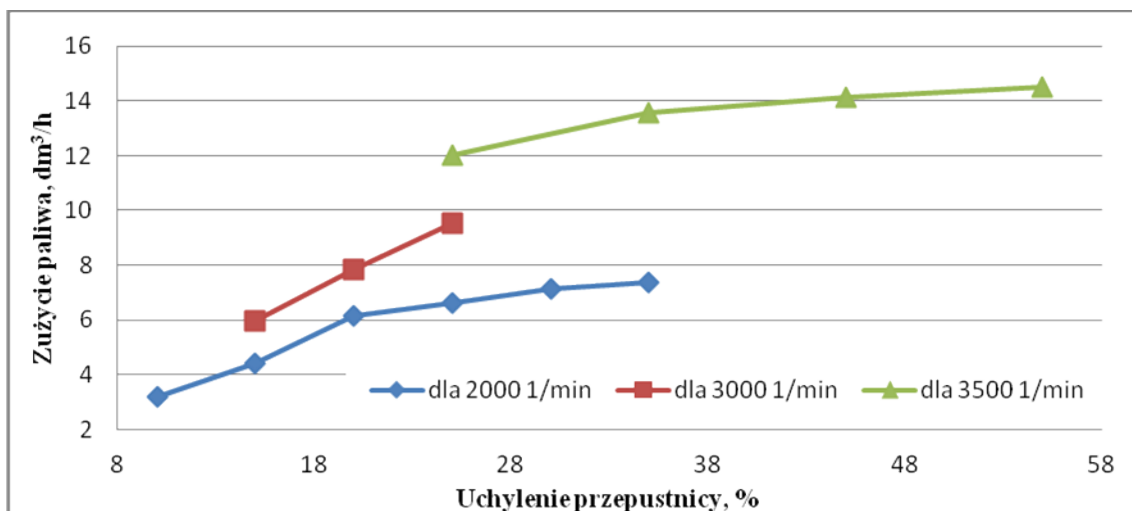
b)



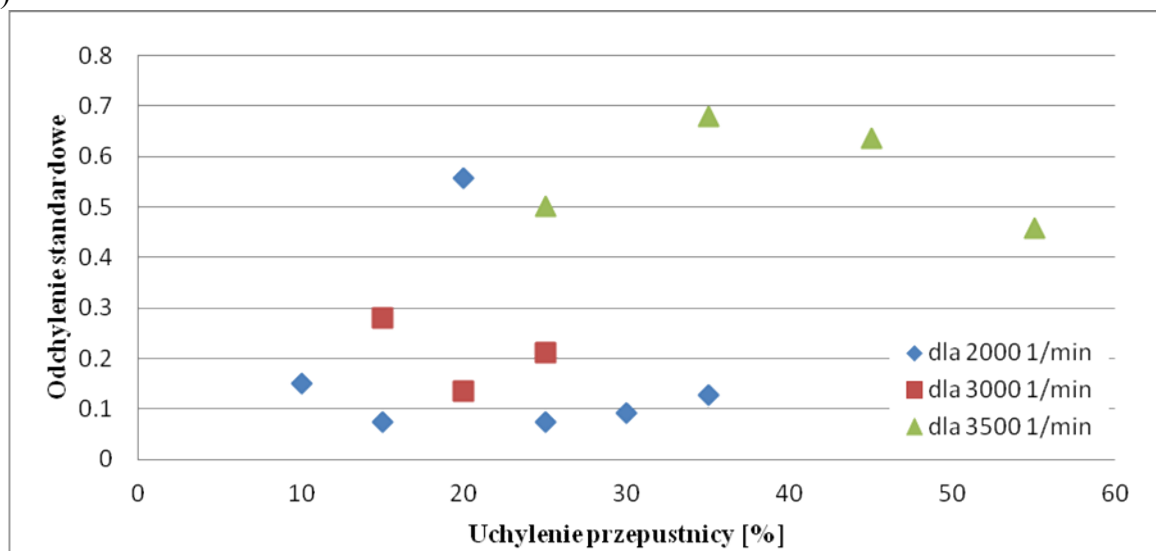
Rys. 8.6. Silnik spalinowy pracujący w warunkach ustalonych bez turbogeneratorsa: a) charakterystyka momentu obrotowego, b) odchylenie standardowe punktów momentu obrotowego.

W tych samych warunkach rejestrowano zużycie paliwa co zostało przedstawione na rys. 8.7a. Pomiar zużycia paliwa wykonano jednocześnie z pomiarem punktów momentu obrotowego. Pomiar wykonany był po przez sterownik uniwersalny DTA i zapisywany w pamięci tego sterownika. Po wykonaniu pomiarów wartości zużycia paliwa zapisywane były na dysk twardy w postaci pliku tekstowego. Wszystkie badania przeprowadzone zostały na jednej partii paliwa tj. benzynie bezołowiowej 95. W celu określenia rozrzutu punktów zużycia paliwa sporządzono wykres odchylenia standardowego rys. 8.7b.

a)

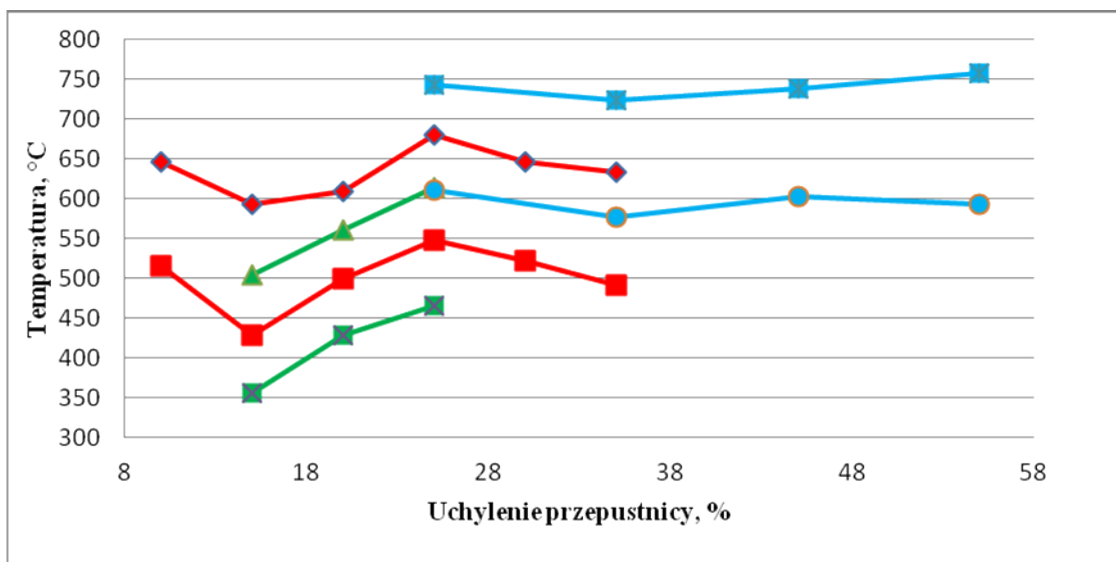


b)



Rys. 8.7. Silnik spalinowy pracujący w warunkach ustalonych bez turbogenerators: a) godzinowe zużycie paliwa, b) odchylenie standardowe punktów godzinowego zużycia paliwa.

W trakcie pomiaru rejestrowano również temperaturę spalin rys. 8.8. Temperatura spalin mierzona była za pomocą dwóch czujników zainstalowanych w układzie wylotowym jednostki napędowej. Czujniki dokonywały pomiaru temperatury spalin przed i za turbogeneratorem tab. 8.4. W tab. 8.4. kolorami zaznaczono przebieg temperatury, 2000 1/min, 3000 1/min i 3500 1/min. Mimo otwarcia zaworu w układzie wylotowym rys. 7.14b część spalin płynęła przez zespół turbogenerators.



Rys. 8.8. Temperatura spalin silnika pracującego bez turbogeneratora

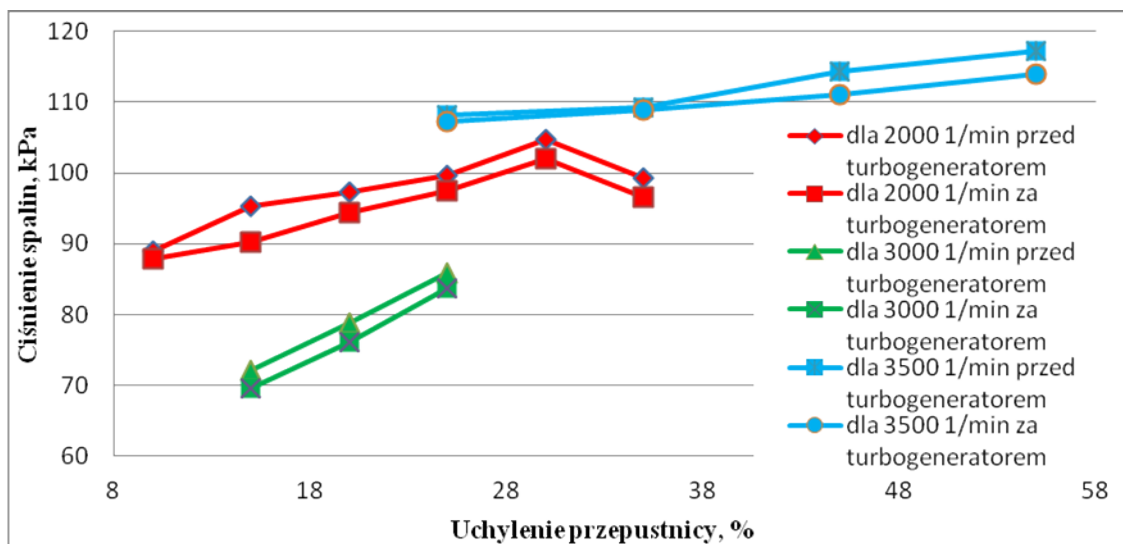
Tab. 8.4. Temperatura spalin, dla silnika pracującego bez turbogeneratora

Uchylenie przepustnicy [%]	Prędkość obrotowa					
	2000 1/min		3000 1/min		3500 1/min	
	Przed [°C]	Za [°C]	Przed [°C]	Za [°C]	Przed [°C]	Za [°C]
10	646,2	515,11				
15	592,9	428,68	505,4	355,48		
20	609,4	499,81	561,71	428,49		
25	680,04	547,83	613,52	466,23	742,7	611,19
30	645,81	522,93				
35	633,48	491,13			723,3	576,8
45					739,2	603,52
55					757,52	593,21

Temperatura spalin rys. 8.8, dla silnika pracującego bez turbogeneratora w zakresie prędkości obrotowej 2000 1/min wahała się od 592 °C do ok. 680 °C przed turbogeneratorem. Temperatura spalin tab. 8.4 za turbogeneratorem wahała się od 491 °C do 547 °C. Różnica temperatur przed i za turbogeneratorem wynosiła 200 °C. Jednostka napędowa pracująca w zakresie prędkości obrotowej równej 3000 1/min osiągnęła temperaturę spalin przed turbogeneratorem zawierającą się w przedziale od 505 °C do ok. 613 °C. W tym samym czasie temperatura spalin za turbogeneratorem wahała się od 350 °C do 466 °C. Różnica temperatury przed i za turbogeneratorem wynosiła około 130 °C. Temperatura spalin podczas pracy silnika spalinowego w zakresie 3500 1/min zawierała się w przedziale od ok. 723 °C

do 757 °C przed turbogeneratorem. Temperatura spalin tab. 8.4 za turbogeneratorem, dla tych warunków pracy jednostki napędowej wahała się od 576 °C do 611 °C. Różnica temperatury przed i za turbogeneratorem wynosiła 150 °C.

Ciśnienie spalin rys. 8.9. rejestrowano za pomocą dwóch czujników zainstalowanych przed i za turbogeneratorem. Spaliny oddziaływały również na czujniki ciśnienia, mimo otwartego zaworu w układzie wylotowym rys. 7.14b.



Rys. 8.9. Ciśnienie spalin silnika pracującego bez turbogeneratora

Tab. 8.5. Ciśnienie spalin silnika pracującego bez turbogeneratora

Uchylenie przepustnicy [%]	Prędkość obrotowa					
	2000 1/min		3000 1/min		3500 1/min	
	Przed [kPa]	Za [kPa]	Przed [kPa]	Za [kPa]	Przed [kPa]	Za [kPa]
10	89,02	87,95	-	-	-	-
15	92,66	89,75	72,21	69,6	-	-
20	97,35	94,47	78,77	76,15	-	-
25	100,26	97,34	85,85	83,81	108,13	107,25
30	104,73	102,03	-	-	-	-
35	99,22	96,53	-	-	109,32	108,95
45	-	-	-	-	114,26	111,13
55	-	-	-	-	117,23	114,05

Po mimo otwarcia zaworu wylotowego rys. 7.14b część spalin płynęła przez zespół turbogeneratora. Dokonano pomiaru ciśnienia spalin przed i za turbogeneratorem rys. 8.9 mimo iż turbogenerator nie pracował. Silnik spalinowy pracujący przy prędkości obrotowej

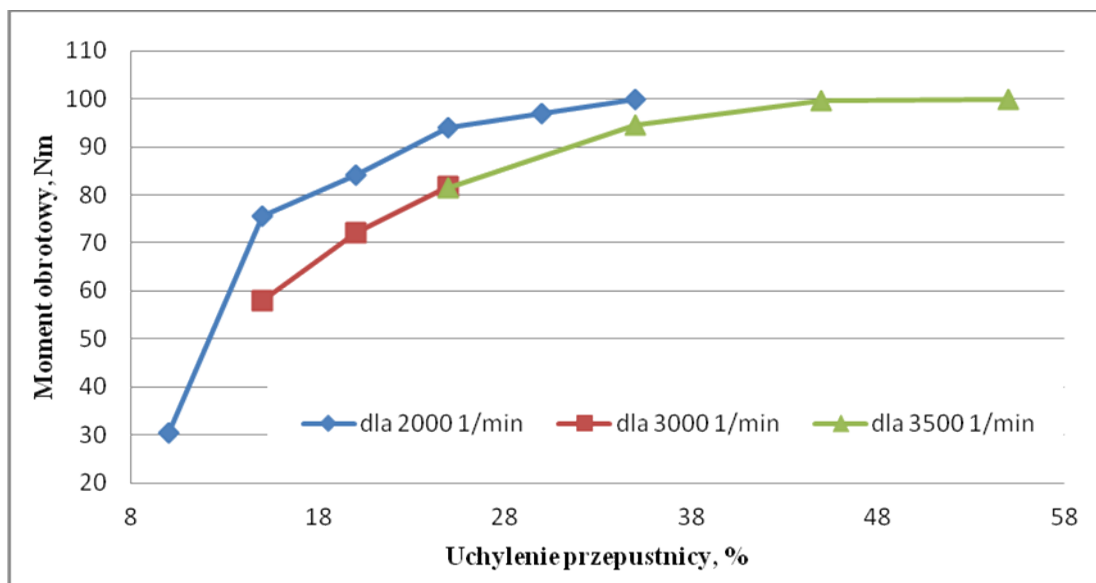
równej 2000 1/min uzyskał ciśnienie spalin tab. 8.5 przed turbogeneratorem wahające się w zakresie od 92 kPa do 104 kPa, za turozespołem ciśnienie wynosiło od ok. 87 kPa do 102 kPa. Ciśnienie spalin, dla jednostki napędowej pracującej w zakresie 3000 1/min wahało się od ok. 72 kPa do 85 kPa przed turbogeneratorem, za turbogeneratorem ciśnienie spalin znajdowało się w przedziale od 69 kPa do 83 kPa. Silnik spalinowy, którego zakres pracy występował w przedziale 3500 1/min uzyskał ciśnienie spalin w zakresie od 108 kPa do 117 kPa przed turbogeneratorem, ciśnienie spalin za turbogeneratorem wahał się od 107 kPa do 114 kPa.. Pomiar temperatury oraz ciśnienia spalin odbywał się jednocześnie. Na podstawie serii danych z każdego pomiaru obliczano wartość średnią oraz odchylenie standardowe punktów temperatury oraz ciśnienia spalin.

8.1.3. Badanie stanu ustalonego silnika spalinowego pracującego bez alternatora

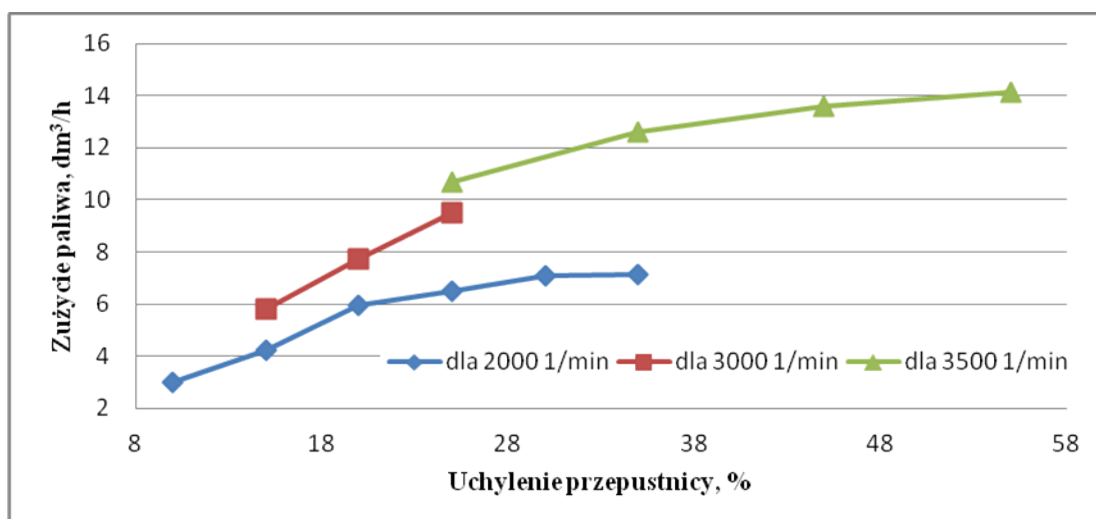
Badania wykonano po odłączeniu napędu alternatora. Zasilanie akumulatora, układu zapłonowego oraz układu sterującego zastąpiono prostownikiem. Badania wykonano po 10-sekundowym okresie stabilizacji. Pomiar i rejestracja wskaźników pracy silnika spalinowego trwał 30 sekund.

Dla silnika pracującego bez alternatora wyznaczono charakterystykę momentu obrotowego rys. 8.10a. oraz sporządzono wykresy godzinowego zużycia paliwa rys. 8.10b. Badania wykonano utrzymując jednostkę napędową w punkcie stabilizacji cieplnej. Zmierzone wartości temperatury oraz ciśnienia spalin zawarte zostały w formie wykresów oraz zestawione w formie tabelarycznej.

a)



b)



Rys. 8.10 Silnik spalinowy pracujący w warunkach ustalonych bez alternatora: a) charakterystyka momentu obrotowego, b) godzinowe zużycie paliwa.

Analizując wykresy momentu obrotowego silnika spalinowego pracującego bez rys. 8.10a i z alternatorem rys. 8.7a zauważyć można różnice w jego przebiegu. Moment obrotowy jednostki napędowej pracującej bez alternatora jest wyższy. Różnice w godzinowym zużyciu paliwa są niewielkie, jednak silnik pracujący bez alternatora rys. 8.10b zużywa mniej paliwa. Wzrost momentu obrotowego oraz zmniejszenie zużycia paliwa przez jednostkę spalinową pracującą bez alternatora spowodowane są odłączeniem alternatora. Brak alternatora powoduje, iż jednostka napędowa nie traci części energii zawartej w paliwie na jego napęd.

8.2. Badanie silnika spalinowego pracującego z turbogeneratorem

8.2.1. Parametry silnika spalinowego pracującego z turbogeneratorem

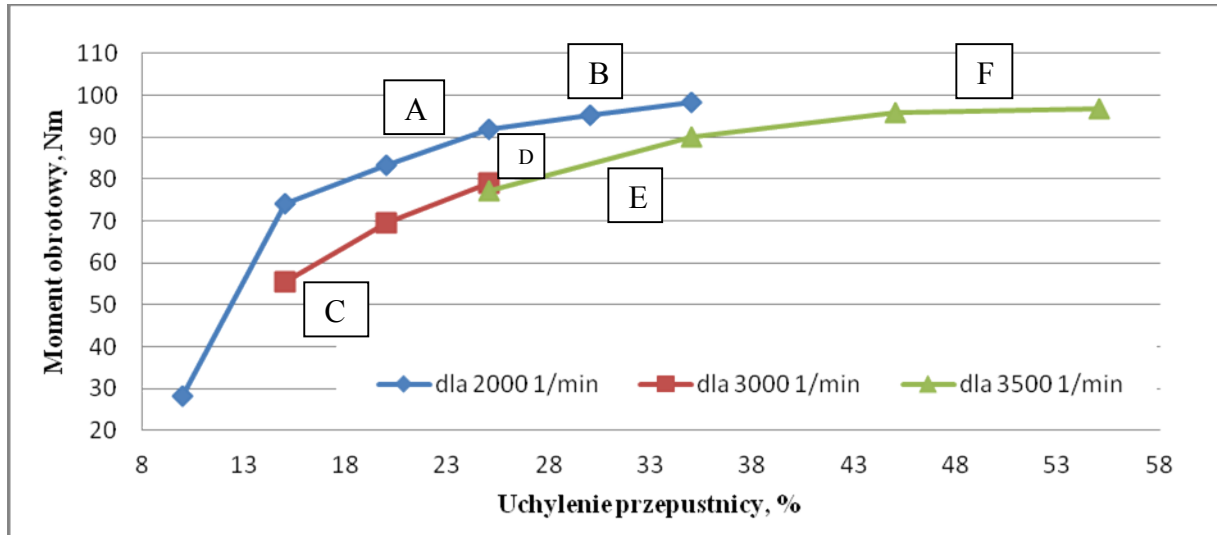
Pomiar parametrów pracy silnika spalinowego współpracującego z turbogeneratorem odbywał się z zamkniętym zaworem w układzie wylotowym rys. 7.2b. Zadaniem zaworu było sterowanie napływem spalin na zespół turbogeneratora. Ustawienie zaworu w pozycji „otwarty” powodowało, iż spaliny płynęły w kierunku katalizatora. Zawór w ustawieniu „zamknięty” prowadził do przepływu spalin bezpośrednio na turbogenerator. Spaliny wówczas załączały turbogenerator wprawiając w ruch wirnik turbozespołu. Sterowanie zaworem wykonywano ręcznie, a ustalanie jego pozycji (kąta otwarcia) odbywało się za pomocą prowadnicy z blokadą. Po okresie 10 sekundowej stabilizacji dokonywano pomiaru i rejestracji wskaźników pracy silnika spalinowego trwającego 30 sekund.

W trakcie pomiaru parametrów wykorzystano cykl obciążeniowy turbogeneratora. Cykl obciążeniowy składał się z przedziałów czasowych z zadanymi obciążeniami turbogeneratora. Przedziały czasowe oraz wartości obciążenia zadawane były ręcznie, a następnie po zapisaniu ich w pamięci programu, realizacja obciążenia odbywała się automatycznie. Sterowanie cyklem obciążeniowym ograniczało się jedynie do załączenia i wyłączenia programu. Cykl obciążeniowy realizowany był za pośrednictwem opornicy elektrycznej połączonej z trójfazową maszyną elektryczną po przez specjalnie do tego wykonany mostek trójfazowy. Mostek posiadał zabezpieczenia w postaci bezpieczników, które kontrolowały wartość maksymalnego obciążenia.

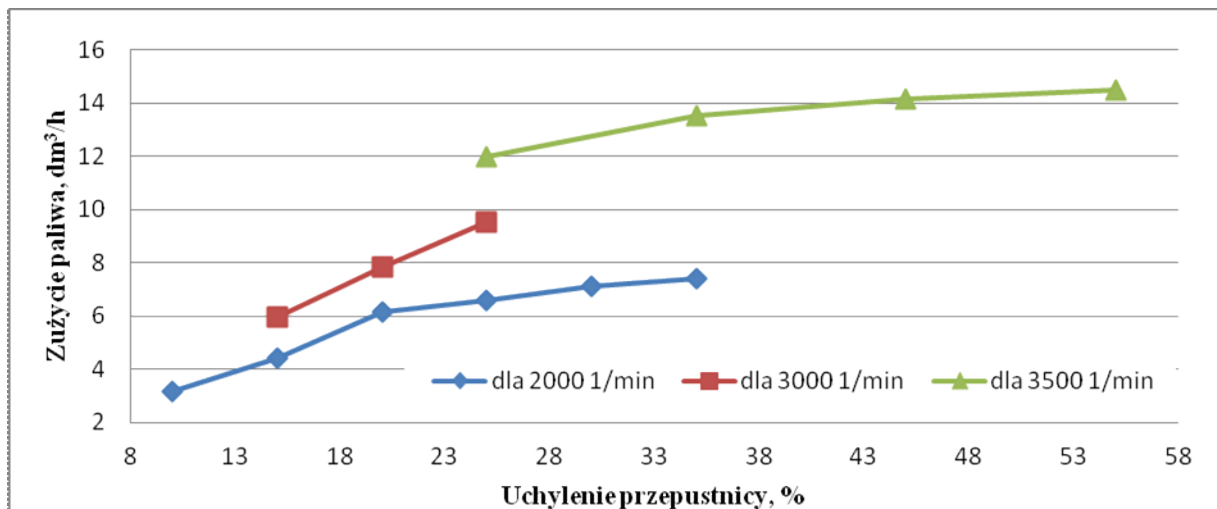
Turbogenerator pracował z zadanymi wartościami obciążenia, w tym czasie dokonano rejestracji punktów momentu obrotowego, godzinowego zużycia paliwa oraz temperatury i ciśnienia spalin. Zarejestrowane punkty pozwoliły na wyznaczenie charakterystyki momentu obrotowego silnika spalinowego pracującego z turbogeneratorem. Analogicznie wykonano wykresy godzinowego zużycia paliwa oraz temperatury i ciśnienia spalin. Wartości ciśnienia i temperatury spalin umieszczono tak że w formie tabelarycznej. Na charakterystyce momentu obrotowego rys. 8.11. zaznaczono punkty cyklu obciążeniowego. Punkty cyklu obciążeniowego zostały przedstawione w postaci liter A, B, C, D, E, F. Każda litera odpowiada wartości obciążenia, które w danym punkcie pracy silnika spalinowego zadawane było trzy krotnie, dwukrotnie, lub jednokrotnie. Decyzja dotycząca ilości punktów obciążenia generatora energii elektrycznej zależała od punktu pracy jednostki napędowej oraz warunków pracy szybkoobrotowego generatora energii elektrycznej. Pewny zakres obciążenia silnika

spalinowego powodował iż napięcie generowane przez turbogenerator wzrastało do niekontrolowanej wartości. Dlatego też postanowiono w tych punktach pracy turbogeneraora zadawać obciążenie pojedyncze lub podwójne. Duża liczba punktów pomiarowych przyczyniła się do przedstawienia jedynie wybranych punktów pracy.

a)



b)

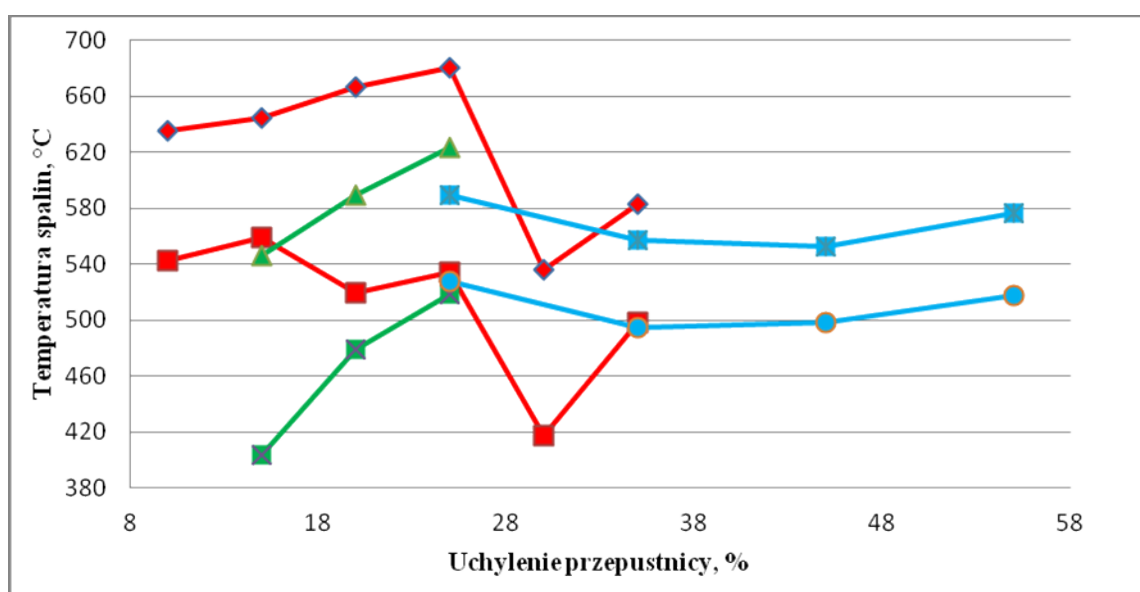


Rys. 8.11 Silnik spalinowy pracujący w warunkach ustalonych z turbogeneratorem : a) charakterystyka momentu obrotowego, b) godzinowe zużycie paliwa.

Analiza charakterystyki momentu obrotowego rys. 8.11a wykazała iż obciążenie generatora nie ma wpływu na przebieg momentu obrotowego. To znaczy, że niezależnie od wartości obciążenia generatora moment obrotowy nie ulega zmianie. Przebieg momentu obrotowego silnika spalinowego pracującego z turbogeneratorem jest większy niż w przypadku silnika spalinowego pracującego bez turbogeneraora.

W trakcie badań dokonano rejestracji zużycia paliwa rys. 8.11b. Rejestrację zużycia paliwa wykonano za pomocą sterownika uniwersalnego DTA, a następnie zapisywano w formie pliku tekstowego. Serię danych zużycia paliwa poddano obróbce. Obróbka polegała na określeniu wartości średniej z każdego pomiaru oraz obliczenie odchylenia standardowego. Silnik spalinowy pracujący z turbogeneratorem osiąga mniejsze zużycie paliwa niż jednostka spalinowa pracująca bez turbogeneratora.

Na podstawie serii danych otrzymanych z czujników ciśnienia spalin i temperatury określano wartość średnią oraz odchylenie standardowe. Dane rejestrowane były przy udziale pakietu DasyLab i zapisywane w postaci pliku tekstowego.



Rys. 8.12. Temperatura spalin silnika pracującego z turbogeneratorem

Temperatura spalin rys. 8.12, dla silnika pracującego z turbogeneratorem w zakresie prędkości obrotowej 2000 1/min wahała się od 535 °C do 679 °C przed turbogeneratorem, za turbogeneratorem silnik pracujący przy prędkości obrotowej 2000 1/min uzyskał temperaturę zawierającą się w przedziale 417 °C do 559 °C. Różnica temperatur przed i za turbogeneratorem wynosiła około 100 °C. Jednostka napędowa pracująca w zakresie prędkości obrotowej równej 3000 1/min osiągnęła temperaturę spalin przed turbogeneratorem zawierającą się w przedziale od 546 °C do ok. 623 °C. W tym samym czasie temperatura spalin za turbogeneratorem wahała się od 403 °C do 518 °C. Różnica temperatury przed i za turbogeneratorem sięgała 100 °C. Temperatura spalin podczas pracy silnika spalinowego w zakresie 3500 1/min zawierała się w przedziale od 494 °C do 589 °C przed turbogeneratorem. Temperatura za turbogeneratorem wahała się w granicach od 494 °C do 527 °C. Różnica

temperatury spalin tab. 8.6 przed i za turbogeneratorem, dla tych warunków pracy jednostki napędowej wynosiła około 100 °C. W tabeli zaznaczono kolorami zmianę temperatury spalin przed i za turbogeneratorem, dla 2000 1/min, 3000 1/min, 3500 1/min.

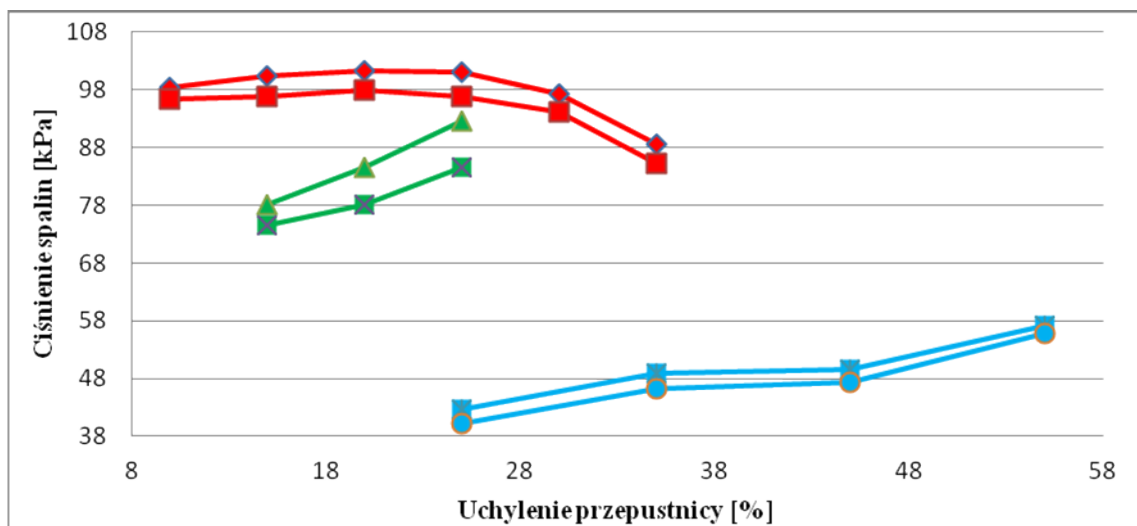
Tab. 8.6. Temperatura spalin, dla silnika pracującego z turbogeneratorem

Uchylenie przepustnicy [%]	Prędkość obrotowa					
	2000 1/min		3000 1/min		3500 1/min	
	Przed [°C]	Za [°C]	Przed [°C]	Za [°C]	Przed [°C]	Za [°C]
10	635,61	542,15				
15	644,28	559,35	546,19	403,75		
20	666,47	519,16	589,46	478,63		
25	679,81	534,17	623,14	518,44	589,14	527,27
30	535,62	417,62				
35	582,89	498,66			557,18	494,75
45					552,47	498
55					576,22	517,37

Za pomocą czujników ciśnienia rejestrowano ciśnienie spalin przed i za turbogeneratorem. Przepływ spalin do czujników odbywał się po przez specjalne kanały zmniejszające zakłócenie przepływu oraz chłodnicę obniżającą temperaturę spalin. Rejestracja danych odbywała się za pomocą pakietu DasyLab, dane zapisywane były w postaci pliku tekstowego. Punkty przebiegu ciśnienia stanowią wartości średnie z serii pomiarów. Z każdego punktu obliczano również odchylenie standardowe. W tab. 8.7 zaznaczono kolorami zaznaczono prędkości obrotowej silnika spalinowego, dla których dokonywano pomiaru ciśnienia spalin.

Dokonano pomiaru ciśnienia spalin przed i za turbogeneratorem rys. 8.13 mimo iż turbogenerator nie pracował. Silnik spalinowy pracujący przy prędkości obrotowej równej 2000 1/min uzyskał ciśnienie spalin tab. 8.7 przed turbogeneratorem wahające się w zakresie od 87 kPa do 101 kPa, za turozespołem ciśnienie wynosiło od ok. 85 kPa do 97 kPa. Ciśnienie spalin, dla jednostki napędowej pracującej w zakresie 3000 1/min wahało się od ok. 78 kPa do 92 kPa przed turbogeneratorem, za turbogeneratorem ciśnienie spalin znajdowało się w przedziale od 74 kPa do 84 kPa. Silnik spalinowy, którego zakres pracy występował w

przedziale 3500 1/min uzyskał ciśnienie spalin w zakresie od 42 kPa do 57 kPa przed turbogeneratorem, ciśnienie spalin za turbogeneratorem wahał się od 40 kPa do 55 kPa.



Rys. 8.13. Ciśnienie spalin silnika pracującego z turbogeneratorem

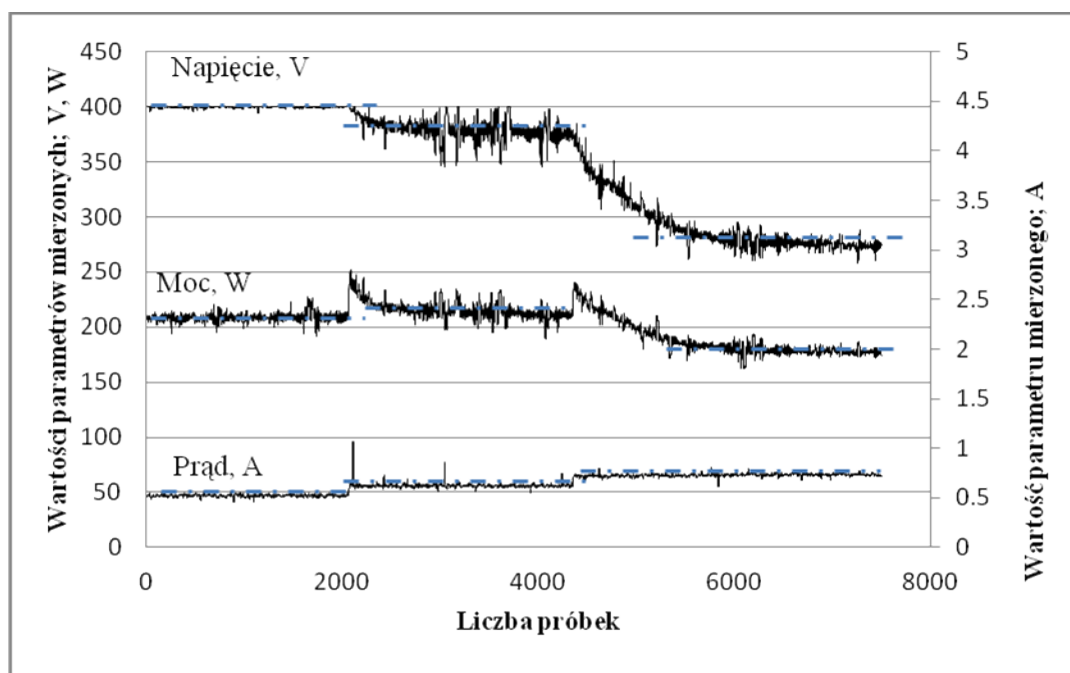
Tab. 8.7. Ciśnienie spalin silnika pracującego z turbogeneratorem

Uchylenie przepustnicy	Prędkość obrotowa					
	2000 1/min		3000 1/min		3500 1/min	
	Przed [kPa]	Za [kPa]	Przed [kPa]	Za [kPa]	Przed [kPa]	Za [kPa]
10	98,38472	96,41735				
15	98,45741	97,32742	78,16457	74,59776		
20	101,2535	97,9875	84,53967	78,01079		
25	101,1917	96,95279	92,6302	84,50716	42,57359	40,23659
30	96,64671	95,12633				
35	87,19914	85,34714			48,82459	46,12959
45					49,6893	47,3453
55					57,16746	55,75846

8.2.2. Parametry pracy turbogeneratora

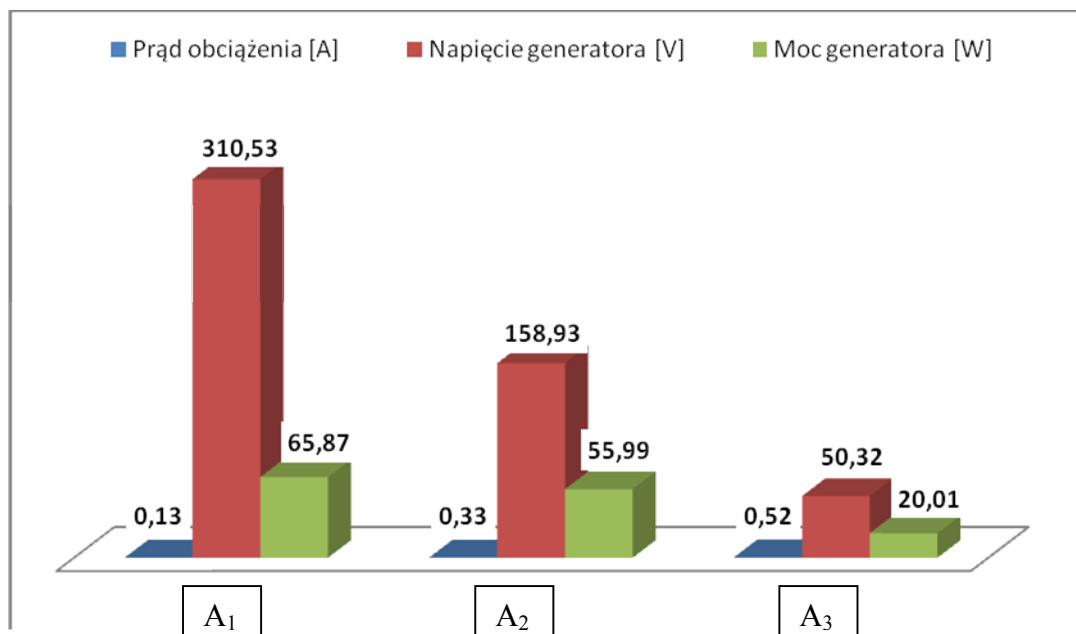
Parametry pracy turbogeneratora rejestrowane były za pomocą pakietu LabView oraz DasyLab. Do podstawowych rejestrowanych parametrów należało pomiar napięcie, prądu oraz określenie mocy turbogeneratora. Określenie tych parametrów odbywało się po przez cykl obciążeniowy turbogeneratora rys. 7.7b. Cykl obciążeniowy stworzony został w pakiecie LabView.

W trakcie obciążenia turbogeneratora zmieniało się napięcie oraz prąd. Na podstawie tych parametrów określono moc turbozespołu, dla różnych warunków pracy silnika spalinowego. Uzyskane wyniki rejestrowano oraz zapisywano w postaci pliku tekstowego. Z uzyskanych serii danych rys. 8.14 określano wartość średnią napięcia, mocy oraz prądu turbozespołu. Następnie obliczano odchylenie standardowe tych parametrów. Pomiary oraz obliczenia powtarzano, dla każdego przypadku obciążenia turbogeneratora oraz jednostki napędowej. Na wykresach przedstawiono przebieg parametrów pracy turbogeneratora w zależności od warunków pracy jednostki napędowej.

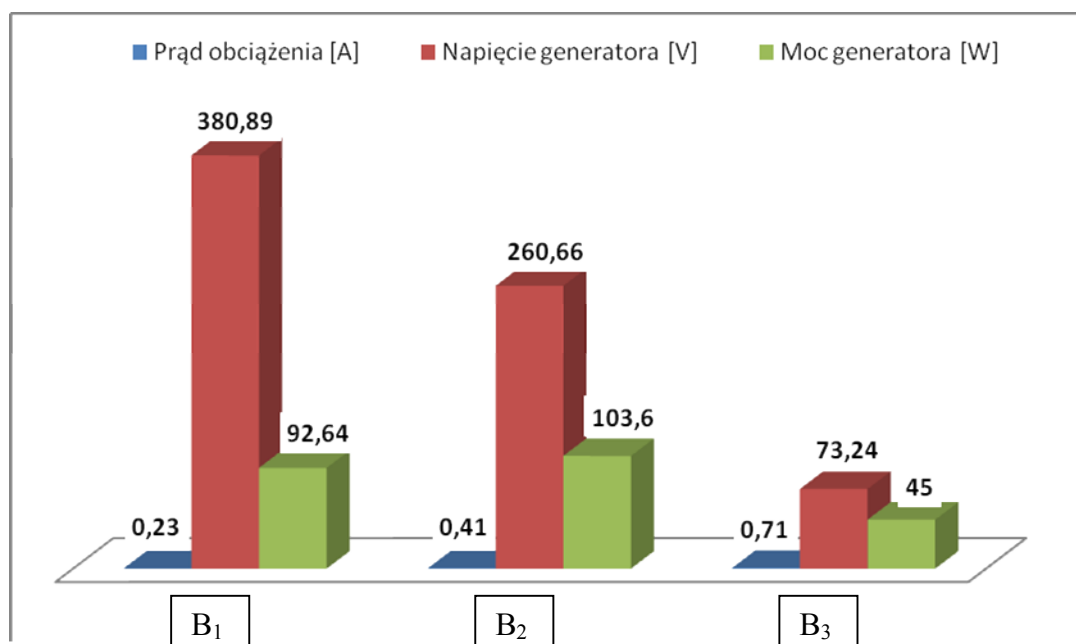


Rys. 8.14. Serie punktów pomiarowych (prądu obciążenia, napięcia i mocy turbogeneratora), dla wybranego punktu pracy silnika spalinowego.

a)



b)

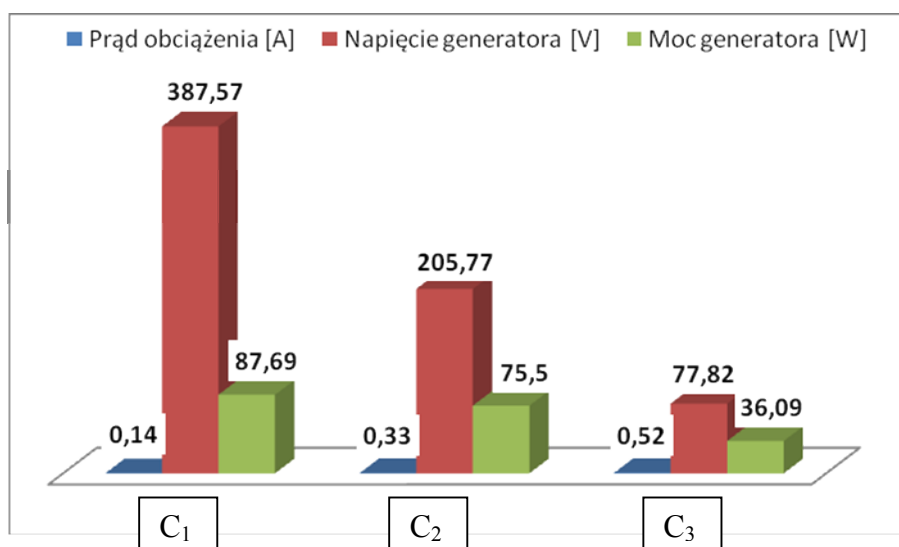


Rys. 8.15 Parametry pracy turbogenerators: a) dla 30% uchylenia przepustnicy i 2000 1/min, b) dla 35% uchylenia przepustnicy i 2000 1/min.

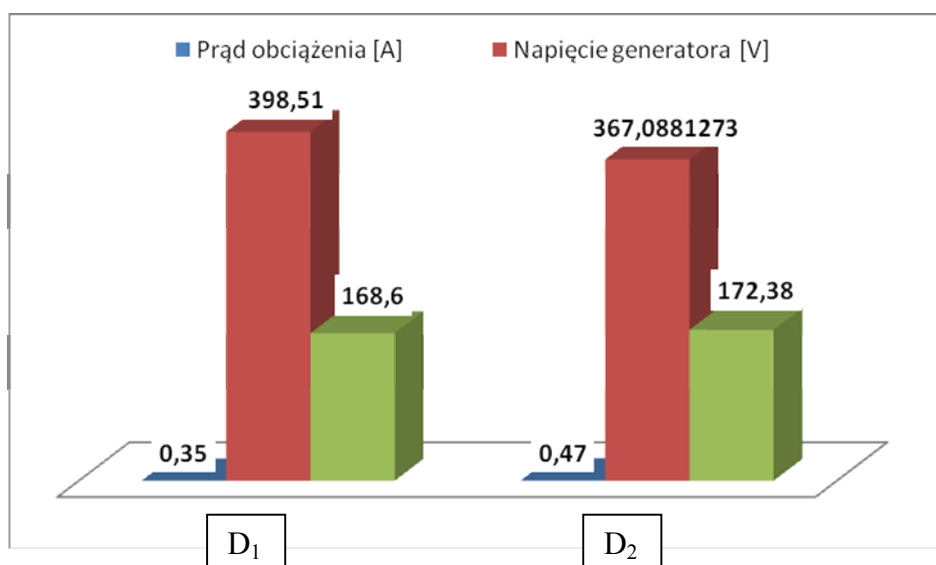
Turbogenerator, dla prędkości obrotowej 2000 1/min i 30% uchylenia przepustnicy rys. 8.15a. obciążany był trzykrotnie różnymi wartościami prądu. Zadawano następujące wartości prądu: 0,13A; 0,33A; 0,52A. Wartość zadanego prądu była tak dobierana, aby możliwe było uzyskanie jak najwyższej mocy elektrycznej turbogenerators przy jednoczesnej

kontroli napięcia. Kontrola napięcia wymagana była ze względu na ograniczony zakres tego parametru w opornicy elektrycznej. Wartość napięcia w tym punkcie pracy osiągnęła następujące wartości graniczne: 310V, 158V oraz 50V. Moc jaką uzyskał turbogenerator to 65W, 66W i 20W. Obciążenie turbogenerators, dla 35% uchylenia przepustnicy i 2000 1/min wykonywane było w trzech punktach rys. 8.15b. Wartość prądu obciążenia osiągnęła następujące wartości: 0,23A; 0,41A; 0,71A. Turbozespół przy tej wartości prądu uzyskał napięcie na poziomie: 380V, 260V, 73V. Moc turbogenerators w trzech punktach obciążenia osiągnęła następujące wartości: 92W; 103W; 45W.

a)



b)

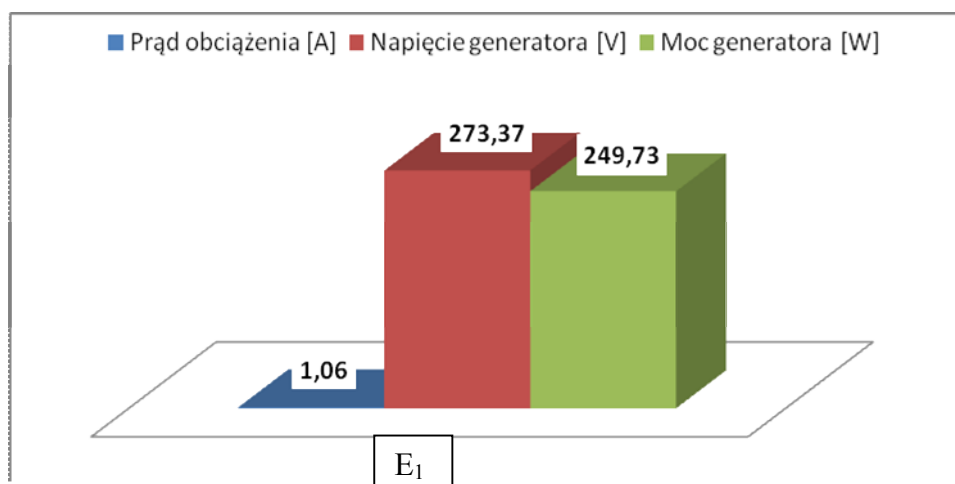


Rys. 8.16 Parametry pracy turbogenerators: a) dla 20% uchylenia przepustnicy i 3000 1/min, b) dla 25% uchylenia przepustnicy i 3000 1/min.

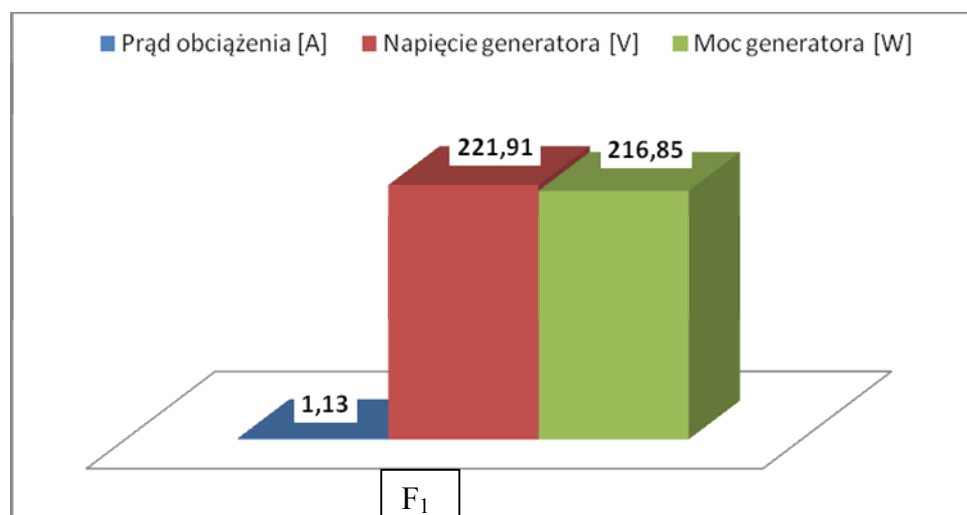
Turbogenerators, dla prędkości obrotowej silnika spalinowego pracującego w granicach

3000 1/min i 20% uchylenia przepustnicy rys. 8.16a. obciążany został trzykrotnie różnymi wartościami prądu. Zostały zadane następujące wartości prądu: 0,14A; 0,33A; 0,52A. Wartość zadanego prądu była tak dobrana, aby możliwe było uzyskanie jak najwyższej mocy elektrycznej turbogeneratora przy jednoczesnej kontroli napięcia generatora. Kontrola napięcia wymagana była z powodu ograniczonego zakres tego parametru w opornicy elektrycznej. Turbogenerator w tym punkcie pracy uzyskał następujące wartości napięcia: 387V, 205V oraz 77V. Moc jaką uzyskał turbogenerator to 87W, 75W i 36W. Obciążenie turbogeneratorskiego, dla 25% uchylenia przepustnicy i 3000 1/min wykonywane było w dwóch punktach rys. 8.16b. Zadano następujące wartości prądu obciążenia: 0,35A; 0,37A. Turbozespół przy tej wartości prądu uzyskał napięcie na poziomie: 398V, 367V. Moc turbogeneratorskiego w trzech punktach obciążenia osiągnęła: 168W; 172W.

a)



b)



Rys. 8.17 Parametry pracy turbogeneratorskiego: a) dla 35% uchylenia przepustnicy i 3500 1/min, b) dla 45% uchylenia przepustnicy i 3500 1/min.

Dla punktu pracy silnika spalinowego 3500 1/min i 35% uchylecia przepustnicy obciążony został jednorazowo prądem o wartości 1,06A rys. 8.17a. Wartość zadanego prądu była tak dobierana, aby możliwe było uzyskanie jak najwyższej mocy elektrycznej turbogeneratora przy jednoczesnej kontroli napięcia. Kontrola napięcia wymagana była ze względu na ograniczony zakres tego parametru w opornicy elektrycznej. Napięcie, dla tego punktu pracy osiągnęło granicę 273V. Moc turbogeneratora to około 250W. Obciążenie turbogeneratora, dla 45% uchylecia przepustnicy i 3500 1/min wykonywane było w jednym punkcie rys. 8.17b. Wartość prądu obciążenia wyniosła 1,13A. Turbozespół przy tej wartości prądu wygenerował napięcie rzędu 221V oraz moc równą 216W .

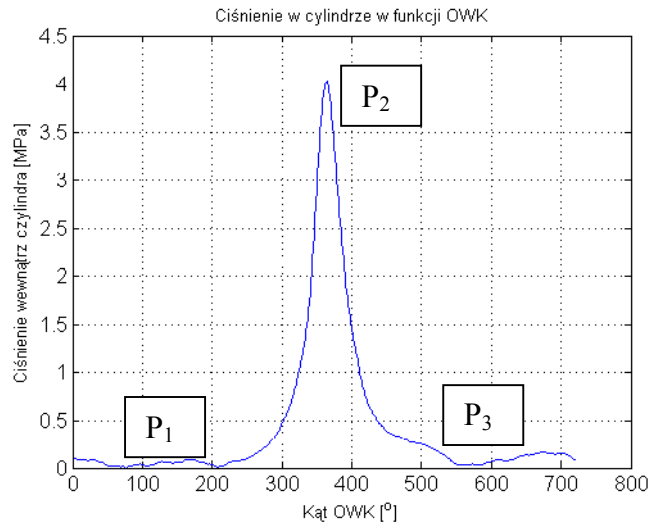
9. Analiza parametrów silnika spalinowego i zespołu turbogenerators

9.1. Analiza ciśnienia indykowanego

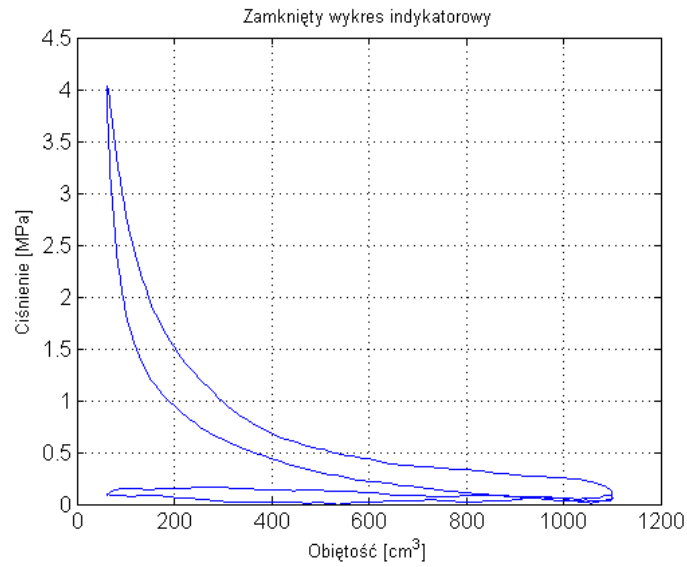
Do sprawdzenia prawidłowości procesu spalania we wnętrzu cylindra posłużono się wykresami indykatorowymi. Pomiaru te wykonano, dla jednostki napędowej pracującej bez i z turbogeneratorem. Celem pomiaru była kontrola występowania ewentualnych zakłóceń w procesie spalania podczas pracy jednostki napędowej z turbogeneratorem. Pomiar wykonano za pomocą czujnika ciśnienia zamontowanego w ostatnim cylindrze. Czujnik podłączony został ze wzmacniaczem sygnału AVL. Dane ze wzmacniacza za pomocą szybkiego toru karty pomiarowej rejestrowane były w pakiecie DasyLab. Pomiaru ciśnienia we wnętrzu cylindra dokonywano każdorazowo, dla badanego punktu pracy jednostki napędowej. Obróbka uzyskanych wyników odbywała się w pakiecie MatLab. Punktami „P_{1,2,3}” zaznaczono wartości podciśnienia w układzie dolotowym „P₁”, ciśnienia maksymalnego w cylindrze podczas spalania „P₂” oraz ciśnienia w układzie wylotowym „P₃”. Przyjęte oznaczenia zastosowano do wszystkich wykresów ciśnienia indykowanego.

Jak wskazują wykresy porównawcze zauważyć można iż praca turbogenerators nie zakłóca procesu spalania. Zauważyć można jednak wzrost ciśnienia we wnętrzu cylindra. W formie tabelarycznej porównano wyniki ciśnienia we wnętrzu cylindra, silnika spalinowego współpracującego bez i z turbogeneratorem tab. 8.8 i 8.10.

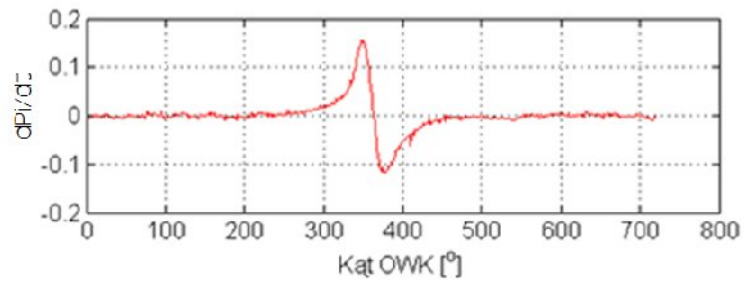
a)



b)



c)



Rys. 8.18 Przebieg ciśnienia, silnik spalinowy pracujący w warunkach ustalonych bez turbogeneratora a) dla 10% uchylenia przepustnicy i 2000 1/min, b) wykres indykatorowy zamknięty dla 10% uchylenia przepustnicy i 2000 1/min, c) pochodnej ciśnienia w cylindrze dla 10% uchylenia przepustnicy i 2000 1/min.

Przeprowadzone badania, dla silnika spalinowego pracującego bez turbogeneratora w punkcie 10% otwarcia przepustnicy i 2000 1/min rys. 8.18a wykazują iż podciśnienie w układzie wylotowym osiągnęło wartość 0,025 MPa, a wartość maksymalna ciśnienia podczas spalania równa jest 4 MPa. Ciśnienie spalin w układzie wylotowym równe jest 0,2 MPa. Analizowano również prędkość rozchodzenia się fali ciśnienia we wnętrzu cylindra rys. 8.18c. Wartość minimalna równa jest -0,11, natomiast maksymalna 0,15. Nie zaobserwowano zakłóceń podczas spalania.

Tab. 8.8. Wartości ciśnienia w cylindrze silnika pracującego bez turbogeneratora

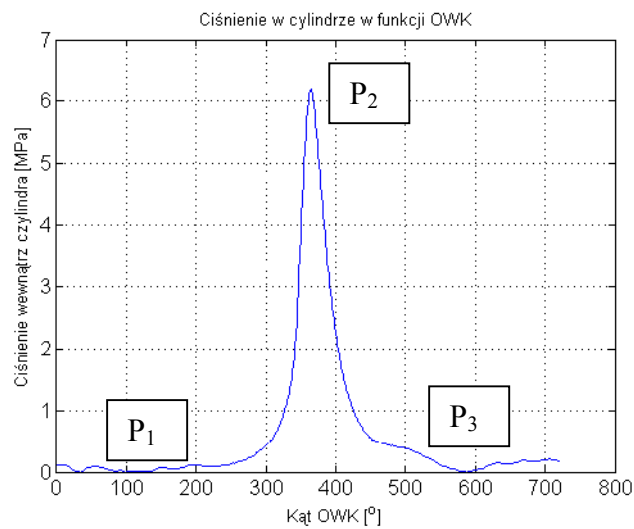
Uchylenie przepustnicy	Prędkość obrotowa								
	2000 1/min			3000 1/min			3500 1/min		
	P_1 [Mpa]	P_2 [Mpa]	P_3 [Mpa]	P_1 [Mpa]	P_2 [Mpa]	P_3 [Mpa]	P_1 [Mpa]	P_2 [Mpa]	P_3 [Mpa]
10	0,025	4	0,2						
15	0,025	4,5	0,15	0,025	3,75	0,3			
20	0,03	5,5	0,15	0,03	5	0,15			
25	0,03	6	0,15	0,035	6,25	0,15	0,035	5,5	0,75
30	0,35	6,25	0,1						
35	0,45	4,75	0,2				0,045	5,75	0,15
45							0,065	5,5	0,15
55							0,089	4,75	0,2

Tab. 8.9. Pochodna ciśnienia w cylindrze silnika pracującego bez alternatora

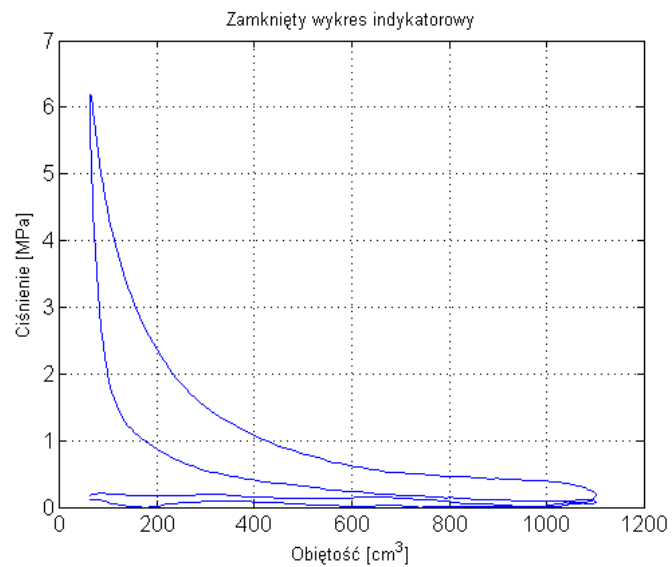
Uchylenie przepustnicy [%]	Prędkość obrotowa [1/min]	Pochodna ciśnienia	
		Minimum	Maksimum
10	2000	-0,11	0,15
20	3000	-0,2	0,3
45	3500	-0,2	0,35

Dla silnika spalinowego pracującego z turbogeneratorem przedstawiono wybrane wykresy indykatorowe rys. 8.19. Na wykresach zaznaczono wartość podciśnienia w układzie dolotowym, maksymalną wartość ciśnienia w cylindrze oraz ciśnienie w układzie wylotowym. Ponadto określono wartość pochodnej prędkości rozprzestrzeniania ciśnienia we wnętrzu cylindra. Pomiar ciśnienia w tym przypadku odbywał się podczas obciążenia turbogenerators opornicą elektryczną z zaimplementowanym cyklem obciążeniowym. Pomiar ciśnienia indykowanego wykonany został, dla każdego punktu pracy silnika spalinowego.

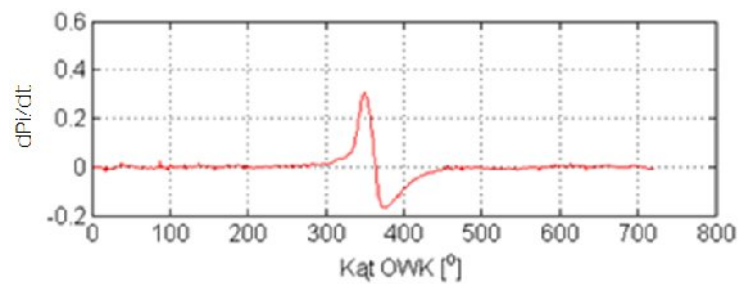
a)



b)



c)



Rys. 8.19 Przebieg ciśnienia, ilnik spalinowy pracujący w warunkach ustalonych z turbogeneratorem, a) ciśnienia indykowanego, dla 25% uchylenia przepustnicy i 2000 1/min, b) wykres indykatorowy zamknięty, dla 25% uchylenia przepustnicy i 2000 1/min, c) pochodnej ciśnienia w cylindrze, dla 25% uchylenia przepustnicy i 2000 1/min.

Przeprowadzone badania, dla silnika spalinowego pracującego z turbogeneratorem w punkcie 25% otwarcia przepustnicy i 2000 1/min rys. 8.19a wykazują iż podciśnienie w układzie wylotowym osiągnęło wartość 0,03 MPa, a wartość maksymalna ciśnienia podczas spalania równa jest 6 MPa. Ciśnienie spalin w układzie wylotowym równe jest 0,25 MPa. Analizowano również prędkość rozchodzenia się fali ciśnienia we wnętrzu cylindra rys. 8.19c. Wartość minimalna równa jest -0,19, natomiast maksymalna 0,3. Nie zaobserwowano zakłóceń podczas spalania.

Analiza wyników ciśnienia indykowanego wykazała iż w przypadku wszystkich punktów pracy silnika spalinowego, cykl obciążeniowy nie skutkowało w sposób globalny na wzrost ciśnienia indykowanego. Nie można rozróżnić strefy zmiany wartości ciśnienia indykowanego w obszarze jednego punktu pracy silnika spalinowego podczas, którego turbogenerator pracował ze zmiennym prądem obciążenia.

Tab. 8.10. Wartość ciśnienia w cylindrze silnika pracującego z turbogeneratorem

Uchylenie przepustnicy	Prędkość obrotowa								
	2000 1/min			3000 1/min			3500 1/min		
	P_1 [Mpa]	P_2 [Mpa]	P_3 [Mpa]	P_1 [Mpa]	P_2 [Mpa]	P_3 [Mpa]	P_1 [Mpa]	P_2 [Mpa]	P_3 [Mpa]
10	0,025	4,25	0,15						
15	0,03	5,5	0,25	0,03	6,25	0,25			
20	0,03	5,5	0,25	0,035	4	0,3			
25	0,035	6,25	0,25	0,04	3,75	0,25	0,035	4,75	0,25
30	0,04	6,25	0,25						
35	0,045	6,5	0,25				0,05	5	0,25
45							0,07	5,5	0,25
55							0,09	5,5	0,15

Tab. 8.11. Pochodna ciśnienia w cylindrze silnika pracującego z turbogeneratorem

Uchylenie przepustnicy [%]	Prędkość obrotowa [obr/min]	Pochodna ciśnienia	
		Minimum	Maksimum
25	2000	-0,19	0,3
15	3000	-0,19	0,3
45	3500	-0,2	0,3

Dla silnika pracującego z turbogeneratorem przedstawiono wybrane wykresy indykatorowe rys. 8.19a,b , oraz pochodne ciśnienia we wnętrzu cylindra tabela 8.11. Na wykresach indykatorowych zaznaczono wartość podciśnienia w układzie wylotowym, maksymalną wartość ciśnienia w cylindrze oraz ciśnienie w układzie wylotowym. Zaznaczone wartości przedstawione zostały w tabeli 8.10.

Porównując dane zawarte w tabelach 8.8. i 8.10. zauważyć można iż silnik pracujący z turbogeneratorem wykazuje wyższą wartość ciśnienia niż silnik pracujący jedynie z

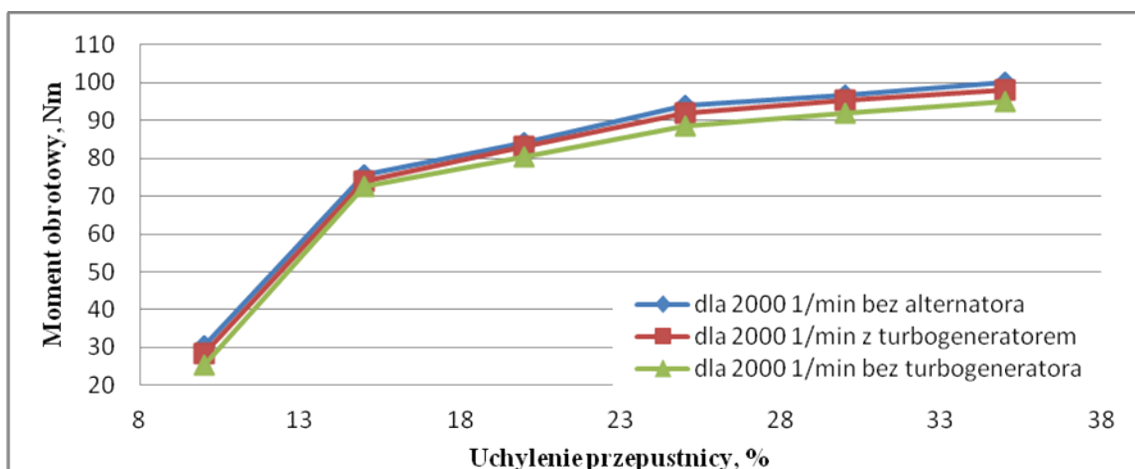
alternatorem. Przyczyną tego jest wzrost dławienia po stronie układu wylotowego spowodowane zamknięciem przepustnicy i wzrostem oporów przepływu. Przyczyną wzrostów oporu przepływu jest dodatkowa praca jaką muszą wykonać gazy wylotowe przepływając przez kanały turbiny spalinowej wprowadzając ją w ruch. Nie zauważono ponad to zakłócenia procesu spalania objawiającego się powstaniem zniekształconego wykresu indykatorowego.

9.2. Analiza momentu obrotowego silnika spalinowego

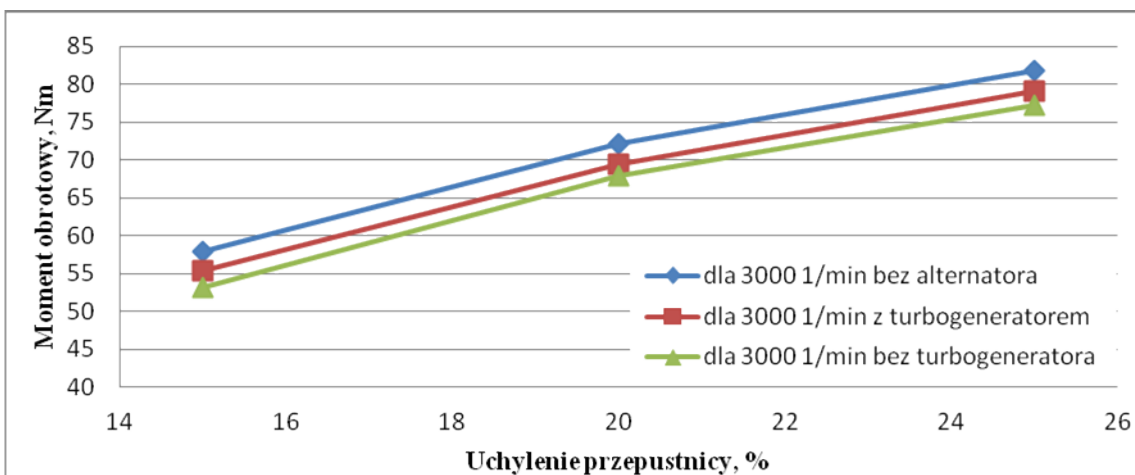
Na wykresach zestawiono punkty momentu obrotowego w postaci charakterystyk. Porównano na nich przebiegi momentu obrotowego, dla silnika pracującego bez turbogeneratorsa, bez alternatora oraz z turbogeneratorem. Każda charakterystyka porównana została, dla prędkości obrotowej 2000 1/min, 3000 1/min oraz 3500 1/min oraz określonego uchylenia przepustnicy.

Analizując charakterystykę momentu obrotowego zauważyć można iż dla prędkości obrotowej 2000 1/min rys. 8.20a silnika spalinowy pracujący bez alternatora osiąga największą wartość momentu obrotowego zawierającą się w zakresie od ok. 30 Nm do ok. 100 Nm. Przebieg momentu obrotowego, dla jednostki spalinowej pracującej bez turbogeneratorsa jest najniższy w tym przypadku moment obrotowy występuje w przedziale od ok. 25 Nm do ok. 95 Nm. Silnik spalinowy pracujący z turbogeneratorem osiąga przebieg momentu obrotowego zawierający się pomiędzy dwoma opisanymi wyżej przypadkami od ok. 28 Nm do ok. 98 Nm. Przebieg momentu obrotowego dla silnika spalinowego pracującego w zakresie 3000 1/min rys. 8.20b z turbogeneratorem waha się od ok. 55 Nm do ok. 79 Nm. Jednostka napędowa pracująca bez alternatora uzyskała moment obrotowy mieszczący się w przedziale od ok. 58 Nm do ok. 82 Nm. Silnik spalinowy pracujący bez turbogeneratorsa miał najniższy przebieg momentu obrotowego, którego wartości mieściły się w zakresie od ok. 53 Nm do ok. 77 Nm. Badania wykazały iż silnik spalinowy pracujący w zakresie 3500 1/min bez turbogeneratorsa osiągnął najniższy zakres momentu obrotowego od ok. 74 Nm do ok. 94 Nm. Jednostka napędowa pracująca z turbogeneratorem uzyskała moment obrotowy w przedziale od ok. 77 Nm do ok. 97 Nm. Przebieg momentu obrotowego silnika spalinowego pracującego bez alternatora zawierał się w przedziale od ok. 81 Nm do ok. 99 Nm.

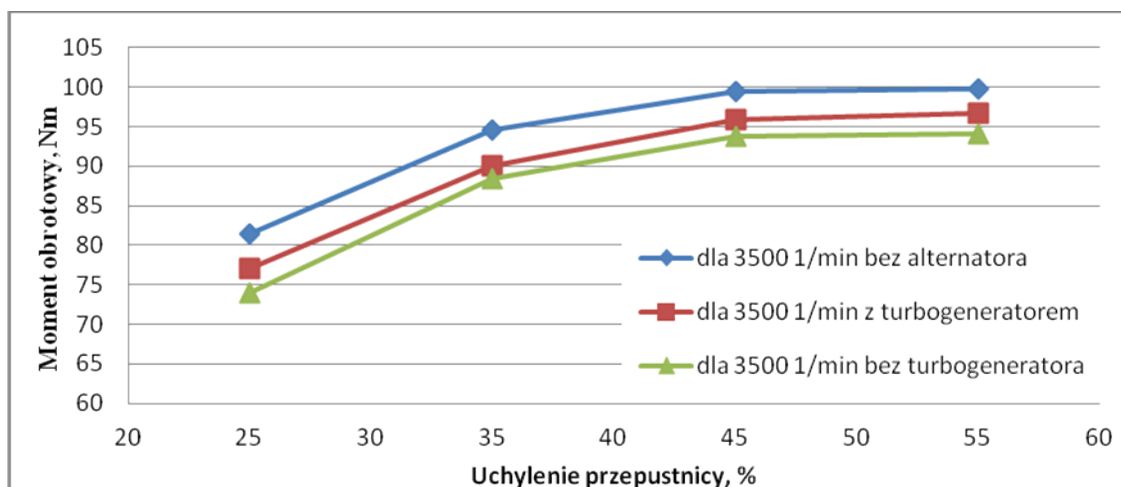
a)



b)



c)



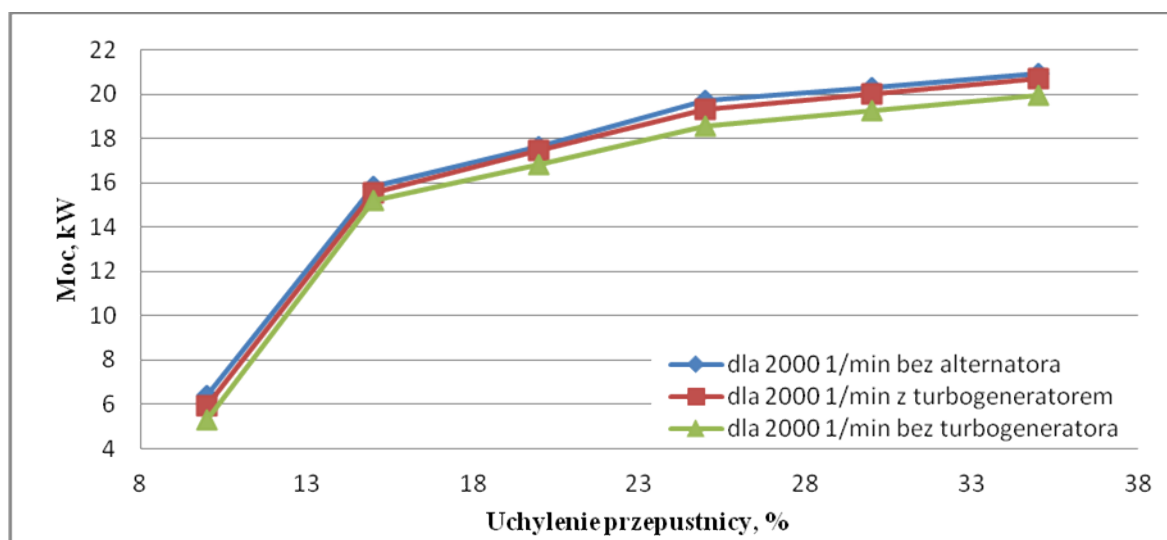
Rys. 8.20 Przebieg momentu obrotowego silnika spalinowego pracującego w warunkach ustalonych:
a) dla 2000 1/min, b) dla 3000 1/min, c) dla 3500 1/min.

9.3. Bilans energetyczny silnika spalinowego pracującego z turbogeneratorem

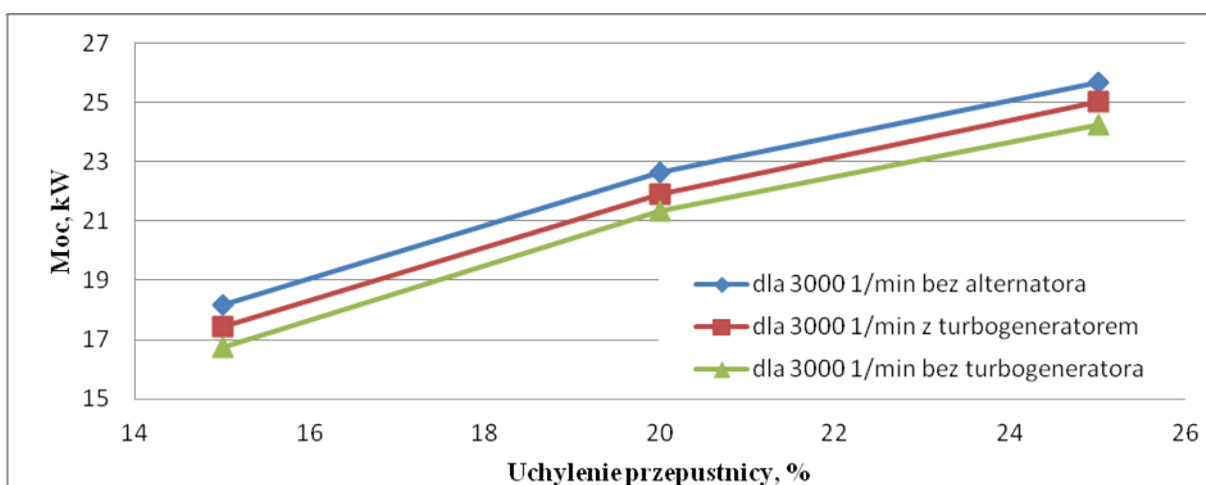
9.3.1. Analiza mocy silnika spalinowego

Wykonano charakterystyki mocy silnika spalinowego, pracującego z alternatorem, z turbogeneratorem i bez alternatora. Moc N_e^* silnika spalinowego pracującego z turbogeneratorem stanowi sumę mocy turbogeneratora oraz mocy silnika spalinowego pracującego z turbogeneratorem. Punkty mocy silnika spalinowego przedstawiono w formie wykresów. Charakterystyki te porównane zostały według prędkości obrotowej rys. 8.21.

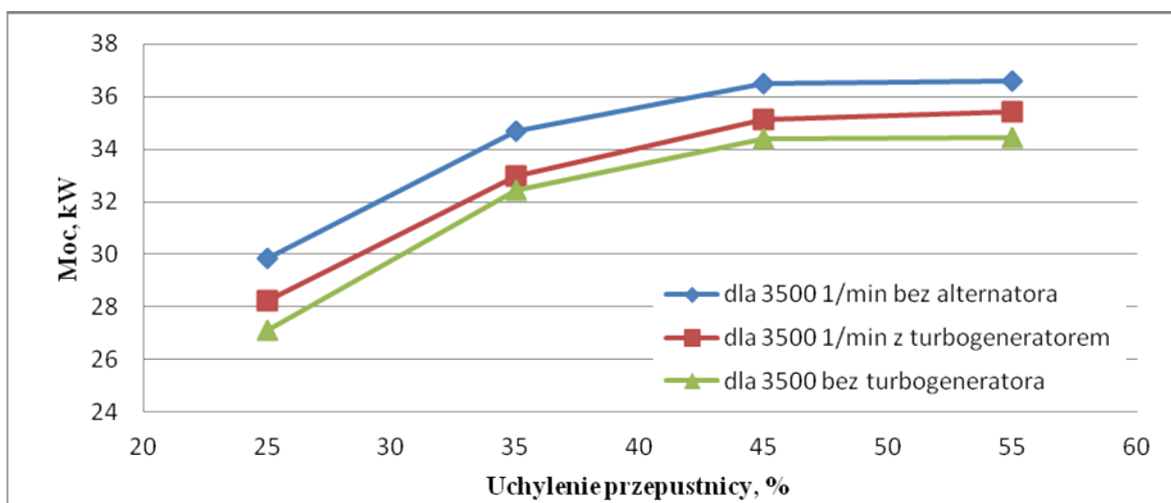
a)



b)



c)



Rys. 8.21 Przebieg mocy silnika spalinowego pracującego w warunkach ustalonych: a) dla 2000 1/min, b) dla 3000 1/min, c) dla 3500 1/min.

Analiza wykresów mocy silnika spalinowego wykazuje iż przy prędkości obrotowej 2000 1/min, rys. 8.21a jednostka napędowa pracująca bez alternatora uzyskała moc wahającą się w zakresie od ok. 6,4 kW do ok. 21 kW. Moc silnika spalinowego pracującego z turbogeneratorem mieściła się w przedziale od ok. 6 kW do ok. 20,5 kW. Jednostka napędowa pracująca bez turbogeneratora uzyskała moc której wartość wahała się od ok. 5 kW do ok. 20 kW. W przypadku prędkości obrotowej 3000 1/min rys. 8.21b jednostka napędowa pracująca z turbogeneratorem uzyskała moc w przedziale od 17 kW do ok. 25 kW. Przebieg mocy silnika spalinowego pracującego bez turbogeneratora był najniższy i mieścił się od ok. 16 kW do ok. 24 kW. Moc jednostki napędowej pracującej bez alternatora utrzymywała się w przedziale od ok. 18 kW do ok. 26 kW. Dla prędkości obrotowej 3500 1/min rys. 8.21c zauważono iż moc silnika spalinowego pracującego bez alternatora była największa i mieściła się w zakresie od ok. 30 kW do ok. 37 kW. Silnik spalinowy pracujący bez turbogeneratora osiągnął najniższą moc będącą w przedziale od ok. 27 kW do ok. 34 kW. Jednostka napędowa pracująca z turbogeneratorem uzyskała moc, której wartości mieściły się w zakresie od ok. 28 kW do ok. 35 kW.

9.3.2. Analiza zużycia paliwa

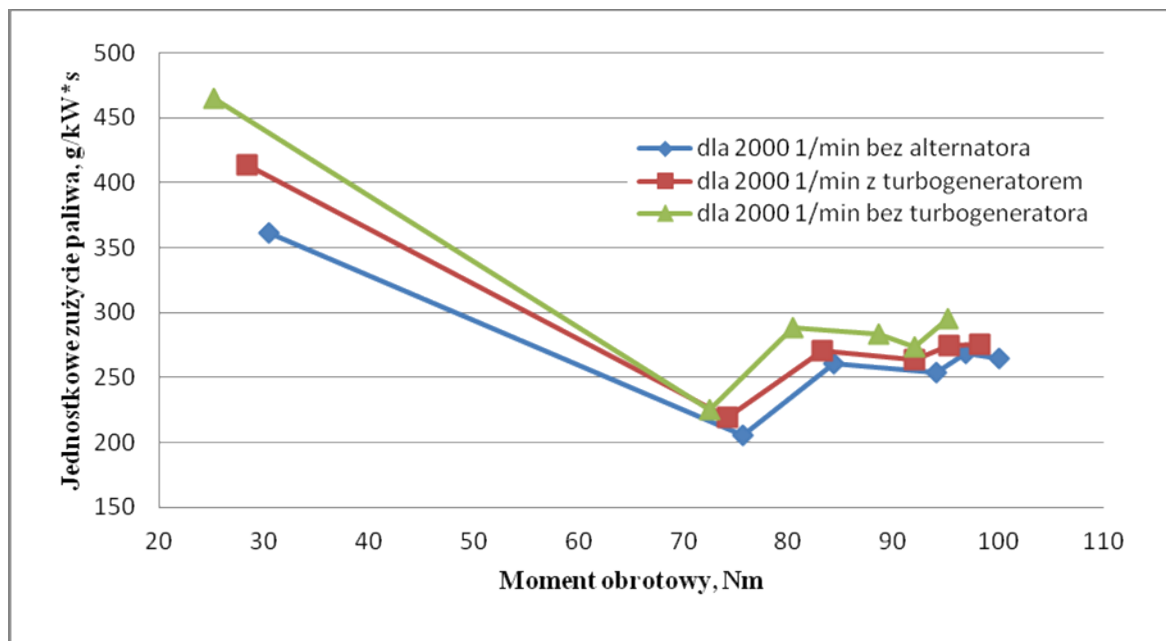
W celu określenia ilości zużytego paliwa na wytworzenie jednostki energii, obliczono jednostkowe zużycie paliwa g_e . W mianowniku poniższego równania podczas pracy jednostki napędowej z turbogeneratorem jako moc użyteczną silnika spalinowego N_e^*

wpisywano sumę mocy użytecznej jednostki napędowej pracującej z turbogeneratorem oraz mocy generatora energii elektrycznej. W pozostałych przypadkach to jest gdy silnik spalinowy pracował z, lub bez alternatora moc użyteczną jednostki napędowej zapisywano w postaci N_e . W obliczeniu posłużą się zależnością:

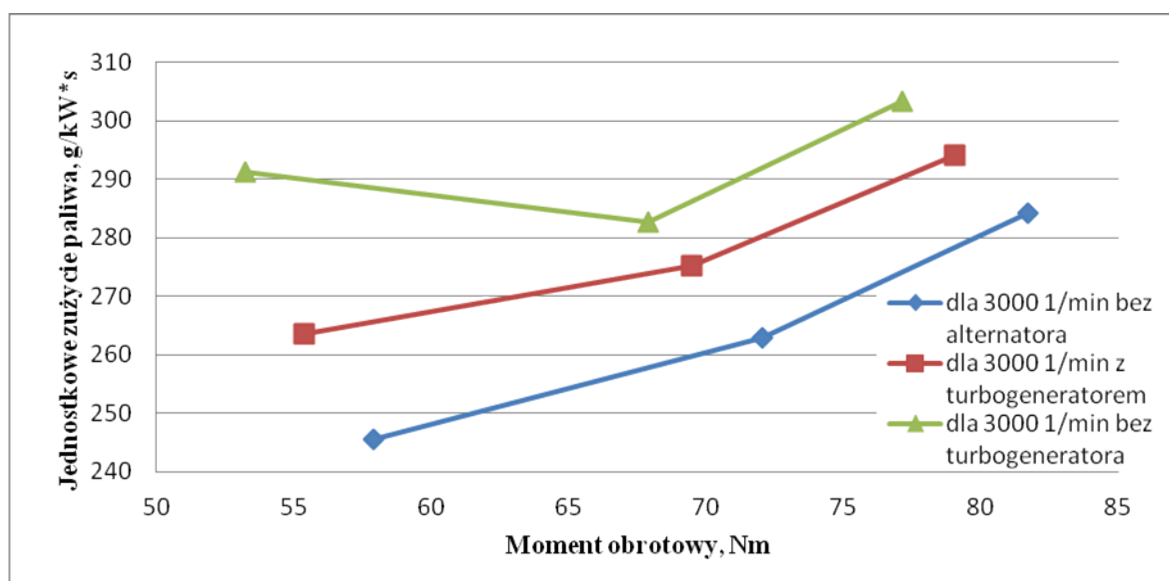
$$g_s = \frac{G_e}{N_e}, \text{ g/kW}\cdot\text{s} \quad (9.1)$$

Na wykresach rys. 8.22 przedstawiono jednostkowe zużycie paliwa w funkcji momentu obrotowego, dla prędkości obrotowej silnika spalinowego 2000 1/min, 3000 1/min, 3500 1/min.

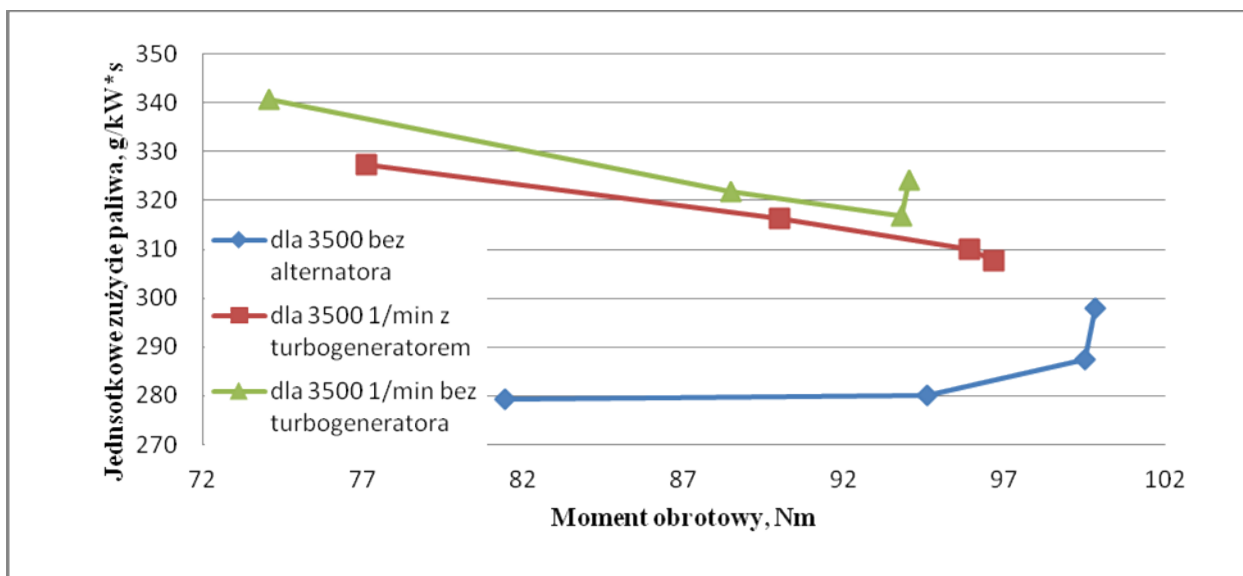
a)



b)



c)



Rys. 8.22 Przebieg jednostkowego zużycia paliwa silnika spalinowego pracującego w warunkach ustalonych:
a) dla 2000 1/min, b) dla 3000 1/min, c) dla 3500 1/min.

Na powyższych wykresach przedstawiono punkty jednostkowego zużycia paliwa. Rys. 8.22a przedstawia pracę silnika spalinowego w zakresie 2000 1/min. W tym przedziale jednostka napędowa pracująca bez alternatora uzyskała jednostkowe zużycie paliwa wahające się w przedziale od ok. 264 g/kW·s do ok. 361 g/kW·s. W tym samym punkcie silnik spalinowy pracujący z turbogeneratorem uzyskał jednostkowe zużycie paliwa będące w zakresie od ok. 219 g/kW·s do ok. 413 g/kW·s. Jednostkowe zużycie paliwa, dla silnika pracującego bez turbogeneratora osiągnęło największą wartość i występowało w przedziale od ok. 224 g/kW·s do ok. 465 g/kW·s. Silnik spalinowy pracujący w zakresie 3000 1/min rys. 8.22b bez turbogeneratora uzyskał jednostkowe zużycie paliwa będące w zasięgu od ok. 282 g/kW·s do ok. 303 g/kW·s. W tym punkcie pracy jednostka napędowa pracująca bez alternatora uzyskała jednostkowe zużycie paliwa z przedziału od ok. 245 g/kW·s do ok. 284 g/kW·s. Jednostkowe zużycie paliwa podczas pracy silnika spalinowego z turbogeneratorem występowało w obszarze od ok. 263 g/kW·s do ok. 294 g/kW·s. Dla 3500 1/min rys. 8.22c najkorzystniejsze warunki występują podczas pracy jednostki napędowej bez alternatora. Wówczas silnik spalinowy osiąga najniższą wartość jednostkowego zużycia paliwa mieszczącego się w przedziale od ok. 279 g/kW·s do ok. 297 g/kW·s. Najwyższą wartość jednostkowego zużycia paliwa osiąga jednostka napędowa

pracująca z turbogeneratorem od ok. 316 g/kW·s do ok. 340 g/kW·s. Jednostkowe zużycie paliwa, dla silnika spalinowego pracującego z turbogeneratorem mieści się w obszarze od ok. 307 g/kW·s do ok. 327 g/kW·s.

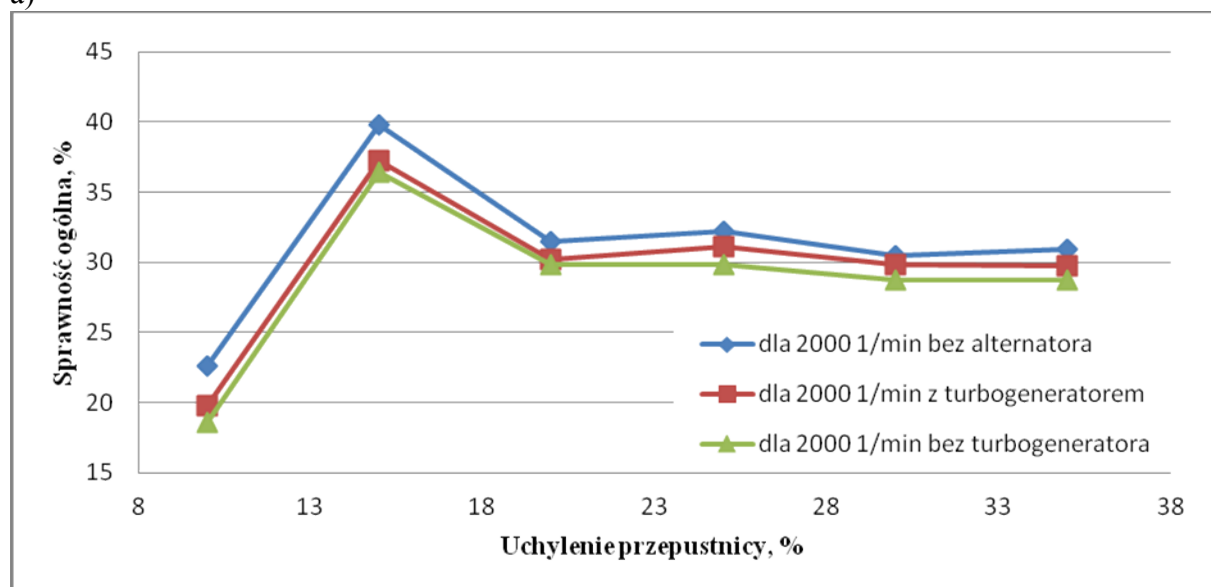
9.3.3. Analiza sprawności silnika spalinowego

W dalszej analizie określono wpływ zastosowania turbogeneratora na sprawność ogólną jednostki napędowej. W liczniku poniższego równania jako moc użyteczną silnika N_e^* przedstawia suma mocy użytecznej jednostki napędowej pracującej z turbogeneratorem oraz mocy generatora energii elektrycznej. Formułę tą zastosowano jedynie przy współpracy silnika spalinowego z turbogeneratorem. W przypadku gdy silnik spalinowy pracował z, lub bez alternatora, moc użyteczną określono jako N_e . Do określenia sprawności ogólnej posłużono się zależnością:

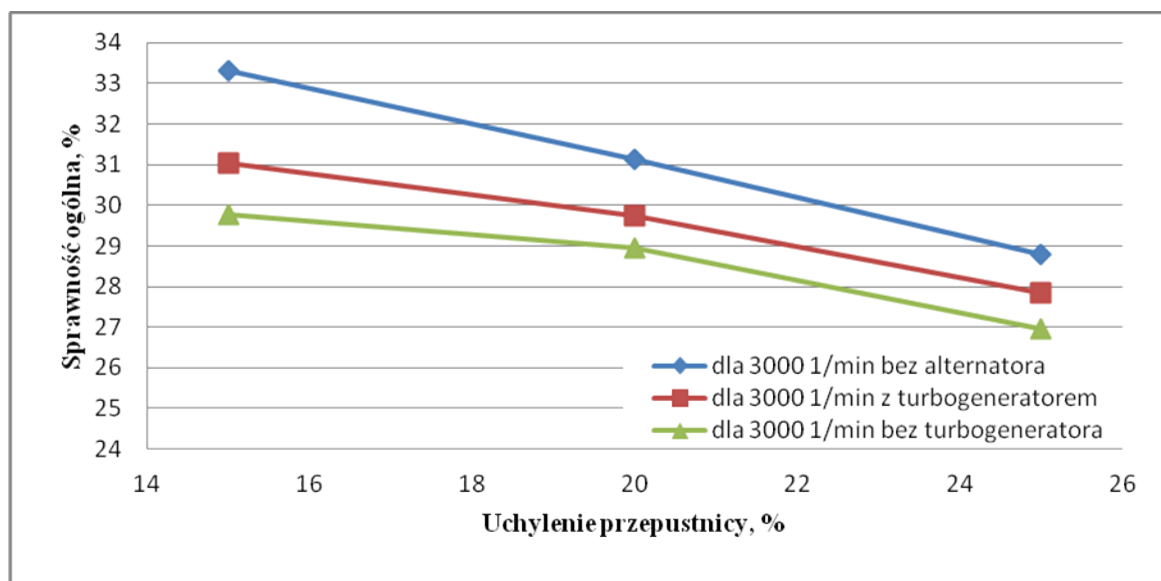
$$\eta_o = \frac{N_e}{g_s \cdot W_d} \cdot 100\% \quad (9.2)$$

Na podstawie powyższej zależności sporządzono wykresy sprawności ogólnej silnika spalinowego rys. 8.23 pracującego z turbogeneratorem, z alternatorem oraz bez alternatora. Wykresy sprawności ogólnej wykonano w funkcji uchylenia przepustnicy oraz momentu obrotowego.

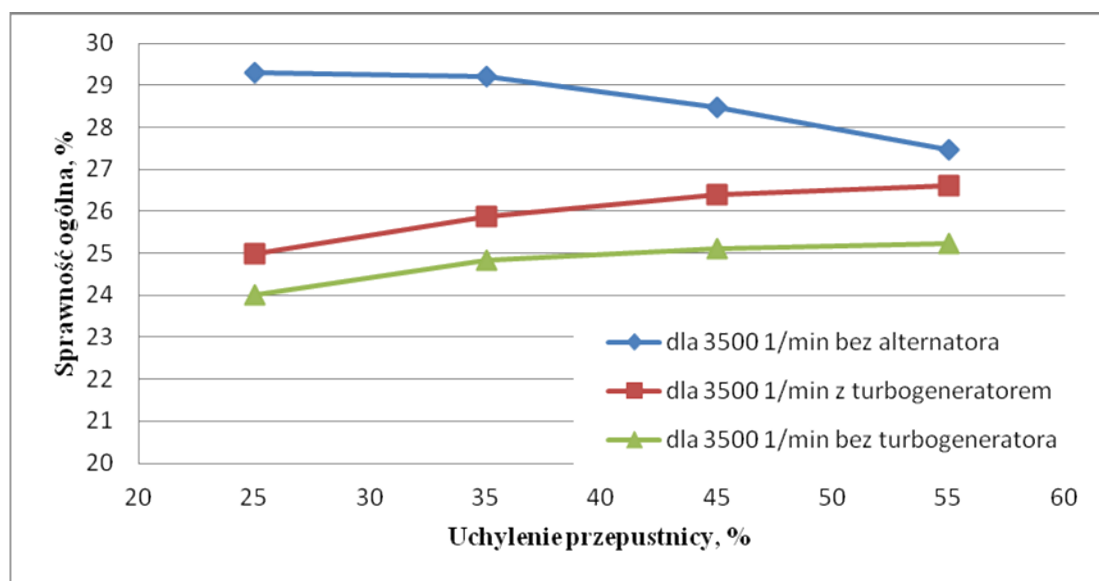
a)



b)



c)



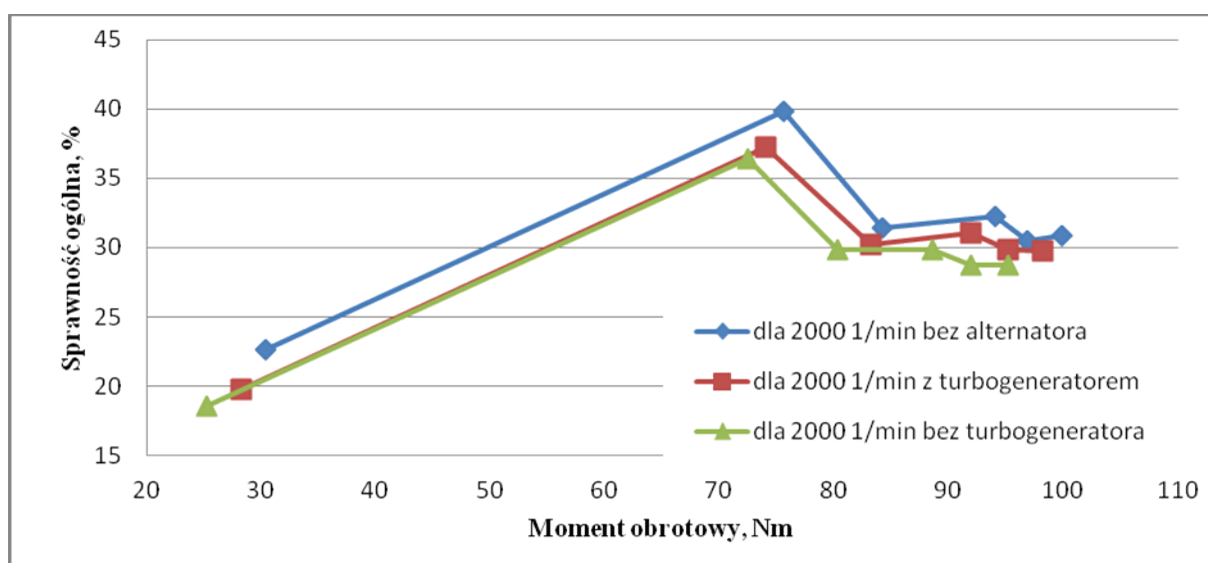
Rys. 8.23 Sprawność ogólna silnika spalinowego pracującego w warunkach ustalonych:

a) dla 2000 1/min, b) dla 3000 1/min, c) dla 3500 1/min.

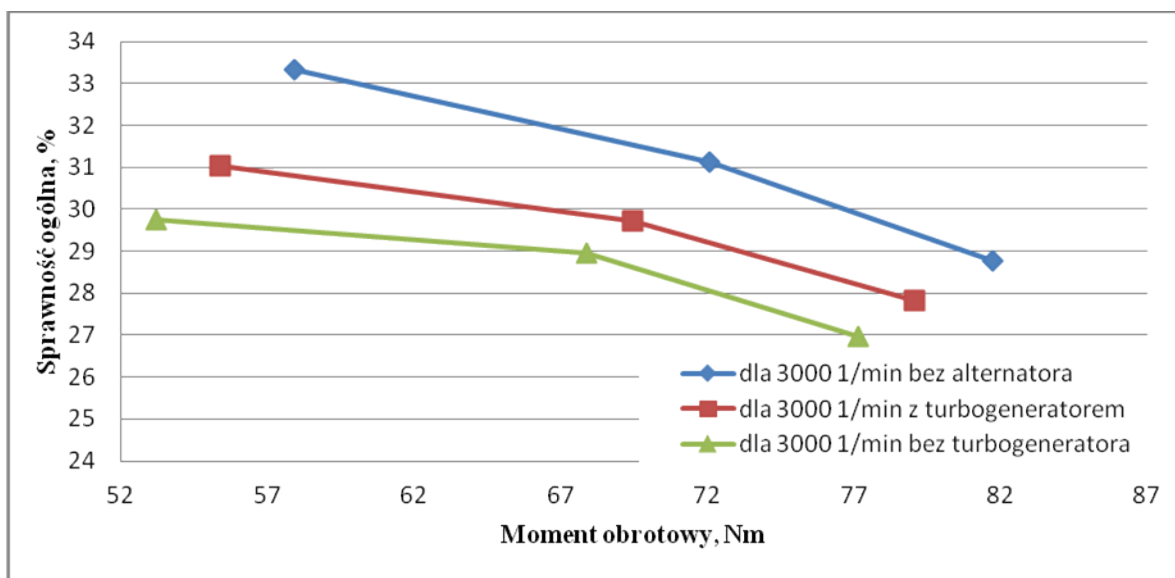
Dla silnika spalinowego pracującego w zakresie prędkości obrotowej równej 2000 1/min, rys. 8.23a zaobserwować można, iż sprawność ogólna jednostki napędowej współpracującej z turbogeneratorem waha się w granicach od ok. 20% do ok. 37%. Silnik spalinowy pracujący bez alternatora uzyskał sprawność ogólną w obszarze od ok. 22% do ok. 39%. Sprawność ogólna jednostki napędowej pracującej bez turbogeneratora mieściła się w zakresie od ok. 19% do ok. 36%. Silnik spalinowy pracujący z prędkością obrotową równą

3000 1/min rys. 8.23b bez turbogeneratora uzyskała sprawność ogólną, której występowała w obszarze od ok. 28% do ok. 33%. Jednostka napędowa pracująca z turbogeneratorem uzyskała sprawność ogólną będącą w przedziale od ok. 27% do ok. 31%. Silnik spalinowy pracujący bez turbogeneratora osiągnął sprawność ogólną wahającą się od ok. 26% do ok. 29%. Jednostka napędowa pracująca z turbogeneratorem w zakresie prędkości obrotowej równej 3500 1/min rys. 8.23c uzyskała sprawność ogólną w przedziale od ok. 25% do ok. 26%. W tym samym punkcie sprawność ogólna silnika spalinowego pracującego bez turbogeneratora wahała się od ok. 24% do ok. 25%. Jednostka napędowa pracująca bez alternatora uzyskała sprawność ogólną mieszczącą się w obszarze od ok. 27% do ok. 29%.

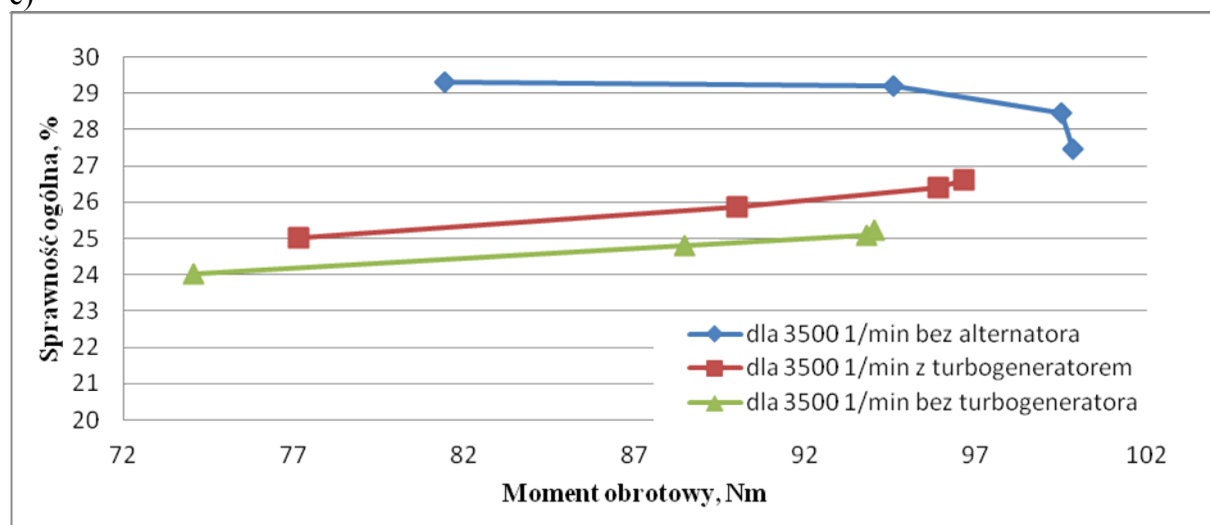
a)



b)



c)



Rys. 8.24 Sprawność ogólna silnika spalinowego pracującego w warunkach ustalonych:

a) dla 2000 1/min, b) dla 3000 1/min, c) dla 3500 1/min.

Sporządzono wykresy sprawności ogólnej silnika spalinowego w funkcji momentu obrotowego, dla trzech zakresów prędkości obrotowej silnika spalinowego (2000 1/min, 3000 1/min, 3500 obr/min) rys. 8.24. Jednostka napędowa pracująca bez alternatora w zakresie prędkości obrotowej równej 2000 1/min rys. 8.24a charakteryzuje się wzrostem sprawności ogólnej. Sprawność ogólna silnika spalinowego rośnie od ok. 22% do ok. 39% w przedziale momentu obrotowego od ok. 30 Nm do ok. 75 Nm. Następnie w obszarze momentu obrotowego od ok. 75 Nm do ok. 99 Nm występuje spadek sprawności ogólnej od ok. 39% do ok. 30%. Jednostka napędowa pracująca z turbogeneratorem w przedziale momentu obrotowego ok. 28 Nm do ok. 74 Nm wykazuje się wzrostem sprawności ogólnej w obszarze od ok. 19% do ok. 37%. Po przekroczeniu wartości 74 Nm występuje spadek sprawności ogólnej do poziomu 29%. Sprawność ogólna silnika spalinowego pracującego bez turbogeneratora rośnie od ok. 18% do ok. 36% w przedziale momentu obrotowego od ok. 25 Nm do ok. 72 Nm. Przekroczenie wartości 72 Nm powoduje spadek sprawności ogólnej do ok. 28%. Silnik spalinowy pracujący bez turbogeneratora w zakresie prędkości obrotowej wynoszącej 3000 1/min rys. 8.24b charakteryzuje się sprawnością ogólną wynoszącą od ok. 29% do ok. 26% w zakresie momentu obrotowego od ok. 53 Nm do ok. 77 Nm. Jednostka napędowa pracująca bez alternatora w przedziale momentu obrotowego od ok. 57 Nm do ok. 81 Nm uzyskuje sprawność ogólną wahającą się od 33% do 28%. Sprawność ogólna jednostki napędowej pracującej z turbogeneratorem mieści się w obszarze od ok. 31% do ok. 27%. Sprawność ta odpowiada zakresowi momentu obrotowego występującego w przedziale od

55 Nm do ok. 79 Nm. Jednostka napędowa pracująca z turbogeneratorem w obszarze prędkości obrotowej równej 3500 1/min charakteryzuje się sprawnością ogólną w zakresie od ok. 25% do ok. 26%, dla momentu obrotowego z przedziału od ok. 77 Nm do ok. 96 Nm. Moment obrotowy wahający się w zakresie od ok. 74 Nm do ok. 94 Nm silnika spalinowego pracującego bez turbogeneratora odpowiada sprawności ogólnej z przedziału od ok. 24% do ok. 25%. Sprawność ogólna silnika spalinowego pracującego bez alternatora w przedziale momentu obrotowego od ok. 81 Nm do ok. 99 Nm zmienia się w zakresie od ok. 29% do ok. 27%.

W formie tabeli tab. 8.12. sporządzono zestawienie punktów jednostkowego zużycia paliwa oraz sprawności ogólnej jednostki napędowej pracującej z alternatorem i z turbogeneratorem.

Tabela 8.12. Pole sprawności ogólnej i jednostkowego zużycia paliwa, silnika badawczego pracującego bez i z (pola zaznaczone kolorem) turbogeneratorem

		z turbogeneratorem									
		bez turbogeneratora									
Uchylenie przepustnicy [%]			Prędkość obrotowa								
		2000 1/min			3000 1/min			3500 1/min			
		Ne [kW]	η_o [%]	g_e [g/kW·s]	Ne [kW]	η_o [%]	g_e [g/kW·s]	Ne [kW]	η_o [%]	g_e [g/kW·s]	
10		5,28	18,58	465,2							
		5,93	19,78	413,58							
15		15,17	36,39	224,81	16,72	29,76	291,31				
		15,53	37,25	219,64	17,44	31,04	263,58				
20		16,83	29,78	288,1	21,32	28,94	282,68				
		17,47	30,23	270,6	21,91	29,73	275,17				
25		18,55	29,86	283,59	24,24	26,97	303,36	27,14	24,01	340,74	
		19,31	31,08	263,17	25,01	27,82	294,02	28,26	25	327,2	
30		19,25	28,74	273,93							
		20,01	29,82	274,36							
35		19,93	28,75	294,83				32,41	24,82	321,84	
		20,67	29,72	275,29				32,98	25,86	316,3	
45								34,37	25,1	316,92	
								35,14	26,39	309,98	
55								34,46	25,23	324,19	
								35,42	26,6	307,57	

W tabeli 8.12. kolorami zaznaczono pola, które dotyczą współpracy jednostki napędowej turbogeneratorem. Kolor żółty wyróżnia parametry pracy jednostki napędowej bez turbogeneratora. Kolorem zielonym zaznaczono wartości, które charakteryzują silnik spalinowy pracujący z turbogeneratorem. Analizując wartości zawarte w tab. 8.12 zauważyć można, iż silnik spalinowy pracujący z turbogeneratorem wykazuje się poprawą bilansu energetycznego. Największy wzrost sprawności ogólnej dla prędkości obrotowej 2000 1/min

zanotowano przy uchyleniu przepustnicy 10%, 25%,. Sprawność ogólna silnika spalinowego w tych punktach wzrosła o ok. 1,2%. Jednostka napędowa pracująca w przedziale prędkości obrotowej 3000 1/min uzyskała wzrost sprawności ogólnej o ok. 1,3%. Silnik spalinowy pracujący w obszarze 3500 1/min zanotował wzrost sprawności ogólnej w granicach 1,3%. Dla wszystkich rozpatrywanych w tabeli 8.12 wartości uzyskano również zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa, a tak że wzrost mocy jednostki napędowej.

10. Podsumowanie

W pracy przedstawiono wyniki analiz teoretycznych oraz wyniki badań eksperymentalnych silnika współpracującego z turbogeneratorem.

W celu przeprowadzenia niezbędnych pomiarów zbudowano specjalne stanowisko badawcze. Obiektem badań był zmodyfikowany silnik spalinowy umieszczony na stanowisku hamownianym. Modyfikacje dotyczyły konstrukcji kolektora wylotowego, umożliwiając odpowiednie sterowanie strumieniem spalin napędzających turbinę, która z kolei była źródłem napędu szybkoobrotowego generatora energii elektrycznej. Taki zestaw turbiny i maszyny elektrycznej nosi nazwę turbogeneratora.

W celu stwierdzenia przydatności opracowanej koncepcji stosowania turbogeneratora, badania przeprowadzane były dla standardowej wersji silnika oraz wersji z turbogeneratorem. Opracowano specjalny system badawczy, pozwalający na określenie charakterystyki pracy turbosespołu. Składał się on z elektronicznie sterowanej opornicy oraz z uniwersalnego sterownika, pozwalającego na dopasowanie warunków współpracy jednostki napędowej z turbogeneratorem. Ponadto, specjalnie zbudowany system pomiarowy umożliwił monitorowanie i rejestrację parametrów pracy jednostki napędowej oraz samego turbogeneratora. Stanowisko pomiarowe zostało uzupełnione o zestaw do indykowania silnika, niezbędny do określenia ewentualnych zmian w systemie spalania silnika, spowodowanych wzrostem ciśnienia spalin w układzie wylotowym podczas współpracy silnika spalinowego z turbogeneratorem.

Badania opracowanej koncepcji silnika współpracującego z turbogeneratorem prowadzono na hamowni silnikowej przy ustalonych warunkach pracy. Bilans energetyczny jednostki napędowej sporządzano dla wybranych wartości prędkości obrotowej i przy wybranym, stałym obciążeniu. Punkty pomiarowe wybrano tak, by odpowiadały najczęściej wykorzystywanym stanom pracy silnika spalinowego.

W celu ustalenia wybranych stanów pracy silnika wykonano badania wstępne, podczas których przeprowadzono weryfikację map zaprogramowanych w sterowniku uniwersalnym oraz sprawdzono poprawność przejętej metodyki badań i poprawność działania aparatury pomiarowo – rejestrującej.

Zasadniczy etap badań podzielić można na dwa etapy. W pierwszym etapie dokonano pomiaru parametrów pracy jednostki napędowej pracującej bez turbogeneratora i bez alternatora. W drugim etapie związany był z przeprowadzeniem badań jednostki napędowej współpracującej z turbogeneratorem. W trakcie drugiego etapu badań sporządzono charakterystykę pola pracy turbogeneratora. Do wyznaczenia tej charakterystyki opracowano cykl obciążeniowy opornicy elektrycznej, który polegał na odpowiednim sterowaniu wartością natężenia prądu obciążającego turbogeneratorem. Rejestrowano przy tym wskazania czujników mierzących wielkości mające wpływ na wartość obciążenia oraz na pracę turbogeneratora i jednostki napędowej.

Przeprowadzona analiza bilansu energetycznego silnika spalinowego współpracującego z turbogeneratorem wykazała, że uzyskane efekty zależą od punktów pracy jednostki napędowej, które zostały scharakteryzowane stałą wartością prędkości obrotowej oraz stopniem otwarcia przepustnicy, wyrażonym w %. Wyniki przedstawiono w tabeli 8.12.

Stwierdzono, iż dla silnika spalinowego pracującego z turbogeneratorem w punkcie pracy określonym 15% uchylenia przepustnicy i 2000 1/min, nastąpił wzrost mocy jednostki napędowej o ponad 2 % i wzrost sprawności ogólnej o ok. 1%. W punkcie pracy określonym przy 2000 1/min i przy 20% otwarciu przepustnicy, wzrost sprawności osiągnął wartość ok. 0,5%, a moc silnika w tym punkcie pracy wzrosła o ok. 3,8%. Silnik spalinowy pracujący dla 25% uchylenia przepustnicy i 2000 1/min zanotował wzrost mocy o ok. 4% i wzrost sprawności ogólnej o ok. 1,2%. Jednostka napędowa pracująca w zakresie 2000 1/min i uchyleniu przepustnicy 30% oraz 35% uzyskała wzrost mocy o ok. 3,8% oraz wzrost sprawności ogólnej o ok. 1%. Dla prędkości obrotowej 3000 1/min i dla 15% uchylenia przepustnicy, nastąpił wzrost sprawności ogólnej o ok. 1,3% i wzrost mocy o ok. 4%. W punkcie pracy określonym 20% i 25% otwarciem przepustnicy, przy 3000 1/min zauważono wzrost mocy silnika spalinowego o ok. 3% oraz sprawności ogólnej o ok. 1%. Jednostka napędowa pracująca w obszarze 3500 1/min i 25% uchylenie przepustnicy zanotowała wzrost mocy o ok. 4,1% oraz sprawności ogólnej o ok. 1%. Silnik spalinowy dla tej samej prędkości obrotowej oraz uchylenia przepustnicy 35%, 45%, 55% uzyskał sprawności ogólnej o ok. 1,3% oraz wzrost mocy mieszczący się w przedziale od ok. 2% do ok. 3%.

Podczas przeprowadzonych badań nie dokonywano zmiany faz rozrządu, która to zmiana mogłaby się przyczynić do lepszego wykorzystania energii spalin do napędu turbogeneratora

oraz do uniknięcia zaburzeń pracy silnika, spowodowanych wzrostem ciśnienia spalin z układzie wylotowym. W tym kontekście wykorzystanie jednego z modeli matematycznych opisujących przepływ spalin, przedstawionych w pracy, może stanowić podstawę do opracowania zmodyfikowanego systemu sterowania faz rozrządu, uwzględniającego współpracę silnika z turbogeneratorem.

Zastosowany w badania turbogenerator wytwarzał prąd elektryczny o napięciu osiagającym wartość do 385 V. Tak wysokie napięcie jest nie możliwe do bezpośredniego wykorzystania w pojeździe wyposażonym w tradycyjną instalację elektryczną. Z tego względu proponuje się zastosowanie przetwornicy firmy POWER-ONE [65], której zadaniem jest przetwarzanie napięcia wejściowego (ok. 385 V) do napięcia wyjściowego, mającego wartość w zakresie 5 do 48 V. W celu zwiększenia maksymalnej mocy wyjściowej jest możliwe także połączenie równoległe przetwornic, a zaproponowany układ może z powodzeniem zostać wykorzystany w pojazdach drogowych dzięki odporności na wstrząsy i drgania oraz zabezpieczenia termiczne, przeciwprzepięciowe i przeciwzwarciove. Na podstawie badań własnych stwierdzono również, że energia elektryczna wytwarzana przez turbogenerator może w pełni pokryć zapotrzebowanie na energię elektryczną w samochodzie. Stwarza to możliwość usunięcia alternatora z osprzętu silnika lub zastosowanie alternatora o mniejszej mocy, który będzie pokrywał zapotrzebowanie w energię elektryczną tylko w zakresie nieefektywnej pracy turbogeneratorka.

Zaproponowany typ turbogeneratorka umożliwia połączenie go z turbiną o parametrach zbliżonych do turbin stosowanych w typowych turbosprężarkach samochodowych. Należy spełnić jedynie warunek odpowiedniego doboru osiązków turbiny do parametrów generatora energii elektrycznej i to zarówno mechanicznych (moc, moment obrotowy, prędkość obrotowa), jak i elektrycznych (moc, napięcie, natężenie prądu).

Stosowana w turbosprężarkach turbina promieniowa umożliwia szybszą reakcję podczas gwałtownej zmiany obciążenia, jednak ma gorsze własności termodynamiczne. Lepszą alternatywą wydaje się być zbudowanie turbogeneratorka z zastosowaniem turbiny osiowej, która mimo gorszych parametrów dynamicznych osiąga lepsze parametry termodynamiczne.

Przedstawiona w pracy analiza wykazuje, iż współpraca silnika spalinowego z turbogeneratorkem ma wpływ na wskaźniki pracy jednostki napędowej. Wpływ ten zależy najbardziej od punktów pracy silnika spalinowego, charakteryzowanych stopniem otwarcia

przepustnicy i prędkością obrotową. W dużym obszarze pola pracy silnika, po zastosowaniu turbogeneratora, stwierdzono poprawę bilansu energetycznego silnika spalinowego. Analiza szczegółowa, polegająca na badaniu współpracy silnika spalinowego z turbogeneratorem wykazała, że obciążenie turbogeneratora nie ma istotnego wpływu na parametry pracy jednostki napędowej. Tak więc zmiana zakresu obciążenia turbogeneratora w danym punkcie pracy silnika spalinowego nie powoduje zmiany jego parametrów roboczych.

Wynikiem badań teoretycznych oraz przeprowadzonych badań eksperymentalnych jest wniosek końcowy:

Wykorzystanie energii spalin do napędzania generatora energii elektrycznej może się przyczynić do poprawy bilansu energetycznego silnika spalinowego użytkowanego w charakterze jednostki napędowej pojazdu samochodowego.

Na podstawie doświadczeń zdobytych podczas realizacji pracy nasuwają się także następujące zadania badawcze na przyszłość:

- konieczność wykonania badań współpracy jednostki napędowej z turbogeneratorem w pełnym zakresie pola pracy silnika,
- przeprowadzenie badań wpływu faz rozrządu silnika w aspekcie współpracy silnika z turbiną napędzania spalinami,
- opracowanie systemu regulacji strumienia spalin napędzających turbinę, w celu uzyskania optymalnych warunków pracy generatora energii elektrycznej.

11. Literatura

- [1] Arnold S., Balis C., Poix E., Barthelet P., Samad T., Hampson G., Shahed S., "Garret Electric Boosting System", Federal Grant DE-FC05-00OR22809, Final Report, Honeywell Turbo Technologies, 2005
- [2] Assanis D. N., Ekchian J. E., Frank R. M., Heywood J. B., "A Computer Simulation of the Turbocharged Turbocompounded Diesel Engine System: A Description of the Thermodynamic and Heat Transfer Models", National Aeronautics and Space Administration, 1985
- [3] Boatto P., Boccaletti C., Rerri G., Malvicino C., "Internal combustion engine waste heat potential for an automotive absorption system of air conditioning Part2: the automotive absorption system", Imech, Automotive Engineering, 2000
- [4] Boatto P., Boccaletti C., Rerri G., Malvicino C., "Internal combustion engine waste heat potential for an automotive absorption system of air conditioning Part1: tests on the exhaust system of a spark ignition engine", Imech, Automotive Engineering, 2000
- [5] Bourhis G., Leduc P., "Energy and Exergy Balance for Modern Diesel and Gasoline Engines", Oil&Gas Science and Technology – Rev. IFP, 2009
- [6] Bumby J.R., Spooner E., Jagiela M., "Equivalent circuit analysis of solid-rotor induction machines with reference to turbocharger accelerator applications", IEE Proc.-Electr Power Appl., 2006
- [7] Cane D., Jackson G., "Optimization of cross flow heat exchangers for thermoelectric waste heat recovery", Energy Conversion and Management, Elsevier, 2003
- [8] Chmielniak T., „Turbiny ciepłne” Podstawy teoretyczne, Wydanie II, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 1998
- [9] Crane D. T., Jackson G. S., "Optimization of cross flow heat exchangers for thermoelectric waste heat recovery", Department of Mechanical Engineering, Energy Conversion & Management, 2004
- [10] Delhi: Energy&Engine Management Systems, 42 Volts: The New Energy, 1999
- [11] Descombes G., Boudigues S., "Modeling of waste heat recovery for combined heat and power applications", Applied Thermal Engineering, Elsevier, 2009
- [12] Dziubański S., Jantos J., Mamala J., "Analiza celowości zastosowania turbogeneradora do wytwarzania energii elektrycznej", Combustion Engines, Silniki Spalinowe, PTNSS, Opole, 2009
- [13] Dziubański S., Jantos J., "Improving thermal balance in internal combustion engine using the turbogeneradora", Machine Design, Novi Sad, 2010
- [14] Fairbanks J., "Thermoelectric applications in vehicles status 2008", U.S. Department of Energy, Washington, 2008
- [15] Fomin V., Makunin A., "Thermochemical Recovery of Heat Contained in Exhaust Gases of Internal Combustion Engine (A General Approach to the Problem of Recovery of Heat Contained in Exhaust Gases)", Theoretical Foundations of Chemical Engineering, 2009
- [16] Hatzikranioties E., Zorbas K., Triandafyllis I., Paraskevopoulos K. M., "Study Of Thermoelectric Power Generators And Application In A Small Sized Car", Physic Department, Solid State Physics Section, Aristotle University of Thessaloniki, Department of Vehicle Technology, School of Technological Applications, Technological Educational Institute of Thessaloniki, Greece, 2008
- [17] Ibaraki S., Yamashita Y., Sumida K., Ogita H., Jinnai Y., "Development of the hybrid turbo, an electrically assisted turbocharger", Technical Review, 2006

- [18] Jang Seok-Myeong, Cho Han-Wook, Jeong Yeon-Ho, "Influence on the rectifiers of rotor losses in high-speed permanent magnet synchronous alternator", *Journal of Applied Physics*, 2006
- [19] Jantos J., "Zintegrowane sterowanie samochodowym, spalinowym układem napędowym o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły", *Studia i Monografie*, Wydawnictwo Politechniki Opolskiej, 2003
- [20] Jantos J., Mamala J., „Stanowisko dynamiczne do badań układu pojazd silnik techniką symulacji stanowiskowej”, 6 Międzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna – Autoprogres: Pojazdy samochodowe. Jachranka 05, 1998
- [21] Jovanović M. T., Dimčić B., Bobić I., Zec S., Maksimović V., "Microstructure and mechanical properties of precision cast TiAl turbocharger wheel", *Journal of Materials Processing Technology*, 2005
- [22] Kandylas I. P., Stamatelos A. M., „Engine exhaust system design based on heat transfer computation”, *Energy Conversion & Management*, 1999
- [23] Karri M., Thacher E., Helenbrook B., Compean M., Kushch A., Bhatti M., Stabber F., Elsner N., Brien J., "Thermoelectrical energy recovery from the exhaust of a light truck", *Proceedings of 2003 Diesel Engine Emissions Reduction Conference*, 2003
- [24] Kesgin U., "Study of design of inlet and exhaust system of a stationary internal combustion engine", *Energy Conversion & Management*, 2005
- [25] Kijewski J., "Silniki Spalinowe", *Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej*, Warszawa, 1977
- [26] Kishishita K., Miyajima K., Hirai K., "A Study of Electrical Turbo-Compound System", *JSAE*, 1995
- [27] Kishishita K., Miyajima K., Hirai K., Fujita S., "Study of the Optimization of Electrical Turbo – Compound System Through Computer Simulation", *JSAE*, 1995
- [28] Kolmanovsky I., Stefano A. G., "Evaluation of Turbocharger Power Assist System Using Optimal Control Techniques", *Society of Automotive Engineers*, 2000
- [29] Kolmanovsky I., Stefanopoulou A. G., Powell B. K., "Improving Turbocharged Diesel Engine Operation with Turbo Power Assist System", *SAE* 2000
- [30] Korczewski Z., „Identyfikacja procesów gazodynamicznych w kanale zasilającym pulsacyjny układ doładowania okrętowego silnika spalinowego” *Internal Combustion Engines*, 2002
- [31] Lambert M., Jones B., "Automotive adsorption air conditioner powered by exhaust heat Part1: conceptual and embodiment design", *IMEchE, Automotive Engineering*, 2006
- [32] Lambert M., Jones B., "Automotive adsorption air conditioner powered by exhaust heat Part2: detailed design and analysis", *IMEchE, Automotive Engineering*, 2006
- [33] Lee S., Bae CH., "The Application of an Exhausted Heat Exchanger to Protect the Catalyst and Improve the Fuel Economy in a Spark-Ignition Engine", *Automobile Engineering*, 2007
- [34] Łęgiewicz J., "Nowe prądy", *Auto-Technika Motoryzacyjna*, nr 10, 2000
- [35] Leontopoulos C., Robb D.A., Besant C.B., "Vibration analysis for the design of a high-speed generator for a turbo-electric hybrid vehicle", *Proc Instn Mech Engrs*, 1998
- [36] Martinez-Frias J., Acevess S.M., Flowers D., Smith J., Dibble R., "Exhaust Energy Recovery for Control of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine", *American Society of Mechanical Engineers, International Mechanical Engineering Congress And Exposition*, 2000

- [37] Merkisz J., Pielecha I., "Alternatywne paliwa i układy napędowe pojazdów", Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2004
- [38] Michon M., Carverley S. D., Clark R. E., Howe D., Chambers J. D. A., Sykes P. A., Dickinson P. G., Clelland M. M., Johnstone G., Quinn R., Morris G., "TIGERS exhaust gas energy recovery using an integrated turbo-generator system", *Auto Zeitung*, 2005
- [39] Michon M., Johnstone G., "Turbo-generator Integrated Gas Energy Recovery System. Vehicle exhaust gas energy recovery using an integrated turbo-generator", *SR Drivers*, 2005
- [40] Mitaniec W., "Metoda obliczania parametrów termodynamicznych gazów w przewodach rozgałęzionych", Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, *Czasopismo Techniczne*, Wydawnictwo Politechnik Krakowskiej, 2008
- [41] Mysłowski J., Mysłowski J., "Próba poprawy wskaźników ekonomicznych silnika turbodoładowanego", Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych, Politechnika Szczecińska, Szczecin, *Combustion Engines, Silnik Spalinowe*, 2007
- [42] Noguchi T., Takata Y., Yamashita Y., Komatsu Y., Ibaraki S., "220,000-r/min., 2-kW Permanent Magnet Motor Driver Turbocharger", *Electrical Engineers in Japan*, 2007
- [43] Panting J., Pullen K. R., Martinez-Botas R. F., "Turbocharger motor-generators for improvement of transient performance in an internal combustion engine", *IMEch* 2001
- [44] Parlak A., Yasar H., Eldogan O., "The effect of thermal barrier coating on a turbo-charged Diesel engine performance and exergy potential of the exhaust gas", *Energy Conversion and Management*, Elsevier, 2005
- [45] Pastucha L., Mielczarek E., "Podstawy termodynamiki technicznej", Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa, 1998
- [46] Pischinger St., "Verbrennungsmotoren", RWTH, 2004,
- [47] Rakopoulos C. D., Andritsakis C., Hountalas D. T., "The influence of the exhaust system unsteady gas flow and insulation on the performance of a turbocharged diesel engine", *Heat Recovery Systems & CHP*, 1993
- [48] Rave D., "Review thermoelectric waste heat recovery as a renewable energy source", *International Journal of Innovations in Energy Systems and Power*, 2006
- [49] Sendyka B., Soczówka J., "Recovery Of Exhaust Gases Energy By Means of Turbocompound", *Politechnika Krakowska*, 2002
- [50] Shouren W., Peiquan G., Liying Y., "Centrifugal precision cast TiAl turbocharger wheel using ceramic mold", *Journal of Materials Processing Technology*, 2008
- [51] Siłka W., "Teoria ruchu samochodu", Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 2002
- [52] Stobart R., "An availability approach to thermal energy recovery in vehicles", *IMEch, Automotive Engineering*, 2007
- [53] Suyder G., "Small thermoelectric generators", *The Electromechanical Society Interface*, 2008
- [54] Szargut J., "Termodynamika techniczna", Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2000
- [55] Szymko S., McGlashan N. R., Martinem-Botas R., Pullen K. R., "The development of a dynamometer for torque measurement of automotive turbocharger turbines", *IMEchE*, 2007
- [56] Talbi M., Agnew B., "Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning", *Applied Thermal Engineering*, Pergamon, 2002

- [57] Talom H., Beyene A., "Heat recovery from automotive engine", Applied Thermal Engineering, Elsevier, 2009
- [58] Tetsui T., "Development of TiAl turbocharger for passenger car", Materials Science and Engineering, 2002
- [59] Tetsui T., Ono S., "Endurance and composition and microstructure effects on endurance of TiAl used in turbochargers", Intermetallics, 1999
- [60] Thacher E., Helenbrook B., Karri M., Richter C., "Testing of an automobile exhaust thermoelectric generator in light truck", IMech, Automobile Engineering, 2007
- [61] Wisłocki K., "Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych", WKiŁ, Warszawa, 1991
- [62] Wojciechowski K., Merksiz J., Puć P., Lijewski P., Schmidt M., "Study of Recovery of Waste Heat From the Exhaust of Automotive Engine", AGH University of Science and Technology, Institute of Combustion Engines and Transportation, Poznan University of Technology, 2007
- [63] Wojciechowski K., Schmidt M., Zybala R., Merksiz J., Fuć P., Lijewski P., "Comparison of Waste Heat Recovery from the exhaust of Spark Ignition and Diesel Engine", Journal of Electric Materials, 2009
- [64] www.coummins.com
- [65] www.power-one.pl
- [66] www.varta-automotive.pl
- [67] Yang J., Stabler F., "Automotive Applications of Thermoelectro Materials", Journal of Materials, 2009
- [68] Yu Ch., Chau K. T., "Thermoelectric automotive waste heat energy recovery using maximum power point tracking", Department of Electrical and Electronic Engineering, Energy Conversion and Management, 2009
- [69] Zwyssig C., Duerr M., Hassler D., Kolar J.W., "An Ultra-High-Speed, 500000 rpm, 1 kW Electrical Drive System", Power Electronic Systems Laboratory ETH Zurich, Switzerland, 2007
- [70] Zwyssig C., Kolar J.W., "Design Considerations and Experimental Results of a 100 W, 500000 rpm Electrical Generator", Power Electronic Systems Laboratory, Swiss Federal Institute of Technology Zurich, Switzerland, 2007
- [71] Zwyssig C., Kolar J.W., Thaler W., Vohrer M., "Design of a 100 W, 500000 rpm Permanent-Magnet Generator for Mesoscale Gas Turbines", IEEE IAS, 2005
- [72] Zwyssig C., Round S.D., Kolar J.W., "Analytical and Experimental Investigation of a Low Torque, Ultra-High Speed Drive System", Power Electronic Systems Laboratory ETH Zurich, Switzerland, 2006,
- [73] Zwyssig C., Round S.D., Kolar J.W., "Power Electronics Interface for a 100 W, 500000 rpm Gas Turbine Portable Power Unit", Power Electronic Systems Laboratory Swiss Federal Institute of Technology Zurich, Switzerland, 2006,