

SYSTEM REKUPERACJI ENERGII REST W UKŁADZIE WYLOTOWYM MAŁOLITRAŻOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

W artykule przedstawiono budowę układu wydechowego silnika spalinowego 1.2 Tce firmy Renault, współpracującego z autorskim systemem rekuperacji energii REST. W materiale zawarto obliczenia i modyfikacje towarzyszące implementacji systemu odzysku energii elektrycznej z układu wydechowego. Ponadto artykuł zawiera teoretyczne rozważania dalszych zmian i rozwiązań technicznych wpływających na sprawność i stabilność systemu.

WSTĘP

W celu zapewnienia odpowiedniej przepustowości spalin zapewniającej wystarczający moment obrotowy dla turbiny gazowej będącej podstawą systemu REST dokonano analizy układu wylotowego wybranej do badań jednostki spalinowej. W wyniku dostarczenia i spalania mieszanki paliwowo-powietrznej w tłokowym silniku spalinowym, energię wytworzoną, w procesie spalania podzielono na trzy części: napęd pojazdu; przenikanie ciepła z układu chłodzenia stanowiąc stratę; emisja ciepła i energii przepływu ze spalin. Strumień spalin niesie ze sobą określoną ilość energii, pod różnymi postaciami, stanowią ją: temperatura spalin - jest miarą energii cieplnej spalin; może osiągnąć wartość rzędu 1000°C; nadciśnienie spalin (na biegu jałowym oraz w zakresie małych i średnich obciążań silnika, naprzemiennie z nadciśnieniem występuje też podciśnienie); nadciśnienie spalin jest konieczne do pokonania oporów przepływu spalin w układzie wylotowym; prędkość przepływu spalin; drgania słupa spalin - towarzyszą przepływowi spalin, a część energii jest z nimi związana. Spaliny są mieszaniną gazów i cząstek stałych. Cząstkami stałymi są wszystkie składniki spalin, które opuszczają układ wylotowy w postaci innej niż gazowa, dlatego składniki spalin w formie płynnej, to także cząstki stałe. Przepływ spalin, jak każdy przepływ, odbywa się wskutek występowania różnicy ciśnień, pomiędzy ciśnieniem panującym w komorze spalania, podczas otwarcia zaworu wylotowego, a ciśnieniem atmosferycznym lub nieco niższym, panującym na końcu układu wylotowego. Różnica tych ciśnień jest niezbędna do:

- uzyskania takiej prędkości przepływu spalin, przy której komorę spalania opuści wymagana ilość spalin;
- pokonania oporów przepływu, towarzyszących przepływowi spalin.

Opór przepływu spalin zależy od prędkości przepływu gazów [2]. Im większa jest prędkość przepływu spalin tym większy jest opór przepływu. Nie w każdym warunkach pracy silnika korzystnym jest, aby z komory spalania usunąć wszystkie spaliny. Gdy silnik pracuje przy małym lub średnim obciążeniu, wskazany jest pozostawienie w komorze spalania określonej ilości spalin. Aby pozostawić pożądaną ilość spalin w komorze spalania, gdy silnik pracuje w zakresie małych i średnich obciążań, opór przepływu spalin przez układ wylotowy jest tak dobierany, aby hamować wypływ spalin. Dla silnika pracującego przy pełnym obciążeniu, czyli przy pełnym uchyleniu przepustnicy, założeniem jest osiągnięcie maksymalnej mocy silnika, jak najmniejsza masa spalin powinna pozostać w komorze

spalania, aby napłynąć mogło jak najwięcej świeżej mieszanki. Wówczas prędkość wypływu spalin musi być możliwie duża, a więc opór przepływu spalin powinien być możliwie mały. Opór przepływu spalin przez tłumik, lub sumaryczny przez cały układ wylotowy, to różnica ciśnień pomiędzy mierzoną pomiędzy wlotem i wylotem tłumika lub całego układu wylotowego, dla silnika pracującego przy prędkości obrotowej mocy maksymalnej. Opór przepływu spalin jest nazywany przeciwcisnieniem spalin. Jeśli jest znana wartość przeciwcisnienia spalin, wymagana przez producenta silnika, to przy ocenie układu wydechowego powinien być wykonany jego pomiar. Możliwe jest wówczas określenie, czy badany układ umożliwi silnikowi osiągnięcie wartości jego mocy maksymalnej, czy nie [3]. Na podstawie tego pomiaru nie można jednak ocenić wartości momentu obrotowego i mocy silnika pracującego w warunkach małych i średnich obciążań. Z tego powodu przewagę mają układy wylotowe, pochodzące od producenta i konstruktora jednostki spalinowej, bowiem jego charakterystyka jest wówczas dobierana do charakterystyki silnika. Dla typowego układu wylotowego z konwerterem katalitycznym, przeciwcisnienie spalin wynosi od 30 do 40 kPa [4]. Typowy tłumik wytwarza przeciwcisnienie spalin rzędu 10 kPa, a w specjalnym wykonaniu np. do sportu, wartość tę można obniżyć do 5 kPa.

1. TURBOSPRĘŻARKA

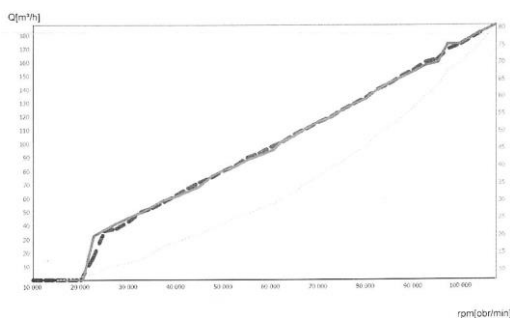
Turbosprężarka użyta do badań nad możliwością funkcjonowania systemu rekuperacji energii z układu wydechowego to model TD015 firmy Mitsubishi. Jest to promieniowa turbosprężarka nominalnie dedykowana do jednostki spalinowej Renault 1.2 Tce na której prowadzone były badania.



Rys.1 Widok turbosprężarki silnika 1.2 Tce

W ramach analizy parametrów wyjściowych turbiny została ona przebadana na stanowisku probierczym gdzie została rozpędzona stopniowo do prędkości 100000 obr/min celem pomiaru uzyskanego ciśnienia oraz wydatku masy powietrza. Turbina przy maksymalnej

prędkości uzyskała ciśnienie na poziomie 0,8 bara. Badanie zostało wykonane na urządzeniu CIMAT TurboTest [7].



Rys.2 Charakterystyka ciśnieniowa turbosprężarki DT025

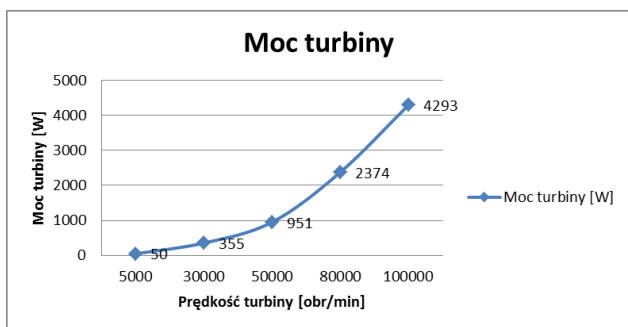
Mimo iż turbina spalinowa charakteryzuje się relatywnie wysoką mocą (rys. 2), to jednak uzyskiwany moment obrotowy osiąga niewielką wartość. Wahania momentu obrotowego spowodowane są pulsacyjnym przepływem gazów wylotowych przez turbinę w czasie otwierania i zamykania zaworu wylotowego. Częstotliwość tych pulsacji mieści się w zakresie między 20 – 80 Hz. Dla obliczonego strumienia i zmierzonej temperatury spalin jednostki napędowej zainstalowanego na hamowni obliczono moc turbiny spalinowej. Do obliczenia mocy turbiny posłużono się zależnością [6]:

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

gdzie:

- N_t = moc turbiny spalinowej, W
- η_{izt} = sprawność izentropowa turbiny spalinowej
- η_{mt} = sprawność mechaniczna turbiny spalinowej
- \dot{m}_t = natężenie przepływu przez sprężarkę
- R_t = stała gazowa spalin, J·kg⁻¹K⁻¹
- T_3 = temperatura na wejściu do sprężarki
- π_t = spręż turbiny
- K_t = wykładnik adiabaty

Ze względu na to, że turbina i sprężarka stanowią jeden zespół połączony ze sobą sztywnym wałem, prawność mechaniczną i izentropową definiuje się łącznie [3].



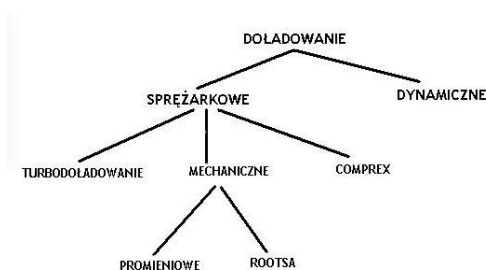
Rys.3 Charakterystyka mocy turbosprężarki DT025

Moc obliczona prezentowanego turbo zestawu dla obrotów mieszczących się w zakresie możliwości technicznych generatora w znacznym stopniu przewyższają moc deklarowaną przez producenta wysokoobrotowego źródła energii elektrycznej. W wyniku badań turbina przy prędkości 100000 obr/min uzyskała moc 4293W, natomiast moc maksymalna proponowanego do badań generatora

1000W. Pozwala to na realizację badań w przyszłości z wykorzystaniem generatora o większej mocy.

2. METODY DOŁADOWANIA

Turbodoładowanie to najbardziej rozpowszechnione rozwiązanie wpływające na moc oraz sprawność silnika w jednostkach wysokoprężnych. Dziś jest ono bazą do realizacji założenia Downsizingu [5] w pojazdach z zapłonem iskrowym. W współczesnych silnikach konstrukcji ZI stosuje się kilka rozwiązań doładowań. Pierwsze z nich to klasyczny turbo kompresor napędzany gazami wydechowymi silnika, mając na celu zwiększyć ciśnienie w kolektorze ssącym. Druga to kompresor mechaniczny napędzany mechanicznie bezpośrednio z wału korbowego. W przemyśle motoryzacyjnym spotkać można także niszowe rozwiązania takie jak system Comprex. Ponadto w wielu konstrukcjach silników zarówno ZI jak i ZS wykorzystano metodę doładowani bezsprężarkowego. W niektórych rozwiązaniach rozwiązania te występują równolegle. Za zwiększanie ciśnienia powietrza i równoczesne zmniejszanie jego objętości odpowiedzialna jest sprężarka. W konstrukcji silników spalinowych stosuje się kilka rodzajów sprężarek (rys.4).



Rys.4. Podział metod doładowania silnika spalinowego [4]

W zależności od rodzaju turbosprężarki, znajdować w nim może się gniazdo zaworu „wastegate” lub miejsce do osadzenia kierownic spalin [3]. Kształt korpusu jest kluczowy dla działania urządzenia i jest on zoptymalizowany pod kątem ilości (przepływu) i ciśnienia spalin dla każdego rodzaju silnika. W korpusie znajduje się wirnik osadzony na wałku łączącym go ze sprężarką. Wysoka temperatura spalin wymaga od turbiny ogromnej wytrzymałości cieplnej. Sprężarka działa w sposób odwrotny do turbiny, pobierając energię z wałka zasysa i spręża powietrze. Ze względu na znacznie niższe temperatury, korpus sprężarki wykonywany jest zazwyczaj z odlewu aluminiowego. Wałek łączący oba wirniki osadzony jest w piaście turbosprężarki. Do jego łożyskowania stosuje się łożyska ślizgowe smarowane dostarczającym pod ciśnieniem olejem silnikowym. Do przenoszenia sił osiowych stosuje się łożysko oporowe. Rosnącą popularność zdobywają turbosprężarki wyposażone w łożyska kulkowe, które cechują się niższymi oporami mechanicznymi, wysoką żywotnością i mniejszym zapotrzebowaniem na olej. Dodatkowo niskie opory skracają okres zwłokę turbosprężarki. łożyskowanie będące w sąsiedztwie turbiny narażone jest na pracę w wysokiej temperaturze. Dla obniżenia temperatury niektóre turbosprężarki (szczególnie do silników benzynowych) wyposażone są w chłodzenie płynem chłodzącym silnika. Obecnie rozwój turbosprężarek sprowadza się do pracy nad nowymi materiałami pozwalającymi na pracę przy jeszcze wyższych temperaturach. Turbosprężarka cechuje się zdolnością zwiększenia stopnia sprężania wykorzystując energię spalin podnosząc sprawność jednostki, jednakże w przypadku zastosowania w małych jednostkach problemem jest znaczna „turbo dziura” oraz silne obciążenie cieplne [7]. Do zalet sprężarki mechanicznej należy szybki przyrost ciśnienia doładowania, zapewnienie dużego momentu obrotowego przy

niskich obrotach silnika oraz brak konieczności stosowania zewnętrznej chłodzenia. Niestety są i wady tego rozwiązania ponieważ kompresor pobiera moc silnika, moc doładowania zależy od prędkości obrotowej co przy wysokich prędkościach przekłada się na ograniczenia i stratę części energii. Podobnie jak inne układy zespół turbo sprężarek bądź turbo kompresora dedykowany jest do właściwej jednostki. Jednakże łączą one w swojej konstrukcji wiele wspólnych rozwiązań. Przy wykorzystaniu systemu doładowania bardzo ważnym kryterium konstrukcji układu doładowanego jest lokalizacja w miejscu łatwym do obsługi oraz by znajdujący się w układzie katalizator znajdował się jak najbliżej silnika. Łożyskowanie wałka turbiny zintegrowane jest z obudową sprężarki, a sama turbina przygotowana do obrotów z zakresu 150000 obr/min. W samym kolektorze zlokalizowane jest „żebro” oddzielające, wpływające na równomierny napływ ładunku spalin do turbiny według kolejności zapłonów poszczególnych cylindrów. Zastosowanie dodatkowej przegrody w kolektorze wylotowym zapobiega rozprężeniu się ciśnienia spalin do kanałów innych komór spalania, a co za tym idzie wspomaga utrzymanie wymaganych obrotów turbiny oraz optymalizacji jej reakcji. Ciśnienie doładowania oraz ciśnienie sterowania kontrolowane oraz ograniczane jest przez zawór elektromagnetyczny. W module sprężarki występuje zawór upustowy sterowany siłownikiem ciśnieniowym na podstawie ciśnień sterowania. Kłapa zaworu upustowego otwiera kanał obejścia w celu ukierunkowania gazów spalinowych w odpowiedniej proporcji do turbiny oraz do układu wydechowego. Układ taki pozwala maksymalnie wykorzystać możliwości sprężarki nie przeciążając silnika. Uszkodzenie układu regulacji ciśnienia doładowania mimo braku pełnej zdolności kontroli pozwala na funkcjonowanie systemu przy podstawowym ciśnieniu doładowania, dzięki bezpośredniemu oddziaływaniu na siłownik ciśnieniowy.

PODSUMOWANIE

Wykorzystana w projekcie turbosprężarka to rozwiązanie turbiny promieniowej bez zmiennej geometrii przepływu gazów spalinowych z zaworem upustowym wastegate. Rozwiązanie takie zapewnia szybką reakcję wału na gwałtowne zmiany obciążenia silnika jednakże należy poprawić właściwości termodynamiczne. Współpracujący z systemem generator szybkoobrotowy przygotowany jest do prędkości 100000 obr/min. W trakcie badań osiągnięto napięcie na poziomie 268V, a więc zdecydowanie przewyższające napięcie robocze w pojeździe, dlatego integralną częścią modułu REST jest układ prostowniczo – stabilizacyjny obniżający napięcie wyjściowe do poziomu 14,7V. Podczas realizacji programu badań zaobserwowano, że stabilne wartości mocy elektrycznej bez efektu dławienia silnika spalinowego możliwe są do uzyskania przy prędkościach obrotowych powyżej 1400 obr/min.

Wartość prędkości obrotowej przy której odnotowano najwyższą moc generatora w ramach badań to 3500 obr/min. Uzyskano

wówczas 303W mocy elektrycznej. Analiza wyższych prędkości obrotowych wskazała zanik istotnej poprawy sprawności ogólnej.

Ponieważ kolejnym krokiem badawczym autorów jest zamiar implementacji systemu REST do większych jednostek iskrowych oraz napędów wysokoprężnych planowane jest wykorzystanie turbosprężarki ze zmienną geometrią przepływu VTG.

BIBLIOGRAFIA

1. Kesgin U., „Study of design of inlet and exhaust system of a stationary internal combustion engine”, Energy Conversion & Management, 2005
2. Korczewski Z., „Identyfikacja procesów gazodynamicznych w kanale zasilającym pulsacyjny układ doładowania okrętowego silnika spalinowego” Internal Combustion Engines, 2002
3. Legg A: Poradnik serwisowy: Doładowanie silników spalinowych nr 01/2007 Instalator Polski Warszawa 2007,
4. Mitaniec W., „Metoda obliczania parametrów termodynamicznych gazów w przewodach rozgałęzionych”, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechnik Krakowskiej, 2008
5. Olszowiec. P: Poradnik Serwisowy: silniki z bezpośrednim wtryskiem benzyny FSI / TSI / TFSI nr 05/2009 Instalator Polski Warszawa 2009,
6. Szargut J., „Termodynamika techniczna”, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2000,
7. <http://www.cimat.pl/pl/produkty/84-wywazarki-do-turbosprezarek-turbotest-27.04.2016>

Construction of the exhaust system small passenger internal combustion engine using rest

The design of the exhaust system of the 1.2 TCe engine from Renault, co-operating. With the original REST energy recuperation system. The material included the calculations and modifications accompanying the implementation of the exhaust gas recovery system. The article further contains further theoretical considerations. Changes and technical solutions that affect system efficiency and stability.

Autorzy:

dr inż. **Paweł Olszowiec** – Uniwersytet Technologiczno - Humanistyczny w Radomiu, Wydział Transportu i Elektrotechniki, p.olszowiec@uthrad.pl

prof. dr hab. inż. **Mirosław Luft** – Uniwersytet Technologiczno - Humanistyczny w Radomiu, Wydział Transportu i Elektrotechniki, m.luft@uthrad.pl

prof. dr hab. inż. **Zbigniew Łukasik** - Uniwersytet Technologiczno - Humanistyczny w Radomiu, Wydział Transportu i Elektrotechniki z.lukasik@uthrad.pl