

Utylizacja odpadowej energii cieplnej spalin w silniku ZS za pomocą układu ORC

Łukasz Buczek

lukasz.buczek.dokt@pw.edu.pl

Instytut Pojazdów i Maszyn Roboczych PW, Zakład Silników Spalinowych

Dmytro Samoilenko

dmytro.samoilenko@pw.edu.pl

Instytut Pojazdów i Maszyn Roboczych PW, Zakład Silników Spalinowych

Streszczenie:

Układy utylizacji energii cieplnej wykorzystujące organiczny obieg Rankine'a (układy ORC) mogą być sposobem na zwiększanie ogólnej sprawności silników spalinowych (SS), a więc jednocześnie na zmniejszanie emisji związków szkodliwych do środowiska. Głównymi dwiema zaletami układów ORC są: wykorzystywanie energii cieplnej, która jest rozpraszana do środowiska w postaci ciepła, a więc energii paliwa, która nie jest wykorzystywana przez SS oraz brak ingerencji w pracę SS. Dodatkowo, wysoka sprawność, niskie koszty budowy oraz wysoka kompatybilność i elastyczność układów ORC powodują, iż ich zabudowa na układach wylotowych SS jest ekonomicznie uzasadniona i prosta. W poniższym artykule dowiedziono zasadności podjęcia rozważań dot. w/w rozwiązania, zaproponowano koncepcję układu ORC dla laboratoryjnego SS, przedstawiono schemat postępowania podczas projektowania/budowy układu oraz przedstawiono wstępny bilans energetyczny rozwiązania.

Słowa kluczowe:

Silnik ZS, układ ORC, stanowisko badawcze

Wykaz ważniejszych skrótów:

Układ ORC – układ wykorzystujący organiczny obieg Rankine'a

SS – silnik spalinowy

Cytowanie:

Buczek Ł., Samoilenko D. Utylizacja odpadowej energii cieplnej spalin w silniku ZS za pomocą układu ORC. Motor Transport 66 (2), 1-13

DOI: 10.5604/01.3001.0016.2050

Wstęp

W dobie narastającego problemu wysokiego stopnia zanieczyszczenia powietrza, we wszystkich sektorach gospodarki pracuje się nieustannie nad ograniczeniem emisji związków szkodliwych do środowiska. W 2019 roku w Unii Europejskiej przemysł transportowy był odpowiedzialny za 31% ogólnej emisji CO₂ do środowiska, w Polsce za 21% [1]. Te fakty oraz ten, że energia odpadowa z silnika spalinowego rozpraszana za pomocą układu wylotowego sięga nawet 30% całej energii do niego dostarczonej, motywują do podjęcia tematu utylizacji energii cieplnej rozpraszanej za pomocą układów wylotowych silników spalinowych. Poprawienie bilansu cieplnego silnika spalinowego na korzyść jego sprawności przynosi wymierne korzyści w postaci oszczędności spowodowanej mniejszym zużyciem paliwa, co wiąże się jednocześnie z mniejszą emisją związków szkodliwych do środowiska. Biorąc pod uwagę to, jak duża część energii wytworzonej w silniku z paliwa jest tracona w układzie wylotowym, można przypuszczać, że nawet zastosowanie układu odzyskiwania energii odpadowej o stosunkowo niskiej sprawności ogólnej będzie ekonomicznie uzasadnione.

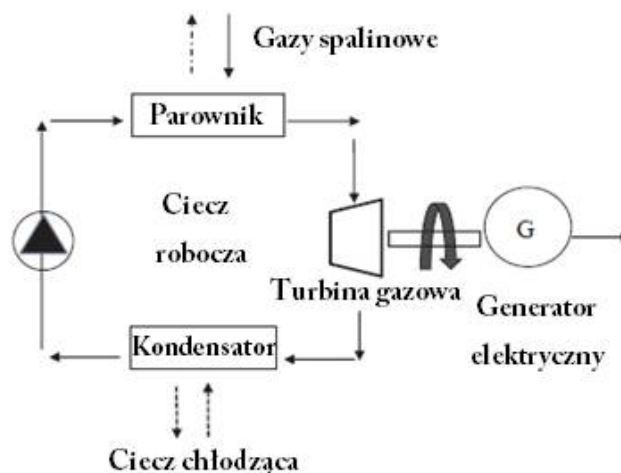
Temperatura spalin silnika o zapłonie samoczynnym w kolektorze wylotowym dochodzi do 700°C i spada podczas ich przepływu przez w/w kolektor, turbosprężarkę i układy oczyszczania spalin. Za układami oczyszczania spalin temperatura wynosi między 200°C a 300°C. W związku z tym odbiór energii cieplnej można zrealizować tylko za pomocą układu, który umożliwi transfer energii z niskotemperaturowych źródeł ciepła. Jednym z takich układów, za którego zastosowaniem przemawia mnóstwo korzyści, jest układ wykorzystujący organiczny obieg Rankine'a.

Zalety układu ORC

Układ ORC charakteryzują właściwości, dzięki którym jest on odpowiedni do zastosowania w układzie utylizacji energii cieplnej z układów wylotowych silników spalinowych:

- współpracuje z niskotemperaturowymi źródłami ciepła (praca w zakresie temperatur źródła ciepła: 100°C - 1050°C),
- pracuje przy zmiennych w czasie parametrach (temperatura i natężenie przepływu spalin) źródła ciepła,
- posiada wysoką sprawność,
- jego praca nie ingeruje w pracę silnika spalinowego,
- posiada wysoką elastyczność, jeżeli chodzi o jego konfigurację zabudowy,
- jego koszty utrzymania są niskie – jego elementy składowe charakteryzują się niską awaryjnością, a układ wymaga mało czynności związanych z obsługą eksploatacyjną,
- jego stopień skomplikowania jest niski, co ma przełożenie na niskie koszty jego budowy.

Budowa układu utylizacji energii cieplnej



Rys. 1. Schemat budowy układu ORC do utylizacji energii cieplnej [2]

Typowy układ ORC składa się z elementów przedstawionych na rysunku nr 1. Są to: pompa cieczy roboczej, parownik, turbina gazowa, generator elektryczny, kondensator oraz przewody hydrauliczne i czynnik roboczy.

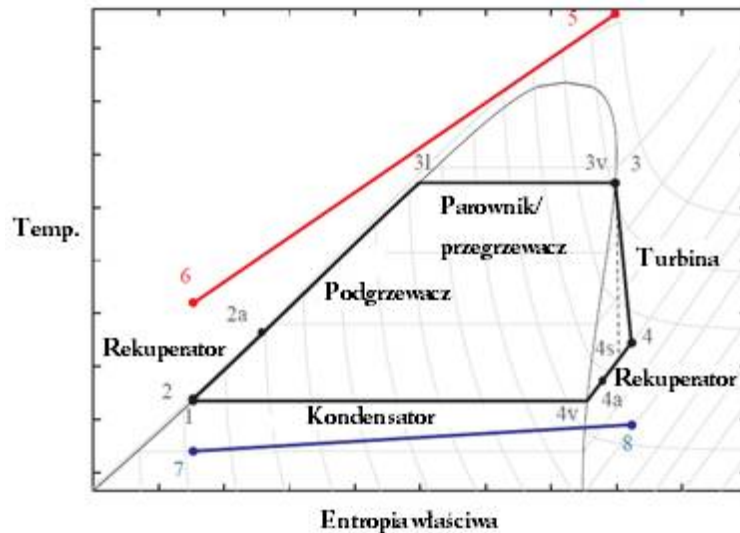
Model termodynamiczny układu utylizacji energii cieplnej

Z punktu widzenia modelu termodynamicznego układu utylizacji energii cieplnej zaprezentowanego na rysunku 2, głównymi parametrami silnika, które mają wpływ na wartość energii zutilizowanej, są: masowe natężenie przepływu spalin oraz temperatura spalin. Masowe natężenie przepływu spalin jest obliczane na podstawie parametrów fizycznych i parametrów pracy silnika, natomiast temperatura spalin jest mierzona za pomocą termopary.



Rys. 2. Model uwzględniający dane wejściowe i wyjściowe układu ORC. Źródło: opracowanie własne.

Działanie układu ORC obrazuje wykres temperatury w funkcji entropii, przedstawiony na rysunku nr 3. Między punktami na wykresie o numerach 1 i 2 następuje przepompowanie cieczy roboczej przez pompę. Między punktami 2 i 3 następuje ogrzanie i odparowanie cieczy roboczej w parowniku. Między punktami 3 i 4 następuje przekazanie energii gazu turbinie gazowej, która napędza sprzężony z nią generator elektryczny. Między punktami 4 i 1 następuje ochłodzenie i kondensacja gazu w kondensatorze.



Rys. 3. Wykres temperatura-entropia dla układu ORC [2]

Krzywa między punktami 5 i 6 obrazuje zmianę temperatury i entropii źródła ciepła (gazów spalinowych silnika spalinowego), natomiast krzywa między punktami 7 i 8 obrazuje zmianę temperatury i entropii cieczy chłodzącej wykorzystywanej do chłodzenia czynnika roboczego układu w kondensatorze.

Opis modelu termodynamicznego układu to zbiór równań opisujących: strumień ciepła transferowane przez poszczególne elementy układu oraz egzergię poszczególnych elementów układu. Do wstępnych szacunków energii odzyskanej za pomocą układu ORC można wykorzystać następujące równania wyjściowe:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{hs}C_{p,ex}(T_5 - T_6) \quad (1) \quad [1],$$

$$\dot{W}_{exp,ind} = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_{4,is})\eta_{is,ind} \cong \dot{m}_{wf}(h_3 - h_4) \quad (2) \quad [2],$$

gdzie: \dot{m}_{wf} - masowe natężenie przepływu cieczy roboczej układu;

h - entalpia cieczy roboczej w wybranym punkcie pracy układu;

\dot{m}_{hs} - masowe natężenie przepływu spalin;

$C_{p,ex}$ - ciepło właściwe spalin;

T - temperatura spalin w wybranym punkcie pracy układu;

$\eta_{is,ind}$ - izentropowa sprawność turbiny gazowej.

Równanie nr 1 jest równaniem opisującym strumień ciepła przepływający przez parownik układu, natomiast równanie nr 2 jest równaniem opisującym strumień ciepła przepływający

przez turbinę gazową układu. Po uwzględnieniu sprawności turbiny gazowej oraz generatora elektrycznego, sprzężonego z turbiną gazową, można obliczyć energię odzyskaną za pomocą układu ORC.

Obiekt badań

Pomiary temperatury oraz masowego natężenia przepływu spalin zostały wykonane w trakcie badań empirycznych widlastego silnika ZS, wyposażonego w prototyp sterowanej turbosprężarki o zmiennych parametrach geometrycznych. Sterowanie odśrodkowej turbiny turbosprężarki odbywało się poprzez zmianę pola powierzchni najmniejszego przekroju kanału dolotowego (4) w kierownicy bezłopatkowej [3]. Specyfikację obiektu badań przedstawia tabela nr 1. Dzięki wykorzystaniu pomiarów z badań przeprowadzonych na silniku z zabudowanym prototypem turbosprężarki, można zbadać wpływ temperatury i masowego natężenia przepływu spalin na wartość energii odzyskanej z układu wylotowego oraz przeprowadzić wstępny projekt układu ORC na rzeczywistych danych, bez wykonywania dodatkowych pomiarów.

Tabela 1. Specyfikacja widlastego silnika ZS. [3]

Parametr	Wartość
Moc nominalna	125 kW
Prędkość obr. dla mocy nominalnej	2100 obr./min.
Liczba cylindrów/typ silnika	6/widlasty
Średnica tłoka	130 mm
Skok tłoka	115 mm
Układ doładowania	Turbosprężarka z chłodnicą powietrza
Układ zasilania w paliwo	Wtrysk bezpośredni z pompą wysokiego ciśnienia produkcji Bosch
Pojemność skokowa	9.15 dm ³

Obliczenia energii odzyskanej za pomocą układu ORC

Do obliczeń energii odzyskanej za pomocą układu ORC należy wprowadzić do równań nr 1 i 2 wartości poszczególnych parametrów. Wartości masowych natężeń przepływów oraz temperatur spalin dla różnych nastaw sterowania zmienną geometrią turbosprężarki przedstawia tabela nr 2.

Tabela 2. Parametry gazów spalinowych na wylocie ze sterowanej turbiny przy parametrach pracy silnika:

$$N_e = 100 \text{ kW and } n = 1550 \text{ obr/min } (T_0 = 297 \text{ }^\circ\text{C}; P_0 = 99458 \text{ Pa}) \quad [3]$$

Parametr		Pole powierzchni najmniejszego przekroju kanału dolotowego turbiny A , mm^2		
		$A = 2312$	$A = 2065$	$A = 1442$
Masowe natężenie przepływu spalin, kg/s	\dot{m}_{ns}	0.159	0.168	0.179
Ciśnienie spalin na wylocie z turbiny, Pa	p_{OT}	99835.4	99835.4	99835.4
Temperatura spalin na wylocie z turbiny, K	T_5	853	822	796.2
Prędkość spalin na wylocie z turbiny, m/s	C_{OT}	63.6	64.6	66.5

Brakujące wartości niezbędne do obliczenia energii zostały dobrane na podstawie źródeł literaturowych na zasadzie interpolacji z uwzględnieniem parametrów silnika, na którym zostały wykonane pomiary. Na przykład, przy temperaturze spalin na wylocie z turbiny $T_5 = 853 \text{ K}$ ($A = 2312 \text{ mm}^2$) można przyjąć następujące niezbędne wartości:

$T_6 = 753 \text{ [K]}$ – temperatura źródła ciepła, gdy układ nie pracuje,

$T_3 = 793 \text{ [K]}$ (do obliczeń przyjęto, że stopień przegrzania jest równy 0, więc $T_3 = T_{3l}$),

$T_{4s} = 728 \text{ [K]}$,

$T_{2a} = 736 \text{ [K]}$,

$\eta_{exp} = 0,70 \text{ [-]}$ – sprawność turbiny gazowej,

$\eta_{elg} = 0,93 \text{ [-]}$ – sprawność generatora elektrycznego.

Do oszacowania energii odzyskanej za pomocą układu ORC został napisany program w oprogramowaniu MATLAB (rysunek nr 4), który umożliwia badanie wpływu modyfikacji wartości poszczególnych parametrów układu na końcowy wynik (wartość energii uzyskanej na generatorze elektrycznym układu).

```
% The efficiency of individual elements of the system
n_r=0.80;    % recuperator effectiveness
n_p=0.65;    % pump isentropic efficiency
n_exp=0.70;  % expander isentropic efficiency
n_elg=0.93;  % electric generator efficiency

% The heat input (rate)
m_hs=0.159    % [kg/s]
               % from the measurements
Cp_ex=1;      % [kJ/(kg*K)]
               % assumption: constant during this process
               % variable depending on exhaust gas composition
T_5=853;     % [K]
               % temperature of the heat source when the ORC system
               % is % not working
               % from the measurements
T_6=753;     % [K]
               % temperature of the heat source when the ORC system
               % is % working
               % estimation based on the literature
Q_evap=m_hs*Cp_ex*(T_5-T_6) % [kJ/s]
% The expander work
T_3=793;     % [K]
T_3l=T_3;    % [K]
               % assumption: SHD=0 (degree of
               % superheat)
T_4s=728;    % [K]
               % estimation based on the
               % literature
Cp_wf        % [kJ/(kg*K)]
               % assumption: constant during
               % this % process
T_2a=736;    % [K]
               % estimation based on the
               % literature
m_wf=Q_evap/(Cp_wf*(T_3-T_2a)) % [kg/s]
W_exp=m_wf*Cp_wf*(T_3-T_4s);   % [kJ/s]
W_exp_elg=m_wf*Cp_wf*(T_3-T_4s)*n_exp*n_elg % [kJ/s]
               % electric generator energy
```

Rys. 4. Część kodu programu do szacowania energii odzyskanej za pomocą układu ORC.
Źródło: opracowanie własne.

Wyniki wygenerowane za pomocą w/w programu przedstawia tabela nr 3. Najważniejszym, z punktu widzenia ekonomicznego uzasadnienia wykorzystania układu, jest parametr oznaczony W_{exp_elg} , który jest równy mocy uzyskanej na generatorze elektrycznym i dla przedstawionego przykładu wynosi ~ 12 kW. Wynik jest więc bardzo obiecujący, trzeba jednak mieć na uwadze, iż jest on oparty na szacunkowych obliczeniach oraz wiadomo, że otrzymana moc będzie niższa w przypadku silnika wyposażonego w układ oczyszczania spalin.

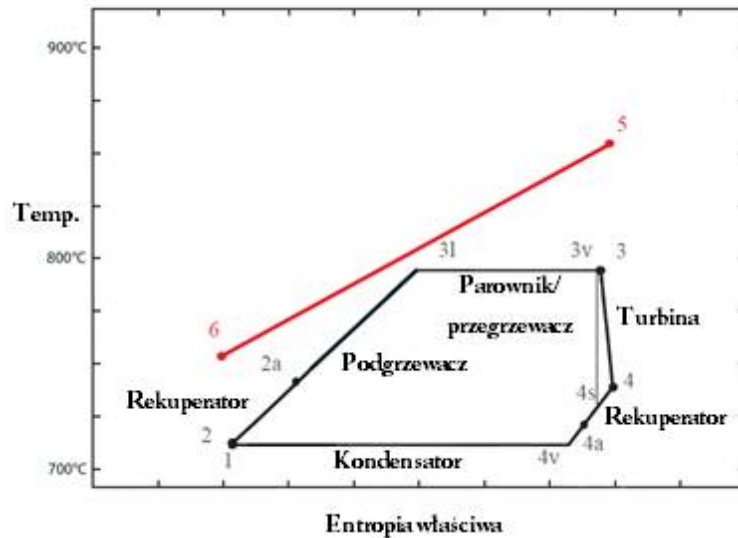
Tab. 3. Wyniki wygenerowane za pomocą programu do szacowania energii odzyskanej za pomocą układu ORC dla poszczególnych nastaw sterowanej turbiny przy parametrach pracy silnika: $N_e = 100$ kW and $n = 1550$ obr/min ($T_0 = 297$ °C; $P_0 = 99458$ Pa).

Parametr		Pole powierzchni najmniejszego przekroju kanału dol. turbiny A , mm ²		
		$A = 2312$	$A = 2065$	$A = 1442$
Masowe natężenie przepływu spalin, kg/s	\dot{m}_{hs}	0.159	0.168	0.179
Temperatura spalin na wylocie z turbiny, K	T_5	853	822	796.2
Strumień ciepła przepływający przez parownik układu, kJ/s	\dot{Q}_{evap}	15.90	11.59	7.73
Masowe natężenie przepływu cieczy roboczej, kg/s	\dot{m}_{wf}	0.28	0.20	0.14
Energia elektryczna uzyskana za pomocą generatora, kW	W_{exp_elg}	11.80	8.61	5.74

Źródło: opracowanie własne.

Wyniki szacunkowych obliczeń wartości energii odzyskanej dla trzech różnych nastaw turbosprężarki ze zmienną geometrią przedstawia ostatni wiersz tabeli nr 3. Łatwo można zauważyć, że wraz ze spadkiem temperatury źródła ciepła spada wartość energii odzyskanej, przy czym przy spadku temperatury o ~ 60 °C, spadek energii odzyskanej wynosi ~ 6 kW. Drugim wnioskiem, który się nasuwa, jest to, iż zmiana masowego natężenia przepływu spalin w porównaniu do zmian temperatury, z punktu widzenia układu odzyskiwania energii, jest mniej znacząca. Podczas pomiarów masowe natężenie przepływu rośnie, natomiast temperatura źródła ciepła spada, co skutkuje tym, że wartość energii odzyskanej także spada. Po przyjęciu do obliczeń najwyższej wartości masowego natężenia przepływu $\dot{m}_{hs} = 0.179$ kg/s i najwyższej wartości temperatury spalin $T_5 = 853$ K, wartość energii odzyskanej będzie wynosiła ~ 12 kW, co oznacza, że zmiana będzie wynosiła ~ 1 kW w stosunku do wyników dla $\dot{m}_{hs} = 0.159$ kg/s i $T_5 = 853$ K. Ostatecznie, wartość energii odzyskanej jest wprost proporcjonalna i do różnicy temperatur źródła ciepła, gdy pracuje i gdy nie pracuje i do masowego natężenia przepływu źródła ciepła.

Na rysunku nr 5 zaprezentowano wykres temperatury w funkcji entropii dla układu ORC który pracuje przy temperaturze spalin na wylocie z turbiny $T_5 = 853$ K (wartość $A = 2312$ mm² w sterowanej turbinie).



Rys. 5. Wykres temperatura-entropia układu ORC dla nastawy turbiny $A = 2312$ mm².

Źródło: opracowanie własne.

Stanowisko badawcze do zabudowania układu ORC

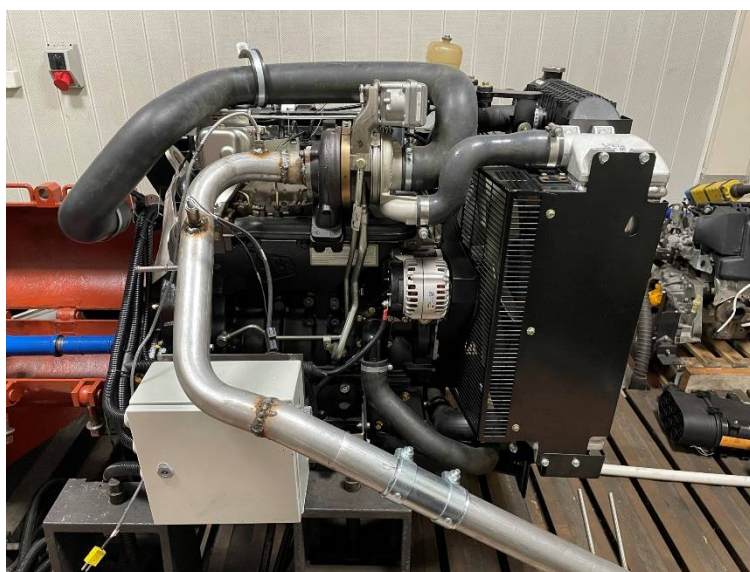
Silnik, na którym zostanie zabudowane stanowisko do badania układu utylizacji energii odpadowej z układu wylotowego, to silnik o zapłonie samoczynnym produkcji Perkins o oznaczeniu 444 TA4i-81 l1, pojemności skokowej 4.4 l, maksymalnej mocy 81 kW (przy 2200 obr./min.) oraz maksymalnym momencie obrotowym 420 Nm (przy 1400 obr./min.). Silnik jest przeznaczony do zastosowań w przemyśle (głównie jako jednostka napędowa różnego rodzaju maszyn roboczych) i spełnia europejski standard emisji związków toksycznych w spalinach Stage IIIB oraz amerykański Tier 4. Został on zabudowany na hamowni silnikowej w Laboratorium Instytutu Pojazdów, jak to jest pokazane na rysunku 6.



Rys. 6. Silnik 444 TA4i-81 II produkcji Perkins w laboratorium IPiMR.

Źródło: opracowanie własne.

Silnik zabudowany w laboratorium nie posiada „klasycznego” układu wylotowego, został on zmodyfikowany na potrzeby zabudowy silnika. W związku z tym jest on pozbawiony układu oczyszczania spalin oraz ma unikalną geometrię, którą przedstawia rysunek nr 7. To powoduje przede wszystkim, iż temperatura spalin, które będą przepływały przez wymiennik ciepła układu ORC, będzie wyższa niż dla układu wylotowego z układem oczyszczania spalin. Nie będzie to miało negatywnego wpływu na badania, ponieważ wpłynie to jedynie na parametry fizyczne poszczególnych elementów układu ORC, natomiast zasada jego działania oraz schemat postępowania związanego z przygotowaniem, przeprowadzaniem i opracowaniem wyników eksperymentu nie ulegną zmianie w stosunku do silnika z układem oczyszczania spalin.



Rys. 7. Układ wylotowy laboratoryjnego silnika.

Źródło: opracowanie własne.

Schemat postępowania podczas badań

Oczywistym jest, że zawsze przed przystąpieniem do rozważań, w pierwszej kolejności należy potwierdzić ich zasadność. W przypadku układu ORC zasadność podjęcia tematu potwierdzają: zapotrzebowanie na układy ograniczające degradację środowiska naturalnego, co zostało opisane we wstępie, zalety układu ORC (sekcja: Zalety układu ORC) oraz analiza ekonomiczno-energetyczna modelu, która wykazuje, iż jego budowa jest opłacalna. Mówiąc dokładniej, koszty budowy układu zwracają się po pewnym okresie jego pracy, natomiast zużyte na jego budowę materiały i energia obciążają środowiska w znacznie mniejszym stopniu niż energia utylizowana za pośrednictwem układów wylotowych silników spalinowych.

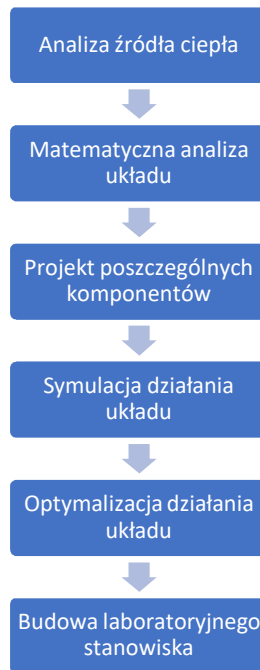
Uproszczonego tok postępowania w przedmiotowym eksperymencie przedstawia schemat na rysunku nr 8. Pierwszym jego punktem jest analiza źródła ciepła. Oznacza ona przede wszystkim oszacowanie jaki potencjał energetyczny daje nam źródło ciepła, czyli ile energii jesteśmy w stanie z niego odebrać bez zakłócenia jego pracy oraz ocenę czy i w jaki sposób jesteśmy w stanie zabudować na nim układ ORC. W artykule został przeanalizowany potencjał energetyczny na „bliźniaczym” silniku, który potwierdza zasadność podjęcia tematu, natomiast, jeżeli chodzi o zabudowę, układ wylotowy laboratoryjnego silnika w pełni umożliwi zabudowanie na nim układu utylizacji energii cieplnej, natomiast zabudowa na układach wylotowych z układami oczyszczania spalin, dzięki elastyczności budowy układu ORC, jest także możliwa.

Drugim punktem schematu jest matematyczna analiza systemu, która została przeprowadzona w rozdziale: Obliczenia energii odzyskanej za pomocą układu ORC. Wstępne szacunki dotyczące odzyskanej energii wyglądają bardzo obiecująco i zachęcają do rozwinięcia tematu.

Kolejnym krokiem, który zostanie wykonany, będzie modelowanie poszczególnych elementów układu. Pierwszym i najważniejszym będzie wymiennik ciepła układu zamontowany na układzie wylotowym silnika spalinowego. W zależności od jego parametrów zostaną dobrane pozostałe komponenty układu.

Przed przystąpieniem do wykonania elementów zostanie przeprowadzona symulacja wybranych elementów oraz pracy układu w programie ANSYS, co pozwoli w dokładny sposób sprawdzić działanie układu i na etapie modelowania zmodyfikować jego elementy w taki sposób, by jak najbardziej zoptymalizować jego pracę.

Dopiero po przeprowadzeniu odpowiedniej ilości symulacji pracy układu oraz jego optymalizacji zostanie wykonane stanowisko, na którym będzie można badać pracę układu w rzeczywistości.



Rys. 8. Plan eksperymentu.

Źródło: opracowanie własne.

Wnioski

Na podstawie wstępnej analizy układu ORC jako sposobu na utylizację energii cieplnej rozpraszanej za pomocą układu wylotowego silnika spalinowego można stwierdzić, że zastosowanie układu jest uzasadnione, ponieważ:

- pozwala on na zagospodarowanie niewykorzystanej energii z paliwa, co jest równoznaczne ze zwiększeniem sprawności całego układu oraz zmniejszeniem emisji związków toksycznych do środowiska,
- posiada on stosunkowo wysoką sprawność,
- współpracuje on ze źródłami ciepła o zmiennych parametrach, co powoduje, że świetnie nadaje się do współpracy z silnikami spalinowymi,
- nie ingeruje on w pracę źródła ciepła, jakim jest silnik spalinowy,
- jego rozmiary i elastyczność pod względem budowy pozwalają na zabudowanie go nawet w mobilnym pojeździe,
- koszty jego budowy zwracają się po stosunkowo krótkim okresie jego eksploatacji,
- jego komponenty nie są toksyczne dla środowiska i nie ma problemów z ich późniejszą utylizacją,
- jego koszty utrzymania są bardzo niskie.

Po wstępnej analizie źródła ciepła oszacowano, że na wyjściu układu ORC można uzyskać nawet ~12 kW mocy elektrycznej przy mocy ~100 kW silnika spalinowego jako źródła ciepła. Szacunki są obarczone błędem przybliżeń poszczególnych wartości, dlatego spodziewane rzeczywiste wyniki są o około połowę niższe i zostaną lepiej przybliżone po zaprojektowaniu

geometrii poszczególnych komponentów układu ORC oraz po przeprowadzeniu symulacji komputerowych działania układu ORC.

Szacunkowe obliczenia zostały przeprowadzone bez uwzględniania spadków temperaturowych w układzie oczyszczania spalin, którego nie posiada laboratoryjny silnik. Należy jednak zaznaczyć, iż spodziewane wyniki dla silnika z zabudowanym układem oczyszczania spalin w układzie wylotowym są także satysfakcjonujące.

Podczas przeprowadzania obliczeń zauważono, że wraz ze spadkiem temperatury źródła ciepła spada wartość energii odzyskanej oraz że zmiana masowego natężenia przepływu spalin w porównaniu do zmian temperatury, z punktu widzenia układu odzyskiwania energii, jest mniej znacząca. Podczas pomiarów masowe natężenie przepływu rośnie, natomiast temperatura źródła ciepła spada, co skutkuje tym, że wartość energii odzyskanej także spada. Ostatecznie, wartość energii odzyskanej jest wprost proporcjonalna i do różnicy temperatur źródła ciepła, gdy pracuje i gdy nie pracuje i do masowego natężenia przepływu źródła ciepła.

Kolejnym krokiem badań będzie zaprojektowanie geometrii wymiennika ciepła układu ORC oraz dobranie pozostałych komponentów układu spośród rozwiązań dostępnych na rynku.

Literatura:

- [1]. Europejska Agencja Środowiska. Emisja dwutlenku węgla (CO₂). *Statistical Pocketbook (2021)*. <https://dane.utk.gov.pl/sts/eko-kolej/emisja-dwutlenku-wegla-co2/18035,Emisja-dwutlenku-wegla-CO2.html>
- [2]. Chatzopoulou M. A., Simpson M., Sapin P., Markides C. N. Off-design optimization of organic Rankine cycle (ORC) engines with piston expanders for medium-scale combined heat and power applications. *Applied Energy* 238 (2019), 1211-1236.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261918319068>
- [3]. Samoilenko D. Variable geometry radial inflow turbines with vaneless distributor: theory, research and application. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2019.
- [4]. Rech S., Zandarin S., Lazzaretto A., Frangopoulos C. A. Design and off-design models of single and two-stage ORC systems on board a LNG carrier for search of the optimal performance and control strategy. *Applied Energy* 204 (2017), 221-241.
- [5]. Yue C., Wang P. Thermal analysis on vehicle energy supplying system based on waste heat recovery ORC. *Energy Procedia* 158 (2019), 5587-5595.
- [6]. Hoang A. T. Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle. *Applied Energy* 231 (2018), 138-166.
- [7]. Yue C., Tong L., Zhang S. Thermal and economic analysis on vehicle energy supplying system based on waste heat recovery organic Rankine cycle. *Applied Energy* 248 (2019), 241-255.

- [8]. Alshammari F., Karvountzis-Kontakiotis A., Pesyridis A., Usman M. Expander Technologies for Automotive Engine Organic Rankine Cycle Applications. *Energies* (2018), 11, 1905.
- [9]. Yu G., Shu G., Tian H., Wei H., Liu L. Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE). *Energy* 51 (2013), 281-290.
- [10]. Macchi E., Astolfi M. *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems. Technologies and Applications.*
- [11]. Chatzopoulou M. A., Markides C. N. Thermodynamic optimisation of a high-electrical efficiency integrated internal combustion engine – Organic Rankine cycle combined heat and power system. *Applied Energy* 226 (2018), 1229-1251.
- [12]. Punov P., Milkov N., Danel Q., Perilhon C. A Study of Waste Heat Recovery Impact on a Passenger Car Fuel Consumption in New European Driving Cycle. *Proceedings of the European Automotive Congress EAEC-ESFA 2015*, DOI 10.1007/978-3-319-27276-4_14