

WYKORZYSTANIE SILNIKA STIRLINGA DO ODZYSKU ENERGII ZE SPALIN

DOI: 10.24136/atest.2018.290

Data zgłoszenia: 30.08.2018. Data akceptacji: 25.09.2018.

Silnik Stirlinga jest urządzeniem wytwarzającym energię mechaniczną, w którym nie występuje spalanie paliwa wewnątrz cylindra. Dzięki temu możliwe jest zasilanie silnika energią z dowolnego źródła. Takim źródłem może być promieniowanie słoneczne, spalanie niskokalorycznego paliwa zachodzące w zewnętrznej komorze spalania lub energia odpadowa z innego urządzenia cieplnego, np. silnika spalinowego autobusu lub pojazdu ciężarowego. Zastosowanie urządzenia tego typu w pojeździe samochodowym umożliwi obniżenie zużycia paliwa poprzez podniesienie efektywności wykorzystania energii cieplnej powstającej w silniku spalinowym, który stanowi napęd główny. W pracy przedstawiono komercyjne przykłady silników Stirlinga, które mogą być zasilane energią odpadową, przedstawiono również projekt koncepcyjny silnika typu alfa zasilanego energią cieplną spalin oraz wyniki wstępnych analiz oporów hydraulicznych regeneratora zastosowanego w tym silniku.

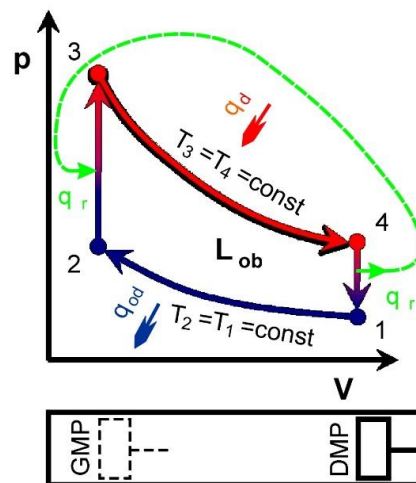
WPROWADZENIE

Współczesne pojazdy samochodowe wyposażoną są w przeważającej większości w silniki tłokowe, które oprócz wytwarzania energii mechanicznej, niezbędnej do napędu pojazdu i urządzeń pomocniczych, wytwarzają również energię cieplną, która tylko w niewielkim stopniu jest wykorzystywana. Zazwyczaj ten typ energii jest wykorzystywany do ogrzewania przestrzeni pasażerskiej, a w przypadku silników z gazową instalacją paliwową, niewielka część tej energii jest wykorzystywana do ogrzewania tego paliwa w reduktorze. W takich systemach najczęściej wykorzystywana jest do celów grzewczych wyłącznie energia cieplna pochodząca z chłodzenia tulei cylindrowych i głowic, energia cieplna wydostająca się z silnika w postaci strumienia spalin jest natomiast tracona. Wyniki analiz ilości energii cieplnej wytwarzanej przez silnik napędowy wykazują, że poszczególne strumienie energii odpadowej są uzależnione od punktu pracy silnika [3]. W uproszczonych analizach przyjmuje się często, że podobna ilość energii cieplnej jest wytwarzana w postaci strumienia płynu chłodzącego co strumienia spalin i są one równe ilości energii mechanicznej [10]. Potencjalnie istnieje więc bardzo duża ilość energii odpadowej z układu napędowego pojazdu z silnikiem tłokowym, która jest tracona do otoczenia. Rozważanych jest kilka sposobów wykorzystania tej energii, jednym z nich jest akumulacja energii cieplnej w zasobnikach, z których jest ona wydawana przy kolejnym rozruchu silnika celem przyspieszenia procesu rozgrzewania silnika i zmniejszenia tym samym toksyczności spalin oraz podniesienia komfortu użytkownika pojazdu [4, 5, 9]. Innymi rozważanymi sposobami jest wykorzystanie strumienia spalin do wytwarzania energii elektrycznej w wyniku konwersji w dodatkowych urządzeniach, np. układach ORC [7], termoogniwach [1] lub silnikach Stirlinga (SS) [1, 2, 6]. W pracy omówiona została

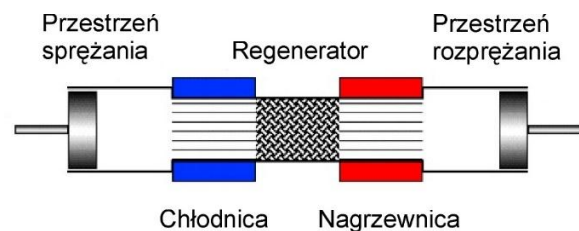
ta ostatnia możliwość, przy założeniu, że strumień spalin posiada temperaturę wyższą niż 350 °C.

1. SILNIKI STIRLINGA

Silnik Stirlinga jest to silnik cieplny, który przetwarza energię cieplną w energię mechaniczną, jednak bez procesu wewnętrznego spalania paliwa, a na skutek dostarczania ciepła z zewnątrz (rys. 1). Źródłem ciepła może być proces spalania paliwa zachodzący w komorze spalania, energia odpadowa z innego urządzenia cieplnego, energia cieplna ze źródeł geotermalnych lub energia słoneczna. Obecny wzrost zainteresowania silnikami Stirlinga związany jest z dążeniem do lepszego wykorzystania niskokalorycznych i niskotemperaturowych źródeł energii, ale również energii słonecznej. Jedną z najpopularniejszych konstrukcji SS jest typ alfa (rys. 2).



Rys. 1. Zasada działania silnika pracującego według obiegu teoretycznego Stirlinga, GMP – górne martwe położenie, DMP – dolne martwe położenie [2]



Rys. 2. Schemat konstrukcji silnika Stirlinga typu alfa

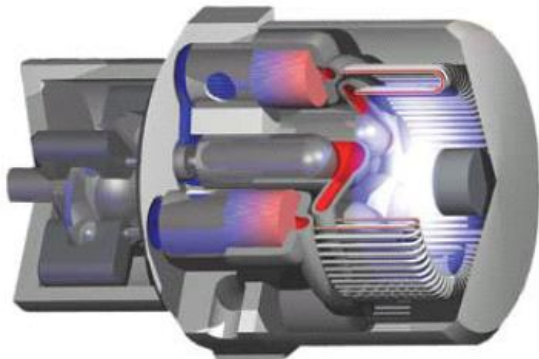
Dotychczas wprowadzone na rynek urządzenia wyposażone w silniki Stirlinga w większości nie są przeznaczone do zasilania niskotemperaturowymi źródłami ciepła, wręcz przeciwnie

wyposażone zostały w komory spalania umożliwiające zasilanie konwencjonalnymi paliwami takimi jak: sprężony gaz ziemny (CNG), mieszanina propanu i butanu (LPG) lub olej napędowy. Obecnie na rynku dostępne są tylko dwie nieliczne silników Stirlinga mogących wykorzystać energię odpadową i nie wymagają do prawidłowej pracy spalania gazu lub oleju.

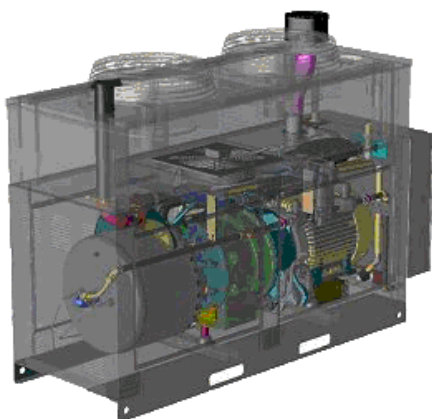
Przykładem takiego urządzenia, które może być zasilane energią z Odnawialnych Źródeł Energii (OZE), jest układ kogeneracyjny firmy StirlingDK. Układ składa się z rozbudowanej komory spalania, czterocylindrowego, dwustronnego SS typu alfa oraz generatora elektrycznego zamkniętego w szczelnej obudowie z silnikiem. Ten układ umożliwia zasilanie SS energią ciepłą pochodzącą ze spalania odpadów drzewnych w postaci wiórów. Przy czym do prawidłowej pracy układu temperatura spalin w komorze spalania nie powinna być niższa niż 1000 °C.

Kolejnym przykładem komercyjnego urządzenia z SS, które może być zasilane energią z OZE, jest układ kogeneracyjny firmy Stirling Biopower (rys. 3). Ten układ również składa się z dwustronnego SS typu alfa oraz generatora elektrycznego zamkniętego w szczelnej obudowie z silnikiem. Spalanie biomasy odbywa się w oddzielnym urządzeniu, które podgrzewa powietrze dostarczane do nagrzewnicy SS. Przy czym do prawidłowej pracy układu temperatura powietrza zasilającego nagrzewnicę nie powinna być niższa niż 500 °C. Układ został dodatkowo wyposażony w zintegrowaną komorę spalania, która umożliwia zasilanie nagrzewnicy silnika spalinami. W zintegrowanej komorze spalane mogą być następujące gazy: CNG, LPG, biogaz, gazy syntetyczne, wodór.

a)



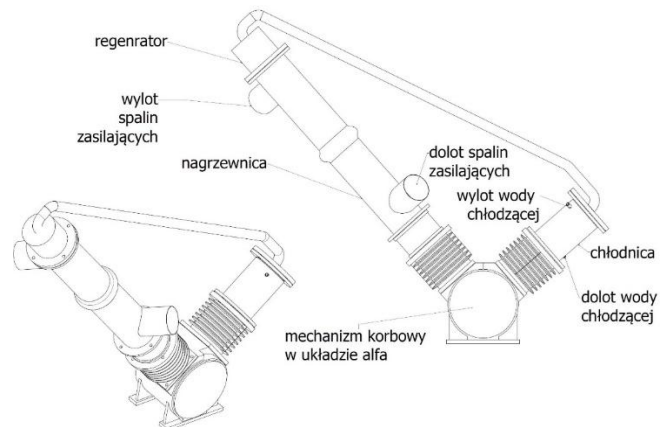
b)



Rys. 3. Układ kogeneracyjny Stirling Biopower FleXgen: wydajność ciepła 65 kW, moc elektryczna 38 kW: a) silnik Stirlinga z nagrzewnicą, b) kompletny układ [11]

2. WYKORZYSTANIE SILNIKA STIRLINGA DO ODZYSKU ENERGII ZE SPALIN

Przedstawione powyżej przykłady urządzeń nie są dostosowane do zasilania energią przy temperaturze występującej w strumieniu spalin opuszczających silnik samochodowy, ponadto te konstrukcje przeznaczone są do wykorzystania znacznie większych strumieni energii odpadowej niż występujące w transporcie samochodowym. W pracy rozważana jest prototypowa konstrukcja silnika Stirlinga typu alfa (rys. 4), o mocy użytecznej 500 W, która umożliwi przetworzenie energii zawartej w strumieniu spalin o temperaturze nie niższej niż 350 °C na energię mechaniczną.



Rys. 4. Schemat prototypowego silnika Stirlinga typu alfa zasilanego energią odpadową

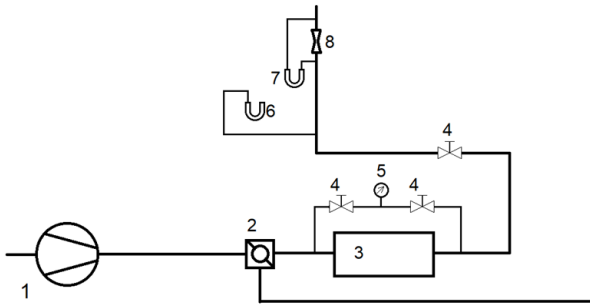
Przy zasilaniu silnika Stirlinga spalinami o takiej temperaturze należy zintensyfikować wymianę ciepła między spalinami a gazem roboczym SS, aby przy stosunkowo niskiej temperaturze dostarczyć wymaganą ilość energii oraz ograniczyć do minimum opory hydrauliczne występujące wewnątrz przestrzeni roboczej SS. Poniżej przedstawiono analizę oporów hydraulicznych regeneratora zastosowanego w tym silniku. Wewnątrz regeneratora (rys. 4) umieszczone zostały elementy wykonane z mosiężnej siatki (rys. 5), które umożliwiały kumulowanie energii cieplnej w czasie przepływu czynnika roboczego z przestrzeni rozprężania do przestrzeni sprężania oraz przy przeciwnym kierunku przepływu ogrzewanie czynnika roboczego. W pracy przyjęto, że czynnikiem roboczym będzie powietrze, w badaniach rozważano ciśnienia absolutne czynnika roboczego o wartościach: 2, 3 i 4 bar.



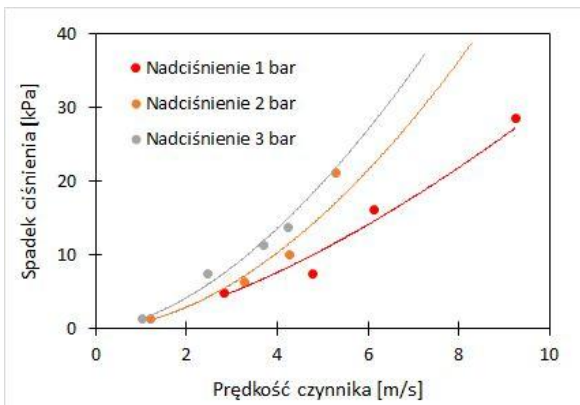
Rys. 5. Pojedynczy element, w postaci siatki mosiężnej, wypełniający regeneratore

3. ANALIZA SPADKU CIŚNIENIA W REGENERATORZE

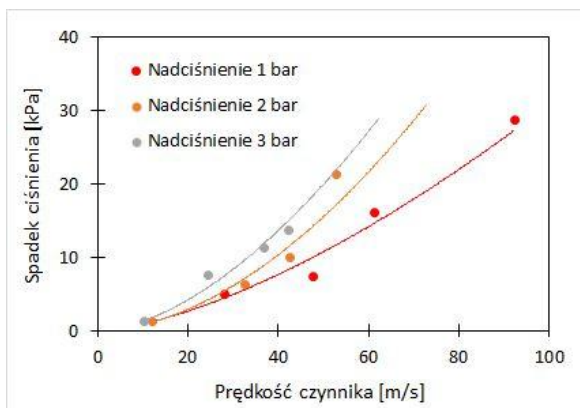
Badania były wykonywane w stanach statycznych z wykorzystaniem układu pomiarowego przedstawionego na rys. 6, przy czym badaniom podlegał wyłącznie regenerator wymontowany z prototypowego SS. Powietrze, będące docelowo również czynnikiem roboczym silnika Stirlinga, było w trakcie badań dostarczane do układu pomiarowego ze sprężarki tłokowej poprzez chłodnicę i zbiornik wyrównawczy, który umożliwiaj uspokojenie przepływu. W trakcie badań analizowano wpływ ciśnienia powietrza na docięcie, prędkości przepływu oraz liczby elementów siatkowych stanowiących wypełnienie na spadek ciśnienia w regeneratorze. Wyniki pomiarów przedstawiono na rys. 7 – 11.



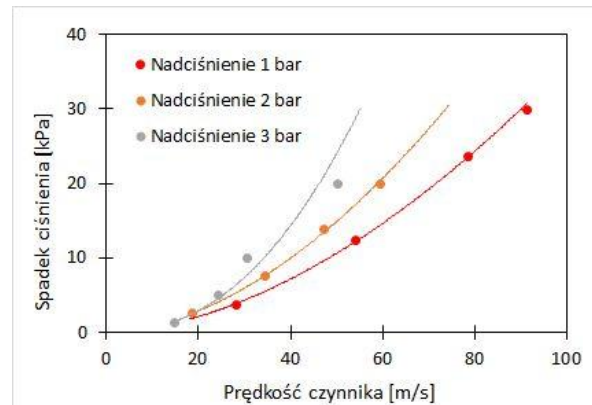
Rys. 6. Schemat układu pomiarowego; 1 – sprężarka, 2 – zawór trójdrogowy, 3 – badany element 4 – zawór odcinający, 5 – manometr, 6 – manometr cieczowy 7 – różnicowy manometr cieczowy 8 – kryza pomiarowa



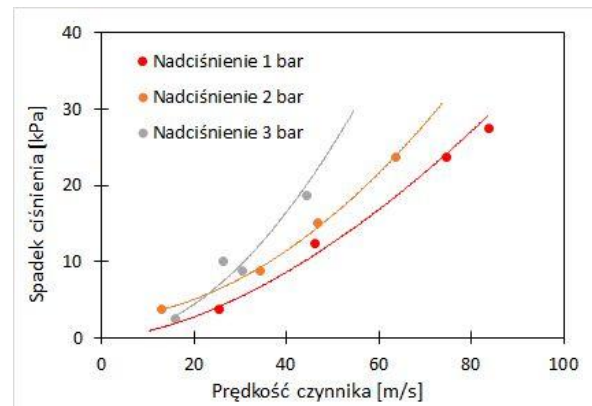
Rys. 7. Spadek ciśnienia w regeneratorze bez elementów wypełniających



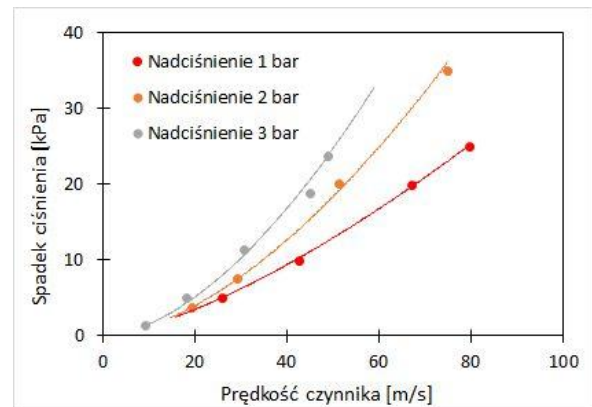
Rys. 8. Spadek ciśnienia w regeneratorze z 10 elementami wypełniającymi



Rys. 9. Spadek ciśnienia w regeneratorze z 20 elementami wypełniającymi



Rys. 10. Spadek ciśnienia w regeneratorze z 50 elementami wypełniającymi



Rys. 11. Spadek ciśnienia w regeneratorze z 92 elementami wypełniającymi

Wykorzystany w badaniach system zasilania sprężonym powietrzem wyposażony został w sprężarkę tłokową 2-stopniową, z której przepływ był stabilizowany w zbiorniku wyrównawczym. System został również wyposażony w chłodnicę międzystopniową, rolę chłodnicy końcowej pełnił zbiornik sprężonego powietrza, który składał się z dwóch cylindrów i posiadał dużą rozwiniętą powierzchnię. Wahania ciśnienia sprężonego powietrza pojawiające się w systemie pomiarowym wpływały na możliwość dokładnego pomiaru ciśnienia, natomiast nie wpływały na dokładność pomiaru natężenia przepływu, gdyż ten pomiar był przeprowadzany w instalacji rurowej na wpływie powietrza do atmosfery w znaczącym oddaleniu od elementów dławiących przepływ (>10 m). Obserwowane na rys. 7-11 odchylenia położenia punktów

pomiarowych od wyznaczonych linii trendów, będących wielomianami 2 stopnia, wynikają głównie z błędów pomiaru ciśnienia powstających w wyniku ograniczonej objętości zbiornika wyrównawczego (nadmierna pulsacja ciśnienia powietrza). Z przeprowadzonej analizy wynika, że regenerator przy docelowej prędkości czynnika 20 m/s i nadciśnieniu 3 bar wywołuje opór hydrauliczny od 3 (brak elementów wypełniających) do 5 kPa (92 elementy wypełniające). Z uzyskanych wyników można wnioskować, że największy skok oporów hydraulicznych następuje przy wprowadzeniu do regeneratora pierwszych 10 elementów wypełniających (3,5 kPa).

4. WNIOSKI

Zastosowanie silnika Stirlinga celem zwiększenia efektywności energetycznej układu napędowego z silnikiem spalinowym wymaga opracowania nowych rozwiązań konstrukcyjnych. Dostępne komercyjne SS nie są przystosowane do zasilania energią odpadową o temperaturze spalin opuszczających silnik trakcyjny przy obciążeniu częściowym, w więc w najczęstszych stanach pracy (< 350 °C). Opracowywane prototypowe urządzenie o mocy 500W może zostać wykorzystane na pokładzie samochodu ciężarowego lub autobusu pod warunkiem znaczącego zmniejszenia gabarytów w stosunku do omawianych urządzeń komercyjnych oraz radykalnego zmniejszenia oporów hydraulicznych i mechanicznych powstających w samym silniku Stirlinga. Z przeprowadzonej analizy wynika, że zastosowany regenerator, wyposażony w elementy wypełniające (rys. 5), wywołuje stosunkowo niewielki opór hydrauliczny i nawet przy maksymalnej liczbie zastosowanych elementów wynosi on 5 kPa. Przy zakładanym ciśnieniu pracy systemu oraz natężeniu przepływu powietrza wywoła to straty hydrauliczne o wartości 40W, które są w porównaniu z oporami mechanicznymi (200W) znacznie mniejsze. Ze względu na konieczność zapewnienia możliwie skutecznej pracy regeneratora nie jest w związku z powyższym zasadne ograniczanie liczby elementów wypełniających regenerators.

BIBLIOGRAFIA

1. Chmielewski A., Lubikowski K., Radkowski S.: Sposoby zwiększania sprawności silnika spalinowego z zastosowaniem układów kogeneracyjnych. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów 2(98)/(2014), s. 63-72.
2. Cieśliński J., Kropiwnicki J., Kneba Z.: Zastosowanie silników Stirlinga w mikroukładach kogeneracyjnych. Ciepłownictwo, ogrzewnictwo, odnawialne źródła energii/ ed. praca zbiorowa pod red. W. Zimay, D. Talera, Kraków: Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, (2013), s. 47-60.
3. Kneba Z.: Development trends of automotive engine cooling systems. Combustion Engines, nr 3(154)/(2013), s. 291-296.
4. Kneba Z.: Możliwości zamiany strumieni ciepła odpadowego silników pojazdów na moc efektywną. Combustion Engines, nr 3 (2011), s. 24-27.
5. Kneba Z.: The idea of the heat storage in heat accumulator for car engine preheating before start. Combustion Engines, Vol. R. 48., nr. SC2, Mixture Formation, Ignition and Combustion (2009), s. 77-83.
6. Kropiwnicki J.: Konstrukcje i zastosowania współczesnych silników Stirlinga. Silniki Spalinowe, nr. 3 (2013), s. 243-249.
7. Kropiwnicki J.: Modelowanie układów napędowych pojazdów z silnikami spalinowymi. Pruszcz Gdański: AGNI, (2016).
8. Kropiwnicki J.: Stirling engines powered by renewable energy sources. XXII International Symposium, Research-Education-

- Technology/ ed. Sławomir Smoleń Bremen: Faculty of Nature & Technology, Hochschule Bremen, (2015), s. 231-237.
9. Nemš A., Nemš M.: Wykorzystanie energii odpadowej z pojazdów samochodowych. Autobusy 6/2016, s. 651-655.
10. Zhang, L.Z.: Design and testing of an automobile waste heat adsorption cooling system. Applied Thermal Engineering No. 20 (2000).
11. <http://www.qalovis.com> (wejście 08.03.2018)

Application of Stirling engine for recovery energy from exhaust gas

Stirling engine is device generating mechanical energy without combustion fuel inside cylinder. This fact allows to supply engine from any power source. Example of such energy source can be solar radiation, combustion low-calorie carbon in outside combustion chamber or waste heat from other device like combustion engine mounted in bus or lorry. Use that kind of device in car allows to reduce fuel consumption through increase of efficiency of utilization thermal energy produced in combustion engine. The paper presents commercial solution of Stirling engines powered by waste energy and project of conceptual Stirling engine type alpha powered by flue gases from truck. The initial analysis results of hydraulic resistance in that engine have been also included.

Autorzy:

Dr hab. inż. **Jacek Kropiwnicki**, prof. nadzw. PG – Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny

Inż. **Mariusz Furmanek** – Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny