

PRÓBA POPRAWY WSKAŹNIKÓW EKONOMICZNYCH SILNIKA TURBODOŁADOWANEGO

Janusz Mysłowski

Politechnika Szczecińska, Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych
Al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, Polska
Tel. + 48 91 4494811, fax + 48 91 4494820
e-mail emilia.kozinska@ps.pl

Janromir Mysłowski

Politechnika Szczecińska, Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych
Al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, Polska
Tel. + 48 91 4494811, fax + 48 91 4494820
e-mail emilia.kozinska@ps.pl

Streszczenie

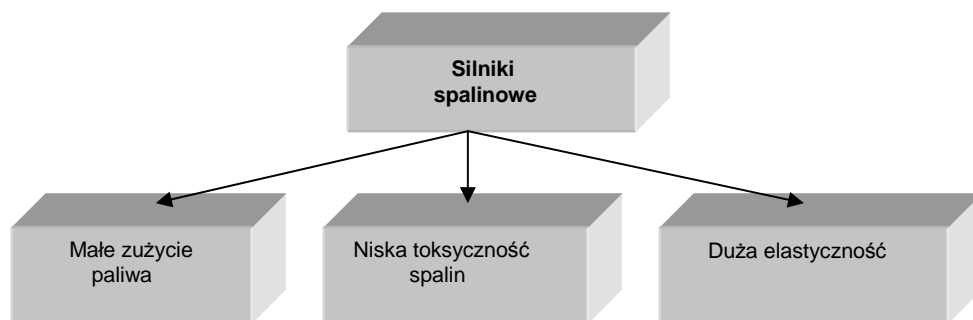
W pracy omówiono podstawy teoretyczne i przykłady praktycznego zastosowania doładowania turbocompaund. Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych oraz eksploatacyjnych silników z tym rodzajem doładowania. Opisano sposób postępowania przy wyznaczaniu parametrów operacyjnych silnika drogą obliczeń symulacyjnych.

Słowa kluczowe : silnik, doładowanie turbocompaund

1. Wprowadzenie

Wymagania stawiane współczesnym silnikom są często przeciwstawne, co widać wyraźnie jeśli weźmie się pod uwagę stale rosnącą liczbę samochodów i utrudnienia w ruchu z tym związane, a z drugiej zaś strony konieczność ograniczania ilości zużywanego paliwa i wydalanych do otoczenia spalin. W odniesieniu do silników zarówno napędzających samochody osobowe jak i ciężarowe sprowadza się to do uwzględnienia trzech najbardziej istotnych czynników rys.1 :

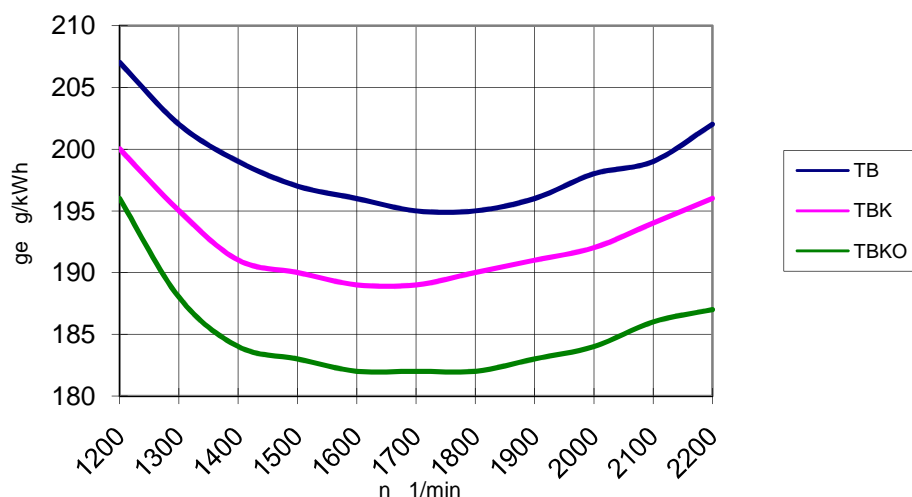
- małego zużycia paliwa,
- niskiej toksyczności spalin,
- dobrych właściwości dynamicznych (elastyczność).



Rys.1. Wymagania stawiane silnikom

Spełnienie tych wymagań stawia przed konstruktorami znaczne trudności. Wymaga to znacznego wysiłku intelektualnego oraz finansowego na badania nowych rozwiązań i wdrożenie ich do produkcji. Sposoby rozwiązania tego problemu są różne .

Jednym z takich sposobów jest obniżenie strat cieplnych silnika, które można zrealizować przez zastosowanie dodatkowej turbiny mocy, wykorzystującej do napędu energię spalin uchodzących z turbosprężarki w silniku turbodoładowanym. Turbina ta jest połączona mechanicznie bezpośrednio lub pośrednio z kołem zamachowym silnika przekazując mu dodatkowy moment obrotowy. Z założeń teoretycznych wynikało że podniesienie sprawności cieplnej silnika można uzyskać przez podniesienie temperatury spalin oraz obniżenie strat ich chłodzenia. Przeprowadzone w tym kierunku badania potwierdziły założenia, że najskuteczniejszym sposobem jest wykonanie tłoków dwuczęściowych tak by denko było z materiału o małej przewodności cieplnej(żeliwo) w porównaniu do pozostałej jego części (silumin). Taki sposób rozwiązania problemu jest kłopotliwy zarówno z punktu widzenia konstrukcji jak i eksploatacji silnika. Rezultaty uzyskane dla tego rozwiązania przedstawiono na rys.2 [1], przy czym okazało się że należy ograniczyć wymianę ciepła między tłokiem a czynnikiem roboczym w komorze spalania .Był to silnik o wtrysku bezpośrednim , mocy 309 kW przy 2200 1/min.



Rys.2. Jednostkowe zużycie paliwa silnika z odzyskiwaniem energii

TB – silnik turbodoładowany, TBK – silnik z tłokiem kombinowanym

TBKO – silnik z tłokiem kombinowanym i ograniczeniem wymiany ciepła

Jest to wynik badań symulacyjnych przeprowadzonych w oparciu o prognozowaną wartość średniej temperatury głowicy i denka tłoka. Zależność wspomnianych temperatur od zasadniczych parametrów procesu pracy silnika określono wg wzoru [2] :

$$T_{t-g} = A + B \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{0,35} \left(\frac{1}{\alpha} \right)^{0,42} \left(\frac{T_s}{T_o} \right)^{0,35} \left(\frac{c_s}{10} \right)^{0,5} \left(\frac{D}{0,1} \right)^{0,38} \quad (1)$$

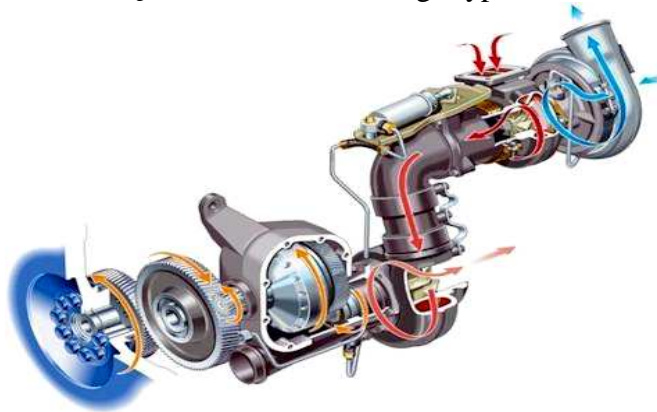
gdzie :

- p_s - ciśnienie powietrza w kolektorze dolotowym ,
- T_s - temperatura powietrza w kolektorze dolotowym,
- α - współczynnik nadmiaru powietrza,
- c_s - średnia szybkość tłoka,
- p_o - 0,1 MPa,
- T_o - 298 K,
- A - stała określona w trakcie badań równa 500,
- B - stała określona w trakcie badań równa 228.

Z punktu widzenia teoretycznego rozwiązanie takie jest bardzo sensowne i powinno przynieść określone korzyści ekonomiczne spełniając pierwszy z postulatów wymienionych na wstępie a pośrednio też drugi.

2.Zastosowanie w praktyce

Jednym z rodzajów doładowania wykorzystującego dodatkowo energię gazów spalinowych jest doładowanie z turbiną mocy tzw. „turbocompound”. Polega ono na napędzaniu uchodzącymi gazami wydechowymi turbiny, która przekazuje moment napędowy poprzez mechaniczne połączenie bezpośrednio lub pośrednio z silnikiem (np. za pomocą kół zębatach). W 1991 roku firma Scania zastosowała doładowanie z turbiną mocy, jako urządzenie dodatkowe zamontowane za turbosprężarką, w produkowanych przez siebie silnikach rys.3. Sprawność jednostki napędowej wynosiła 46% i była o 2% większa od silnika bez tego typu doładowania [2]



Rys.3. Doładowanie z turbiną mocy (z dwoma turbinami promieniowymi) opracowane przez firmę Scania [2]

Turbowspomaganie może przy pełnym obciążeniu wygenerować nawet do 37 kW dodatkowej mocy.

Także Volvo w 2002 roku zaprezentowało i wdrożyło do produkcji turbowspomagany silnik D12D500 (rys.4) o pojemności 12 000cm³ i mocy 368 kW [3]. Posiada on minimalne jednostkowe zużycie paliwa wynoszące 186g/kWh. Podobnie jak samochodach ciężarowych Scania, turbinę mocy umieszczono za turbosprężarką. Zamontowano tutaj turbinę osiową, która napędza koło zamachowe za pomocą sprzęgła hydraulicznego i zestawu kół zębatach. Turbinę osiową dość rzadko spotyka się w turbosprężarkach, ponieważ przystosowana jest ona do bardzo dużych przepływów (idealnie nadaje się np. do lotniczych silników turboodrzutowych).

3.Porównanie zużycia paliwa

Przedstawiona na rys.1.charakterystyka jednostkowego zużycia paliwa uzyskana była na drodze badań symulacyjnych i wyniki te SA bardzo zachęcające. Jednostkowe zużycie paliwa waha się od 182 do 195 g/kWh , co daje sprawność ogólną 51,28 do 54,94 % a więc bardzo wysoką. Jak podaje Scania w ich silniku Turbocompaund sprawność wynosiła 46 %, co jest wartością bardziej realną w warunkach eksploatacji. Volvo natomiast dla swego silnika tego typu podaje minimalne jednostkowe zużycie paliwa równe 186 g/kWh, a więc porównywalne ze zużyciem jakie mają nowe silniki turbodoładowane serii D13A o mocach od 294 do 382 kW. Dla porównania wykonano charakterystyki zużycia paliwa dla silników Volvo i Scania SCANIA DC12 02 380 279 380 o podobnych mocach jak silnik opisany na wstępie , co przedstawiono na rys.5.



Rys.4. Silnik Volvo D12D500 [3]

Określenia przebiegu jednostkowego zużycia paliwa dokonano metoda symulacyjną [4] zapewniającą dokładność rezultatów w granicach 2,12 % w oparciu o zmodernizowany wzór Leidemanna :

$$g_x = g_{eN} \left(1,25 - \frac{n_x}{n_N} + 0,75 \frac{n_x^2}{n_N^2} \right) \quad (2)$$

Zgodnie z wzorem (2) charakterystyka symulacyjna jednostkowego zużycia paliwa dla silnika Scania o zbliżonej mocy przedstawiona jest w tab.1 i na rys.5.

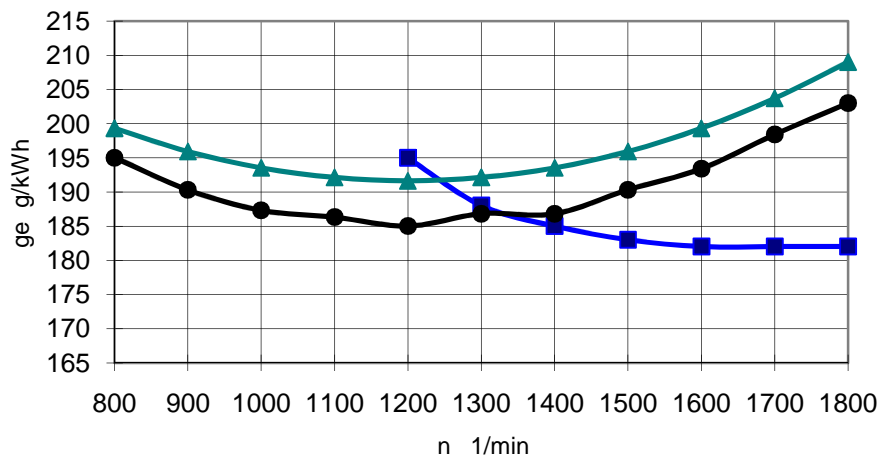
Tab.1.Obliczenie zużycia paliwa silnika SCANIA DC12 02 380

n_x	n_N	g_e	n_x / n_N	$(n_x / n_N)^2$	g_x
800	1800	209	0,44	0,20	199,3
900	1800	209	0,50	0,25	195,9
1000	1800	209	0,56	0,31	193,5
1100	1800	209	0,61	0,37	192,1
1200	1800	209	0,67	0,44	191,6
1300	1800	209	0,72	0,52	192,1
1400	1800	209	0,78	0,60	193,5
1500	1800	209	0,83	0,69	195,9
1600	1800	209	0,89	0,79	199,3
1700	1800	209	0,94	0,89	203,7
1800	1800	209	1,00	1,00	209,0

Tą samą metodą symulacyjną sporządzona charakterystyka dla silnika Volvo D500 (podane było minimalne zużycie paliwa 186 g/kWh) przedstawiona jest w tab.2 i na wspomnianej charakterystyce (rys.5) n na której też wrysowano najkorzystniejszą krzywą zużycia paliwa z rys.1. Porównanie tych trzech krzywych pozwala na wyciągnięcie ogólniejszych wniosków co do zużycia paliwa porównywanych wersji silników. Jednocześnie widać wyraźną różnicę w teoretycznym podejściu do omawianej problematyki.

Tab.2.Obliczenie zużycia paliwa silnika Volvo D12D500

n_x	n_N	g_e	n_x / n_N	$(n_x / n_N)^2$	g_x
800	1800	203	0,44	0,20	195,0
900	1800	203	0,50	0,25	190,3
1000	1800	203	0,56	0,31	187,3
1100	1800	203	0,61	0,37	186,3
1200	1800	203	0,67	0,44	185,0
1300	1800	203	0,72	0,52	186,8
1400	1800	203	0,78	0,60	186,8
1500	1800	203	0,83	0,69	190,3
1600	1800	203	0,89	0,79	193,4
1700	1800	203	0,94	0,89	198,4
1800	1800	203	1,00	1,00	203



Rys.5.Charakterystyka porównawcza jednostkowego zużycia paliwa opisywanych silników

■ – silnik TBKO, ● - silnik Volvo D12D500, ▲ – silnik Scania DC12 02 380

Wszystkie krzywe na rys.5 uzyskano w drodze symulacji komputerowej przy czym autorzy badań silnika TBKO nie podają dokładności zastosowanej metody , natomiast dwie pozostałe krzywe uzyskano przy pomocy metodyki zapewniającej 2,12 % dokładności. Wydaje się , że wyniki silnika TBKO SA zbyt optymistyczne, natomiast silnika Volvo są silnikami najnowszej generacji w których poprawiono proces przygotowania mieszanki palnej i spalania i ich rezultaty odpowiadają aktualnemu stanowi techniki. Silnik Scania jest silnikiem nieco starszym i stąd różnica między nim a Volvo.

Należy przy tym pamiętać że SA to charakterystyki statyczne odpowiadające charakterystyko wykonanym na hamowni silnikowej.

4.Aspekt eksploatacyjny zagadnienia

Silniki turbokompand miały służyć do napędu autobusów, gdzie okazało się , że nie w pełni spełniają pokładane w nich nadzieje. Szczególnie dotyczy to Volvo gdzie jako turbinę mocy zastosowano turbinę o przepływie osiowym.W konstrukcji turbosprężarek samochodowych dawno zrezygnowano z tego rozwiązania na rzecz turbin u przepływie promieniowym (dośrodkowa) z racji na znaczne lepsze wskaźniki dynamiczne turbosprężarek z turbiną dośrodkową i sprężarka

odśrodkową. Rozwiązanie z taką turbosprężarką powiązaną z turbiną mocy osiową pogarsza nadążność układu silnik –turbosprężarka –turbina mocy i stąd odchodzenie od tego typu rozwiązania. Jak wspominają autorzy rozwiązania Volvo znacznie bardziej nadaje się ono do silników lotniczych (turboodrzutowych) , które pracują cały czas na maksymalnej prędkości obrotowej , co jest najkorzystniejsze ze względu na sprawność maszyn wirnikowych. Znacznie korzystniejszym rozwiązaniem jest zastosowanie jako turbiny mocy turbiny promieniowej jak to ma miejsce w samochodach Scania. Nie mniej jednak turbowspomaganie (turbocompaund) jest rozwiązaniem dającym lepsze rezultaty w silnikach samochodów ciężarowych dużej ładowności pokonujących długie trasy po autostradach bez gwałtownych zmian prędkości i obciążenia, podobnie jak to miało miejsce w pierwszych turbodoładowanych silnikach stosowanych w obydwu firmach przed laty.

Literatura

- 1.Chaczijan A,S.,Bagdasarow I.G., Salam S., Chamki B.A.,Morkos M.: *Niektóre wyniki badań procesu pracy kombinowanego silnika z zapłonem samoczynnym* .Rozruch silników spalinowych KEPS Politechnika Szczecińska, Szczecin 1995.
2. <http://www.republika.pl/scania2004>
3. <http://www.apps.volvopolska.pl>
4. Mysłowski Jaromir : *Ocena właściwości eksploatacyjnych silników wysokoprężnych na podstawie jednostkowego zużycia paliwa*. Praca doktorska niepublikowana. Politechnika Szczecińska, Szczecin2005.