



Politechnika Krakowska
im. Tadeusza Kościuszki
Katedra Pojazdów Samochodowych
Dyscyplina: Inżynieria mechaniczna

Rozprawa doktorska

**Opracowanie systemu nagrzewania silnika
spalinowego z hybrydowym układem napędowym
przy zastosowaniu akumulatora ciepła**

mgr inż. Tomasz Kosztyła

Promotor:

dr hab. inż. Józef Tutaj, prof. PK

Promotor pomocniczy:

dr hab. inż. Damian Muniak, prof. PK

Spis treści:

1. SPIS OZNACZEŃ.....	4
2. WPROWADZENIE	7
2.1. Wprowadzenie do problematyki zagadnienia	7
2.2. Stan techniki	10
2.2.1. Wpływ podgrzewania wstępnego na emisję składników toksycznych	11
2.2.2. Rozruch w niskiej temperaturze otoczenia silnika z zapłonem samoczynnym autobusu IKARUS 405 i akumulatorem ciepła	12
2.2.3. Rozruch w niskiej temperaturze otoczenia silnika z zapłonem iskrowym autobusu LAZ-695N i akumulatorem ciepła	12
2.2.4. Skrócenie fazy nagrzewania silnika spalinowego w wyniku zastosowania akumulatora ciepła	14
2.3. Pomiary drogowe ukazujące problematykę zagadnienia.....	16
3. OPIS MODYFIKACJI UKŁADU CHŁODZENIA SILNIKA SPALINOWEGO.....	25
4. NAUKOWY CEL BADAWCZY I TEZA PRACY.....	31
4.1. Opis metodyki realizacji naukowego celu badawczego	32
5. OPRACOWANIE TEORETYCZNE MODERNIZOWANEGO UKŁADU CHŁODZENIA	34
5.1. Model fizyczny, matematyczny i symulacyjny hybrydowego układu napędowego	34
5.2. Model matematyczny akumulatora ciepła z przemianą fazową.....	43
5.2.1. Budowa i model matematyczny akumulatora ciepła.....	43
5.2.2. Dobór pojemności cieplnej akumulatora ciepła	46
5.2.3. Moc cieplna akumulatora	52
5.2.4. Analiza komputerowa modelu matematycznego akumulatora ciepła	56
5.3. Model symulacyjny wstępnego podgrzewania silnika spalinowego	60

6. STEROWANIE PRZEPLYWEM CIEPŁA W UKŁADZIE CHŁODZENIA/AKUMULACJI	67
6.1. Konfiguracja sterowania zmodernizowanym układem chłodzenia	68
6.2. Algorytm sterowania zmodernizowanego układu chłodzenia/ akumulacji	70
6.2.1. Akumulacja ciepła w akumulatorze	71
6.2.2. Nagrzewanie silnika spalinowego	73
6.2.3. Buforowanie ciepła	74
7. BADANIA DOŚWIADCZALNE	76
7.1. Stanowiskowe badania akumulatora ciepła	77
7.2. Testy drogowe zmodernizowanego układu chłodzenia/akumulacji	82
7.2.1. Nagrzewanie wstępne	84
7.2.2. Buforowanie ciepła w akumulatorze podczas przerw w pracy silnika	90
8. ANALIZA BŁĘDÓW POMIARÓW	99
8.1. Błędy pomiarów doświadczalnych	99
8.2. Metoda różniczki zupełnej	100
8.3. Oszacowanie błędu wyznaczenia strumienia cieplnego akumulatora	101
9. WNIOSKI	104
10. PODSUMOWANIE I PROPOZYCJE DALSZYCH BADAŃ	107
BIBLIOGRAFIA	109
STRESZCZENIE	116
SUMMARY	118

1. Spis oznaczeń

a – przyspieszenie pojazdu [m/s^2]

C_x - współczynnik siły oporów powietrza pojazdu

E_{aku} - pojemność elektryczna akumulatora trakcyjnego [$kW\cdot h$]

F_a - siła oporów powietrza [N]

F_b - siła oporów bezwładności [N]

F_t - siła oporów toczenia [N]

F_w - siła wzniesienia [N]

g - przyspieszenie ziemskie [m/s^2]

h - wysokość akumulatora ciepła [m]

h_s - parametr projektowy akumulatora ciepła [m]

i - liczba spirali węzownic akumulatora

I_k - moment bezwładności kół jezdnych [$kg\cdot m^2$]

k - współczynnik przenikania ciepła [W/m^2K]

l - długość węzownicy akumulatora [m]

m_a - masa substancji czynnej w akumulatorze ciepła [kg]

m_i - masa poszczególnych komponentów silnika spalinowego [kg]

m_p - masa pojazdu [kg]

N_o - moc oporów ruchu [W]

p_d - ciśnienie dynamiczne płynu [Pa]

Q_a - pojemność cieplna akumulatora [J]

Q_{ar} – ciepło przejmowane przez otoczenie akumulatora [J]

Q_{pr} – ciepło promieniowania akumulatora ciepła do otoczenia [J]

Q_s - pojemność cieplna silnika spalinowego [J]

Q_w - straty rozpraszania ciepła z silnika spalinowego do otoczenia [J]

q_a - strumień ciepła przekazywany z akumulatora do cieczy chłodzącej [W]

q_c - ciepło właściwe cieczy chłodzącej [J/(kg·K)]

q_f - ciepło przemiany fazowej materiału czynnego akumulatora [J/kg]

q_i - ciepło właściwe poszczególnych komponentów silnika spalinowego [J/(kg·K)]

q_{roz} - strumień ciepła rozpraszany do otoczenia z silnika spalinowego [W]

q_s - pojemność cieplna silnika spalinowego [J/K]

q_w - ciepło właściwe materiału czynnego akumulatora [J/(kg·K)]

r_a - promień akumulatora ciepła [m]

r_d - promień dynamiczny koła [m]

r - promień wewnętrzny węzownicy akumulatora [m]

r_t - przyrost grubości warstwy zakrzepłej [m]

Δr - grubość ścianek węzownicy [m]

RRC - opór toczenia opon na jednostkę masy pojazdu [kg/t]

S_a - powierzchnia wymiany ciepła w akumulatorze [m²]

S_p - powierzchnia czołowa pojazdu [m²]

S_{zew} - powierzchnia zewnętrzna akumulatora ciepła [m²]

T_{atm} - temperatura otoczenia [°C]

T_f - temperatura przemiany fazowej substancji czynnej akumulatora ciepła [°C]

T_r - temperatura robocza cieczy chłodzącej silnik spalinowy [°C]

T_s - temperatura cieczy chłodzącej w głowicy silnika spalinowego [°C]

T_n - temperatura nagrzanego wstępnie silnika spalinowego [°C]

t_{roz} - czas nagrzewania wstępnego silnika spalinowego [s]

t_e - czas jazdy elektrycznej [s]

V_c - strumień objętościowy przepływu cieczy chłodzącej [m^3/s]

V_p - prędkość pojazdu [m/s]

α - kąt pochylenia wzniesienia [rad]

α_f - współczynnik wnikania ciepła materiału czynnego akumulatora [$W/(m^2 \cdot K)$]

α_r - współczynnik przejmowania ciepła z obudowy akumulatora do otoczenia [$W/(m^2 \cdot K)$]

ε - współczynnik absorpcji materiału obudowy akumulatora ciepła

λ_f - współczynnik przewodzenia ciepła materiału czynnego akumulatora [$W/(m \cdot K)$]

λ_k - współczynnik przewodzenia ciepła materiału konstrukcyjnego akumulatora [$W/(m \cdot K)$]

ρ - gęstość powietrza [kg/m^3]

ρ_a - gęstość substancji czynnej akumulatora [kg/m^3]

ρ_c - gęstość cieczy chłodzącej [kg/m^3]

η_m - sprawność całkowita mechaniczna układu przeniesienia napędu

η_{se} - sprawność całkowita silnika elektrycznego i przekształtnika częstotliwości

δ - stała Stefana-Boltzmannna [$W/(m^2 \cdot K^4)$]

2. Wprowadzenie

2.1. Wprowadzenie do problematyki zagadnienia

Hybrydowy układ napędowy jest obecnie jednym z najważniejszych rodzajów napędu pojazdów samochodowych. Układ taki, składa się z silnika spalinowego, wykorzystującego pierwotne źródło energii (które charakteryzuje działanie nieodwracalne) oraz silnika elektromechanicznego, zasilanego z wtórnego źródła energii (akumulatora, które charakteryzuje działanie odwracalne), umożliwiającego gromadzenie energii. W pojazdach samochodowych, jako pierwotne źródło energii wykorzystywany jest najczęściej silnik spalinowy zasilany paliwami pochodzącymi z przeróbki ropy naftowej. Wtórne źródło energii, to w zdecydowanej większości bateria elektrochemiczna, zasilająca maszynę elektryczną prądu stałego, wyposażoną w komutator elektroniczny. Wtórne źródło energii (akumulator elektrochemiczny) połączone z maszyną elektryczną pełni dwojaką rolę: stabilizatora i bufora napędu. W warunkach pracy silnika spalinowego z małym obciążeniem, wynikającym z aktualnych wartości oporów ruchu pojazdu, maszyna elektryczna działająca jako generator doładowuje baterię elektrochemiczną, pobierając nadwyżkę mocy mechanicznej z silnika spalinowego. Natomiast, podczas dużego obciążenia układu napędowego, maszyna elektryczna działająca jako silnik elektryczny wspomaga swoją pracą silnik spalinowy, czerpiąc energię elektryczną zmagazynowaną w baterii akumulatorów. Odpowiednie połączenie mechaniczne tych dwóch silników napędowych, wykorzystanie właściwości zasilających je źródeł energii oraz sterowanie całym układem napędowym, pozwala na uzyskanie korzystnych parametrów pracy, które wykorzystują zakresy maksymalnej sprawności obu maszyn w czasie całego cyklu jazdy, niezależnie od zewnętrznych obciążeń [16]. Taka stabilizacja warunków pracy silnika spalinowego pozwala na zwiększenie średniej sprawności silnika spalinowego w całym zakresie cyklu jazdy. Oznacza to, że w hybrydowym układzie napędowym silnik spalinowy pracuje w obszarze obciążenia i prędkości obrotowej, charakteryzującym się największą jego sprawnością całkowitą, eliminując praktycznie całkowicie bieg jałowy. Jest to jedna z podstawowych zalet takiego układu napędowego, mająca bezpośredni wpływ na wartość zużycia paliwa przez pojazd, a przez to również na całkowitą emisję spalin [15].

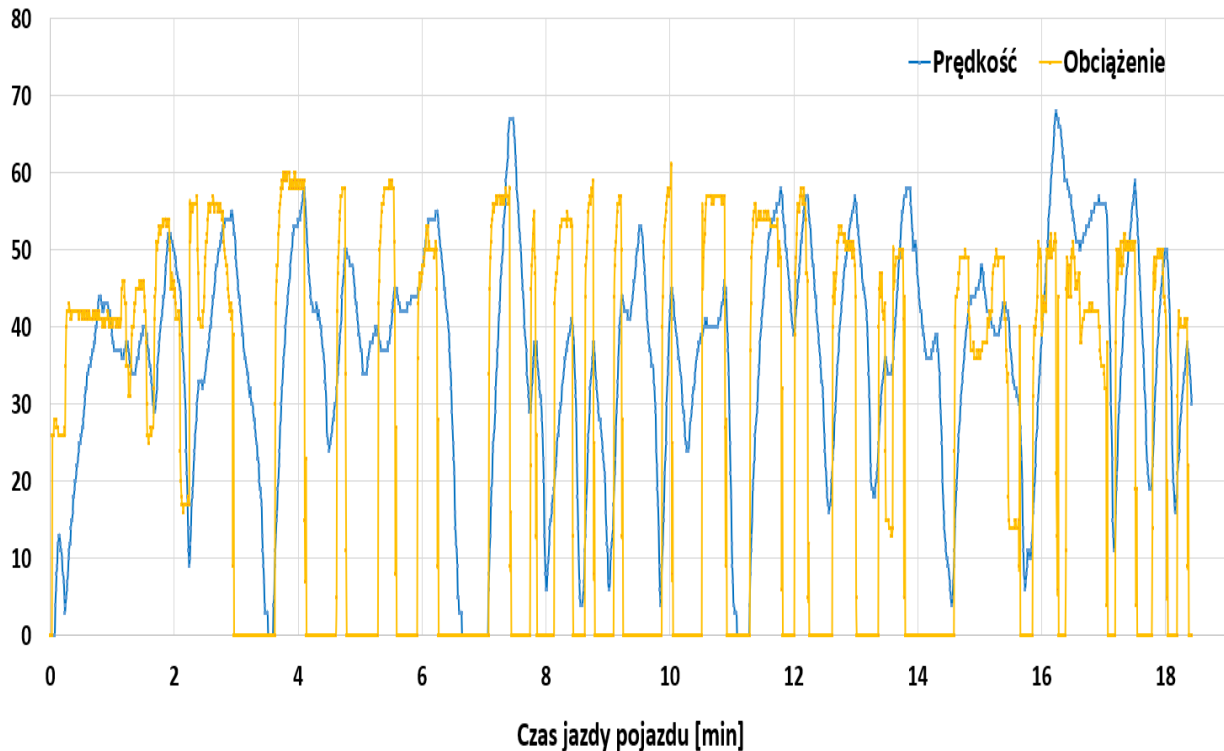
Możliwość odwracalnej pracy maszyny elektrycznej i akumulatora elektrochemicznego pozwala na wykorzystanie energii kinetycznej zmagazynowanej w pojeździe podczas jego

zwalniania, wymuszonego przez kierującego. Hamowanie konwencjonalnego pojazdu samochodowego jest efektem zamiany energii kinetycznej na ciepło tracone w hamulcach ciernych lub retarderach. Hybrydowy układ napędowy pozwala na odzyskiwanie (rekuperację) energii kinetycznej, poprzez zamianę jej na energię elektryczną w maszynie elektrycznej, a następnie gromadzenie jej w akumulatorze elektrochemicznym w postaci energii chemicznej. W warunkach dużego obciążenia układu napędowego moc mechaniczna na wale silnika elektrycznego może wspomagać pracę silnika spalinowego, aż do czasu rozładowania akumulatora elektrochemicznego do poziomu dopuszczalnej wartości. Ponadto, energia elektryczna zgromadzona w akumulatorze, wykorzystywana jest do napędu różnych urządzeń, które w konwencjonalnych rozwiązaniach pobierają energię mechaniczną z silnika spalinowego (kompresor klimatyzacji, pompa wspomaganie układu kierowniczego, pompa cieczy chłodzącej, itp.). Należy przy tym podkreślić, iż w ruchu miejskim konieczność hamowania, wynikająca z warunków drogowych, występuje stosunkowo często i stanowi istotny czas w porównaniu do całkowitego czasu ruchu pojazdu. Celowość stosowania rozwiązań umożliwiających przetwarzanie energii, jak: odzyskiwanie, magazynowanie i ponowne wykorzystanie energii w pojazdach jest więc bardzo ważna.

Warunki jazdy w ruchu miejskim powodują, że silnik spalinowy, będący elementem układu napędowego, narażony jest na pracę w warunkach szczególnie niekorzystnych pod względem termicznym. Jazda w ruchu miejskim skutkuje częstym ruszaniem, przyspieszaniem, hamowaniem i zatrzymaniem pojazdu. Udział postojów w całkowitym czasie pokonywania założonego odcinka jazdy jest znaczny. Ponadto, średnia droga odcinka jazdy pokonywanego przez pojazd uczestniczący w ruchu miejskim ma stosunkowo małą wartość, stąd też stosunkowo duży udział jazdy pojazdu z nienagrzanym silnikiem. Rezultatem takich warunków ruchu pojazdu z hybrydowym układem napędowym jest względnie małe średnie obciążenie silnika spalinowego podczas użytkowania pojazdu samochodowego, liczone dla całkowitego czasu jazdy pojazdu. Przykładowy przebieg prędkości pojazdu oraz obciążenia silnika spalinowego w hybrydowym układzie napędowym pojazdu Toyota Yaris Hybrid podczas ruchu w warunkach miejskich, przedstawia rysunek 2.1.

Prędkość [km/h]
Obciążenie [%]

Obciążenie silnika spalinowego podczas ruchu miejskiego



Rys. 2.1 Przebieg prędkości pojazdu z hybrydowym układem napędowym i obciążenia silnika spalinowego w ruchu miejskim

W prezentowanym na rysunku 2.1 teście drogowym, średnia arytmetyczna względnego obciążenia silnika spalinowego wynosiła 25,2%. Przerwany charakter obciążenia powoduje trudności w uzyskaniu oraz utrzymaniu przez układ chłodzenia zakładanej, minimalnej temperatury pracy silnika spalinowego, co zwiększa wewnętrzne straty ciepłne. Ponadto, niższa temperatura oleju smarowego ma wpływ na obniżenie sprawności mechanicznej silnika (zwiększenie lepkości środka smarowego wraz ze spadkiem temperatury). Skutkiem tego jest mniejsza sprawność całkowita, w porównaniu do sprawności w warunkach optymalnej temperatury. Dodatkowo, w warunkach pracy silnika spalinowego z niższą temperaturą niż założona przez konstruktora, zwiększa się zużycie paliwa i emisja toksycznych składników spalin [2]. Wynika to z warunków spalania paliwa przy niecałkowitym odparowaniu paliwa, jego złym wymieszaniu z powietrzem, wzbogaconej dawce paliwa, a także zanikowi płomienia w warstwie przyściennej (zjawisko to jest intensywniejsze dla zimnych ścianek komory spalania). W czasie rozruchu silnika spalinowego, wartość temperatury głównych jego części

i oleju smarnego ma wpływ na wartość energii potrzebnej do pokonania oporów ruchu silnika, a także na czas rozruchu [11].

Biorąc pod uwagę wszystkie powyższe aspekty, dąży się do opracowania takich rozwiązań, które pomagałyby w możliwie szybkim osiągnięciu oraz utrzymywaniu zakładanej temperatury roboczej przez silnik spalinowy, niezależnie od czynników zewnętrznych oraz obciążenia silnika.

2.2. Stan techniki

Jednym ze znanych rozwiązań problemu uzyskania i stabilizacji temperatury silnika spalinowego, jest wykorzystanie w układzie chłodzenia rekuperatorów i akumulatorów ciepła. Rekuperatory mają za zadanie ogrzewanie czynnika roboczego w układzie silnika spalinowego ciepłem pochodzącym z gazów wylotowych, zwłaszcza w okresie nagrzewania się silnika spalinowego. Natomiast akumulator ciepła magazynuje nadmiar ciepła w układzie chłodzenia silnika, oddając je podczas przerw w pracy silnika lub ogrzewając go przed uruchomieniem. Magazynowanie ciepła w akumulatorze odbywa się poprzez wykorzystanie ciepła utajonego lub ciepła przemiany fazowej czynnika roboczego akumulatora. W pierwszym przypadku, czynnikiem roboczym może być ciecz chłodząca silnik spalinowy lub inna ciecz o dużym współczynniku ciepła właściwego, w drugim przypadku - materiałem ulegającym przemianie fazowej są sole mineralne lub związki organiczne i ich mieszaniny. Gęstość energii możliwej do gromadzenia w tym rodzaju akumulatora jest nieporównywalnie większa w porównaniu do akumulatorów działających na zasadzie wykorzystania ogrzewania materiałów o dużej wartości współczynnika ciepła właściwego czy przemian termochemicznych.

W początkowym stadium idei, wykorzystanie ciepła odpadowego miało służyć jedynie do podgrzewania silnika spalinowego przed uruchomieniem w niskiej temperaturze, w celu ułatwienia jego rozruchu i zmniejszeniu strat energii związanej z rozruchem. W efekcie tego działania zmniejszeniu ulegało obciążenie układu rozruchowego silnika (mniejszy moment oporów podczas rozruchu, mniejszy prąd pobierany z baterii akumulatorów), jak również czas rozruchu uległ skróceniu. Dodatkowo, w wyniku poprawy warunków tworzenia mieszanki palnej, zmniejszeniu ulegała emisja toksycznych składników spalin, zwłaszcza niespalonych węglowodorów i tlenku węgla podczas uruchamiania silnika spalinowego. Przekazanie ciepła z akumulatora ciepła do zimnej głowicy ma korzystny wpływ na warunki rozruchu silnika oraz

pracę w fazie nagrzewania się silnika spalinowego. Pozytywnymi skutkami są: poprawa przebiegu procesu spalania, znaczne skrócenie czasu nagrzewania do nominalnej temperatury silnika, jak też reaktora katalitycznego oraz zmniejszenie emisji toksycznych składników spalania niecałkowitego i niezupełnego. W efekcie ulega zmniejszeniu zużycie paliwa oraz emisja składników toksycznych w gazach wylotowych.

Przykłady zastosowań akumulatorów ciepła w układach chłodzenia silników spalinowych pojazdów samochodowych oraz wyniki ich badań przedstawiono poniżej.

2.2.1. Wpływ podgrzewania wstępnego na emisję składników toksycznych

Jako jedna z pierwszych firm, która wykonała badania dotyczące wpływu podgrzewania wstępnego silnika z wykorzystaniem zmagazynowanego ciepła odpadowego na ilość emisji, była firma Schatz Thermo Engineering Company. Opublikowane w 1992 roku wyniki badań [58] przedstawiają zmniejszenie o 40 - 50% emisji niespalonych węglowodorów oraz CO w wyniku zastosowania akumulatora ciepła do wstępnego podgrzania silnika przed jego rozruchem. W tych badaniach wykorzystano akumulator ciepła z materiałem czynnym w postaci soli baru. Pomiarów dokonano na zlecenie koncernu samochodowego Volkswagen. Podobne badania, odnośnie wpływu zastosowania podgrzewania silnika spalinowego na ilość emisji toksycznych składników spalin, przeprowadził M. Brzeżański [2, 3]. Wyniki swoich prac przedstawił w m.in. w monografii pt. „Emisja toksycznych składników spalin w fazie nagrzewania się silnika o zapłonie iskrowym z zastosowaniem akumulatora ciepła”. Badania doświadczalne wykonano na stanowisku hamowni silnikowej z zainstalowanym silnikiem Fiat 187.A1000, który był stosowany jako jednostka napędowa m.in. w samochodzie Fiat Panda I gen. Pomiarów trwały do czasu osiągnięcia przez silnik temperatury otwarcia termostatu. Wskaźniki emisji obliczono dla czasu pracy silnika wynoszącego 50 [s]. W pierwszym etapie wykonano próby bez wykorzystania akumulatora ciepła, w kolejnych próbach przeprowadzono podgrzewanie wstępne przy zastosowaniu akumulatora ciepła, przy czym pobieranie gorącego czynnika z akumulatora rozpoczęło się w chwili rozruchu silnika. Porównując oba pomiary można zauważyć, że emisja CO zmniejszyła się o ok. 4%, emisja THC zmniejszyła się o ok. 6%, natomiast zawartość NO_x zwiększyła się o ok. 27%. Dla rozpatrywanych sposobów wstępnego nagrzewania silnika, zużycie paliwa w tym okresie było o ok. 10% mniejsze w porównaniu do konwencjonalnej wersji silnika bez użycia akumulatora ciepła.

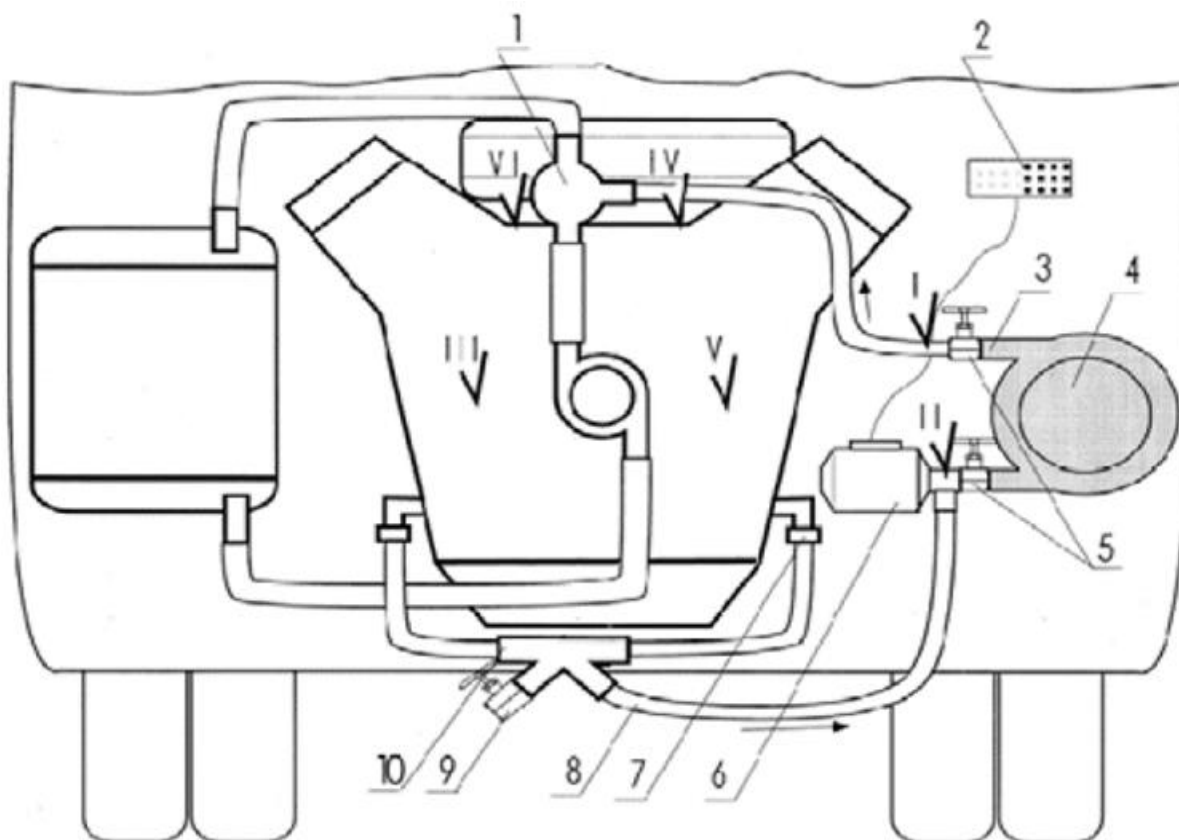
2.2.2. Rozruch w niskiej temperaturze otoczenia silnika z zapłonem samoczynnym autobusu IKARUS 405 i akumulatorem ciepła

Wraz z obniżeniem temperatury otoczenia, w której następuje rozruch silnika wysokoprężnego, rośnie zapotrzebowanie na energię elektryczną, potrzebną do zasilania rozrusznika. Jest to spowodowane wzrostem oporów mechanicznych silnika w niskiej temperaturze (głównie poprzez wzrost lepkości oleju smarowego), a także z uwagi na trudności w uzyskaniu odpowiednich warunków samozapłonu w cylindrach silnika - ulega wydłużeniu czas rozruchu. Jednocześnie, w niskiej temperaturze maleje wartość pojemności elektrycznej i prądu rozruchowego baterii akumulatorów (poprzez wzrost rezystancji wewnętrznej). Przedstawiona w pracy Ildikó Hundyadi-Kissa [8], propozycja rozwiązania tego problemu, wykorzystuje ciepło zmagazynowane w akumulatorze ciepła do wstępnego podgrzewania cieczy chłodzącej w silniku. W zależności od wersji rozwiązania, jest ono pobierane z układu chłodzenia lub również od gazów wylotowych. W obu rozwiązaniach czynnikiem transportującym ciepło jest ciecz chłodząca silnik. Rozwiązanie z dodatkowym podgrzewaniem cieczy chłodzącej ciepłem pobieranym od gazów wylotowych pozwala na skrócenie czasu gromadzenia ciepła w akumulatorze ciepła, a także zwiększa temperaturę cieczy wpływającej do akumulatora. Do badań symulacyjnych oraz testowych wybrano autobus IKARUS 405 z silnikiem Rába D.12 o mocy nominalnej 170×10^3 [W]. Dobrano akumulator ciepła o masie 56 [kg] i pojemności cieplnej 60×10^6 [J]. Wykonano pomiary mocy pobieranej przez rozrusznik w zależności od temperatury silnika - wykazały one znaczne różnice: od 11×10^3 [W] dla temperatury -15°C , do $3,5 \times 10^3$ [W] dla silnika o temperaturze 75°C . Badania przebiegu temperatury cieczy chłodzącej podczas nagrzewania silnika za pomocą ciepła zgromadzonego w akumulatorze wykazały, że w zależności od temperatury otoczenia, czas transferu ciepła do ustabilizowania się żądanej temperatury silnika na stałym poziomie wynosi od 900 do 1800 [s] – jego wydłużenie nie powoduje przyrostu temperatury, ze względu na rosnące straty ciepła oddawanego przez silnik do otoczenia.

2.2.3. Rozruch w niskiej temperaturze otoczenia silnika z zapłonem iskrowym autobusu LAZ-695N i akumulatorem ciepła

W pracach [69-71] autorstwa zespołu: L.L. Vasiliev, V.S. Burak, A.G. Kulakov, D.A. Mishkinis, P.V. Bohan z Luikov Heat and Mass Transfer Institute Porous Media Laboratory dokonano porównania wyników symulacyjnych i doświadczalnych nagrzewania wstępnego

silnika ZI z zastosowaniem akumulatora ciepła. Autorzy skupili się na opracowaniu modelu matematycznego, opisującego transfer ciepła z akumulatora do silnika spalinowego oraz na doborze pojemności cieplnej akumulatora. Uwzględniono w modelu rzeczywiste parametry układu chłodzenia, jak objętość oraz ciepło właściwe zastosowanej cieczy chłodzącej. Jako zadowalający parametr nagrzewania wstępnego przyjęto osiągnięcie przez głowicę silnika spalinowego temperatury o 30°C wyższej niż temperatura otoczenia. Dla wybranego silnika autobusu miejskiego LAZ-695N dobrano akumulator ciepła o pojemności 14×10^6 [J], masie 65 [kg] oraz temperaturze przemiany materiału czynnego 64°C. Czas niezbędny do podgrzania wstępnego silnika, wyznaczony na podstawie symulacji numerycznych, wynosi 600 [s]. Uzyskane wyniki doświadczalne wykazują dużą zgodność z wynikami badań symulacyjnych. Dzięki podgrzewaniu wstępnemu cieczy chłodzącej, wyraźnemu skróceniu uległ czas rozruchu silnika w niskiej temperaturze otoczenia. Ponadto, wykonano pomiary wpływu szybkości przepływu czynnika chłodzącego na czas nagrzewania silnika z akumulatorem ciepła. Wykazały one, że wzrost szybkości przepływu ponad 10^{-3} [m³/s] nie daje wyraźnego skrócenia czasu transferu ciepła dla badanego silnika. Na rysunku 2.2 przedstawiono schemat układu chłodzenia silnika spalinowego wraz z akumulatorem ciepła i osprzętem do regulowania obiegu cieczy chłodzącej w autobusie LAZ-695N.



Rys. 2.2. Schemat układu chłodzenia z akumulatorem ciepła w autobusie LAZ-695N:

1 - termostat, 2 - sterownik elektrycznej pompy cieczy chłodzącej, 3 - króciec wylotowy akumulatora ciepła, 4 - akumulator ciepła, 5 - zawór, 6 - pompa elektryczna, 7 - przyłącze, 8 - króciec wlotowy akumulatora ciepła, 9 - zawór spustowy, 10 - rozdzielacz.

2.2.4. Skrócenie fazy nagrzewania silnika spalinowego w wyniku zastosowania akumulatora ciepła

W pracy [30] autorstwa Kauranena, Elonena, Heikkinena, Jorma oraz Juhani zamieszczono wyniki pomiarów dotyczących czasu nagrzewania silnika spalinowego z akumulatorem ciepła. Pojazd, który został wybrany jako obiekt badań, to VW Caddy z silnikiem ZS o objętości skokowej $1,9 \times 10^{-3}$ [m³]. W pracy zamieszczono opis zmodyfikowanego układu chłodzenia: dodano akumulator ciepła oraz układ podgrzewający ciecz chłodzącą przez gazy wylotowe. Wymiennik ciepła typu gazy wylotowe - ciecz chłodząca, miał zapewnić ilość ciepła niezbędną do naładowania akumulatora ciepła.



Rys. 2.3. Wymiennik ciepła gazy wylotowe - ciecz chłodząca oraz widoczny czujnik temperatury spalin na wylocie z wymiennika [10]

Temperatura otoczenia, dla której były wykonywane pomiary miała wartość -10°C . Badania przeprowadzano na hamowni podwoziowej, zapewniającej powtarzalność pomiarów. Obciążenie pojazdu było zadawane wg. specyfikacji testu NEDC. Czas nagrzewania silnika do temperatury o 20°C powyżej temperatury otoczenia wynosił ok. 200 [s] dla próby bez wykorzystania akumulatora ciepła i ok. 20 [s] przy wstępnym podgrzewaniu silnika ciepłem z akumulatora. Oznacza to, aż dziesięciokrotne skrócenie czasu fazy nagrzewania silnika. Pojemność zastosowanego akumulatora ciepła wynosiła $2,5 \times 10^6$ [J]. W pracy tej przedstawiono również wpływ skrócenia czasu nagrzewania silnika na wartość emisji toksycznych składników spalin: łączna emisja CO i niespalonych węglowodorów (HC) została zmniejszona o 84%, natomiast emisja NO_x spadła o 53% w odniesieniu do emisji tych składników w czasie nagrzewania silnika bez wstępnego podgrzewania ciepłem z akumulatora.

2.3. Pomiary drogowe ukazujące problematykę zagadnienia

W celu potwierdzenia celowości wprowadzania zmian w konstrukcji układu chłodzenia w hybrydowym układzie napędowym, na wstępie przeprowadzono testy drogowe dostępnych modeli pojazdów samochodowych. Przeprowadzone pomiary miały na celu określenie złożoności problematyki nagrzewania i utrzymywania temperatury roboczej silnika spalinowego, zwłaszcza podczas ruchu miejskiego. Podczas badań dokonywano pomiarów wybranych parametrów układu napędowego: temperatury cieczy chłodzącej, obciążenia silnika spalinowego, prędkości jazdy i stanu naładowania trakcyjnej baterii elektrochemicznej. Zapisów dokonywano za pomocą urządzenia diagnostycznego Diagnoskop CDIF/3, poprzez złącze EOBD. Częstotliwość próbkowania sygnałów wynosiła 0,5 oraz 1 [Hz], w zależności od aktualizacji przez producenta software diagnoskopu. Jako obiekty testów drogowych wybrano dwa produkowane seryjnie pojazdy z hybrydowym układem napędowym: Toyotę Yaris Hybrid oraz Toyotę Prius I generacji. Wykonane pomiary rejestrowano od chwili uzyskania przez pojazd gotowości do jazdy podczas ruchu miejskiego w aglomeracjach miasta Krakowa oraz Krosna. Samochód Toyota Prius I gen. poddano badaniom nagrzewania silnika spalinowego w temperaturze otoczenia 15 [°C]. Natomiast pojazd Toyota Yaris Hybrid testowany był w szerszym zakresie temperatur zewnętrznych: w zależności od ich wartości wyniki prób pogrupowano według zależności:

- a) temperatura otoczenia od -10 do -5 [°C] grupa I,
- b) temperatura otoczenia od 0 do 7 [°C] grupa II,
- c) temperatura otoczenia od 10 do 15 [°C] grupa III.

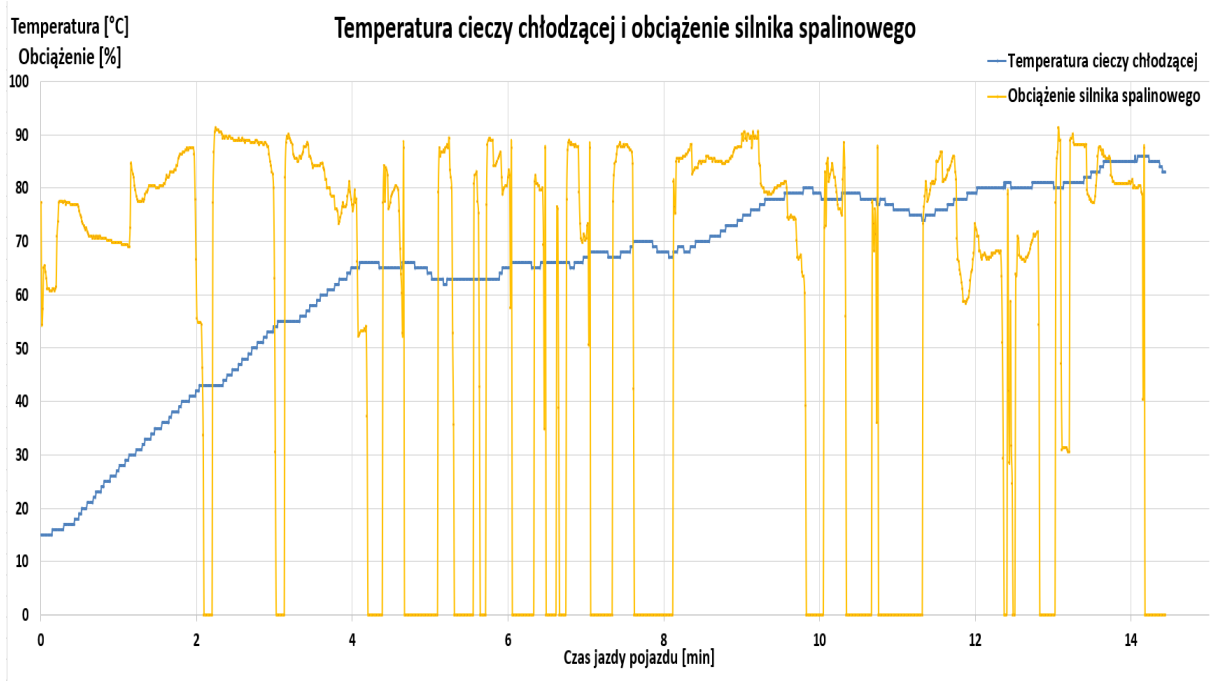
W chwili rozpoczęcia pomiarów dla testów „zimny rozruch” temperatura cieczy chłodzącej była równa temperaturze otoczenia. Próby drogowe trwały do uzyskania i ustabilizowania się temperatury cieczy chłodzącej na poziomie temperatury roboczej (ok. 85°C). W zależności od temperatury zewnętrznej, czas trwania testu zmieniał się od 720 do 1110 [s]. Aby zmniejszyć wpływ czynników drogowych na pomiary, testy przeprowadzono 3-krotnie i wybrano wartość średnią. W celu wyeliminowania wpływu odbierania ciepła z układu chłodzenia do ogrzewania wnętrza, podczas prób drogowych układ ogrzewania pozostawał wyłączony. Otrzymane wyniki przebiegu temperatury cieczy chłodzącej pozwalają zaobserwować znaczny udział fazy nagrzewania silnika spalinowego w całkowitym czasie

jazdy pojazdu testowego odcinka. Udział fazy nagrzewania zwiększa się wraz z zmniejszeniem temperatury otoczenia, średniej prędkości jazdy (mniejsze obciążenie silnika spalinowego) oraz zwiększeniem intensywności ochładzania komory silnika omywanym powietrzem zewnętrznym. Wraz z wydłużeniem czasu nagrzewania silnika spalinowego, rośnie również udział całkowitego czasu pracy silnika spalinowego podczas jazdy pojazdu (od 82,9% do 94,2%). Wyniki testów drogowych zebrano w tabeli 1.

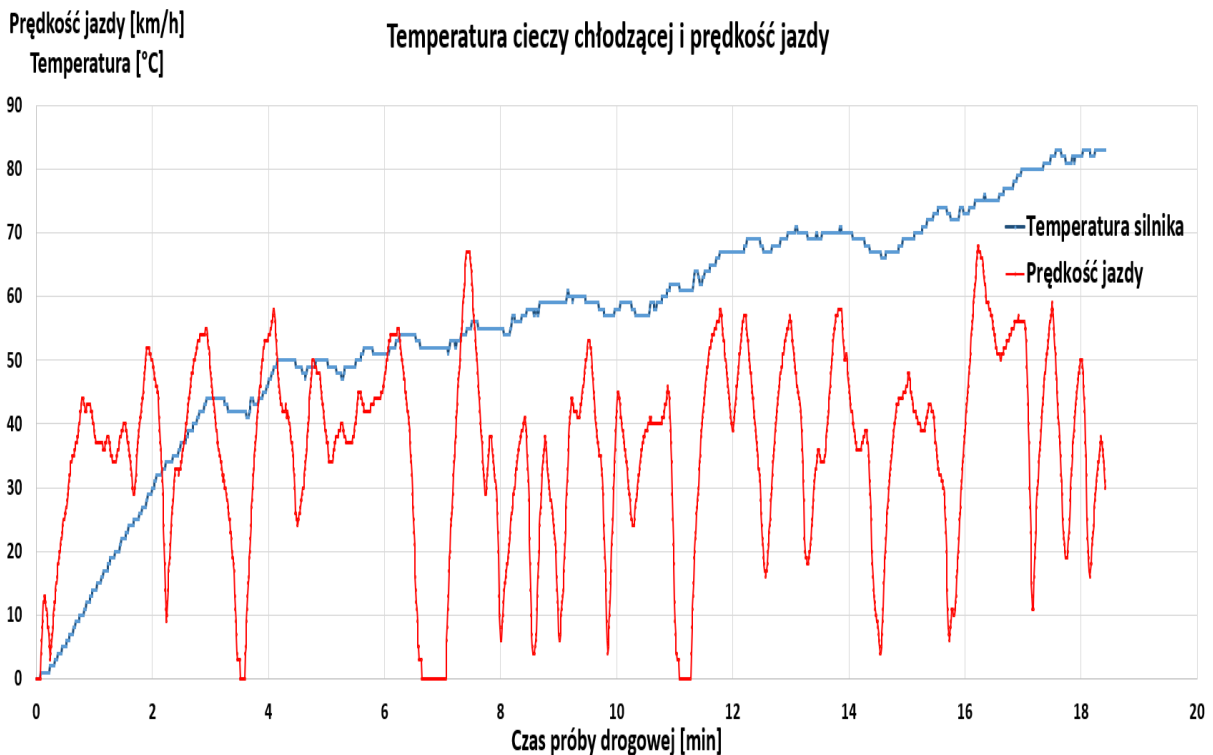
Tab. 1. Średnie wyniki wstępnych badań drogowych „zimny rozruch” doświadczalnych pojazdów

Rodzaj pojazdu badanego	Czas pracy silnika spalinowego	Czas jazdy pojazdu	Udział czasu pracy silnika	Udział czasu nagrzewania
Prius – zimny rozruch	14,7 min	16,8 min	87,5 %	67,8 %
Yaris – zimny rozruch I	17,4 min	18,5 min	94,2%	84,7 %
Yaris – zimny rozruch II	14,7 min	16,7 min	88,4 %	79,2 %
Yaris – zimny rozruch III	12,7 min	15,4 min	82,9%	66,4%

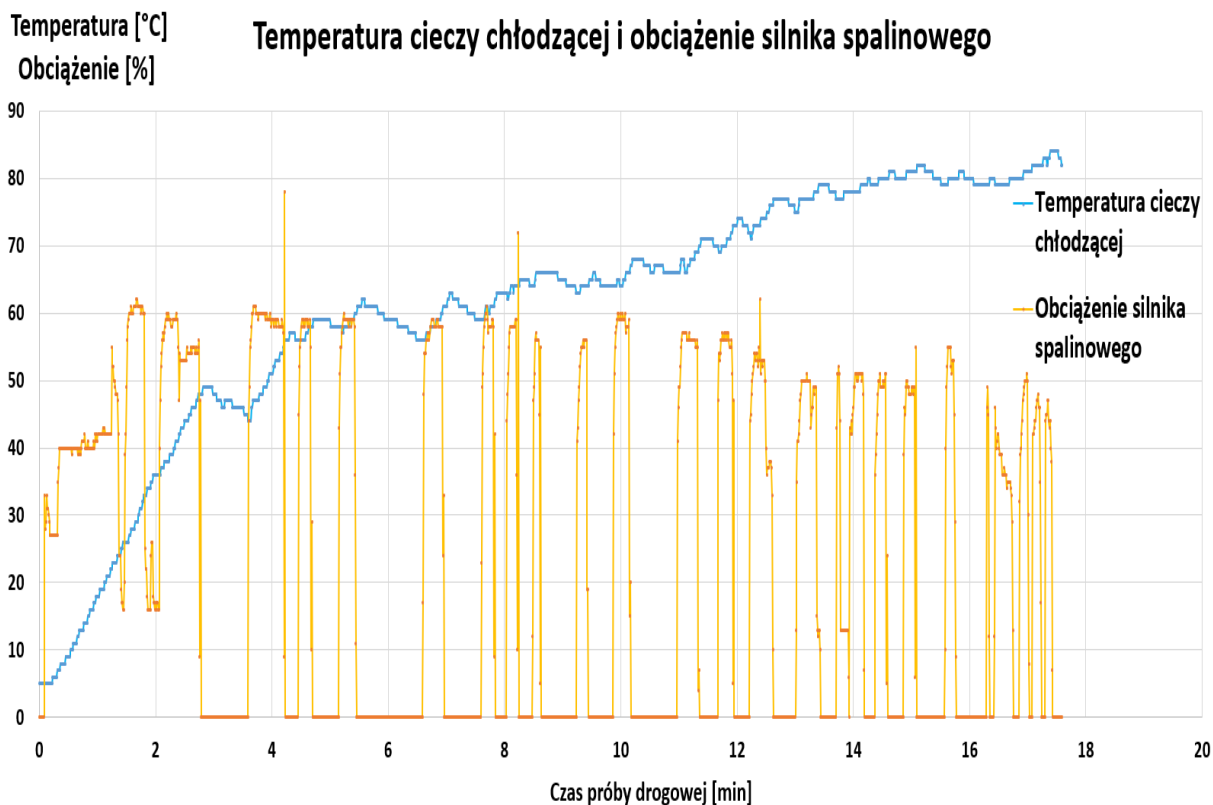
Dla obu wybranych do badań testowych pojazdów, w przypadku porównywalnych temperatur otoczenia - grupa III, procentowy stosunek czasu nagrzewania silnika spalinowego do całkowitego czasu potrzebnego do przejechania zadanego odcinka jazdy był zbliżony i wynosił ok. 67%. Udział procentowy czasu pracy silnika spalinowego w całym czasie pokonywania wyznaczonego odcinka drogi dla startu zimnego wynosił 87% w przypadku Toyoty Prius oraz 83% dla Toyoty Yaris Hybrid.



Rys. 2.3. Pomiar temperatury cieczy chłodzącej silnika spalinowego i prędkości jazdy samochodu Toyota Prius podczas próby drogowej - zimny rozruch



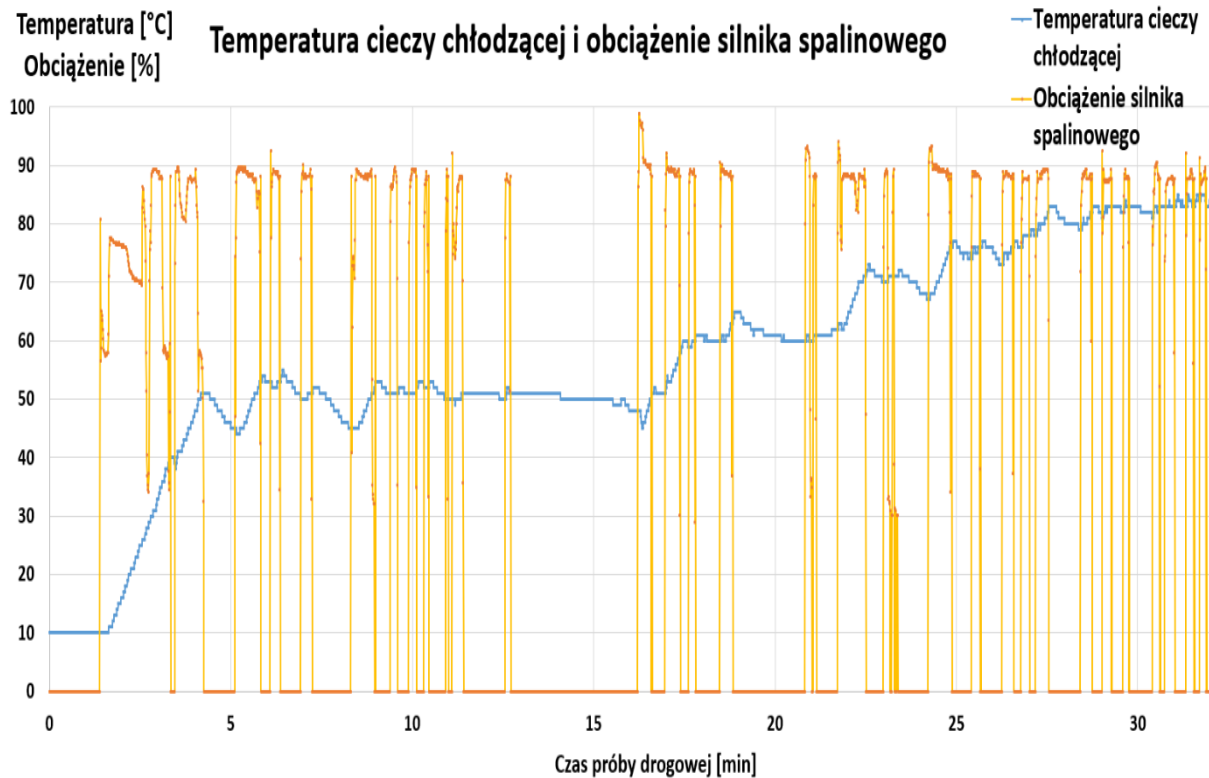
Rys. 2.4. Przebiegi temperatury cieczy chłodzącej silnika spalinowego i prędkości jazdy samochodu Toyora Yaris Hybrid podczas próby drogowej - zimny rozruch II



Rys. 2.5. Przebiegi temperatury cieczy chłodzącej i obciążenie silnika spalinowego Toyota Yaris Hybrid podczas próby drogowej - zimny rozruch II

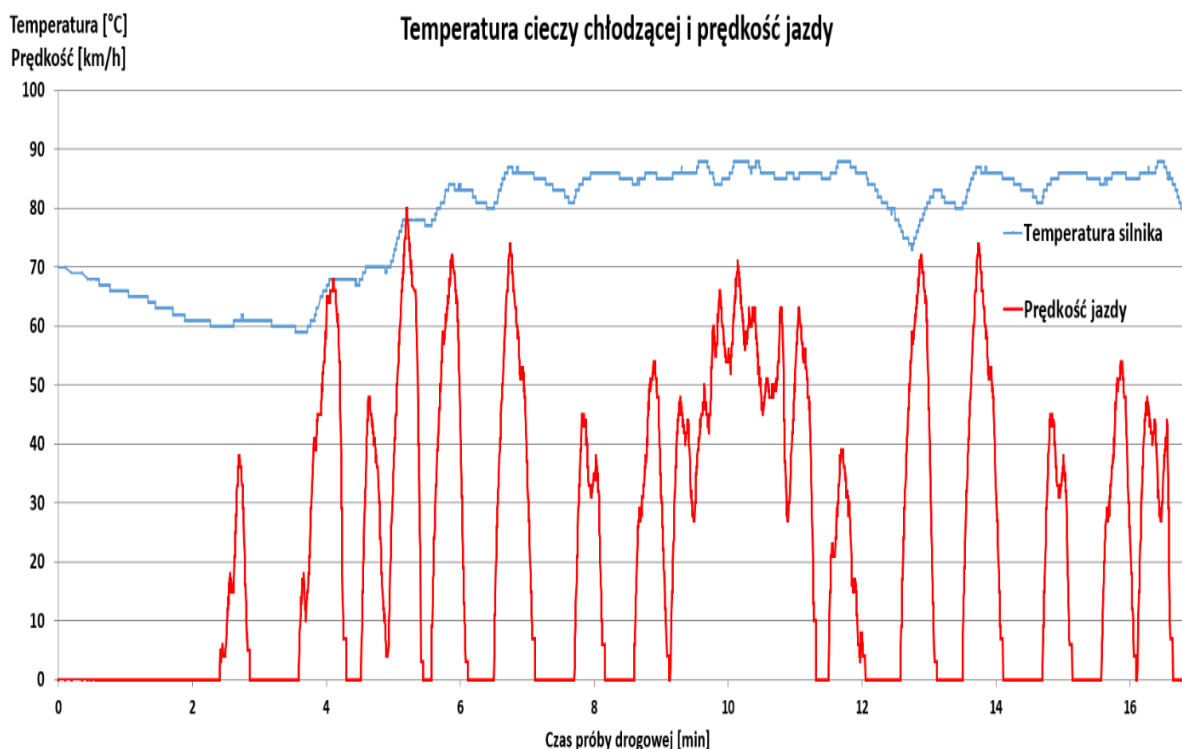
Niezależnie od wybranego do badań pojazdu, ani wartości temperatury otoczenia, zauważalne jest zjawisko pracy silnika spalinowego po rozpoczęciu jazdy z praktycznie stałym obciążeniem. Wartość ta dla samochodu Toyota Prius wynosi 68%, natomiast dla Toyoty Yaris 38% względnego obciążenia silnika spalinowego. Jest to spowodowane ograniczeniem napełnienia (niepełne otwarcie przepustnicy) podczas pracy nienagrzanego silnika, w celu zmniejszenia emisji składników toksycznych. Po przekroczeniu przez ciecz chłodzącą w silniku temperatury 30°C, obciążenie silnika spalinowego rośnie do wartości maksymalnej 90% dla samochodu Toyota Prius oraz 64% dla Toyoty Yaris. Doświadczalne próby drogowe wykonane dla samochodu Toyoty Yaris przy różnych temperaturach otoczenia wykazują znaczny wzrost czasu nagrzewania silnika spalinowego wraz z jej spadkiem. Dla grupy I (zakres temperatury otoczenia od -10°C do -5°C) udział czasowy fazy nagrzewania w całkowitym czasie trwania testu drogowego wynosi ponad 84%, natomiast dla grupy II około 79%, w porównaniu do 66,4% udziału fazy nagrzewania dla grupy III. Podobny wzrost towarzyszy wartości udziału czasu pracy silnika spalinowego w całkowitym czasie trwania badania: dla grupy I wynosi on

blisko 94% a dla grupy II ponad 88%. Natomiast dla grupy III, całkowity udział czasu pracy silnika spalinowego podczas pomiarów drogowych to 79%.



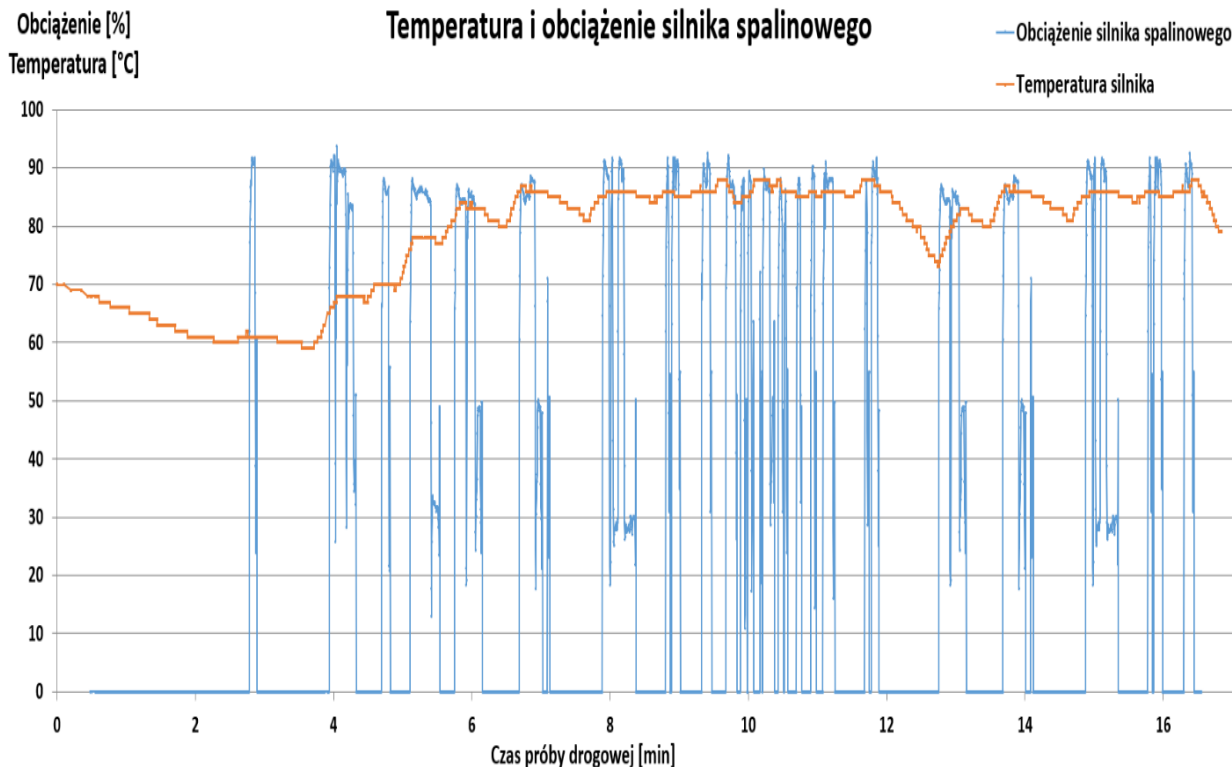
Rys. 2.6. Pomiar temperatury cieczy chłodzącej i obciążenie silnika spalinowego Toyota Yaris Hybrid podczas próby drogowej - zimny rozruch III

Podczas badań samochodów Toyota Prius z nagrzanym wcześniej do temperatury pracy silnikiem spalinowym przebieg temperatury cieczy chłodzącej w głowicy silnika przedstawiają wyniki pomiarów przedstawione na rysunkach 2.7 i 2.8. Testy drogowe potwierdziły, że procentowy udział czasu pracy silnika w całkowitym czasie jazdy pojazdu jest znacznie mniejszy niż w przypadku “zimnego rozruchu” i wynosi ok. 42%. Próby te wykonywano, podobnie jak nagrzewanie silnika spalinowego, przy temperaturze otoczenia 15°C i wyłączonym układzie ogrzewania wnętrza. Wykresy przedstawiające przebiegi czasowe temperatury cieczy chłodzącej i obciążenia silnika spalinowego obrazują zjawisko ochładzania silnika podczas przerw w jego pracy. Każdorazowe wyłączenie silnika spalinowego podczas jazdy, skutkuje zauważalnym spadkiem temperatury cieczy chłodzącej w głowicy (“fallowanie” przebiegu temperatury cieczy chłodzącej na rysunkach 2.7 i 2.8 od 6. [min] testu). Jest to wynikiem rozpraszania ciepła z silnika spalinowego do otoczenia, a wartość strumienia ciepła zależy od temperatury zewnętrznej, prędkości jazdy oraz temperatury cieczy chłodzącej silnika.



Rys. 2.7. Pomiary temperatury cieczy chłodzącej silnika spalinowego i prędkości jazdy samochodu Toyota Prius podczas próby drogowej - ciepły rozruch

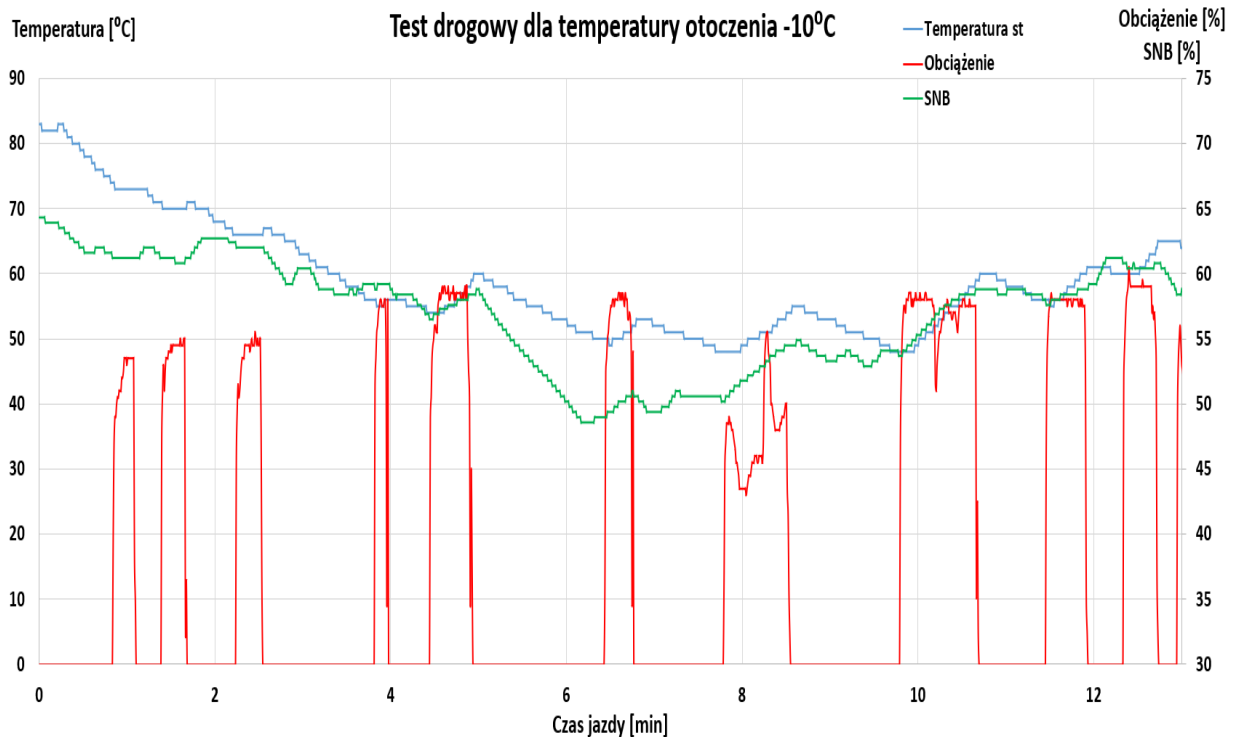
Każdorazowe zatrzymanie pojazdu (widoczne na rysunku 2.7), związane z wyłączeniem silnika spalinowego, skutkuje obniżeniem temperatury cieczy chłodzącej w głowicy. Natomiast jazda z prędkością większą niż 14 [m/s], tj. ~ 50 [km/h], powoduje ustabilizowanie się temperatury cieczy chłodzącej na poziomie normalnym roboczym (84°C). Wpływ krótkotrwałych przerw w pracy silnika spalinowego na obniżenie temperatury cieczy chłodzącej dobrze jest również zobrazowane na rysunku 2.8, przedstawiającym pomiar temperatury cieczy chłodzącej oraz obciążenia silnika spalinowego podczas pomiarów drogowych.



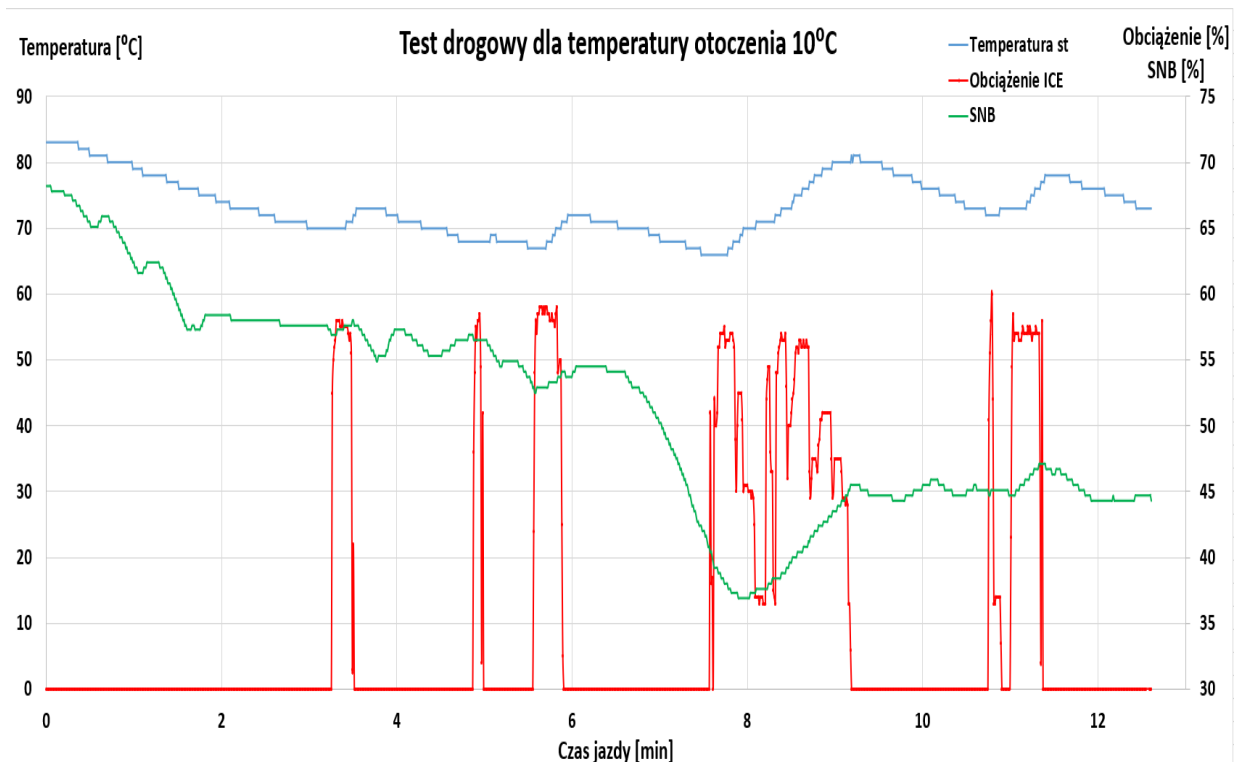
Rys. 2.8. Pomiar temperatury cieczy chłodzącej i obciążenia silnika spalinowego podczas jazdy próbnej samochodem Toyota Prius

Podobne rezultaty osiągnięto podczas prób drogowych samochodu Toyota Yaris Hybrid. Pojazd ten, jako wybrany do dalszych badań, poddano wstępnym testom drogowym przy dwóch temperaturach otoczenia: -10°C oraz 10°C . Dodatkowo, podczas testów rejestrowano również Stopień Naładowania Baterii (SNB) trakcyjnej. Na rysunkach 2.9 i 2.10 można zauważyć moment uruchamiania silnika spalinowego, pomimo braku rozładowania baterii akumulatorów do poziomu poniżej krytycznej wartości ($\text{SNB} < 40\%$). Przy temperaturach zewnętrznych sprzyjających rozpraszaniu ciepła, temperatura cieczy chłodzącej spada poniżej wartości dopuszczalnej, co powoduje uruchomienie silnika spalinowego przez moduł sterujący hybrydowym układem napędowym. Wyłączenie silnika spalinowego następuje po przekroczeniu wymaganego przez sterownik układu napędowego progu temperatury cieczy chłodzącej, niezależnie od obciążenia silnika czy też prędkości jazdy. Efektem tego jest niewykorzystanie pełnej pojemności elektrycznej baterii akumulatorów elektrochemicznych i zwiększenie udziału pracy silnika spalinowego w całkowitym czasie jazdy pojazdu.

Taki sposób zapobiegania znacznemu ochłodzeniu silnika spalinowego skutkuje zmniejszeniem dystansu pokonywanego tylko z wykorzystaniem energii elektrycznej, a w konsekwencji prowadzi do zwiększenia zużycia paliwa przez pojazd. Istnienie w fabrycznym module sterującym algorytmu uruchamiania silnika spalinowego w celu zapobiegania dalszemu obniżeniu temperatury potwierdza niekorzystne warunki cieplne pracy dla silnika spalinowego w hybrydowym układzie napędowym. Porównując rysunki 2.9 i 2.10, ukazujące ochładzanie silnika spalinowego dla dwóch skrajnych temperatur otoczenia podczas badań, możemy zaobserwować znaczną różnicę w wartości średniego SNB. Dla niższej temperatury otoczenia, w wyniku uruchamiania silnika spalinowego w celu jego dogrzania, średni stopień naładowania baterii trakcyjnej wynosi 59,6%. Natomiast dla najwyższej temperatury otoczenia, średni stopień naładowania baterii wynosił 51,5%. Zmniejszenie wartości SNB jest skutkiem efektywniejszego wykorzystania napędu elektrycznego w całkowitym czasie jazdy pojazdu.



Rys. 2.9. Proces ochładzania się silnika spalinowego podczas przerw w jego pracy dla temperatury otoczenia -10 °C



Rys. 2.10. Proces ochładzania się silnika spalinowego podczas przerw w jego pracy dla temperatury otoczenia 10 °C

Przeprowadzone wstępne testy drogowe potwierdzają, że problematyka równowagi cieplnej silnika spalinowego w hybrydowym układzie napędowym, podczas ruchu w obszarze miejskim, jest niebagatelna. Badania potwierdzają, że proces nagrzewania się cieczy chłodzącej silnika spalinowego do temperatury roboczej jest procesem stosunkowo długim, szczególnie w ruchu miejskim i przy niskich temperaturach otoczenia. Również ochładzanie silnika spalinowego podczas przerw w jego pracy jest zjawiskiem istotnym i mającym wpływ na zużycie paliwa oraz emisję składników toksycznych przez pojazd. Celowe więc jest zastosowanie rozwiązania, umożliwiającego szybsze nagrzewanie a także utrzymywanie temperatury cieczy chłodzącej podczas przerw w pracy silnika spalinowego.

3. Opis modyfikacji układu chłodzenia silnika spalinowego

Z przedstawionego stanu wiedzy wynika, że dotychczas znane zastosowania akumulatora ciepła w układzie chłodzenia silnika spalinowego nie rozwiązują problemów związanych z odpowiednim doбором jego parametrów oraz konfiguracją i algorytmem sterowania obiegiem cieczy chłodzącej. Dodatkowo, względy eksploatacyjne wymuszają powiązania niektórych rozwiązań i parametrów układu chłodzenia z określonymi parametrami pojazdu, w którym akumulator ciepła może być zastosowany. Przykładem takiego parametru jest czas niezbędny do transferu ciepła z akumulatora do silnika spalinowego przed jego rozruchem. Trudno bowiem wyobrazić sobie sytuację, aby kierujący pojazdem został niejako „zmuszony” do wielominutowego oczekiwania na osiągnięcie gotowości do jazdy przez układ napędowy. Koncepcja zastosowania akumulatora ciepła w układzie chłodzenia silnika spalinowego, będącego częścią hybrydowego układu napędowego, wykorzystuje właściwości tego układu napędowego. Zmagazynowana energia elektryczna w baterii akumulatorów pozwala na przejazd pewnego odcinka drogi wyłącznie za pomocą napędu elektromechanicznego. Czas tej jazdy ‘czysto elektrycznej’, można wykorzystać do wstępnego nagrzania silnika spalinowego energią cieplną przekazaną z akumulatora ciepła. Wartość strumienia ciepła transportowanego z akumulatora ciepła do silnika spalinowego powinna być tak dobrana, aby w czasie jazdy ‘czysto elektrycznej’ zapewnić pełne rozładowanie akumulatora ciepła, tzn. przetransportować zgromadzone w nim ciepło do silnika spalinowego.

Kolejnym zagadnieniem jest określenie ilości ciepła, jakie należy zgromadzić w akumulatorze do wymaganego podgrzania silnika przed jego rozruchem, jak również zapewnić odpowiednią ilość ciepła, jaką należy dostarczyć do akumulatora w celu jego pełnego naładowania podczas jazdy pojazdu. Pojemność cieplna akumulatora zależy głównie od masy części składowych silnika oraz współczynnika ciepła właściwego materiałów użytych do ich wykonania. Akumulator o niskiej pojemności cieplnej nie będzie w stanie przekazać odpowiedniej ilości energii cieplnej do wstępnego podgrzania silnika spalinowego. Z kolei, przewymiarowanie akumulatora ciepła skutkować będzie problemami związanymi z osiągnięciem stanu pełnego naładowania ciepłem, odbieranym od układu chłodzenia silnika spalinowego oraz niepotrzebnie zwiększy masę pojazdu.

Podczas jazdy w warunkach miejskich, na krótkich dystansach i przy niskiej temperaturze otoczenia, może się okazać, że ilość ciepła rozpraszane do otoczenia oraz

wykorzystywana do ogrzewania wnętrza pojazdu, jest znaczna w stosunku do ciepła oddawanego przez silnik spalinowy do układu chłodzenia. Może to doprowadzić do sytuacji, w której pełne naładowanie poprawnie dobraneo akumulatora ciepłem pobranym z układu chłodzenia, nie będzie możliwe. Stąd też celowe jest opracowanie takiej konfiguracji układu chłodzenia/akumulacji ciepła, aby również w takich warunkach jazdy było możliwe dostarczanie dodatkowego ciepła do akumulatora, odzyskiwanego z gazów wylotowych. Aby to osiągnąć, zachodzi konieczność zastosowania wymiennika ciepła gazy wylotowe - akumulator ciepła oraz odpowiedniej konfiguracji konwencjonalnego układu chłodzenia/akumulacji ciepła, jak i algorytmu sterowania obiegiem cieczy chłodzącej w układzie.

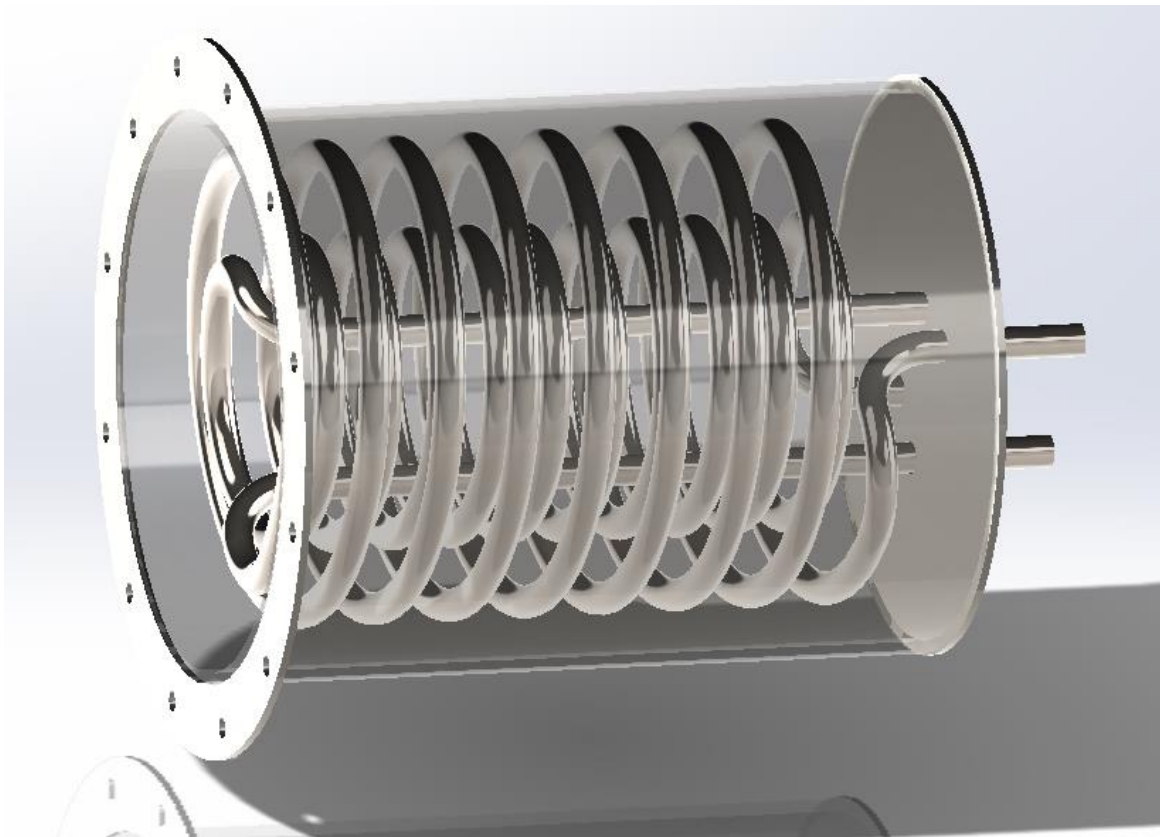
Zastosowanie w układzie dodatkowego wymiennika ciepła (gazy wylotowe - ciecz chłodząca) umożliwi poprawienie bilansu ciepła w zmodernizowanym układzie chłodzenia, podczas jazdy w warunkach miejskich, przy niskich temperaturach otoczenia. Wymusza to jednak odpowiednie rozszerzenie algorytmu sterowania przepływem ciepła tak, aby nie doszło do nadmiernego wzrostu temperatury cieczy chłodzącej. Do takiej sytuacji mogłoby dojść np. podczas długotrwałej jazdy z dużym obciążeniem silnika spalinowego, zwłaszcza przy wysokich temperaturach otoczenia.

Opracowane przez autora pracy rozwiązanie problematyki polega na modyfikacji seryjnego układu chłodzenia, na podstawie znanych z literatury odmian układu chłodzenia/akumulacji oraz opracowaniu algorytmu sterowania tym obiegiem ciepła. Dodanie dodatkowych elementów, takich jak: wymiennik ciepła, dodatkowa pompa cieczy chłodzącej, zawór odcinający ciecz chłodzącą, akumulator ciepła, umożliwi bardziej skuteczne odzyskiwanie ciepła odpadowego, ulatującego wraz z gazami wylotowymi do atmosfery, magazynowanie go w akumulatorze oraz wykorzystywanie do ogrzewania silnika spalinowego w hybrydowym układzie napędowym. Wybór typu akumulatora ciepła, rodzaju materiału czynnego, określenie wymaganej do zmagazynowania ilości ciepła oraz wartości oddawanego przez akumulator strumienia ciepła są wielkościami, służącymi do wyznaczenia wymiarów geometrycznych baterii cieplnej.

Układ kontrolno-sterujący zmodyfikowanego układu chłodzenia ma za zadanie nadzorować przepływem ciepła w układzie wymiennik ciepła - akumulator ciepła - silnik spalinowy tak, aby zapewnić możliwie szybkie uzyskanie (poprzez wstępne ogrzanie) i utrzymanie temperatury roboczej silnika spalinowego, niezależnie od czynników zewnętrznych. Ponadto, w warunkach odpowiedniego nagrzania cieczy chłodzącej

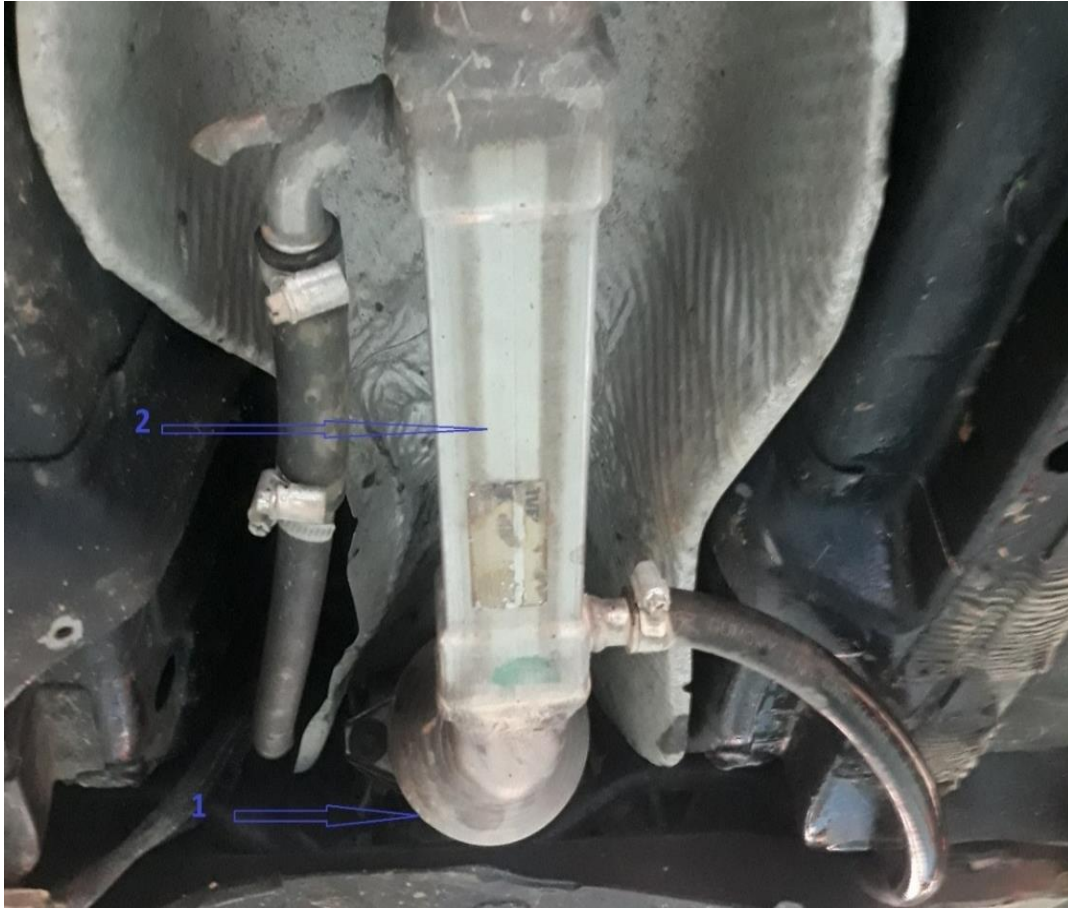
w wymienniku ciepła, układ kontrolno-sterujący powinien zapewnić możliwość ładowania akumulatora ciepła.

Jako element magazynujący ciepło wybrano akumulator z substancją czynną z przemianą fazową. Akumulator ciepła z przemianą fazową zbudowany jest w postaci walca, z umieszczonymi wewnątrz dwoma spiralnymi wężownicami. Wewnątrz spiral przepływa ciecz robocza układu chłodzenia silnika spalinowego. Przestrzeń wewnętrzna walca wypełniona jest materiałem czynnym. Na rysunku 3.1 zaprezentowano model 3D takiego akumulatora.



Rys. 3.1. Model 3D akumulatora ciepła z przemianą fazową

Na rysunku 3.2 przedstawiono zamontowany w układzie wydechowym wymiennik ciepła.

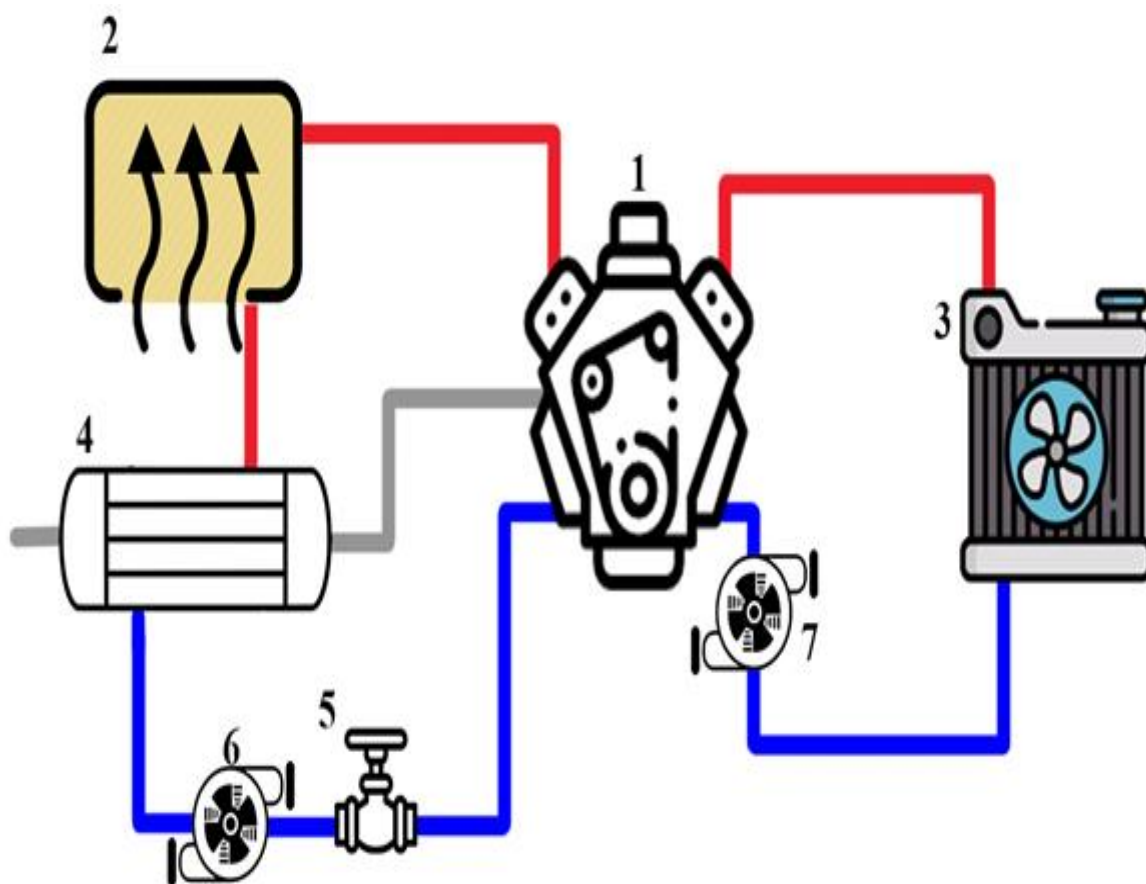


Rys. 3.2. Zmodyfikowany układ wydechowy z wymiennikiem ciepła:

1 - katalizator trójfunkcyjny, 2 - wymiennik ciepła gazy wylotowe - ciecz chłodząca

Wymiennik ciepła (gazy wylotowe - ciecz chłodząca) umieszczono za katalizatorem spalin, w miejscu, gdzie gazy wylotowe mają wysoką i stabilną temperaturę (małe różnice zależnie od obciążenia silnika). Układ kontrolno-sterujący ma możliwość regulacji natężenia przepływu cieczy chłodzącej, dzięki dodatkowej elektrycznej pompie przepływowej, której wydatek regulowany jest za pomocą zasilania, wykorzystującego sterowanie PWM. Dopływ cieczy chłodzącej do wymiennika odbywa się z chłodnicy układu EGR, natomiast odpływ cieczy z akumulatora ciepła następuje do bloku silnika spalinowego. Takie rozwiązanie pozwala na możliwie niewielką ingerencję w fabryczny układ chłodzenia.

Ciepło magazynowane w akumulatorze jest w znacznej części pobierane z gazów wylotowych, natomiast wstępne ogrzanie cieczy chłodzącej następuje w silniku spalinowym. Schemat zmodyfikowanego układu chłodzenia/akumulacji przedstawiono na rysunku 3.3.



Rys. 3.3. Schemat blokowy zmodyfikowanego układu chłodzenia/akumulacji dla silnika spalinowego - stanowisko badawcze:

1 - silnik spalinowy, 2 - akumulator ciepła, 3 - chłodnica cieczy, 4 - pompa cieczy, 5 - zawór sterujący wielodrożny, 6 - nagrzewnica, 7 - wymiennik ciepła gazy spalinowe / ciecz chłodząca.

Konfiguracja układu kontrolno-sterującego w zmodernizowanym systemie chłodzenia/akumulacji zapewnia realizację trzech trybów pracy obiegu cieczy chłodzącej, w zależności od zadanych komend oraz sygnałów pobranych z czujników. Tryby te zapewniają następujące funkcje:

- ❖ magazynowanie energii cieplnej w akumulatorze podczas pracy silnika spalinowego (współpraca z wymiennikiem ciepła);
- ❖ nagrzewanie silnika spalinowego przed uruchomieniem energią cieplną pobieraną z akumulatora (tryb elektryczny) lub podczas jego pracy (tryb hybrydowy);
- ❖ utrzymywanie stałej temperatury cieczy chłodzącej w głowicy silnika spalinowego (buforowanie ciepła).

Algorytm sterowania transportem ciepła w tak zmodyfikowanym układzie chłodzenia został zrealizowany w oparciu o oprogramowane w środowisku LabVIEW.

Wielkościami wejściowymi są: temperatura otoczenia, temperatura cieczy chłodzącej na wejściu i wyjściu z akumulatora ciepła, obciążenie silnika spalinowego, stan gotowości do pracy hybrydowego układu napędowego oraz temperatura cieczy chłodzącej w głowicy silnika spalinowego. Pomiar wielkości wejściowych wraz z zapisywaniem danych i realizacja algorytmu układu kontrolnego oraz sterującego elementami wykonawczymi odbywa się za pomocą komputera czasu rzeczywistego typu MyRIO.

4. Naukowy cel badawczy i teza pracy

We współczesnych pojazdach samochodowych stosowany jest często hybrydowy układ napędowy. Jego właściwości pozwalają (przy spełnieniu odpowiednich warunków) na rozpoczęcie jazdy z wykorzystaniem napędu elektrycznego, co stwarza możliwość wstępnego nagrzania silnika spalinowego przed jego uruchomieniem, nie powodując opóźnienia w rozpoczęciu jazdy samochodu. Prezentowana przez autora praca zawiera opracowanie metody skrócenia czasu wstępnego nagrzewania silnika spalinowego, pracującego w hybrydowym układzie napędowym pojazdu.

Proponowane rozwiązanie oparte jest na wykorzystaniu akumulatora ciepła do wstępnego podgrzewania silnika spalinowego przed jego rozruchem. W celu pozyskania odpowiedniej ilości ciepła, koniecznego do naładowania akumulatora ciepła, zastosowano w modernizowanym układzie chłodzenia/akumulacji dodatkowy wymiennik ciepła 'gazy wydechowe - ciecz chłodząca'. Ponadto, akumulator ciepła pełni dodatkowo funkcję buforową podczas przerw w pracy silnika spalinowego, zapewniając m.in. dopływ ciepła do układu ogrzewania wnętrza, jak również umożliwia uzyskanie stabilizacji temperatury silnika spalinowego podczas jazdy, zwłaszcza w niskich temperaturach otoczenia. Biorąc pod uwagę odpowiedni dobór komponentów zmodernizowanego układu chłodzenia/akumulacji, można postawić następującą tezę:

W hybrydowym układzie napędowym, zastosowanie w układzie chłodzenia silnika spalinowego akumulatora ciepła w zmodyfikowanej konfiguracji i odpowiednim algorytmie sterowania przepływem ciepła, pozwala skrócić fazę nagrzewania silnika oraz stabilizować jego temperaturę, szczególnie w warunkach ruchu miejskiego.

Opracowany model matematyczny i przeprowadzone obliczenia symulacyjne układu chłodzenia/akumulacji, pozwalają na dobór parametrów akumulatora ciepła do danego modelu pojazdu z hybrydowym układem napędowym. Wyniki symulacyjnych badań komputerowych modelu matematycznego akumulatora ciepła zostały porównane z wynikami doświadczalnymi obiektu rzeczywistego na stanowisku badawczym. Wykorzystując opracowany, uproszczony model matematyczny omawianego akumulatora ciepła, zaprezentowano w pracy symulację

nagrzewania wstępnego silnika spalinowego, za pomocą zmagazynowanego w nim ciepła. Celowość zastosowania przedstawionego rozwiązania modernizacji układu chłodzenia/akumulacji oraz wyniki badań symulacyjnych potwierdziły przeprowadzone dotychczas wstępne badania drogowe.

4.1. Opis metodyki realizacji naukowego celu badawczego

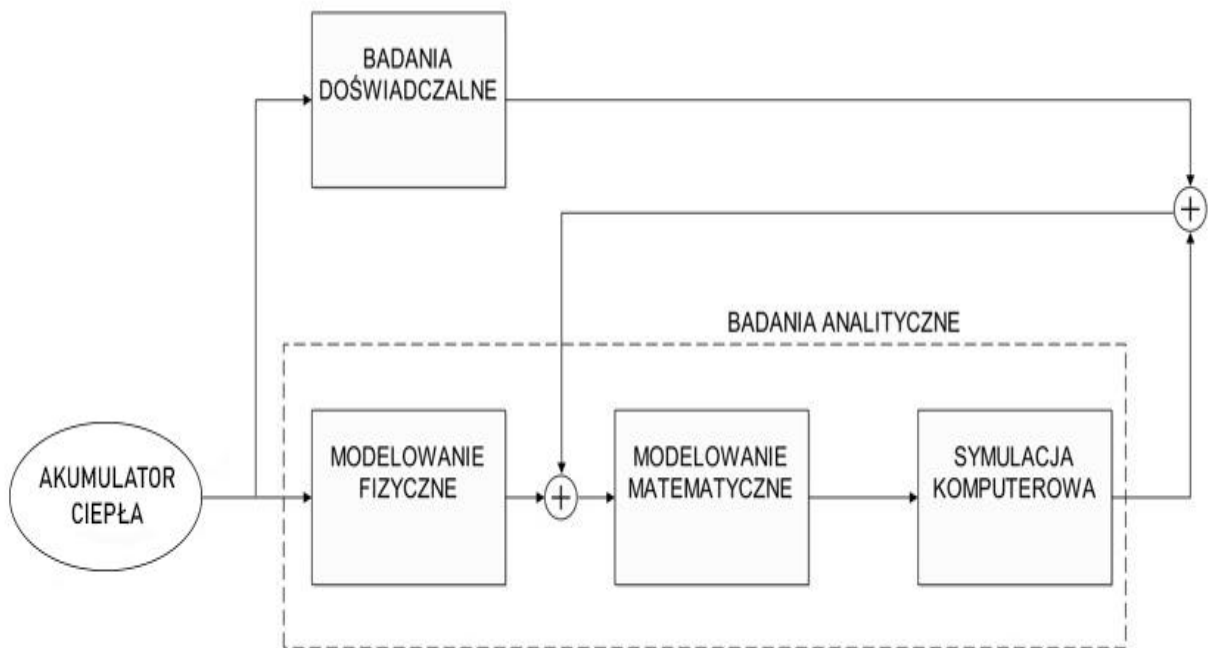
Na podstawie analizy dostępnej literatury i stanu techniki, poniżej przedstawiono poszczególne etapy rozprawy doktorskiej, której celem jest opracowanie metody pozwalającej na wykorzystanie strategii nagrzewania silnika spalinowego w pojeździe z hybrydowym układem napędowym, z zastosowaniem akumulatora ciepła. Metodyka realizacji naukowego celu badawczego składa się z następujących etapów:

- a) opracowanie modelu fizycznego i matematycznego a następnie symulacja hybrydowego układu napędowego pojazdu samochodowego z akumulatorem ciepła;
- b) analiza wyników symulacyjnych uzyskanych z obliczeń numerycznych wybranej konstrukcji pojazdu samochodowego z hybrydowym układem napędowym i wyznaczenie parametrów konstrukcyjnych zmodyfikowanego układu chłodzenia/akumulacji silnika spalinowego;
- c) wybór rodzaju i określenie najważniejszych cech oraz parametrów akumulatora ciepła, dedykowanego dla danego silnika spalinowego;
- d) analiza wyników symulacji oraz stanowiskowych badań doświadczalnych z wykorzystaniem zaprojektowanego akumulatora ciepła;
- e) określenie konfiguracji sterowania obiegiem cieczy chłodzącej w zmodernizowanym układzie chłodzenia/akumulacji;
- f) opracowanie algorytmu sterowania przepływem ciepła w zmodernizowanym układzie chłodzenia/akumulacji;
- g) symulacja komputerowa zmodernizowanego układu chłodzenia/akumulacji silnika spalinowego podczas wstępnego nagrzewania ciepłem magazynowym w akumulatorze;
- h) montaż aparatury pomiarowej do pojazdu z hybrydowym układem napędowym wraz z akumulatorem ciepła oraz systemem kontrolno-sterującym;

- i) doświadczalne badania drogowe zmodernizowanej konstrukcji układu chłodzenia/akumulacji poprzez pomiar przebiegu temperatury cieczy chłodzącej w wybranych punktach układu chłodzenia;
- j) analiza wyników badań doświadczalnych oraz symulacyjnych;
- k) ewentualna korekta parametrów modelu fizycznego i matematycznego układu chłodzenia/akumulacji oraz algorytmu sterowania obiegiem czynnika chłodzącego;
- l) opracowanie wyników badań oraz wniosków.

5. Opracowanie teoretyczne modernizowanego układu chłodzenia

Najważniejszym elementem opracowywanej modernizacji układu chłodzenia silnika spalinowego jest akumulator ciepła. Schemat toku postępowania podczas opracowania modelu akumulatora oraz jego walidacji przedstawiono na rysunku 5.1.

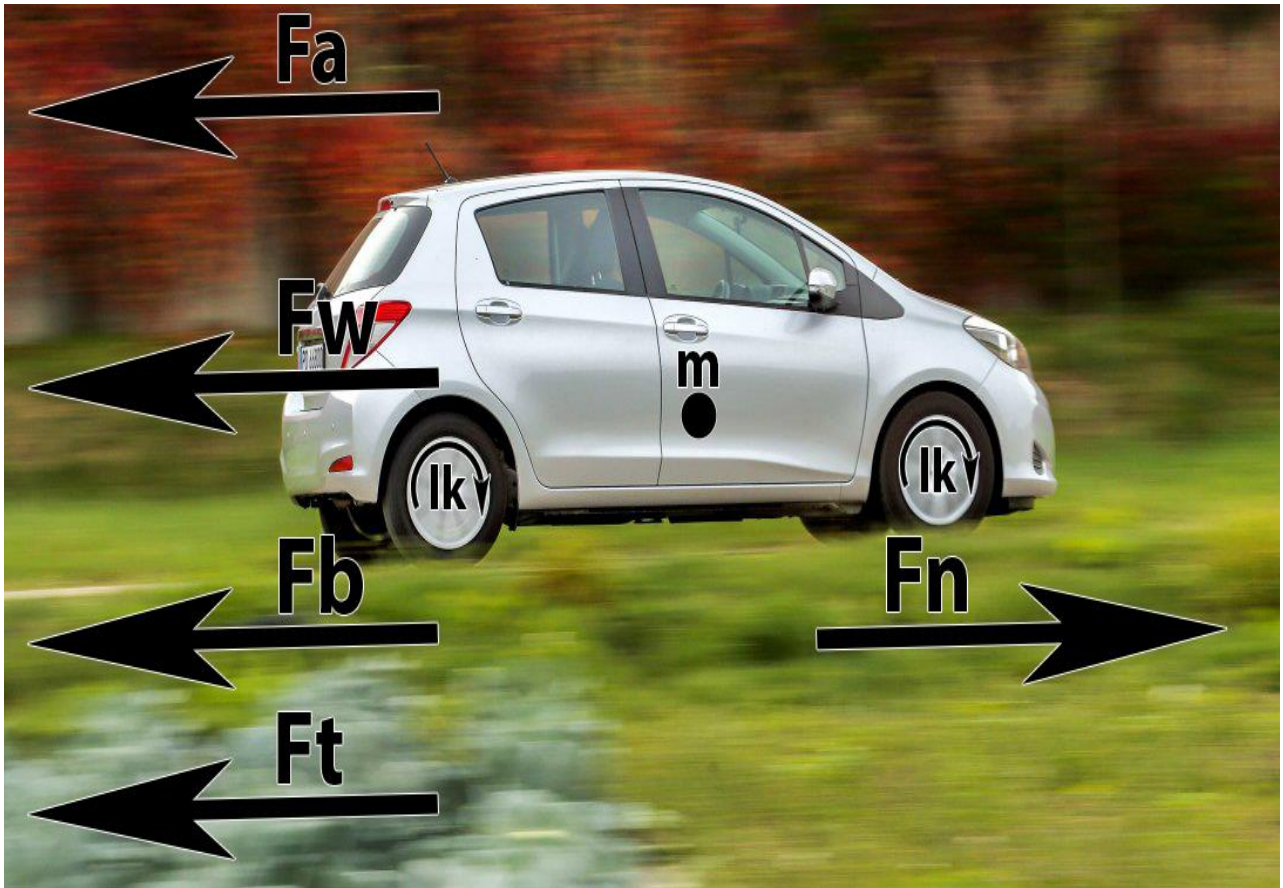


Rys. 5.1. Metodyka opracowania modelu akumulatora ciepła

5.1. Model fizyczny, matematyczny i symulacja hybrydowego układu napędowego

Pierwszym z etapów opracowania teoretycznego modernizowanego układu chłodzenia/akumulacji było stworzenie modelu fizycznego oraz matematycznego układu napędowego pojazdu wybranego do modyfikacji. W modelu fizycznym pojazd zastąpiono masą skupioną, poruszającą się ruchem prostoliniowym. Elementy wirujące podczas ruchu pojazdu, w rozpatrywanym modelu, ograniczono do kół jezdnych. Pozostałe części, ze względu na bardzo mały moment bezwładności, pominięto w obliczeniach.

Z mechaniki ruchu pojazdu wiadomo, że działające podczas prostoliniowego ruchu siły zewnętrzne, to opory toczenia pojazdu, powietrza (aerodynamiczne), bezwładności oraz wzniesienia. Siła napędowa podczas jazdy jest równa sumie wymienionych sił oporu ruchu. Poniższa ilustracja ukazuje model fizyczny badanego pojazdu:



Rys. 5.2. Oznaczenia sił modelu fizycznego pojazdu, będącego obiektem badań

W ujęciu matematycznym przedstawiają się one następująco:

$$F_t = m_p \cdot g \frac{RRC}{1000} \quad (1)$$

$$F_a = p_d \cdot C_x \cdot S_p ; p_d = \frac{\rho \cdot V_p^2}{2} \quad (2)$$

$$F_b = m_p \cdot a + a \frac{4I_k}{r_d^2} \quad (3)$$

$$F_w = m_p g \cdot \sin \alpha \quad (4)$$

przy czym:

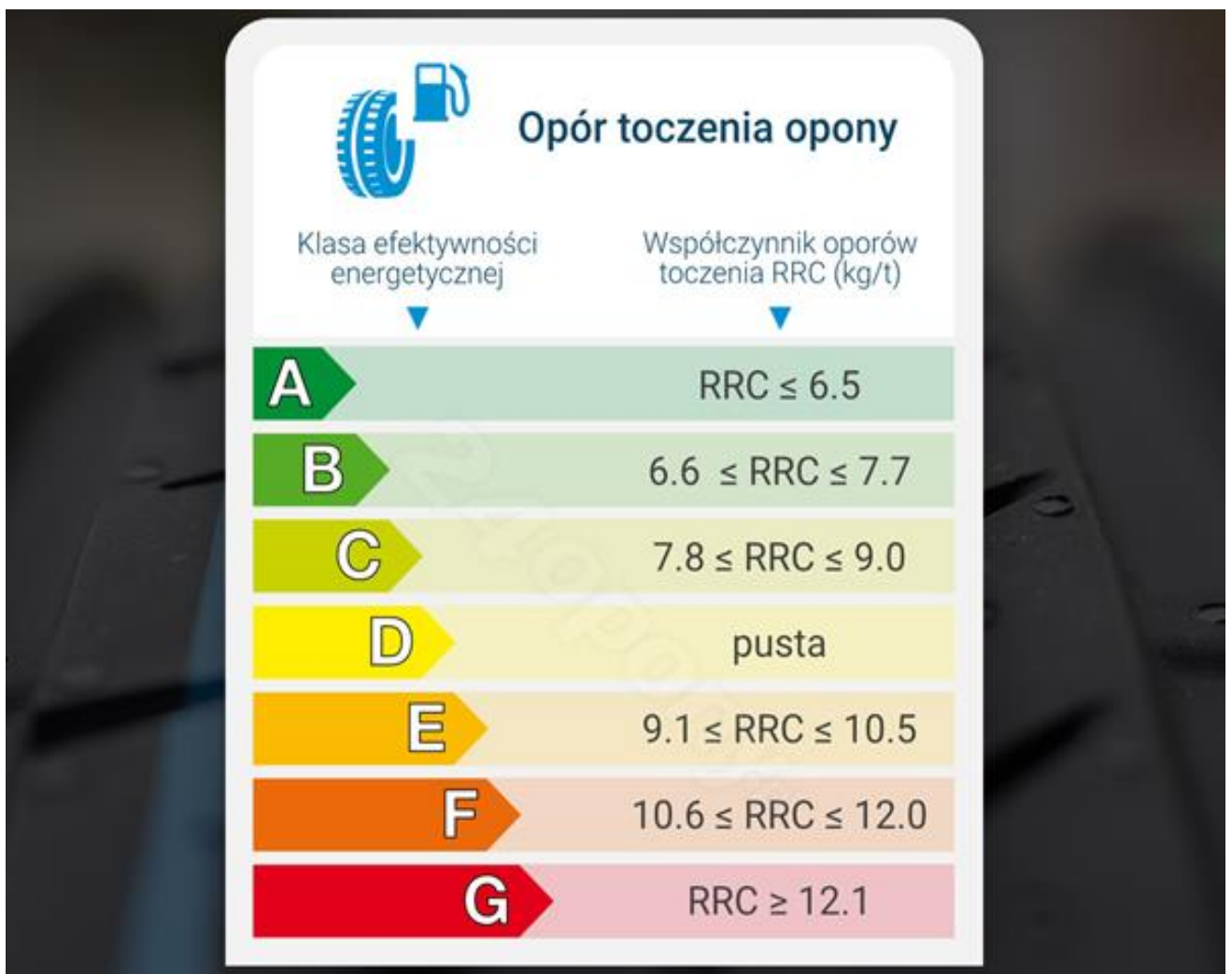
F_t - siła oporu toczenia pojazdu,

m_p - masa własna badanego pojazdu,

g - przyspieszenie ziemskie.

RRC - ang. *Rolling resistance coefficient*, współczynnik oporów toczenia opon, określony wg. norm SAE J2452 oraz ISO 18164:2005 odpowiednio dla miar imperialnych oraz metrycznych.

Rysunek 5.3 prezentuje podział opon na klasy energetyczne wg. wartości RRC .



Rys. 5.3. Klasy energetyczne opon

F_a - siła oporu (profilowego) powietrza,

p_d - ciśnienie dynamiczne powietrza,

C_x - współczynnik oporu aerodynamicznego pojazdu,

S_p - powierzchnia czołowa pojazdu,

ρ - gęstość powietrza,

V_p - prędkość ruchu pojazdu,

F_b - siła oporu bezwładności,

a - przyspieszenie działające na pojazd,

I_k - moment bezwładności kół jezdnych,

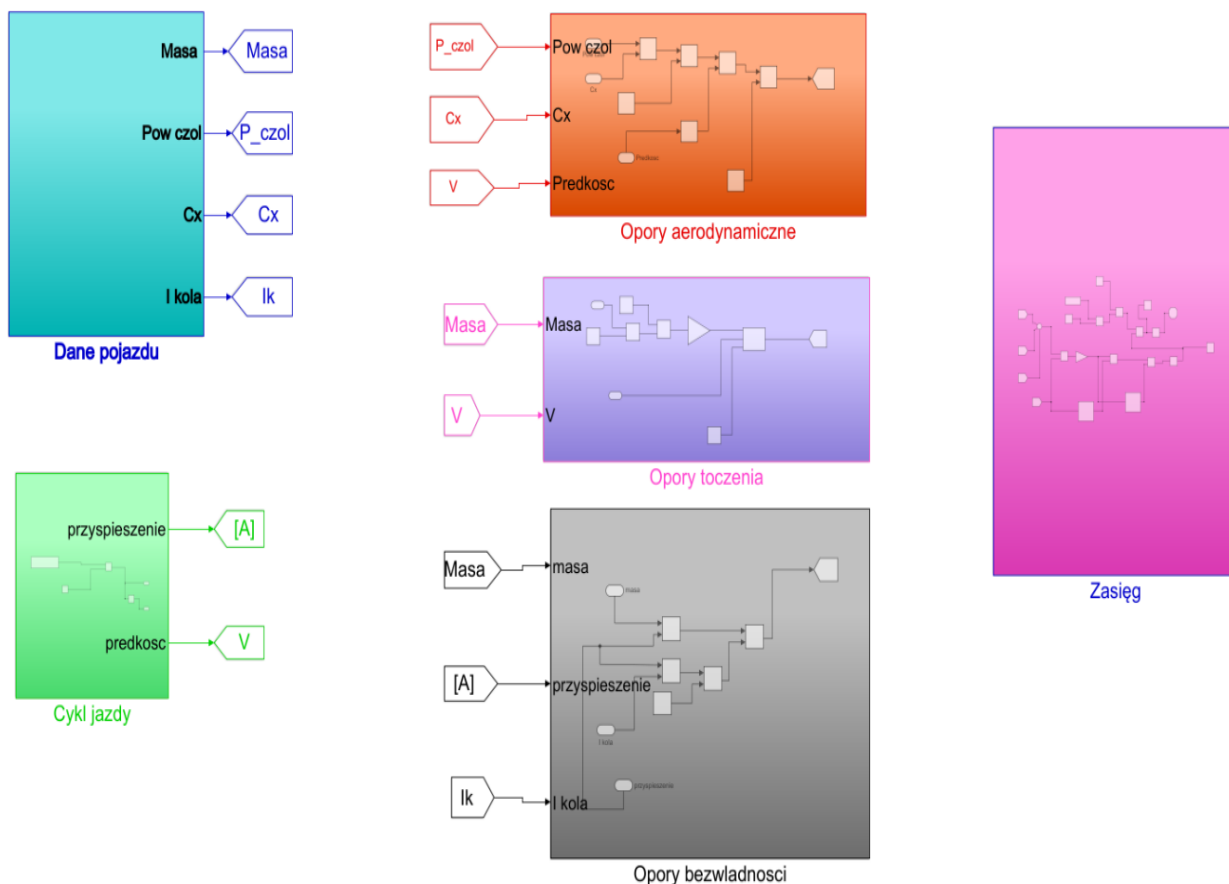
r_d - promień dynamiczny opony,

F_w - siła oporu toczenia,

α - kąt nachylenia jezdni w kierunku jazdy.

Następnie, z wykorzystaniem oprogramowania Matlab/Simulink, przeprowadzono obliczenia numeryczne, pozwalające określić wartość sił zewnętrznych, działających na pojazd podczas jazdy w znormalizowanym teście WLTP (ang. *Worldwide harmonized Light-duty vehicles Test Procedure* - ogólnosiwiatowa zharmonizowana metoda testowa dla lekkich pojazdów użytkowych). Wartości sił oporów ruchu posłużą do oszacowania mocy mechanicznej, jaką dostarcza układ napędowy do poruszania się pojazdu podczas trwania testu. Znając parametry energetyczne baterii trakcyjnej oraz parametry i sprawności poszczególnych elementów układu napędowego, na podstawie przebiegu mocy mechanicznej można wyznaczyć maksymalny czas jazdy z wykorzystaniem napędu elektrycznego. Opór wzniesienia, którego wartość podczas trwania tego testu wynosi 0, pominięto do dalszych obliczeń. Do symulacji komputerowej hybrydowego układu napędowego uwzględniono parametry pojazdu produkowanego seryjnie, jakim jest Toyota Yaris Hybrid.

Schemat blokowy modelu symulacyjnego pojazdu Toyota Yaris Hybrid blokowy modelu symulacyjnego pojazdu Toyota Yaris Hybrid w środowisku Matlab-Simulink przedstawia rysunek 5.4.



Rys. 5.4. Schemat blokowy uproszczonego modelu pojazdu Toyota Yaris Hybrid poddanego symulacjom w środowisku Matlab-Simulink

Wartość zasięgu jazdy elektrycznej jest niezbędna do dalszych obliczeń: podczas jazdy z wykorzystaniem energii elektrycznej zgromadzonej w baterii trakcyjnej możliwe jest wstępne nagrzewanie silnika spalinowego. W tym celu transportowane jest ciepło z akumulatora ciepła do kanałów układu chłodzenia w głowicy silnika spalinowego. Takie rozwiązanie pozwala uruchomić wstępnie nagrany silnik spalinowy, po rozładowaniu baterii akumulatorów trakcyjnych poniżej dopuszczalnego poziomu. Skutkiem tego jest zmniejszenie emisji składników toksycznych i redukcja zużycia paliwa, w porównaniu do przypadku pracy nienagrzanego silnika spalinowego.

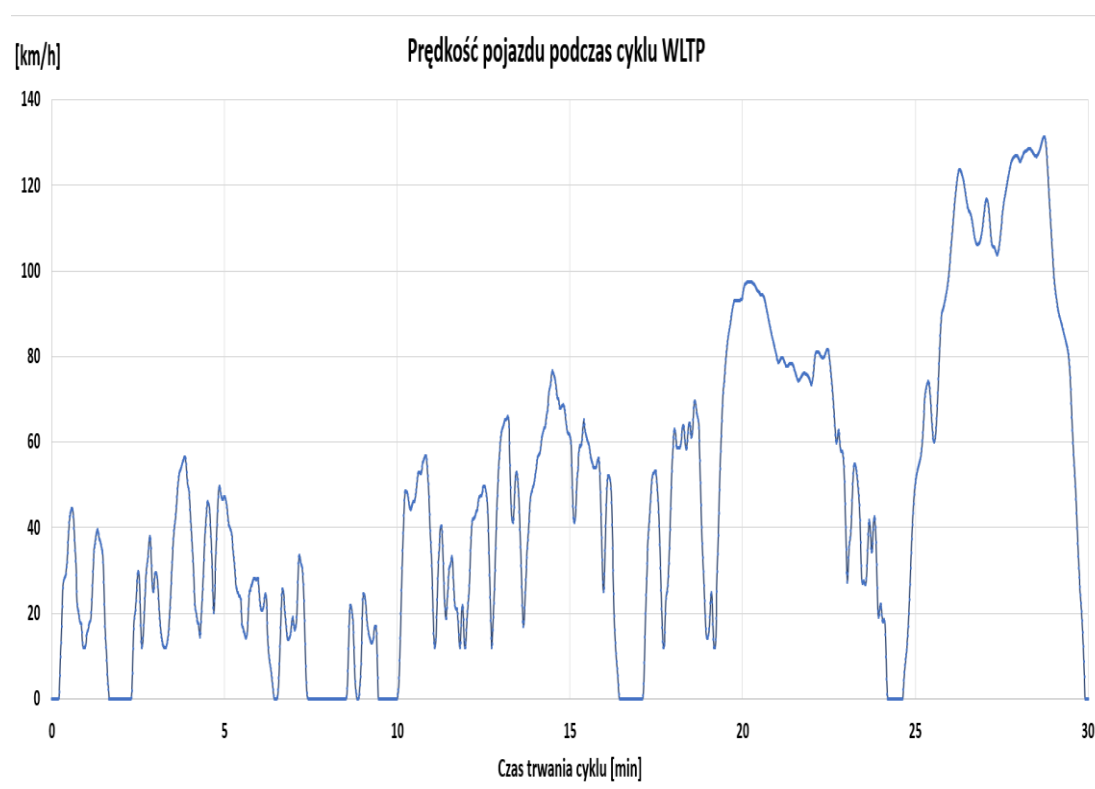
Wartość oporów ruchu oraz siły napędowej wyznaczono dla przykładowego pojazdu (Toyota Yaris Hybrid) na podstawie zależności (1)-(4) po wykonaniu symulacji w środowisku Matlab-Simulink. Dane techniczne pojazdu Toyota Yaris Hybrid zebrano w tabeli 2.

Tab. 2. Dane techniczne pojazdu Toyota Yaris Hybrid

Masa własna pojazdu	m_p	1150	kg
Powierzchnia czołowa	A_p	1,92	m ²
Współczynnik siły oporu powietrza	C_x	0,286	
Pojemność energetyczna baterii elektrochemicznej	E_{aku}	0,94	kWh
Moment bezwładności koła	I_k	2,13	kg·m ²
Współczynnik oporów toczenia opon	R_{RC}	7,5	kg/t
Promień dynamiczny koła	r_d	0,294	m

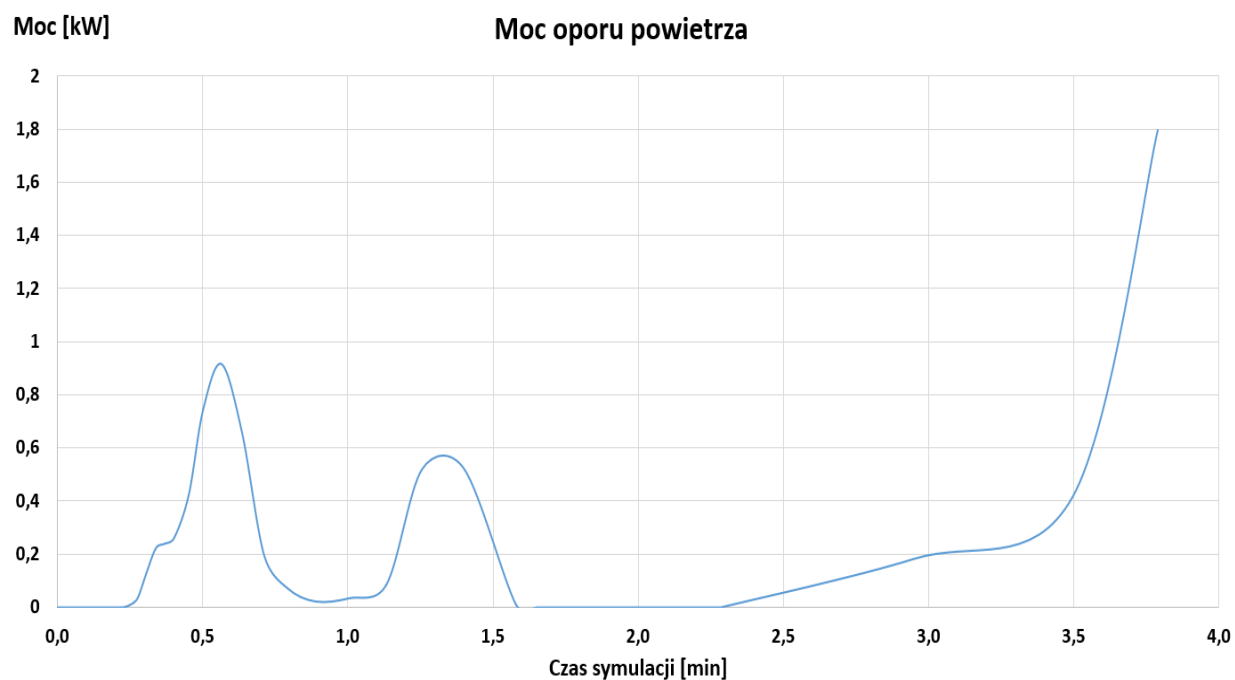
Podstawą do wykonania symulacji komputerowej modelu były zależności opisujące siły oporów ruchu, działające na pojazd podczas ruchu prostoliniowego, po równej nawierzchni.

Przebieg prędkości pojazdu, podczas trwania całego testu WLTP ilustruje rysunek 5.5.

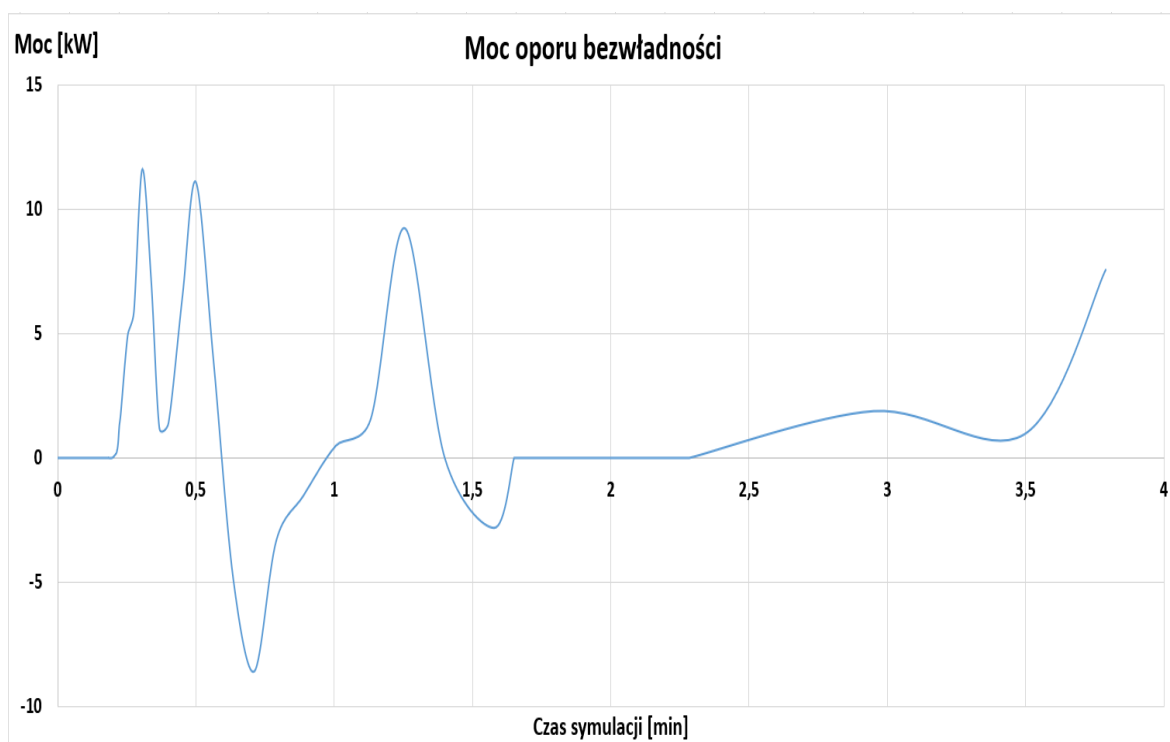


Rys. 5.5. Przebieg czasowy prędkości pojazdu, podczas trwania testu WLTP

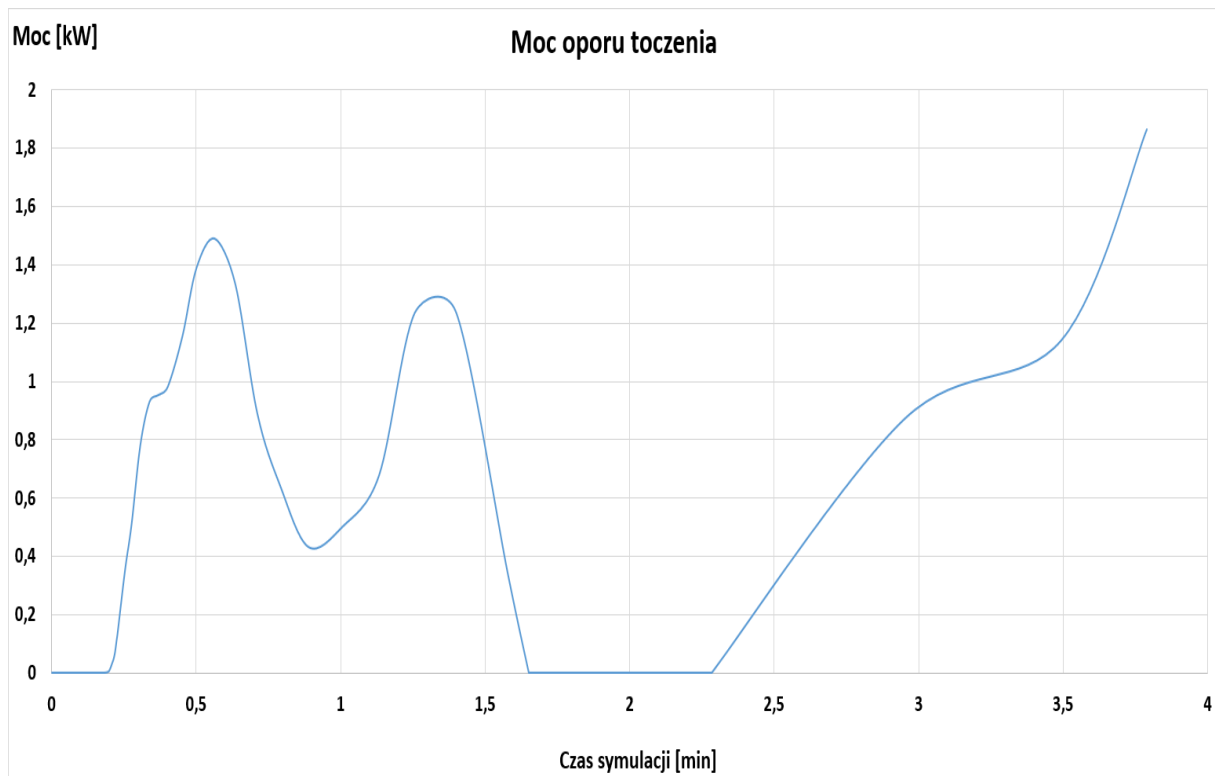
Rysunki 5.6 - 5.8 przedstawiają przebiegi czasowe mocy oporów ruchu pojazdu do osiągnięcia dopuszczalnego rozładowania baterii akumulatorów trakcyjnych, uzyskane w drodze symulacji komputerowej modelu.



Rys. 5.6. Przebieg czasowy mocy oporu aerodynamicznego, podczas trwania testu WLTP



Rys. 5.7. Przebieg czasowy mocy oporów bezwładności, podczas trwania testu WLTP



Rys. 5.8. Przebieg czasowy mocy oporu toczenia, podczas trwania testu WLTP

Na podstawie wyznaczonych wartości sił oporów ruchu oraz prędkości jazdy można na podstawie zależności (5) i (6) wyznaczyć całkowitą moc oporów ruchu podczas trwania testu WLTP:

$$F_n = \sum_{i=0}^n F_i = F_t + F_a + F_b + F_w \quad (5)$$

$$N_o = \sum_{i=1}^n F_i \cdot V_p = F_n \cdot V_p \quad (6)$$

przy czym:

F_n - siła napędowa pojazdu, równa sumie sił oporów ruchu,

N_o - moc oporów ruchu pojazdu.

Znając wartość mocy mechanicznej oporów ruchu pojazdu, pojemności baterii akumulatorów trakcyjnych, wartość sprawności zespołu 'silnik elektryczny – falownik-bateria

trakcyjna' oraz sprawność mechaniczną układu napędowego, można wyznaczyć czas jazdy pojazdu z wykorzystaniem wyłącznie energii elektrycznej, zgodnie z zależnością:

$$E_{aku} \cdot \eta_m \cdot \eta_{se} / \int_0^{t_e} N_o dt = 1 \quad (7)$$

Wyznaczona wartość jest podstawą do określenia możliwego czasu nagrzewania wstępnego silnika spalinowego:

$$t_e > t_{nagrz} \quad (8)$$

przy czym:

E_{aku} - pojemność elektryczna baterii akumulatorów trakcyjnych,

η_m - sprawność mechaniczna układu napędowego,

η_{se} - sprawność zespołu 'silnik elektryczny-falownik-bateria trakcyjna',

t_e - czas jazdy z wykorzystaniem napędu elektrycznego,

t_{nagrz} - czas wstępnego nagrzewania silnika spalinowego.

Dla wybranego pojazdu z hybrydowym układem napędowym wyznaczony na podstawie symulacji czas jazdy elektrycznej wynosi $t_e=225$ [s], tj. 3,45 [min]. Jest to równocześnie, zgodnie z nierównością (8), opisującą maksymalny czas transportowania ciepła z akumulatora do silnika spalinowego, w celu jego wstępnego ogrzania. Możliwe skrócenie czasu nagrzewania silnika spalinowego (poprzez zwiększenie wartości średniej strumienia ciepła) skutkować będzie możliwością zmniejszenia wymaganej pojemności akumulatora. Zmniejsza się bowiem udział strat rozpraszania ciepła do otoczenia w całkowitej ilości ciepła transportowanego z akumulatora. Zaprojektowanie akumulatora ciepła umożliwiającego przekazywanie do cieczy chłodzącej dużego strumienia ciepła jest kłopotliwe, ze względu na właściwości fizyczne materiałów czynnych.

Warunkiem koniecznym przeprowadzenia wstępnego nagrzewania silnika spalinowego jest odpowiedni poziom naładowania akumulatora elektrochemicznego (trakcyjnego) oraz akumulatora ciepła. W przypadku niedostatecznego naładowania baterii akumulatorów trakcyjnych lub znacznego obciążenia układu napędowego, silnik spalinowy zostanie uruchomiony przed osiągnięciem przez płyn chłodzący założonej temperatury w głowicy, a dalszy proces transportowania ciepła z akumulatora ciepła do głowicy silnika będzie przebiegał w czasie pracy silnika spalinowego. Jeśli natomiast ilość energii cieplnej zgromadzonej w akumulatorze ciepła będzie mniejsza od wymaganej, silnik spalinowy nie

osiągnięciu zakładanej temperatury przed uruchomieniem, a dalsze jego nagrzewanie będzie odbywać się jedynie ciepłem traconym ze spalania paliwa.

5.2. Model matematyczny akumulatora ciepła z przemianą fazową

5.2.1. Budowa i model matematyczny akumulatora ciepła

Wykorzystanie przemiany fazowej materiałów do magazynowania energii cieplnej jest powszechnie znane w technice. Czynnik roboczy nazywany jest PCM (ang. *Phase Change Material* - materiał z przemianą fazową) i charakteryzuje się on możliwie dużą wartością ciepła przemiany fazowej. Znaczną część współczesnych zastosowań stanowią akumulatory ciepła działające na zasadzie przemiany fazy ciekłej w stałą i odwrotnie. Wartość ciepła gromadzonego w przemianie fazowej wielokrotnie przekracza wartość ciepła akumulacyjnego, związanego z ciepłem właściwym materiału. Przy doborze materiału czynnego akumulatora ciepła ważnym parametrem, oprócz ciepła przemiany fazowej, jest temperatura przemiany fazowej, która powinna spełniać wymagania stawiane przez współpracujące z akumulatorem urządzenia cieplne.

W zmodernizowanym układzie chłodzenia/akumulacji hybrydowego układu napędowego wybrano uwodniony wodorotlenek baru $Ba(OH)_2 \cdot 8H_2O$ jako czynnik kumulujący ciepło. Na taki wybór czynnika miały wpływ takie parametry, jak: duża wartość ciepła przemiany fazowej, a także temperatura przemiany, bliska temperaturze roboczej silnika spalinowego. Dobór wymiarów zewnętrznych akumulatora oraz jego budowy wewnętrznej odbywa się poprzez określenie wymaganych parametrów użytkowych: wartości magazynowanego ciepła oraz mocy cieplnej w funkcji czasu. Wartość możliwego do zmagazynowania w akumulatorze ciepła zależy od masy substancji czynnej oraz jej ciepła przemiany fazowej. Natomiast przebieg strumienia ciepła oddawanego przez akumulator determinuje wartość powierzchni spirali, oddzielającej czynnik roboczy od cieczy chłodzącej oraz współczynnik przenikania ciepła. Na wartość współczynnika przenikania ciepła mają wpływ następujące wielkości: współczynnik przewodzenia ciepła czynnika roboczego, współczynnik przenikania ciepła w układzie materiał konstrukcyjny- ciecz chłodząca oraz współczynnik przewodzenia ciepła materiału konstrukcyjnego akumulatora. Odpowiedni dobór wielkości konstrukcyjnych oraz wybór materiału czynnego umożliwia spełnienie założeń stawianych magazynowi ciepła. Problematiczne jest przy tym powiązanie niektórych

parametrów akumulatora ze sobą, a także konieczność uwzględnienia zmiany tych wielkości w funkcji czasu.

Wybrany materiał czynny determinuje użyty do budowy akumulatora materiał konstrukcyjny, ze względu na silne właściwości zasadowe uwodnionego wodorotlenku baru. Autor opracowania zastosował stal austenityczną 316L jako materiał obudowy, węzownic oraz dennic akumulatora ciepła.

Niektóre właściwości fizyczne wybranego materiału czynnego akumulatora ciepła przedstawia tabela 3.

Tab. 3. Wybrane wielkości charakterystyczne uwodnionego wodorotlenku baru

Ciepło przemiany fazowej	q_f	320 000 [J/kg]
Ciepło właściwe	q_w	2280 [J/(kg·K)]
Współczynnik przewodzenia ciepła	λ_f	0,653 ciecz, 1,26 stały [W/(m·K)]
Gęstość	ρ_a	1940 ciecz, 2180 stały [kg/m ³]
Temperatura przemiany fazowej	T_f	78°C

W tabeli 4 zebrano natomiast istotne z punktu widzenia obliczeń właściwości wybranego materiału konstrukcyjnego akumulatora ciepła.

Tab. 4. Wybrane właściwości cieplno-fizyczne stali 316L

Ciepło właściwe	q_s	500 [J/(kg·K)]
Współczynnik przewodzenia ciepła	λ_s	15 [W/(m·K)]
Gęstość	ρ_s	8x10 ³ [kg/m ³]

Dobór kształtu i wymiarów akumulatora ciepła odbywa się poprzez określenie wymaganych parametrów użytkowych: ilości magazynowanego ciepła oraz wartości mocy cieplnej. Ze względu na łatwość wykonania, zdecydowano się zastosować akumulator ciepła w kształcie walca, z umieszczonymi wewnątrz dwiema spiralnymi węzownicami. Zależności

(9) – (11) stanowią elementy modelu matematycznego akumulatora ciepła, określając jego pojemność cieplną oraz strumień mocy cieplnej.

$$Q_a = \int_{T_{atm}}^{T_f} q_w m_a dT + m_a q_f + \int_{T_f}^{T_r} q_w m_a dT \quad (9)$$

$$q_a = k \cdot S_a \cdot \Delta T_c \quad (10)$$

$$S_a = l\pi(r + \Delta r)^2 \quad (11)$$

przy czym:

Q_a - pojemność cieplna akumulatora,

q_w - ciepło właściwe substancji czynnej akumulatora,

q_f - ciepło przemiany fazowej substancji czynnej akumulatora,

m_a - masa substancji czynnej akumulatora,

T_f - temperatura przemiany fazowej substancji czynnej akumulatora,

T_{atm} - temperatura otoczenia,

T_r - temperatura cieczy chłodzącej silnika spalinowego na wyjściu z wymiennika ciepła.

W znanych w literaturze opracowaniach, dotyczących zastosowania akumulatora ciepła do współpracy z układem chłodzenia silnika spalinowego [27, 37, 58, 69-71], autorzy podczas doboru jego parametrów, zwracają uwagę na wartość pojemności cieplnej oraz temperaturę przemiany fazowej substancji czynnej. Pomijają przy tym wartość strumienia ciepła oddawanego przez akumulator do cieczy roboczej układu chłodzenia. Wynika to z funkcjonalności układu napędowego, w którym zastosowano urządzenie magazynujące energię cieplną: wstępne podgrzanie silnika spalinowego przed jego uruchomieniem możliwe jest jedynie przed rozpoczęciem jazdy. W przypadku hybrydowego układu napędowego istnieje możliwość przeprowadzenia procesu wstępnego nagrzewania silnika spalinowego już podczas jazdy, z wykorzystaniem energii elektrycznej zmagazynowanej w baterii trakcyjnej. W takim przypadku konieczne jest jednak powiązanie pewnych parametrów akumulatora ciepła z właściwościami danego pojazdu z hybrydowym układem napędowym, bowiem czas potrzebny do przeprowadzenia nagrzewania wstępnego jest ograniczony pojemnością akumulatora trakcyjnego oraz wartością oporów ruchu pojazdu.

5.2.2. Dobór pojemności cieplnej akumulatora ciepła

Pierwszy etap obliczeń związanych z zastosowaniem akumulatora ciepła sprowadza się do wyznaczenia ilości ciepła niezbędnego do wstępnego podgrzania silnika spalinowego. Przy znajomości poszczególnych wartości mas oraz ciepła właściwego głównych części silnika spalinowego, korzystając z zależności (13) i (14) można wyznaczyć wartość ciepła, niezbędną do wstępnego nagrzania silnika. Na wartość ciepła rozpraszanego do otoczenia podczas nagrzewania silnika spalinowego, zgodnie z równaniem (15), ma wpływ wartość strumienia strat q_{roz} jak i czas nagrzewania t_{roz} . Wartość pojemności cieplnej jest zdeterminowana pojemnością cieplną silnika spalinowego oraz stratami ciepła podczas jego ogrzewania, zgodnie z zależnością dla uproszczonego modelu o parametrach skupionych (12):

$$Q_a \geq Q_w + Q_s \quad (12)$$

$$Q_s = \sum_{i=1}^n q_i \cdot m_i \cdot \Delta T_{sil} \quad (13)$$

$$\Delta T_{sil} = T_n - T_{atm} \quad (14)$$

$$Q_w = \int_0^{t_{roz}} q_{roz} dt \quad (15)$$

przy czym:

Q_w - ciepło rozpraszane do otoczenia z silnika spalinowego,

Q_s - ciepło doprowadzane do silnika spalinowego w celu nagrzania wstępnego,

q_i - ciepła właściwe poszczególnych najważniejszych komponentów silnika spalinowego,

m_i - masa poszczególnych komponentów silnika spalinowego,

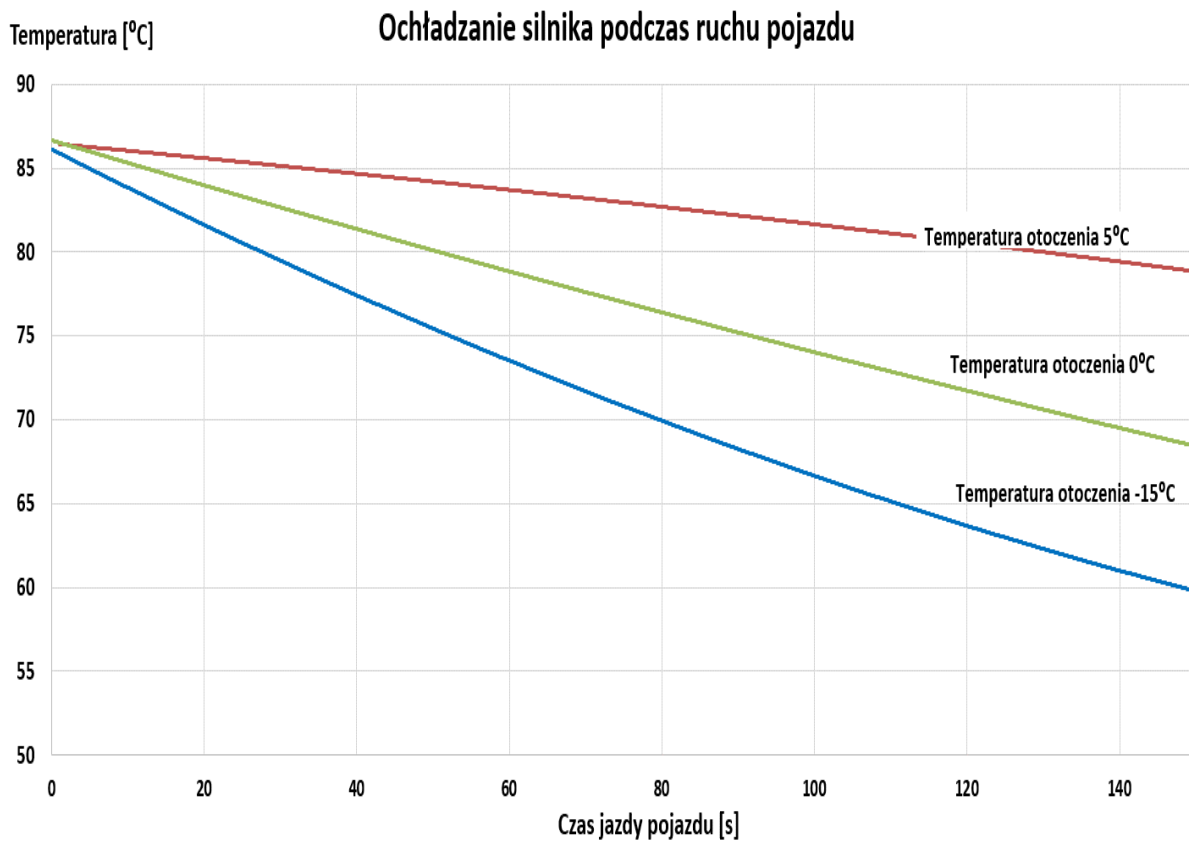
ΔT_{sil} - różnica temperatur pomiędzy temperaturą końcową nagrzewania wstępnego a temperaturą otoczenia,

T_n - temperatura końcowa wstępnego nagrzewania silnika spalinowego,

q_{roz} - strumień ciepła rozpraszany do otoczenia, podczas nagrzewania wstępnego.

Wartość strumienia ciepła q_{roz} rozpraszanego do otoczenia podczas wstępnego nagrzewania silnika zależy przede wszystkim od chwilowej temperatury cieczy chłodzącej w silniku, cyrkulacji powietrza w komorze silnikowej oraz temperatury otoczenia (spadek temperatury zewnętrznej powoduje wzrost strat ciepła, a zwiększenie ruchu powietrza w komorze silnika ma podobny efekt). Ruch powietrza w przestrzeni silnika silnie zależy od prędkości pojazdu.

W celu określenia wartości rozpraszanego do otoczenia strumienia ciepła podczas jazdy z wyłączonym silnikiem spalinowym, zostały wykonane przez autora dodatkowe testy drogowe. Odbywały się one dla różnych temperatur zewnętrznych: od $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dla wyeliminowania wpływu pobierania z układu chłodzenia ciepła do ogrzewania wnętrza, układ wentylacji wnętrza pojazdu został wyłączony w tym celu. Czas jazdy pojazdu wynosił 150 [s] . Wybrana wartość prędkości testu była równa maksymalnej rozwijanej prędkości badanego pojazdu Toyoty Yaris Hybrid podczas jazdy wyłącznie z napędem elektrycznym. Przebieg czasowy temperatury cieczy chłodzącej w głowicy, dla silnika nagrzanego do temperatury roboczej ($T_r=85\text{ }^{\circ}\text{C}$), przy prędkości pojazdu $V=17\text{ [m/s]}$, tj. $\sim 60\text{ [km/h]}$ w zależności od temperatury otoczenia przedstawia rysunek 5.9.



Rys. 5.9. Przebieg czasowy temperatury cieczy chłodzącej w głowicy silnika nagrzanego, w zależności od temperatury otoczenia

Znając wartości mas oraz ciepła właściwego poszczególnych części silnika, można oszacować strumień ciepła rozpraszany do otoczenia na podstawie przebiegu czasowego

temperatury. Wartość średniego strumienia ciepła rozpraszanego do otoczenia można w przybliżeniu wyznaczyć z zależności (16):

$$q_{roz} = \frac{\sum_{i=1}^n c_i m_i \Delta T_{roz}}{t_{roz}} \quad (16)$$

przy czym:

c_i - ciepło właściwe poszczególnych komponentów silnika spalinowego,

m_i - masa komponentów silnika spalinowego,

t_{roz} - czas ochładzania silnika spalinowego,

ΔT_{roz} - różnica temperatur pomiędzy temperaturą roboczą silnika spalinowego a temperaturą cieczy chłodzącej po zakończeniu pomiaru ochładzania silnika spalinowego.

Dla badanego pojazdu samochodowego, wyznaczone wartości mas oraz ciepła właściwego najważniejszych komponentów silnika spalinowego zebrano w tabeli 5.

Tab. 5. Masa i ciepło właściwe głównych części silnika spalinowego Toyoty Yaris Hybrid

Komponent	Masa [kg]	Ciepło właściwe [J/(kg·K)]
Głowica silnika	7,5	840
Zawory i wałki rozrządu	4,6	420
Blok silnika spalinowego	26	840
Tłoki	1,4	840
Płyn chłodzący	1,7	3320
Układ korbowy	7,2	420

Dla przeprowadzonych pomiarów temperatury, wyniki obliczeń przedstawiają się następująco:

- a) dla temperatury otoczenia $T_{atm} = -15^{\circ}\text{C}$, temperatura cieczy chłodzącej w głowicy po upływie czasu $t_{roz} = 150$ [s] wynosiła 61°C , co daje wartość średniego strumienia ciepła $8,08$ [kW];
- b) dla temperatury otoczenia $T_{atm} = 0^{\circ}\text{C}$, temperatura cieczy chłodzącej w głowicy po upływie czasu $t_{roz} = 150$ [s] wynosiła 68°C , średnia wartość strumień ciepła wynosi $4,56$ [kW];

- c) dla temperatury otoczenia $T_{atm} = 15^{\circ}\text{C}$, temperatura cieczy chłodzącej po 150 [s] od unieruchomienia silnika miała wartość 77°C , co daje średnią wartość strumienia ciepła rozpraszanego do otoczenia 3,92 [kW].

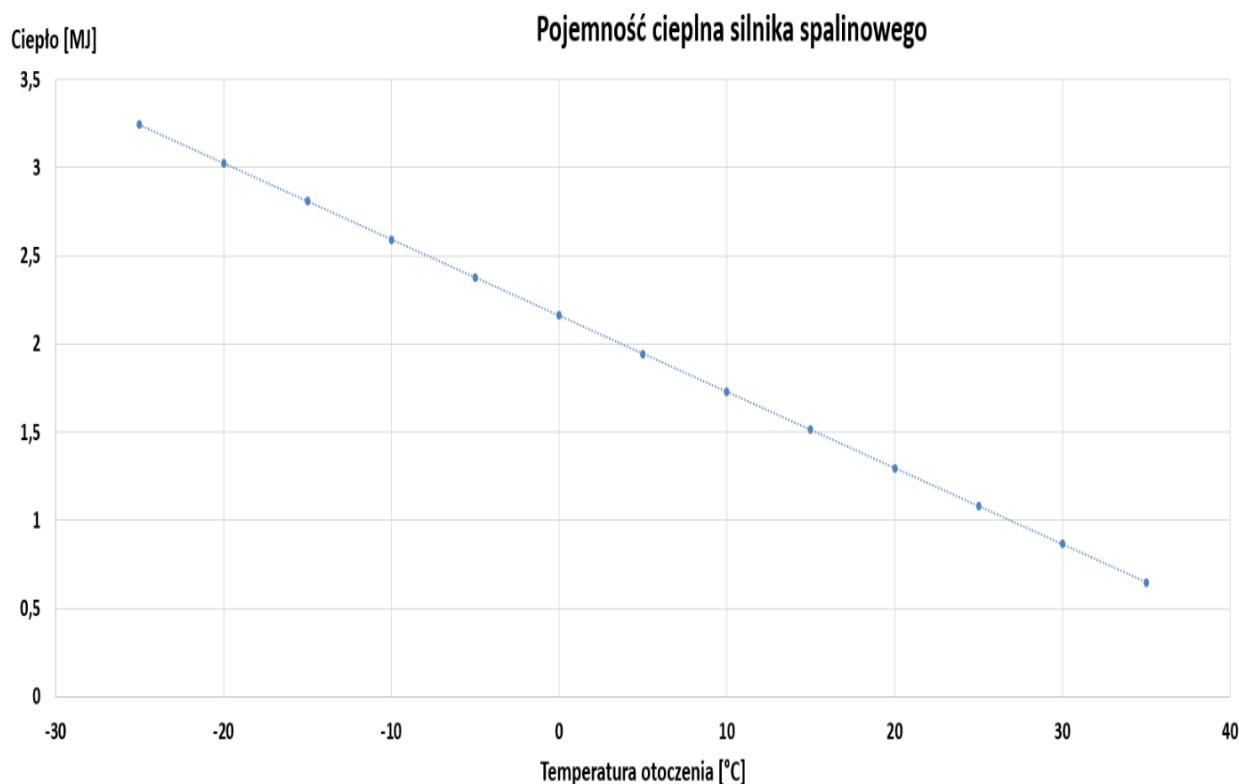
Na podstawie ww. danych doświadczalnych, wyznaczono zależność średniego rozpraszanego strumienia ciepła w funkcji temperatury otoczenia, przedstawia się ona następująco:

$$q_{roz} = 4 \cdot 10^{-7} \cdot T_{atm}^4 - 8 \cdot 10^{-5} T_{atm}^3 + 4,9 \cdot 10^{-3} \cdot T_{atm}^2 - 0,1418 \cdot T_{atm} + 4,56 \quad (17)$$

W celu prawidłowego działania funkcji podtrzymania temperatury silnika spalinowego podczas przerw w jego pracy, oddawana przez akumulator moc cieplna nie może być mniejsza od największego rozpraszanego do otoczenia strumienia ciepła. Jest to jedno z kryteriów doboru powierzchni wymiany ciepła, a przez to wymiarów akumulatora ciepła.

Zmniejszenie mocy cieplnej akumulatora zwiększa czas nagrzewania wstępnego silnika spalinowego t_{roz} , a przez to ilość ciepła rozpraszanego do otoczenia Q_w . Jednocześnie zbyt małej wartości oddawany strumień ciepła akumulatora, może uniemożliwić pełnienie przez niego funkcji bufora podczas przerw w pracy silnika spalinowego: rozpraszane do otoczenia ciepło będzie większe niż transportowane z akumulatora do silnika, co skutkować będzie chwilowymi spadkami temperatury cieczy chłodzącej. Dodatkowo, wartość rozpraszanego do otoczenia strumienia ciepła w najbardziej niekorzystnych warunkach (temperatura otoczenia -15°C), wraz z wartością pojemności cieplnej silnika i maksymalnym czasem transportu ciepła, stanowią najbardziej istotne wielkości potrzebne do wyznaczenia pojemności cieplnej akumulatora wg zależności (12) – (15).

Na rysunku 5.10 przedstawiono pomiar wartości ciepła potrzebnego do ogrzania silnika spalinowego) w zakresie temperatur otoczenia od -25°C do 35°C .



Rys. 5.10. Ciepło potrzebne do ogrzania silnika spalinowego w funkcji temperatury zewnętrznej

Do obliczeń pojemności cieplnej akumulatora przyjęto temperaturę silnika po zakończeniu ogrzewania na poziomie $T_n = 50^\circ\text{C}$. Jako najniższą temperaturę otoczenia wybrano wartość $T_{atm} = -15^\circ\text{C}$, natomiast maksymalny czas nagrzewania silnika spalinowego $t_{roz} = 225$ [s]. Ciepło w akumulatorze jest gromadzone w głównej mierze poprzez zmianę stanu skupienia materiału czynnego, wypełniającego jego wnętrze. Dodatkowo, ciepło magazynowane jest w wyniku ogrzewania materiału czynnego oraz konstrukcyjnego akumulatora od temperatury otoczenia do temperatury roboczej. W rozważanym akumulatorze ciepła, ciepło właściwe materiału konstrukcyjnego jest wielokrotnie mniejsze od ciepła przemiany fazowej materiału czynnego (parametry materiałów zebrano w tabelach 3 i 4), więc udział ciepła magazynowanego podczas ogrzewania można pominąć. Stąd też określenie wymaganej masy substancji czynnej akumulatora można wyznaczyć na podstawie zależności (9), uwzględniającej jedynie materiał czynny akumulatora. Ponieważ wartość zmagazynowanego ciepła w postaci przemiany fazowej jest wielokrotnie większa od wartości ciepła jawnego, do dalszych obliczeń przyjęto wartość temperatury w pełni naładowanego akumulatora na poziomie przemiany fazowej.

Z zależności (9), oraz (12)-(15) można wyznaczyć wartość ciepła potrzebnego do zgromadzenia w akumulatorze $Q_a \geq 2,1$ [MJ], dla takich warunków zewnętrznych.

Strumień ciepła, transportowany z substancji czynnej poprzez ciecz chłodzącą do silnika spalinowego, powinien być znacznie większy od strumienia ciepła rozpraszanego do otoczenia, tak, aby umożliwić nagrzanie i utrzymanie wymaganej temperatury cieczy chłodzącej w płaszczu wodnym silnika.

Znając właściwości fizyczne cieczy chłodzącej oraz wymaganą wartość ciepła transportowanego pomiędzy akumulatorem a silnikiem spalinowym, można wyznaczyć wymagany przepływ masowy ciepła na podstawie uproszczonej zależności wynikającej z bilansu ciepła:

$$Q_{transf} = \int_0^{t_{roz}} q_c \cdot \rho_c \cdot V_c \cdot \Delta T_c dt = Q_s + Q_w \quad (18)$$

$$\Delta T_c = T_f - T_{atm} \quad (19)$$

przy czym:

Q_{transf} - ilość ciepła przekazywana z akumulatora ciepła do silnika spalinowego podczas fazy nagrzewania wstępnego,

q_c - ciepło właściwe cieczy roboczej układu chłodzenia,

ρ_c - gęstość cieczy roboczej układu chłodzenia,

V_c - strumień objętościowy przepływu cieczy roboczej przez akumulator ciepła,

ΔT_c - różnica pomiędzy temperaturą przemiany fazowej i temperatury otoczenia.

Przyjęto przy tym następujące założenia uproszczające:

- nie występują straty do otoczenia w czasie transferu ciepła pomiędzy akumulatorem a silnikiem spalinowym;
- powierzchnia wymiany ciepła 'płyn - kanały chłodzące silnika' jest wielokrotnie większa od powierzchni wewnętrznej węzownic w akumulatorze, w związku z czym pomija się wpływ zagadnienia przekazywania ciepła z płynu do silnika spalinowego;
- temperatura cieczy na wlocie do akumulatora (wyjściu silnika) jest w stała, przez cały okres transportu ciepła do czasu zakończenia nagrzewania silnika spalinowego i równa temperaturze otoczenia.

Przy tak przyjętych założeniach upraszczających, ograniczeniem wartości strumienia ciepła przekazywanego z akumulatora do silnika spalinowego są parametry konstrukcyjne akumulatora oraz właściwości fizyczne materiałów: konstrukcyjnego, czynnego i cieczy chłodzącej. Zjawiska fizyczne zachodzące w akumulatorze i mające wpływ na wartość strumienia ciepła zawierają się w zagadnieniach dotyczących przenikania i przewodzenia ciepła na drodze: substancja czynna - materiał konstrukcyjny - ciecz chłodząca.

W akumulatorze ciepła z materiałem czynnym ulegającym przemianie fazowej, właściwości fizyczne mające wpływ na wartość strumienia ciepła przekazywanego do cieczy chłodzącej, mogą ulec zmianie wraz z rozładowywaniem magazynu energii.

Aby podgrzać silnik spalinowy od temperatury otoczenia do zadanej temperatury pracy, należy dostarczyć ciepło z akumulatora o pojemności cieplnej wynoszącej $Q_a > Q_{trans}$. Nierówność ta wynika ze strat występujących przy transporcie ciepła przez czynnik chłodzący z akumulatora do silnika. Ponieważ wartość tych strat jest stosunkowo niewielka w porównaniu do wartości transportowanego ciepła (18), do dalszych rozważań można ją pominąć. Podstawiając obliczone wielkości do równania (9) określić można wymaganą masę wybranej substancji czynnej na poziomie $m_a \geq 3,2$ [kg].

5.2.3. Moc cieplna akumulatora

Po wyznaczeniu masy substancji czynnej, determinującej gabaryty akumulatora, można wyznaczyć jego kształt i wymiary. Ze względów technologicznych, wybrano kształt w postaci walca, z umieszczonymi w środku spiralnymi węzownicami, które pośredniczą w transporcie ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym układu chłodzenia a materiałem czynnym akumulatora. Powierzchnia węzownicy, mająca kontakt z materiałem czynnym, będzie mieć wpływ na wartość strumienia ciepła, przekazywanego do czynnika układu chłodzenia.

Podczas wyznaczania mocy cieplnej akumulatora przyjęto następujące założenia uproszczające:

- straty ciepła w czasie jego transportu pomiędzy akumulatorem ciepła a silnikiem spalinowym są pomijalnie małe;
- prędkość przepływu cieczy jest na tyle mała, że pomija się wpływ przekazywania ciepła z węzownic akumulatora ciepła do płynu roboczego oraz z płynu do silnika

spalinowego; - poprawić to założenie! Bo inaczej to akumulator ciepła jest nie potrzebny;

- temperatura cieczy na wlocie do akumulatora (wyjściu silnika) jest niezmienna przez cały okres transportu ciepła i równa wartości temperatury otoczenia.

Przy tak przyjętych założeniach upraszczających, ograniczeniem wartości możliwego ciepła przekazywanego z akumulatora do silnika spalinowego jest czas oraz wartość strumienia ciepła oddawanego przez akumulator do cieczy roboczej.

Jednocześnie, podczas transferu ciepła pojazd powinien mieć możliwość jazdy, co w przypadku napędu pochodzącego wyłącznie od silnika elektrycznego powoduje ograniczenie tego czasu przez wartość pojemności energetycznej akumulatora elektrochemicznego. Stąd też wynika konieczność uwzględnienia w dalszych obliczeniach maksymalnego czasu, podczas poruszania się pojazdu przy korzystaniu jedynie z napędu elektrycznego, jaki można wyznaczyć z zależności (7).

Wyznaczenie wymiarów akumulatora ciepła o walcowym kształcie, przy danej wymaganej masie substancji czynnej, możliwe jest z poniższej zależności:

$$m_a = \pi r_a^2 h \cdot \rho_a \quad (20)$$

przy czym:

m_a - masa substancji czynnej akumulatora ciepła,

r_a - promień wewnętrzny obudowy akumulatora ciepła,

h - wysokość akumulatora ciepła,

ρ_a - gęstość substancji czynnej akumulatora ciepła.

Jednocześnie wartość strumienia ciepła przekazywanego od substancji czynnej do cieczy chłodzącej, wyznaczonego na podstawie równania Pecleta, zależy od współczynnika przenikania ciepła, powierzchni wymiany ciepła oraz różnicy temperatur.

Przyjmując temperaturę cieczy chłodzącej napływającej do akumulatora ciepła równą najniższej uwzględnionej w symulacjach i badaniach doświadczalnych temperaturze otoczenia $T_{am} = -15^\circ\text{C}$, można określić wartość oddawanego ciepła z zależności (21), (22):

$$q_a = k \cdot S_a \cdot \Delta T_c \quad (21)$$

$$S_a = 2l\pi(r + \Delta r) \quad (22)$$

przy czym:

k - współczynnik przenikania ciepła,

S_a - pole powierzchni wymiany ciepła,

l - długość węzownic akumulatora ciepła,

r - promień wewnętrzny rury węzownicy akumulatora ciepła,

Δr - grubość ścianki rury węzownicy.

Dla walca o promieniu r_a rozmieszczenie spiral z dwoma węzownicami powinno zapewniać równomierne odległości między spiralą a ścianą zewnętrzną oraz pomiędzy spiralami. Długość l spirali zależy będzie od wysokości walca h , skoku spirali oraz średnic rozmieszczenia spirali. Skok spirali h_s powinien być równy odległości pomiędzy spiralami oraz spiralą zewnętrzną a ścianą akumulatora. Zapewnia to równomierne rozmieszczenie spirali w przestrzeni wypełnionej substancją czynną. Prowadzi to do utworzenia zależności:

$$m_a = 9\pi(h_s)^3 \cdot i \cdot \rho_a \quad (23)$$

$$S_a = 6h_s^2 \cdot \pi^2 \cdot i \cdot r^2 \quad (24)$$

gdzie:

i - liczba spirali węzownic akumulatora ciepła,

h_s - skok spirali węzownicy akumulatora ciepła.

Współczynnik przenikania ciepła k dla walcowej powierzchni węzownicy akumulatora można wyrazić następująco:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_c} + \frac{r}{\lambda_k} \ln \frac{r}{r-\Delta r} + \frac{1}{\lambda_f} \ln \frac{r-\Delta r}{r-\Delta r-r_t} \quad (25)$$

przy czym:

α_c - współczynnik wnikania (przekazywania) ciepła cieczy roboczej układu chłodzenia,

λ_k - współczynnik przewodzenia ciepła materiału konstrukcyjnego akumulatora ciepła,

λ_f - współczynnik przewodzenia ciepła materiału czynnego akumulatora ciepła,

Δr - przyrost promienia węzownicy.

W rozpatrywanym akumulatorze ciepła w początkowej chwili rozładowania grubość zakrzepniętej substancji czynnej $r_t = 0$. Wartość maksymalna r_t zależy będzie od parametru konstrukcyjnego h_s określającego wymiary gabarytowe, a więc i masę substancji czynnej.

W miarę przyrostu grubości warstwy zakrzepłej wzrośnie całkowity opór cieplny pomiędzy płynną substancją czynną a cieczą chłodzącą. Skutkowac to będzie obniżeniem wielkości oddawanego przez akumulator strumienia ciepła podczas jego rozładowywania.

Znając wartość strumienia ciepła oddawanego przez akumulator do cieczy roboczej oraz właściwości fizyczne tej cieczy, można wyznaczyć wymagany wydatek objętościowy z równania (18). Wydatek objętościowy przepływu cieczy powinien wynosić $V_c \geq 6,7 \times 10^{-4}$ [m³/s] dla zapewnienia wymaganego strumienia ciepła transportowanego przez ciecz chłodzącą.

Wartość natężenia objętościowego wydatku cieczy V_c powinna przy tym, dla danego przekroju węzownic, zapewnić warunki przepływu laminarnego. W porównaniu z przepływem turbulentnym, laminarny przepływ płynu zapewnia mniejszą dyssypację energii (mniejsze opory przepływu), co oznacza mniejszą wymaganą moc pompy przetłaczającej dany strumień cieczy. Warunkiem zapewnienia przepływu laminarnego jest liczba Reynoldsa mniejsza niż 2100. Stąd przyjęta wartość średnicy wewnętrznej węzownicy $r = 8 \times 10^{-3}$ [m], dla której liczba Reynoldsa przy wymaganym przepływie cieczy chłodzącej wynosi 1290.

Po wstawieniu do równania (25) wielkości charakterystycznych dla materiałów użytych do konstrukcji akumulatora oraz cieczy chłodzącej, otrzymujemy z zależności (9)-(11), (20)-(24) wartość $h_s \geq 2,2 \times 10^{-2}$ [m].

Problematycznym zagadnieniem jest określenie przyrostu grubości warstwy zakrzepłej substancji czynnej dr_t/dt , a przez to wyznaczenie zmiany strumienia ciepła odbieranego z akumulatora przez ciecz chłodzącą w funkcji czasu.

W przypadku uproszczenia zagadnienia wymiany ciepła do przypadku jednowymiarowego, zgodnie z opracowaniem przedstawionym w pracy [5], przyrost grubości warstwy zakrzepłej można wyprowadzić z poniższej zależności:

$$dm = 2\pi \cdot \rho_a \cdot l \cdot (r + r_t) \cdot dr_t \quad (26)$$

$$\frac{dm}{dt} = q_a/q_f \quad (27)$$

W przypadkach wielowymiarowych, rozwiązanie analityczne powyższego układu równań jest skomplikowane, co prowadzi do uzasadnionego użycia narzędzi symulacyjnych.

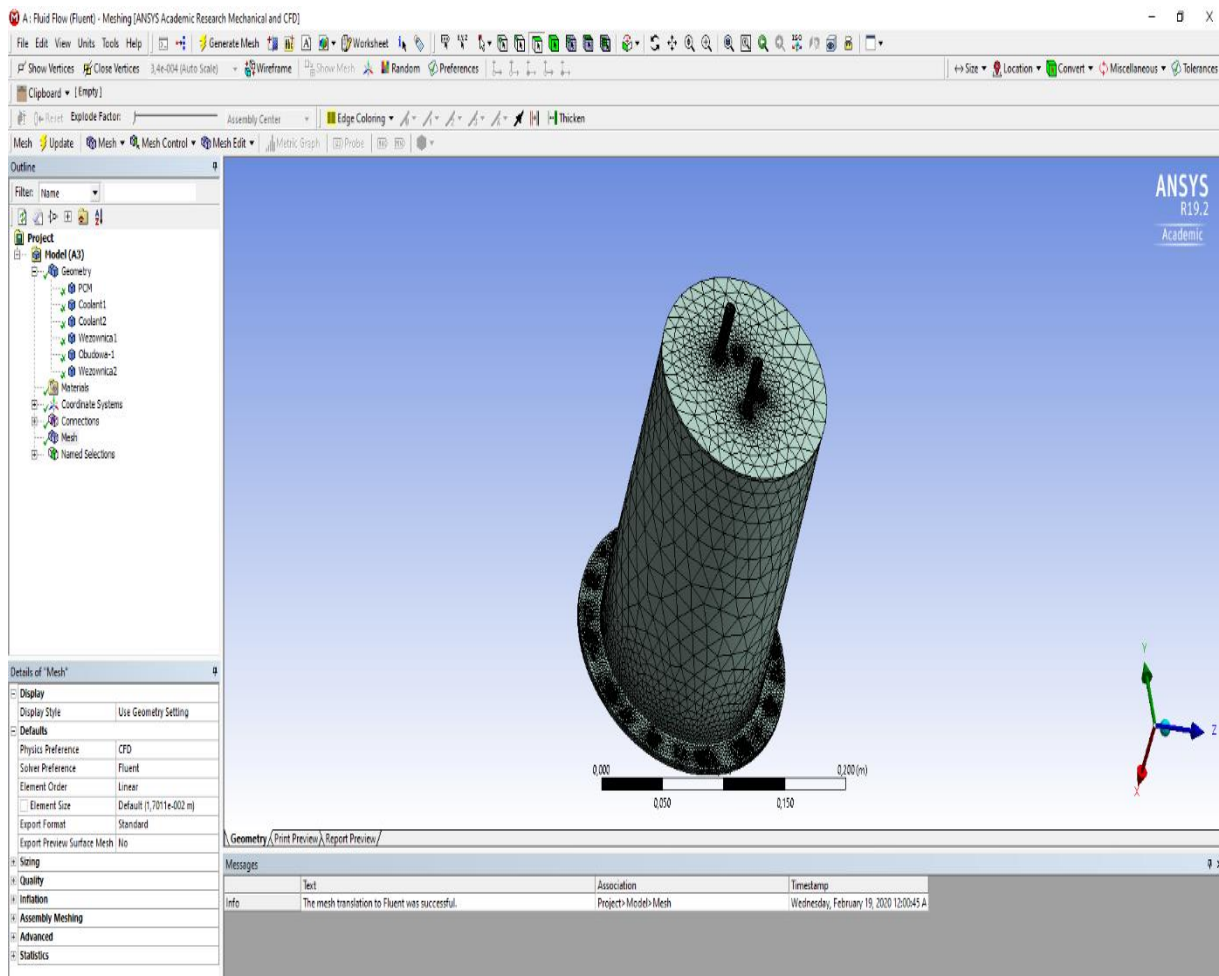
W tabeli 6 zestawiono najważniejsze parametry akumulatora ciepła zastosowanego w modernizowanym układzie chłodzenia.

Tab. 6. Wybranych parametry zaprojektowanego akumulatora ciepła

Masa substancji czynnej	3,2	[kg]
Masa obudowy i węzownic	3,7	[kg]
Średnica wewnętrzna węzownicy	8×10^{-3}	[m]
Długość węzownic	5,7	[m]

5.2.4. Analiza numeryczna modelu matematycznego akumulatora ciepła

W opracowanym przez autora pracy akumulatorze ciepła posłużono się symulacją komputerową wykonaną w środowisku ANSYS Fluent. Głównym celem przeprowadzonej analizy było wyznaczenie wartości strumienia ciepła przejmowanego przez ciecz chłodzącą w funkcji czasu. Zaprojektowany w oprogramowaniu SolidWorks model 3D akumulatora cieplnego, składający się z: obudowy, węzownicy wewnętrznej i zewnętrznej, cieczy chłodzącej wypełniającej węzownicę oraz materiału czynnego, został zaimportowany do środowiska ANSYS. Po określeniu powierzchni wlotowych i wylotowych płynu roboczego, dokonano dyskretyzacji obszaru całkowania. Parametry siatki podziału ustalono automatycznie, na podstawie wielkości poszczególnych elementów, z zachowaniem współczynnika wzrostu elementów siatki 1,2. Ze względu na niewielką grubość ścianek węzownic ($\Delta r = 1$ [mm]), dodatkowo zastosowano zagęszczenie siatki na tych elementach. Ostatecznie wygenerowana siatka cechuje się średnim współczynnikiem kształtu na poziomie 1,94 i odchyleniu standardowym 1,66 oraz współczynnikiem jakości 0,82. Model złożenia 3D z zastosowaną siatką prezentuje ilustracja 5.11.



Rys. 5.11. Model 3D wraz z siatką podziału objętości projektowanego akumulatora ciepła

Wymagany przepływ masowy, wynoszący $6,8 \cdot 10^{-3}$ [kg/s], został podzielony równo na obie wężownice. Do symulacji przyjęto jako ciecz chłodzącą, czystą wodę o temperaturze 18°C na wlocie do wężownicy. Wyloty cieczy z wężownic do badań symulacyjnych ustalono jako wolny wylot, o ciśnieniu statycznym równym ciśnieniu atmosferycznemu. Warunki przepływu płynu w obliczeniach założono jako laminarne, ze względu na małą wartość liczby Reynoldsa. Warunki początkowe analizy zakładały temperatury dla wszystkich części akumulatora na poziomie 80°C , odpowiada to warunkom pełnego naładowania akumulatora (udział części stałej w substancji czynnej wynosi 0). W analizie uwzględniono wymianę ciepła pomiędzy poszczególnymi elementami złożenia, z uwzględnieniem współczynników przewodzenia ciepła dla materiałów akumulatora: stali nierdzewnej 316L, wody oraz uwodnionego

wodorotlenku baru $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$). Ponadto, aktywowano możliwość analizy zmiany stanu skupienia płynu i związanego z nim transferu ciepła.

Ze względu na stosunkowo niską temperaturę powierzchni zewnętrznej akumulatora (80°C) w badaniach symulacyjnych nie uwzględniono radiacji. Wartość mocy cieplnej rozpraszanej do otoczenia w wyniku radiacji nie przekracza 100 [W] , zgodnie z zależnością (28):

$$Q_{pr} = \varepsilon \delta S_{zew} T_f^4 \quad (28)$$

przy czym:

Q_{pr} – ciepło rozpraszane z akumulatora do otoczenia w wyniku radiacji,

ε – współczynnik absorpcji materiały konstrukcyjnego akumulatora ciepła,

δ – stała Stefana-Boltzmannna,

S_{zew} – powierzchnia zewnętrzna akumulatora ciepła.

Również wymiana ciepła między obudową akumulatora a otoczeniem została pominięta. Wyznaczona z równania (29) wartość maksymalna mocy przekazywanej do otoczenia od ścianek zewnętrznych nie przekracza 75 [W] .

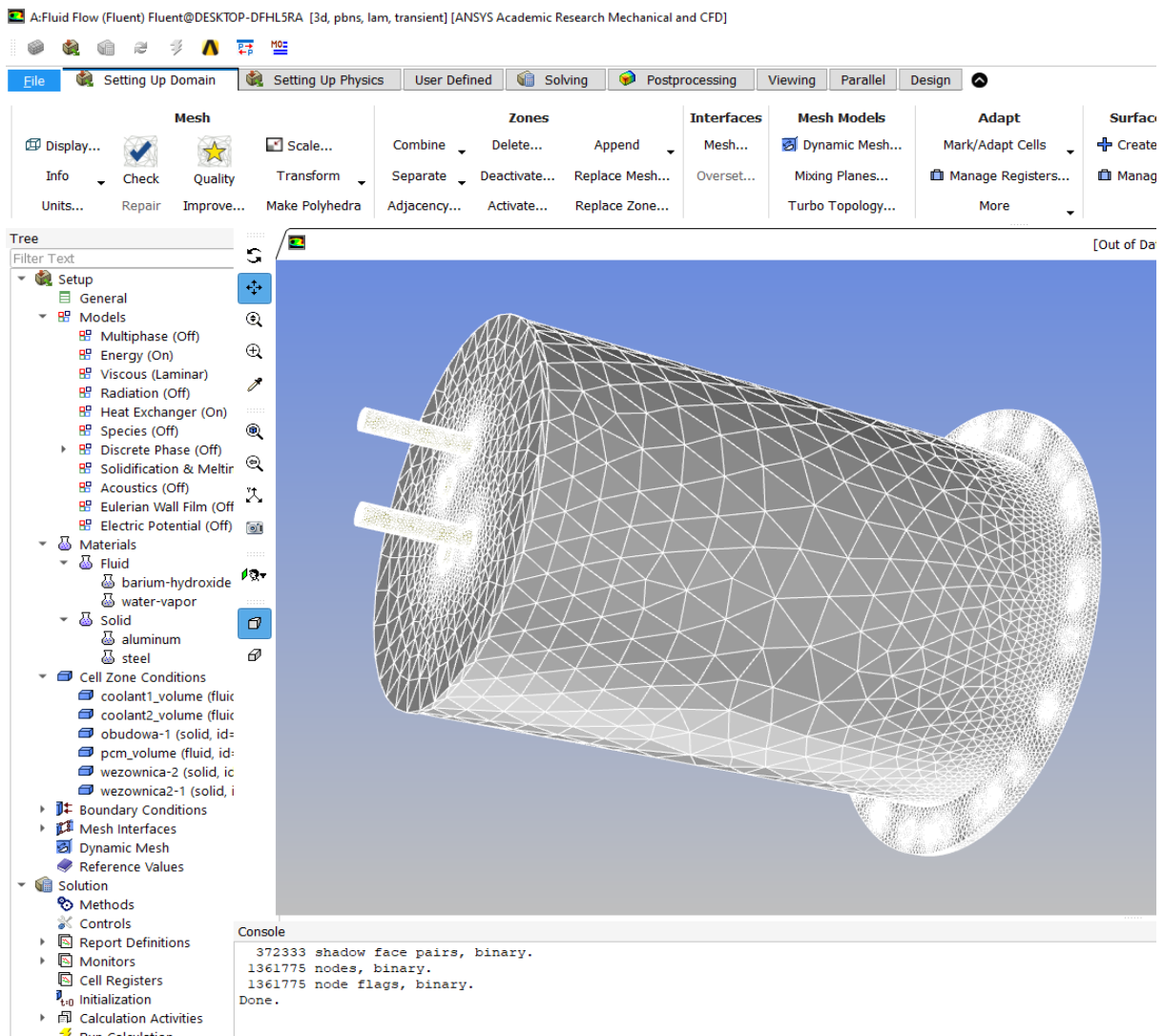
$$Q_{ar} = \alpha_r S_{zew} (T_f - T_{atm}) \quad (29)$$

gdzie:

Q_{ar} – ciepło przejmowane do otoczenia akumulatora ciepła,

α_r – współczynnik przejmowania ciepła akumulator ciepła – otoczenie.

Model symulacyjny akumulatora ciepła z widocznymi aktywnymi funkcjami obliczeniowymi symulacji komputerowej prezentuje rysunek 5.12.

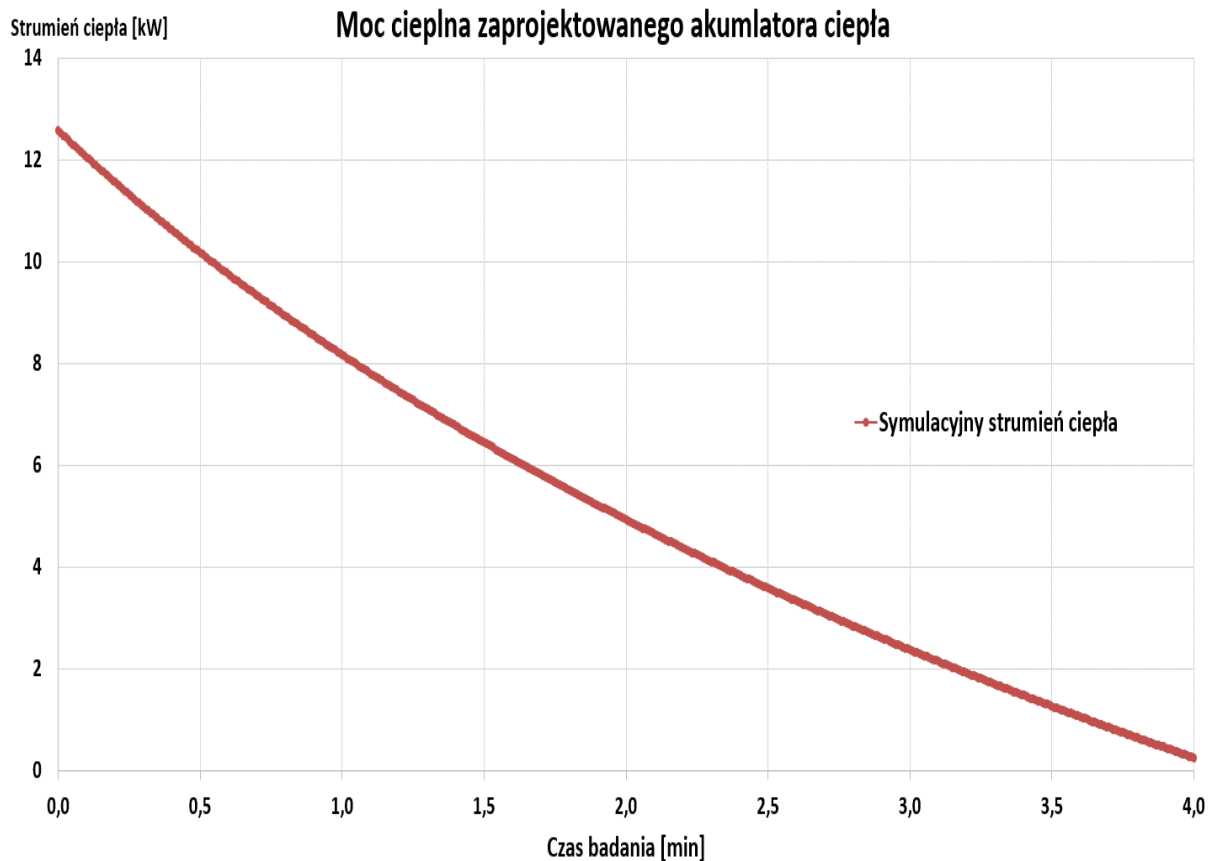


Rys. 5.12. Model obliczeniowy akumulatora ciepła z zastosowanymi funkcjami obliczeniowymi, ustawieniami materiałowymi i początkowymi

Czas badania ustalono na 225 [s], z krokiem 1 [s], odpowiada on wyznaczonej z zależności (7) maksymalnej wartości czasu transportu ciepła t_{roz} z akumulatora do silnika spalinowego. W sekcji „kontrola wyników symulacji” wykonano dwie referencje pomiarowe na powierzchniach wylotowych cieczy z węzownic. Jako zapisywany w domenie czasu parametr ustalono średnią temperaturę na powierzchniach wylotu cieczy. Zapisane dane symulacji zostały użyte do dalszych obliczeń. Przy znanej temperaturze wlotowej, natężeniu przepływu oraz właściwościach fizycznych użytego w analizie płynu, wyznaczono wartość strumienia ciepła oddawanego przez akumulator wg zależności:

$$Q_{aku} = (T_{wyj} - T_{wej}) \cdot q_c V_c \rho_c \quad (30)$$

Na podstawie otrzymanego przebiegu czasowego temperatury cieczy na wylocie z akumulatora ciepła, wyznaczono wartość strumienia cieplnego w funkcji czasu. Obliczony strumień cieplny został wykorzystany do dalszych obliczeń symulacyjnych nagrzewania wstępnego silnika spalinowego. Przebieg czasowy wartości strumienia ciepła przedstawia rysunek 5.13.



Rys. 5.13. Przebieg czasowy strumienia ciepła oddawanego przez zaprojektowany akumulator do cieczy roboczej silnika spalinowego

5.3. Model symulacyjny wstępnego podgrzewania silnika spalinowego

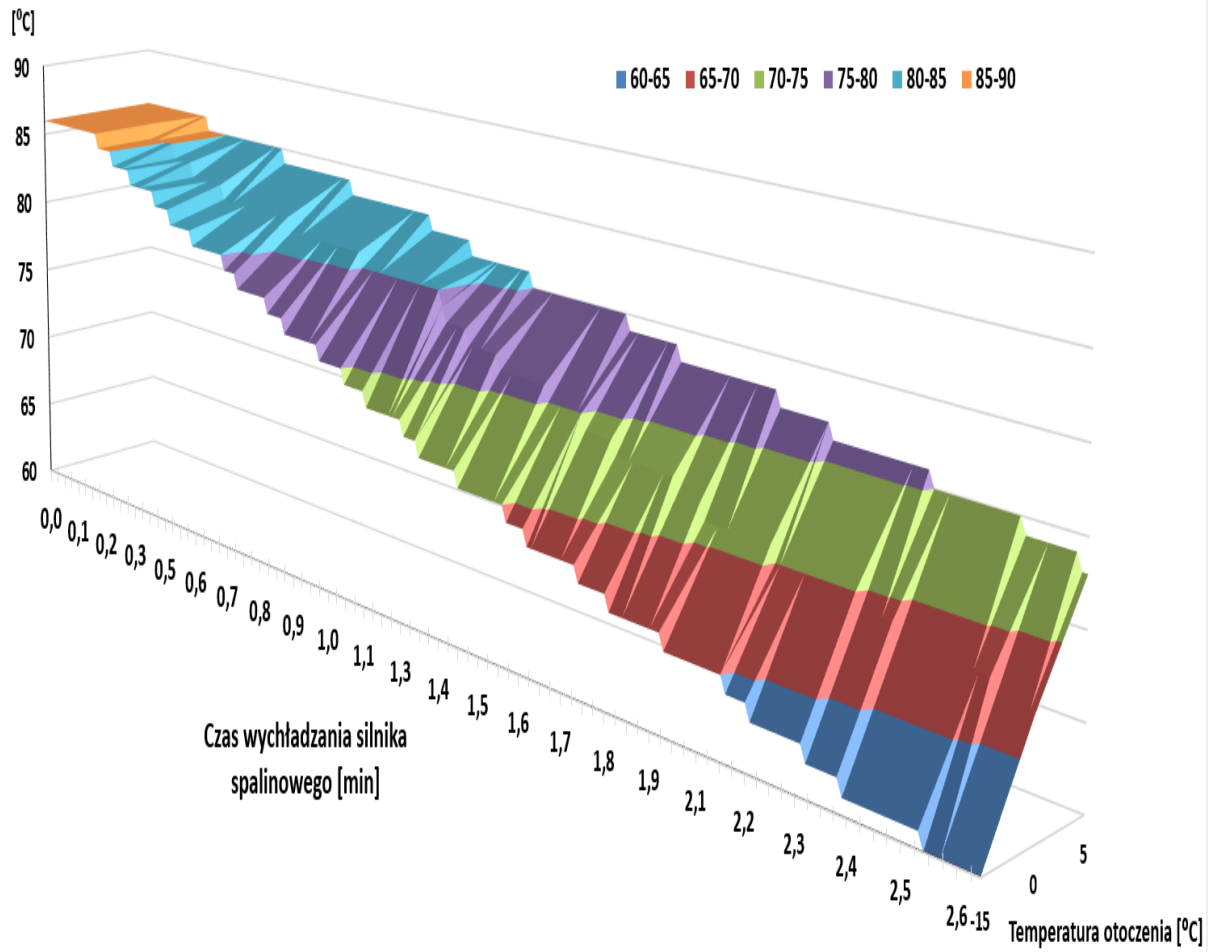
W celu określenia wpływu modernizacji układu chłodzenia na możliwy do zrealizowania proces wstępnego nagrzewania silnika spalinowego, stworzono model symulacyjny w środowisku Matlab-Simulink. Wynikiem analiz komputerowych jest przebieg temperatury w głowicy silnika spalinowego w funkcji czasu. Do obliczeń wykorzystano uzyskane zależności czasowe wartości strumienia ciepła oddawanego przez akumulator ciepła.

Dane te uzyskano poprzez wykonanie analizy MES, przeprowadzonej w środowisku programistycznym ANSYS Fluent, która została opisana w podrozdziale 5.2.4.

Wyznaczona z zależności (12) - (14) wartość określająca ilość ciepła niezbędnego do wstępnego nagrzania silnika spalinowego stała się podstawą do przeprowadzonych symulacji. Uwzględniono w modelu doświadczalnie zebrane wartości rozpraszanego strumienia ciepła z silnika spalinowego do otoczenia, w zależności od temperatury otoczenia, wyznaczone z równania (17). Dla uproszczenia modelu obliczeniowego, prędkość pojazdu, mająca wpływ na strumień rozpraszanego ciepła, została przyjęta do obliczeń jako wartość stała. Jej wartość jest równa maksymalnej prędkości możliwej do uzyskania przy jeździe z napędem elektrycznym (17 [m/s]), co stanowi najbardziej niekorzystną, z punktu widzenia rozpraszania ciepła do otoczenia, sytuację ochładzania silnika spalinowego pędem powietrza wpływającego do komory silnika. Nie uwzględniono w modelu symulacyjnym strat ciepła wynikających z konieczności ogrzania cieczy chłodzącej i przewodów łączących akumulator ciepła z silnikiem spalinowym, ani też rozpraszania ciepła z przewodów łączących do otoczenia. Czas przeprowadzonej symulacji jest równy wyznaczonemu z zależności (7) równy teoretycznemu czasowi jazdy elektrycznej samochodu wyposażonego w hybrydowy układ napędowy ($t_{roz} = 220$ [s]).

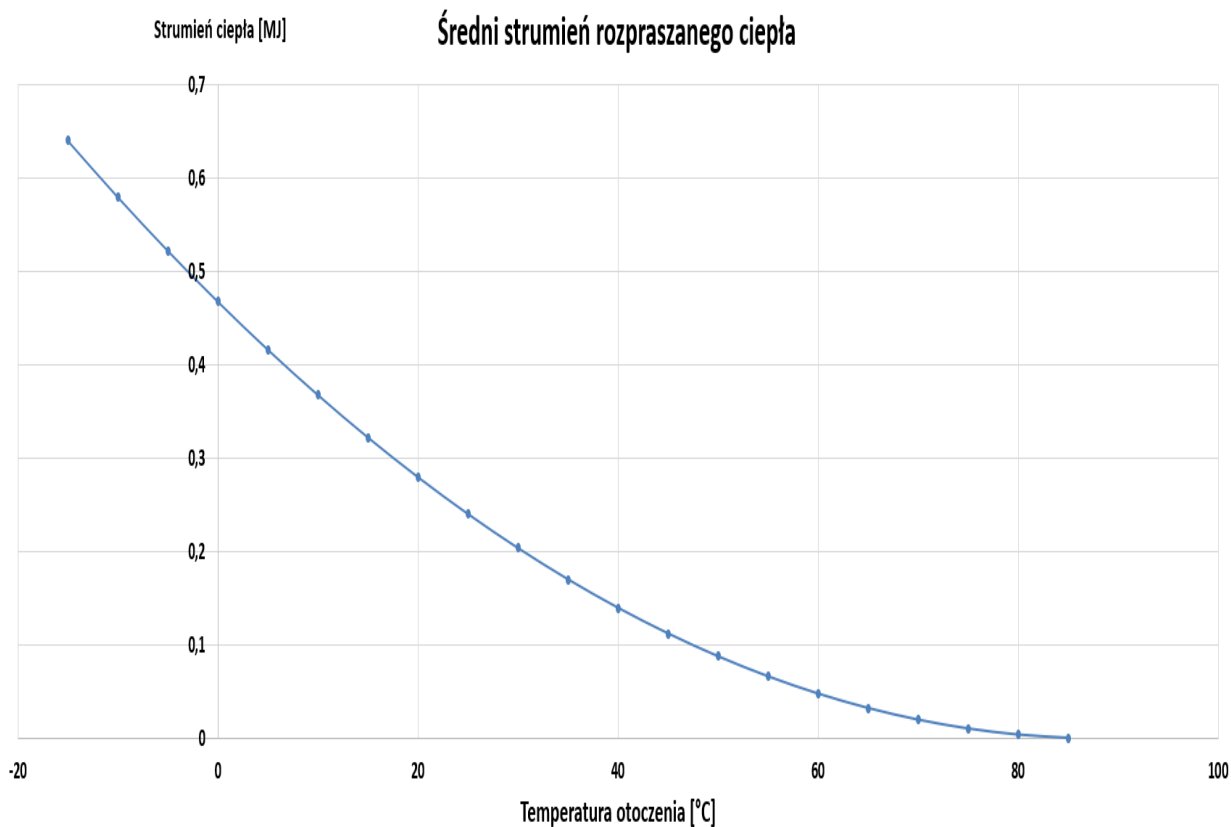
Na rysunku 5.14 przedstawiono dane zebrane doświadczalnie odnośnie przebiegu temperatury w funkcji czasu i temperatury otoczenia silnika spalinowego podczas postoju.

Spadek temperatury cieczy chłodzącej podczas wyłączenia silnika spalinowego



Rys. 5.14. Zależność temperatury silnika spalinowego od czasu i temperatury otoczenia podczas przerw w jego pracy

Obliczona z zależności (17) wartość średniego strumienia ciepła rozpraszanego do otoczenia, w funkcji temperatury otoczenia, została przedstawiona na rysunku 5.15.



Rys. 5.15. Wartość średniego strumienia ciepła rozpraszanego do otoczenia silnika spalinowego podczas postoju

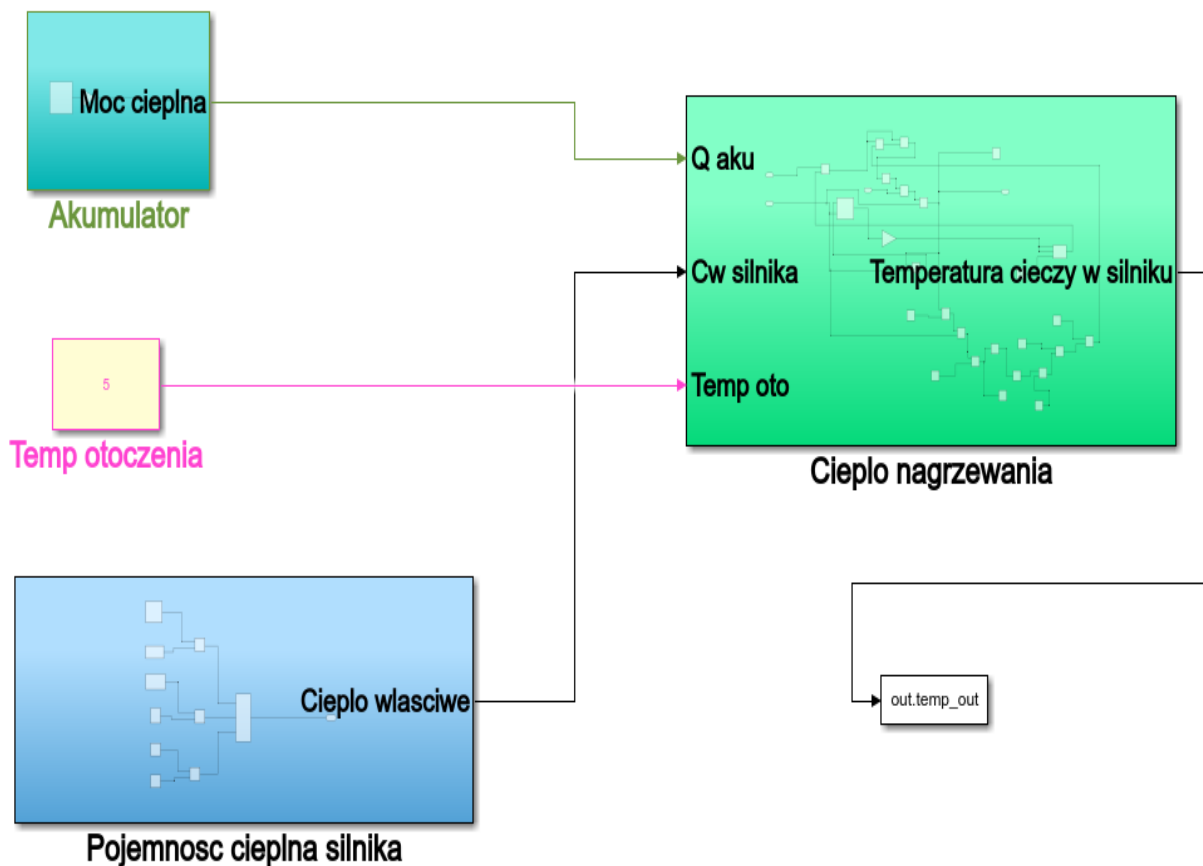
Zależności opisujące temperaturę cieczy chłodzącej w silniku spalinowym podczas nagrzewania przedstawiają poniższe równania:

$$\Delta T_{sil} = \frac{\int_0^{t_{roz}} (q_a - q_{roz}) dt}{q_s} + T_{atm} \quad (31)$$

$$q_s = \sum_{i=1}^n c_i m_i \quad (32)$$

przy czym:

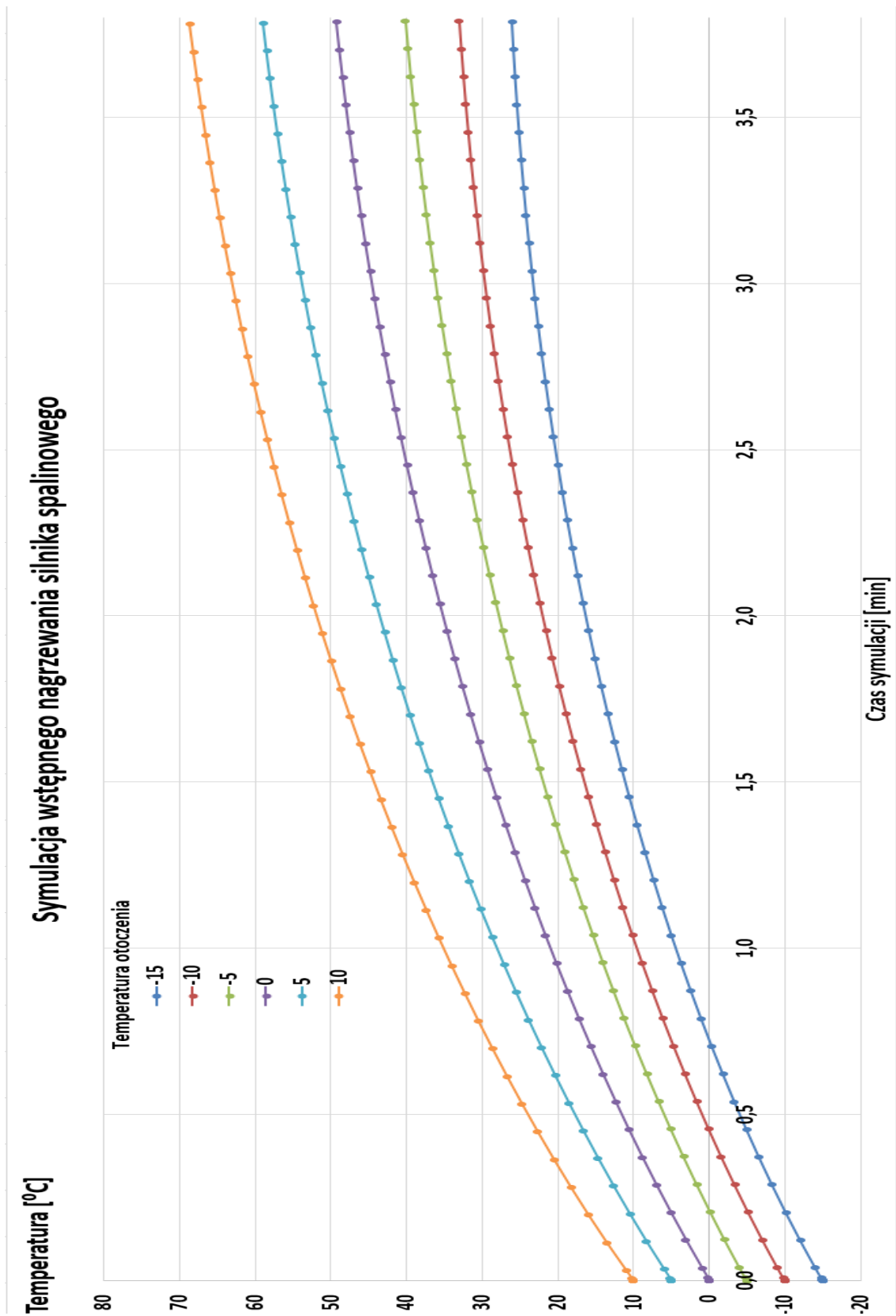
q_s - pojemność cieplna właściwa silnika spalinowego.



Rys. 5.16. Schemat blokowy modelu symulacyjnego procesu nagrzewania wstępnego silnika spalinowego

Celem tej symulacji komputerowej jest określenie zależności temperatury cieczy chłodzącej w silniku spalinowym w funkcji czasu. Czas analizy jest równy określone w zależności (7) czasowi jazdy z wykorzystaniem energii elektrycznej, pobieranej z baterii akumulatorów trakcyjnych ($t_e = 225$ [s]). Analizę wykonano dla zakresu temperatur otoczenia $T_{atm} = (-15^\circ\text{C}$ do 15°C), z krokiem 5°C .

Rysunek 5.17 przedstawia przebiegi czasowe temperatury cieczy chłodzącej w silniku w przedziale czasowym równym jeździe z wykorzystaniem zmagazynowanej energii elektrycznej w baterii trakcyjnej, w zależności od temperatury otoczenia.



Rys. 5.17. Przebiegi czasowe temperatury silnika spalinowego podczas podgrzewania wstępnego w zależności od temperatury otoczenia

Wyniki wykonanej symulacji komputerowej dotyczące określenia temperatury cieczy chłodzącej silnika spalinowego po zakończeniu fazy nagrzewania wstępnego zebrano w tabeli 7.

Tab. 7. Wyniki symulacji wstępnego nagrzewania silnika spalinowego za pomocą akumulatora ciepła

Temperatura otoczenia [°C]	Temperatura cieczy chłodzącej silnika spalinowego [°C]
-15	26
-10	33
-5	40
0	49
5	59
10	70

Uzyskane wartości zostaną następnie zestawione z doświadczalnie zebranymi pomiarami w wyniku prób drogowych. Porównanie wyników otrzymanych w wyniku symulacji jak i badań rzeczywistych, będą podstawą do weryfikacji poprawności opracowanego modelu zmodyfikowanego układu chłodzenia. Teoretyczna do uzyskania wartość temperatury cieczy chłodzącej po zakończeniu procesu nagrzewania wstępnego zostanie również użyta do stworzenia algorytmu sterowania.

6. Sterowanie przepływem ciepła w układzie chłodzenia/akumulacji

Układ sterowania zmodernizowanego układu chłodzenia/akumulacji został zrealizowany w oparciu o komputer czasu rzeczywistego myRIO oraz środowisko programistyczne LabVIEW. Wybór ten został podyktowany możliwościami sprzętowymi: liczba wejść sygnałowych, wyjść sterujących, wartość napięcia zasilającego oraz wielkość pamięci wewnętrznej powodują, że jednostka sterująca może z powodzeniem pełnić również funkcję rejestratora cyfrowego. Zasilanie układu sterująco-rejestrującego odbywa się z pokładowej instalacji elektrycznej badanego pojazdu. System sterowania jest automatycznie uruchamiany po osiągnięciu przez hybrydowy układ napędowy stanu gotowości do jazdy. Zapis danych odbywa się w pamięci wewnętrznej urządzenia. Po podłączeniu komputera przenośnego do myRIO istnieje dodatkowo możliwość monitorowania w czasie rzeczywistym wartości parametrów uzyskanych z czujników układu sterowania a także aktualnego trybu pracy.

Panel operatorski oprogramowania przedstawia rysunek 6.1.



Rys. 6.1. Wygląd panelu operatora oprogramowania sterująco-rejestrującego w LabVIEW

6.1. Konfiguracja sterowania zmodernizowanym układem chłodzenia

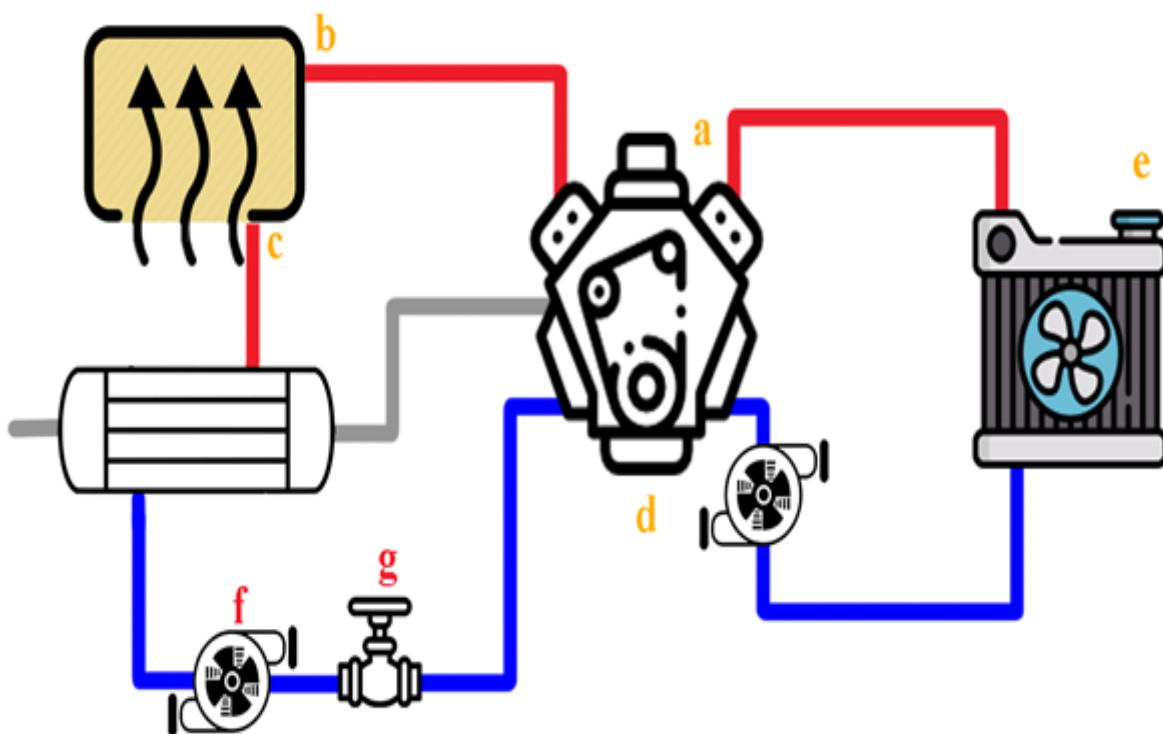
System sterowania zmodernizowanym układem chłodzenia ma za zadanie zbieranie sygnałów poprzez odpowiednie czujniki, przetwarzanie tych danych oraz wykonywanie zapisanego w pamięci urządzenia kontrolnego programu sterującego.

Dla prawidłowej pracy układu sterowania konieczne jest uzyskanie następujących sygnałów:

- a) gotowość hybrydowego układu napędowego,
- b) temperatura cieczy chłodzącej na wyjściu z akumulatora ciepła,
- c) temperatura cieczy chłodzącej w głowicy silnika spalinowego,
- d) temperatura cieczy chłodzącej na wyjściu wymiennika ciepła,
- e) temperatura otoczenia,
- f) ciśnienie w kolektorze dolotowym,
- g) tryb pracy układu wentylacji przestrzeni pasażerskiej.

Do pomiaru temperatur cieczy chłodzącej oraz temperatury otoczenia wybrano czujniki termorezystancyjne typu RTD Pt100 wraz z przetwornikiem sygnału typu PG-17 z wyjściem analogowym napięciowym o zakresie 0-5 [V]. Ciśnienie w kolektorze dolotowym silnika spalinowego mierzone jest za pomocą czujnika typu MPX5115AP z wyjściem analogowym 0-5 [V]. Tryb pracy układu wentylacji jest rozpoznawany na podstawie wartości napięcia zasilającego silnik elektryczny dmuchawy; napięcie ≈ 0 [V] oznacza stan wyłączenia układu ogrzewania i klimatyzacji przestrzeni pasażerskiej. Podobnie określany jest tryb pracy hybrydowego układu napędowego: mierzonym parametrem jest wartość napięcia zasilającego sterownik silnika spalinowego (ECU). Przyjęto, że pomiędzy wymiennikiem ciepła gazy wylotowe silnika spalinowego - ciecz chłodząca a akumulatorem ciepła nie występują straty ciepła, stąd też zamiennie dla pomiaru temperatury cieczy na wyjściu z wymiennika zastosowano pomiar temperatury cieczy chłodzącej na wlocie do akumulatora ciepła.

Schemat blokowy połączeń głównych podzespołów kontrolno-sterujących obiegiem cieczy chłodzącej układu chłodzenia/akumulacji zamieszczono na rysunku 6.2.

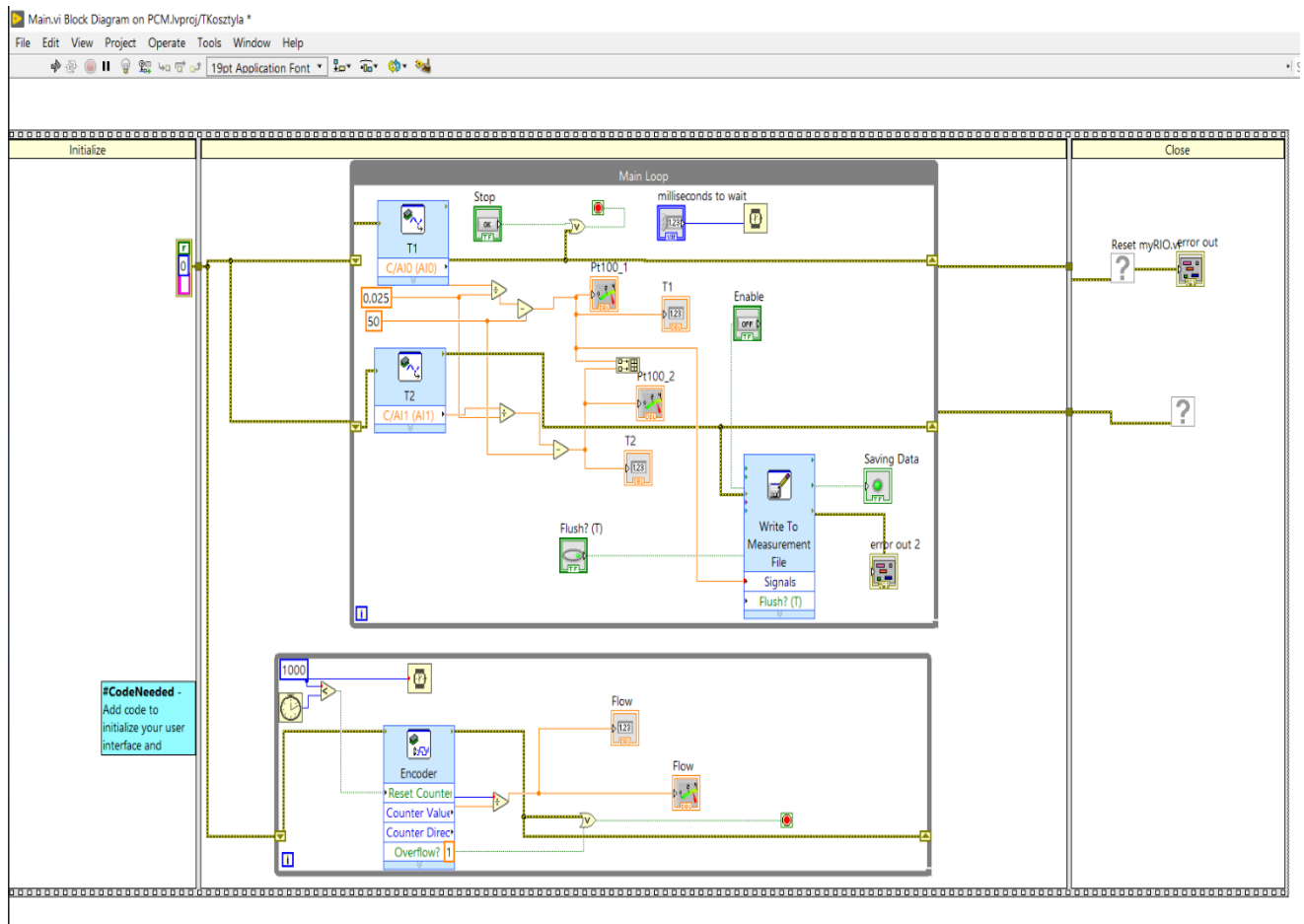


Rys. 6.2. Schemat blokowy układu sterowania obiegiem cieczy chłodzącej

Oznaczenia: a - czujnik obciążenia silnika spalinowego, b - czujnik temperatury cieczy chłodzącej na wyjściu akumulatora ciepła, c - czujnik temperatury cieczy chłodzącej na wejściu akumulatora ciepła, d - sygnał gotowości pracy hybrydowego układu napędowego, e - czujnik temperatury otoczenia, f - dodatkowa pompa cieczy chłodzącej, g - zawór odcinający

Elementy wykonawcze nadzorujące przepływem ciepła w zmodernizowanym układzie chłodzenia/akumulacji to elektryczna pompa cieczy chłodzącej oraz zawór odcinający ciecz chłodzącą w obiegu akumulatora ciepła.

Schemat blokowy wybranego fragmentu sterowania w modernizowanym układzie chłodzenia/akumulacji zrealizowanego w środowisku LabVIEW, wykorzystywanego również do rejestracji sygnałów przedstawiono na rysunku 6.3.



Rys. 6.3. Schemat blokowy części oprogramowania LabVIEW, wykorzystanego do rejestracji sygnałów w modernizowanym układzie chłodzenia/akumulacji

6.2. Algorytm sterowania zmodernizowanego układu chłodzenia/akumulacji

Podczas uruchomienia programu sterującego, zapisanego w pamięci nieulotnej, na podstawie otrzymanych sygnałów sterujących układ sterowania wykonuje jeden z trzech możliwych trybów transportu ciepła wewnątrz układu chłodzenia/akumulacji:

- magazynowanie energii cieplnej w akumulatorze podczas pracy silnika spalinowego;
- wstępne nagrzewanie silnika spalinowego przed jego uruchomieniem energią cieplną pobieraną z akumulatora ciepła (tryb jazdy ‘czysto elektrycznej’);

- stabilizacja temperatury cieczy chłodzącej w głowicy silnika spalinowego podczas pracy silnika spalinowego (buforowanie ciepła).

Ponadto, możliwy jest stan bezczynności (wyłączenie zaworu odcinającego oraz unieruchomienie dodatkowej pompy cieczy) w przypadkach:

- ✓ braku gotowości do jazdy hybrydowego układu napędowego,
- ✓ rozładowania akumulatora ciepła, przy równoczesnym wyłączonym i nienagrzanym do temperatury pracy silnika spalinowym,
- ✓ nagrzania do temperatury pracy i wyłączenia silnika spalinowego.

Schemat ideowy algorytmu sterowania przedstawia rysunek 6.4.

6.2.1. Akumulacja ciepła w akumulatorze

Ciepło magazynowane w akumulatorze ciepła jest transportowane z wymiennika przez ciecz chłodzącą. Warunki potrzebne do zainicjowania procesu ładowania akumulatora ciepła są następujące: silnik spalinowy uruchomiony a temperatura cieczy chłodzącej w wymienniku ciepła ‘gazy spalinowe – ciecz’ spełnia następującą nierówność:

$$T_S > \Delta T_4 \quad (33)$$

gdzie: ΔT_4 – oznacza histerezę temperaturową niezbędną, aby zapobiegać niepotrzebnemu krążeniu cieczy roboczej w układzie.

Przy niewielkiej różnicy temperatur pomiędzy cieczą w układzie chłodzenia silnika spalinowego a cieczą w akumulatorze ciepła, ilość ciepła transportowana przez ciecz jest nieznaczna i porównywalna do strat cieplnych w obiegu silnik spalinowy - wymiennik ciepła - akumulator. Wartość histerezy ΔT_4 jest zależna od temperatury przemiany fazowej substancji czynnej akumulatora. Zależność (34) opisuje związek histerezy ΔT_4 z wartością T_f :

$$\Delta T_4 = T_f + 4^\circ\text{C} \quad (34)$$

Dla wybranego materiału czynnego akumulatora ciepła (uwodnionego wodorotlenku baru $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$) wartość histerezy ΔT_4 wynosi 82°C .

Całkowite spełnienie obu powyższych warunków umożliwia aktywację systemu sterującego, tj. włączenie dodatkowej elektrycznej pompy płynu chłodzącego oraz otwarcie zaworu zwrotnego przepływu cieczy chłodzącej przez akumulator ciepła. Po przekroczeniu

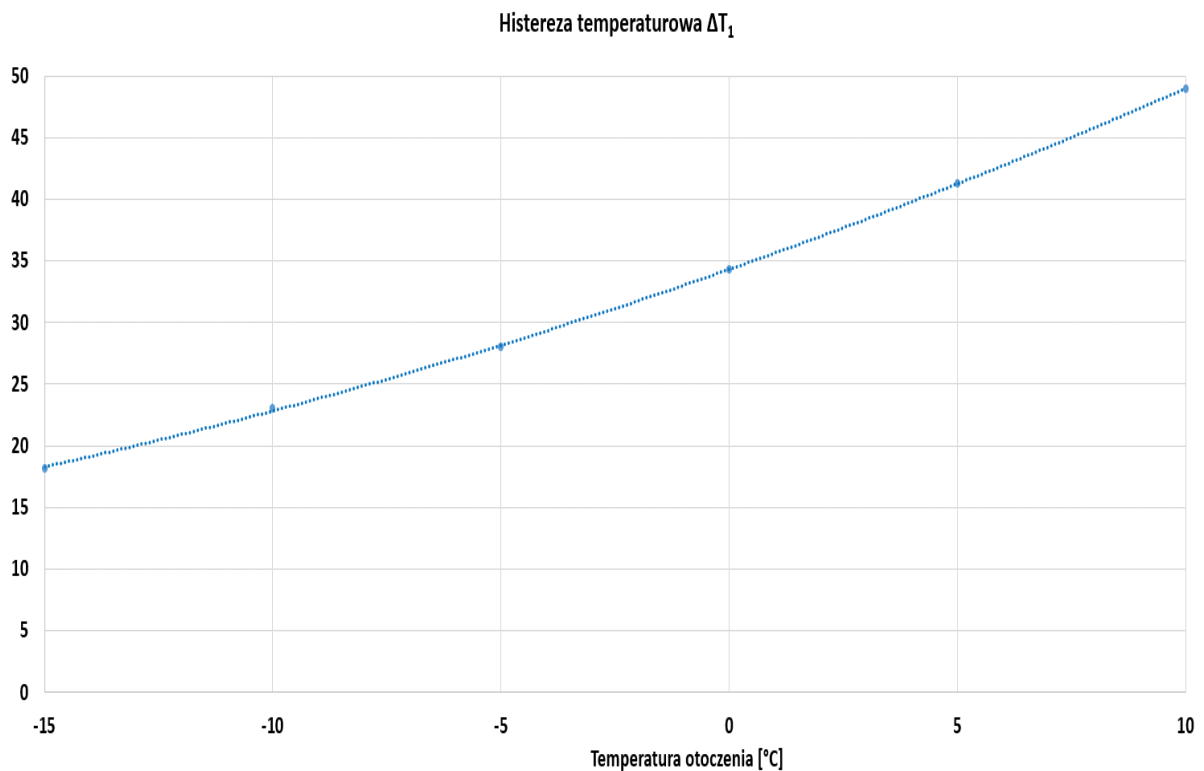
6.2.2. Nagrzewanie silnika spalinowego

W pierwszym etapie aktywacji procesu transferu ciepła z akumulatora do silnika spalinowego sprawdzane są następujące warunki: czy hybrydowy układ napędowy znajduje się w stanie gotowości do jazdy a temperatura silnika spalinowego spełnia nierówność:

$$T_s < \Delta T_1 \quad (36)$$

przy czym: ΔT_1 – histereza temperaturowa, zapobiegająca aktywacji funkcji nagrzewania w przypadku ciepłego silnika spalinowego.

Wartość histerezy ΔT_1 jest to wyznaczona symulacyjnie wartość temperatury nagrzewania wstępnego silnika spalinowego. Wartość histerezy ΔT_1 jest więc funkcją zależną od temperatury otoczenia. Poniższy rysunek 6.5 przedstawia tę zależność.



Rys. 6.5. Zależność histerezy temperaturowej ΔT_1 od temperatury otoczenia

Kolejnym warunkiem koniecznym do inicjalizacji nagrzewania wstępnego jest naładowanie akumulatora ciepła, sprawdzane spełnienia warunku zależności (33) oraz wyłączenie silnika spalinowego.

$$T_{wyj} > \Delta T_2 \quad (37)$$

$$\Delta T_2 = T_f - 2 \quad (38)$$

przy czym: ΔT_2 - histereza temperaturowa określająca stan naładowania akumulatora ciepła.

Wartość histerezy ΔT_2 jest zależna od temperatury przemiany fazowej substancji czynnej akumulatora. Wykorzystanie zależności (37) i (38) w algorytmie sterowania zmodernizowanym układem chłodzenia zapobiega niekorzystnemu zjawisku uruchamiania obiegu cieczy w układzie chłodzenia, przy niewielkim strumieniu ciepła oddawanego przez akumulator (rozładowany magazyn ciepła).

Proces nagrzewnia silnika spalinowego zależy między innymi od stopnia naładowania akumulatorów: ciepła oraz trakcyjnego. W przypadku niepełnego naładowania akumulatora ciepła, proces ten zakończy się po spadku temperatury akumulatora poniżej temperatury określonej nierównością (37). Natomiast rozładowanie akumulatora elektrochemicznego poniżej dopuszczalnego poziomu, będzie skutkowało koniecznością uruchomienia silnika spalinowego, celem jego doładowania.

Pełne nagrzanie wstępne silnika spalinowego następuje po spełnieniu zależności:

$$T_s \geq \Delta T_1 \quad (39)$$

Osiągnięcie przez ciecz chłodzącą w głowicy silnika spalinowego wartości ΔT_1 oznacza zakończenie procesu nagrzewania wstępnego, tj. osiągnięcie przez temperaturę cieczy chłodzącej w głowicy wartości ustalonej w wyniku symulacji.

6.2.3. Buforowanie ciepła

Podczas przerw w pracy silnika spalinowego następuje spadek temperatury cieczy chłodzącej w głowicy na skutek:

- rozpraszania ciepła do otoczenia,
- wykorzystania ciepła układu chłodzenia do ogrzewania przestrzeni pasażerskiej.

Aby wyeliminować ochładzanie głowicy silnika podczas krótkotrwałych przerw w jeździe, układ sterujący załącza dodatkową pompę cieczy oraz otwiera zawór odcinający, umożliwiając transfer ciepła z akumulatora do silnika spalinowego.

Pod względem sterowania jest to proces podobny do wstępnego nagrzewania silnika spalinowego. Różnice wynikają z odmiennie zdefiniowanych warunków aktywacji tej funkcji:

$$T_s < T_{wyj} - \Delta T_5 \quad (40)$$

przy czym:

ΔT_5 – histereza temperaturowa, określająca rozpoczęcie procesu podtrzymywania temperatury cieczy chłodzącej silnika spalinowego.

Histereza temperaturowa ΔT_5 uzależniona jest od trybu pracy układu ogrzewania wnętrza pojazdu (załączony lub wyłączony). Pozwala to aktywować funkcje podtrzymywania temperatury silnika tak, aby zapewnić możliwie małe odchylenia od temperatury roboczej. Jednocześnie histereza temperaturowa ΔT_5 zapobiega zbyt częstemu uruchomieniu funkcji buforowania ciepła, przy krótkich przerwach w pracy silnika spalinowego, która mogłaby doprowadzić do szybkiego rozładowania akumulatora ciepła. Wartość histerezy ΔT_5 dla załączonego układu ogrzewania wynosi 4°C, natomiast dla wyłączonego to 6°C.

Proces buforowania ciepła jest przerywany w chwili uruchomienia silnika spalinowego lub w przypadku rozładowania akumulatora ciepła, tj. w chwili spełnienia nierówności (41):

$$T_{wyj} \leq \Delta T_2 \quad (41)$$

7. Badania doświadczalne

Zakres przeprowadzonych pomiarów doświadczalnych, które są przedmiotem niniejszego opracowania, sprowadza się do dwóch zagadnień. Pierwszy z nich obejmuje stanowiskowe badanie zależności przebiegu mocy cieplnej zaprojektowanego akumulatora jako funkcji czasu. Badania doświadczalne właściwości opracowanego i wykonanego akumulatora ciepła miały na celu potwierdzenie wyników symulacji, uzyskanych za pomocą oprogramowania w środowisku ANSYS Fluent oraz weryfikację modelu matematycznego oraz symulacyjnego. Było to istotne ze względu na użycie ww. wyników do dalszych badań - analizy symulacyjnej wstępnego podgrzewania silnika spalinowego ciepłem zmagazynowanym w akumulatorze. Badanie strumienia ciepła oddawanego przez akumulator ciepła przeprowadzono na przygotowanym do tego celu stanowisku laboratoryjnym. Drugie zagadnienie pomiarów doświadczalnych to efektywność (mierzalna wartością temperatury cieczy chłodzącej w głowicy) wstępnego nagrzania silnika spalinowego w zmodernizowanym układzie chłodzenia/akumulacji. Nagrzewanie wstępne odbywa się podczas prób drogowych, których warunki zewnętrzne (temperatura otoczenia, prędkości maksymalne, trasa) są zbliżone do przeprowadzonych wcześniej wstępnych badań drogowych. Dzięki temu jest możliwe porównanie wyników nagrzewania wstępnego silnika spalinowego w zmodernizowanym układzie chłodzenia/akumulacji z rozwiązaniem fabrycznym. W opracowaniach dotyczącej przedmiotowej literatury przedstawiono korzyści wynikające z możliwie najszybszego osiągnięcia przez silnik spalinowy temperatury roboczej, jak i proponowane metody ich realizacji. Pomiary doświadczalne, dotyczące wpływu zastosowania akumulatora ciepła na podgrzewanie wstępne silnika spalinowego przeprowadzono w odpowiednio zmodernizowanym pojeździe samochodowym Toyota Yaris Hybrid. Ponieważ w dostępnej literaturze [9, 11, 27, 30, 69] powszechnie znane są zależności pomiędzy temperaturą roboczą silnika spalinowego a emisją składników toksycznych i zużyciem paliwa, przyjęto za wystarczające pomiary jedynie temperatury cieczy chłodzącej w głowicy silnika spalinowego. Uznano, że wpływ skrócenia czasu nagrzewania silnika na zmniejszenie ilości emisji składników toksycznych i redukcję zużycia paliwa nie wymaga potwierdzenia badaniami doświadczalnymi, a dokładne wartości skutków przeprowadzonych przez autora modyfikacji układu chłodzenia/akumulacji nie są podstawą niniejszego opracowania.

Elektroniczna aparatura pomiarowa, umieszczona w badanym samochodzie, ma umożliwić rejestrację wartości temperatury cieczy chłodzącej w głowicy silnika spalinowego, podczas ruchu pojazdu w warunkach miejskich. Dodatkowo dokonywano rejestracji przebiegów czasowych takich parametrów jak: obciążenie silnika spalinowego, prędkość jazdy badanego pojazdu oraz stan naładowania baterii akumulatorów trakcyjnych. Oprócz urządzenia rejestrującego wybrane parametry w hybrydowym układzie napędowym, w pojeździe eksperymentalnym funkcję kontrolno-sterującą zmodernizowanego układu chłodzenia/akumulacji pełnił system oparty na urządzeniu MyRIO, z wykorzystaniem oprogramowania zrealizowanym w środowisku LabVIEW.

7.1. Stanowiskowe badania akumulatora ciepła

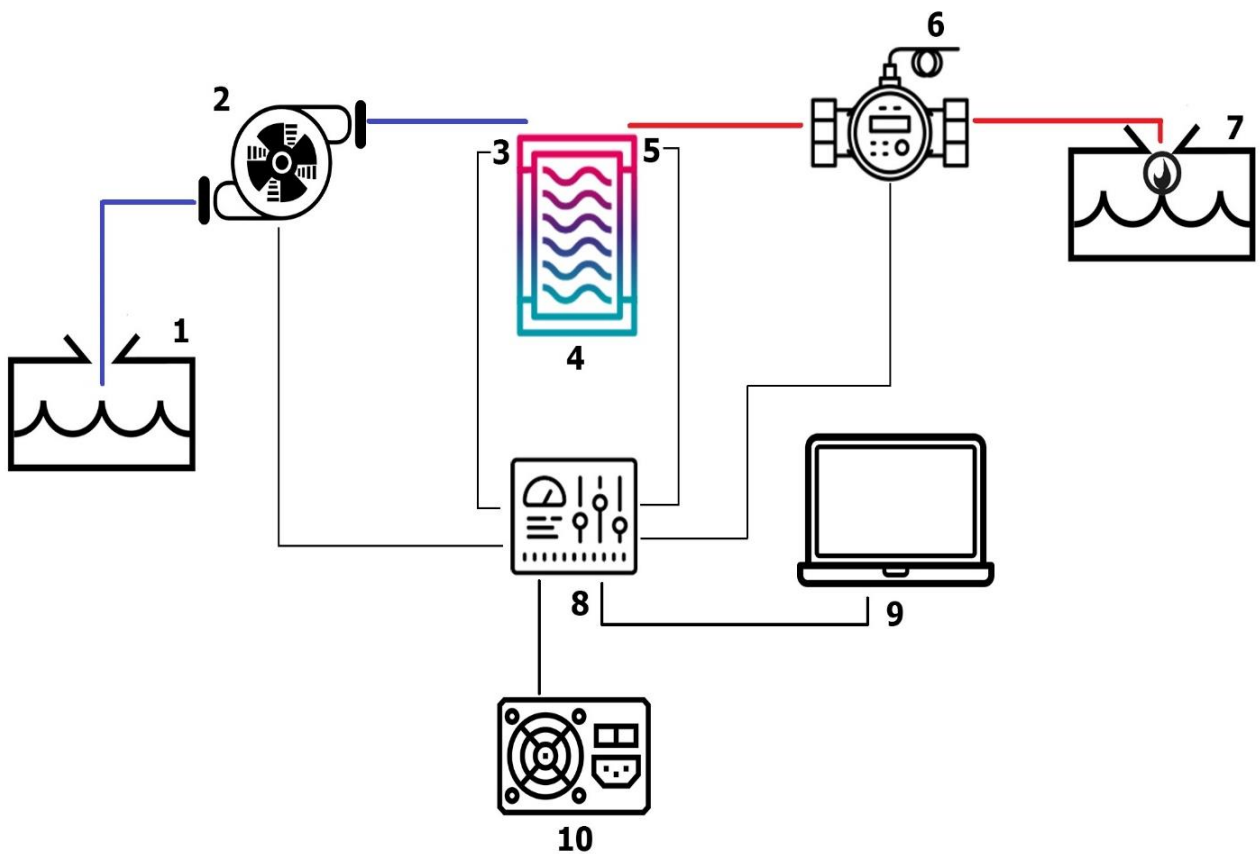
Laboratoryjne badania akumulatora ciepła miały na celu określenie przebiegu wartości strumienia ciepła oddawanego przez naładowaną baterię w funkcji czasu. Otrzymane dane zostaną następnie porównane z wartościami mocy cieplnej, uzyskanymi na drodze symulacji metod elementów skończonych, w oprogramowaniu Ansys Fluent. Zestawienie wyników powyższych badań będą podstawą do weryfikacji poprawności przedstawionego modelu akumulatora ciepła. Jest to istotne ze względu na znaczenie wyznaczonego w sposób analityczny strumienia ciepła do dalszych obliczeń symulacyjnych (nagrzewania wstępnego silnika spalinowego).

Stanowisko laboratoryjne służące do pomiaru mocy cieplnej akumulatora, powinno zapewnić pełne naładowanie akumulatora ciepła przed rozpoczęciem pomiarów, a także pełną kontrolę nad obiegiem cieczy podczas jego rozładowywania. Regulację natężenia przepływu cieczy wykonano poprzez sterowanie PWM silnikiem elektrycznym pompy, z wykorzystaniem sygnału z przepływomierza cieczy (sterowanie ze sprzężeniem zwrotnym). Wyznaczenie mocy cieplnej akumulatora przeprowadzono metodą pośrednią, na podstawie pomiarów przebiegów czasowych temperatur cieczy roboczej na wejściu i wyjściu z akumulatora, natężenia przepływu cieczy oraz znanych właściwości fizycznych użytej w stanowisku badawczym cieczy. Dla ułatwienia wykonania pomiarów, jako czynnik chłodzący, zastosowano wodę destylowaną. Najistotniejsze parametry użytej podczas badań wody zestawiono w tabeli 8. Z zależności (30) wyznaczono wartość strumienia ciepła oddawanego do przepływającej przez akumulator cieczy (wody).

Tab. 8. Zestawienie parametrów cieczy w stanowisku doświadczalnym

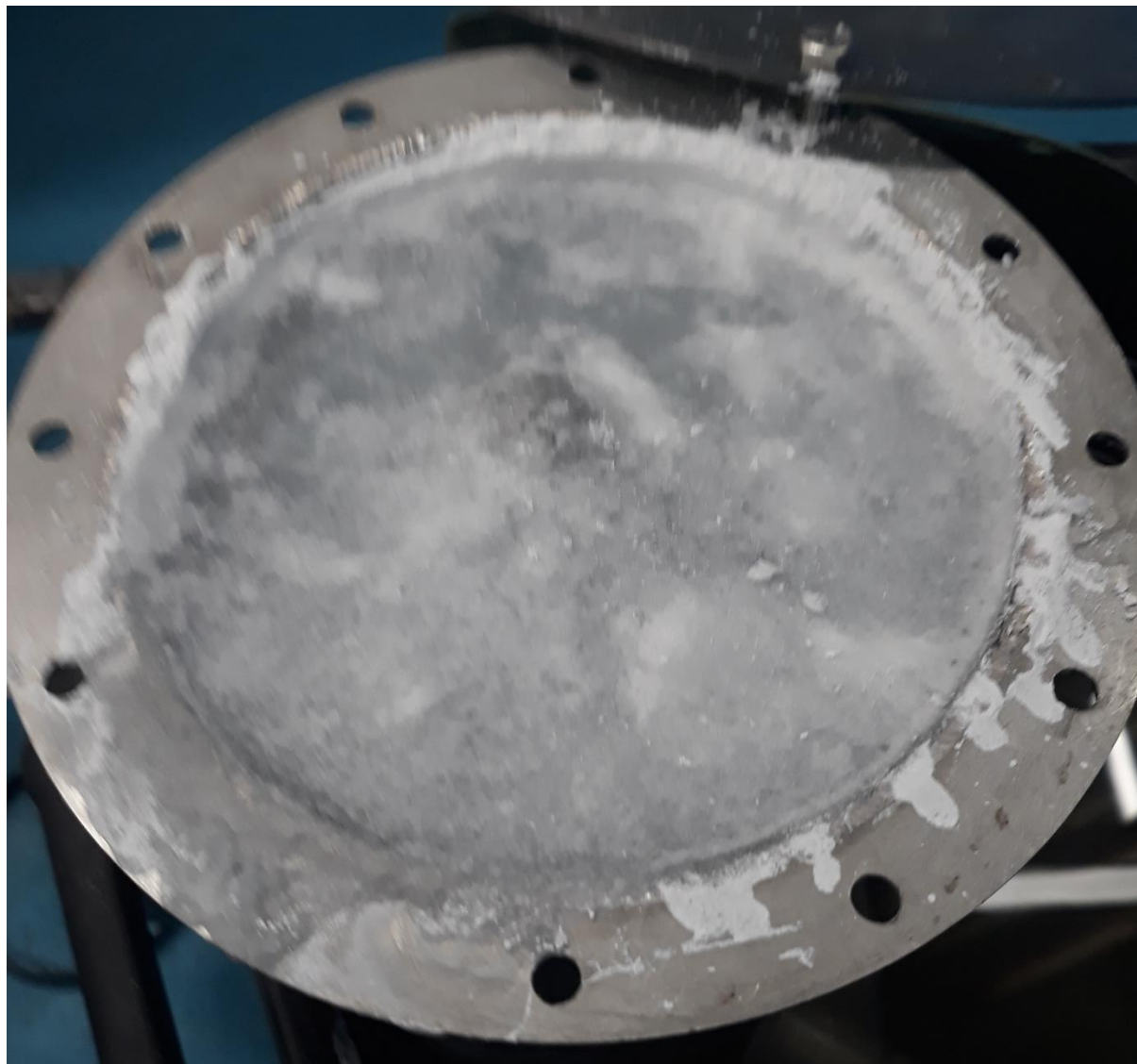
Parametr	Jednostka	Wartość
Gęstość	[kg/m ³]	1000
Strumień przepływu cieczy	[m ³ /s]	$3,2 \times 10^{-4}$
Ciepło właściwe	[J/(kg·K)]	4200
Temperatura wlotowa	[°C]	18

Rysunek 7.1 przedstawia schemat ideowy stanowiska do badania akumulatora ciepła.



Rys. 7.1. Schemat stanowiska do badań doświadczalnych akumulatora ciepła:
 1 – zbiornik z zimną wodą, 2 – pompa cieczy, 3 – czujnik temperatury cieczy wlotowej, 4 – akumulator ciepła, 5 – czujnik temperatury cieczy wylotowej, 6 – przepływomierz cieczy, 7 – zbiornik na gorącą wodę, 8 – urządzenie sterująco-rejestrujące, 9 – komputer, 10 – zasilacz laboratoryjny

Rysunek 7.2 przedstawia wnętrze akumulatora ciepła z czynnikiem w postaci ciekłej (akumulator w pełni naładowany).



Rys. 7.2. Wnętrze wykonanego akumulatora ciepła z czynnikiem roboczym w stanie ciekłym

Badania mocy cieplnej akumulatora przeprowadzone były na stanowisku laboratoryjnym zaprezentowanym na rysunku 7.3 i wyposażonym w następujące podzespoły pomiarowe:

- a) czujniki temperatury Pt100, umieszczone na wlocie oraz wylocie cieczy z akumulatora ciepła, połączone z przetwornikami sygnału pomiarowego, z zakresem wejścia od -50° do 150° oraz wyjściem napięciowym 0-5 [V];

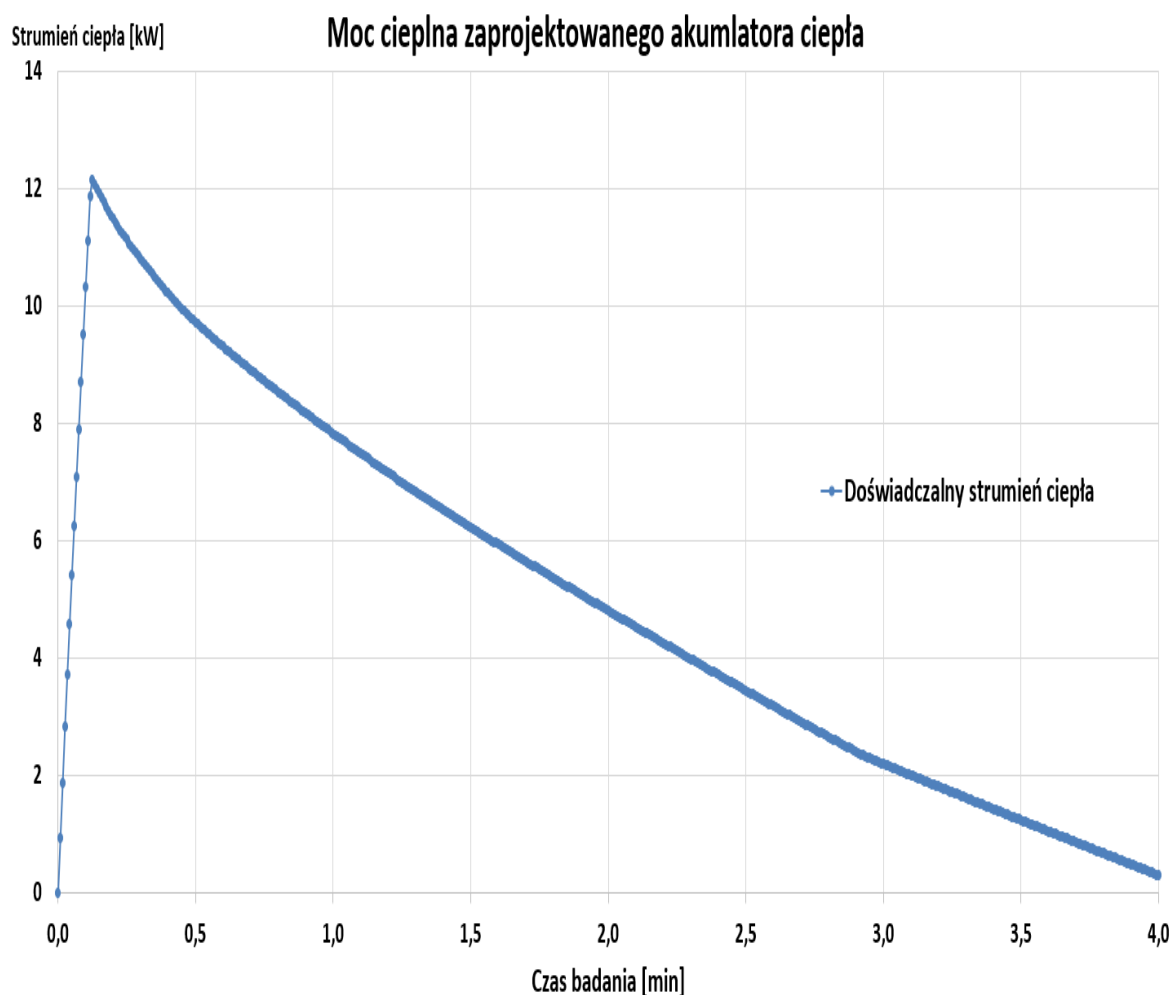
- b) przepływomierz wirnikowy ½", z wyjściem częstotliwościowym, o zakresie pomiarowym $0-6,7 \times 10^{-3}$ [m³/s];
- c) pompa cieczy chłodzącej odśrodkowa, o wydajności $0-2,2 \times 10^{-3}$ [m³/s], napędzana silnikiem elektrycznym prądu stałego 12 [V], regulowanej wydajności za pomocą sterowania PWM;
- d) komputer czasu rzeczywistego myRIO z oprogramowaniem LabVIEW, służący do aktywizacji danych z czujników pomiarowych.



Rys. 7.3. Stanowisko badawcze z akumulatorem ciepła i aparaturą pomiarową

Przed rozpoczęciem pomiarów przez okres czasu 3600 [s], tj. 60 minut, w obiegu akumulatora przepływała ciecz robocza o temperaturze 92 °C. W tym czasie w akumulatorze następowała przemiana fazowa (roztapiania) substancji czynnej (ładowanie baterii). Długi czas przeprowadzania ładowania miał na celu zapewnienia przemiany fazowej całej substancji czynnej, czyli pełne naładowanie akumulatora.

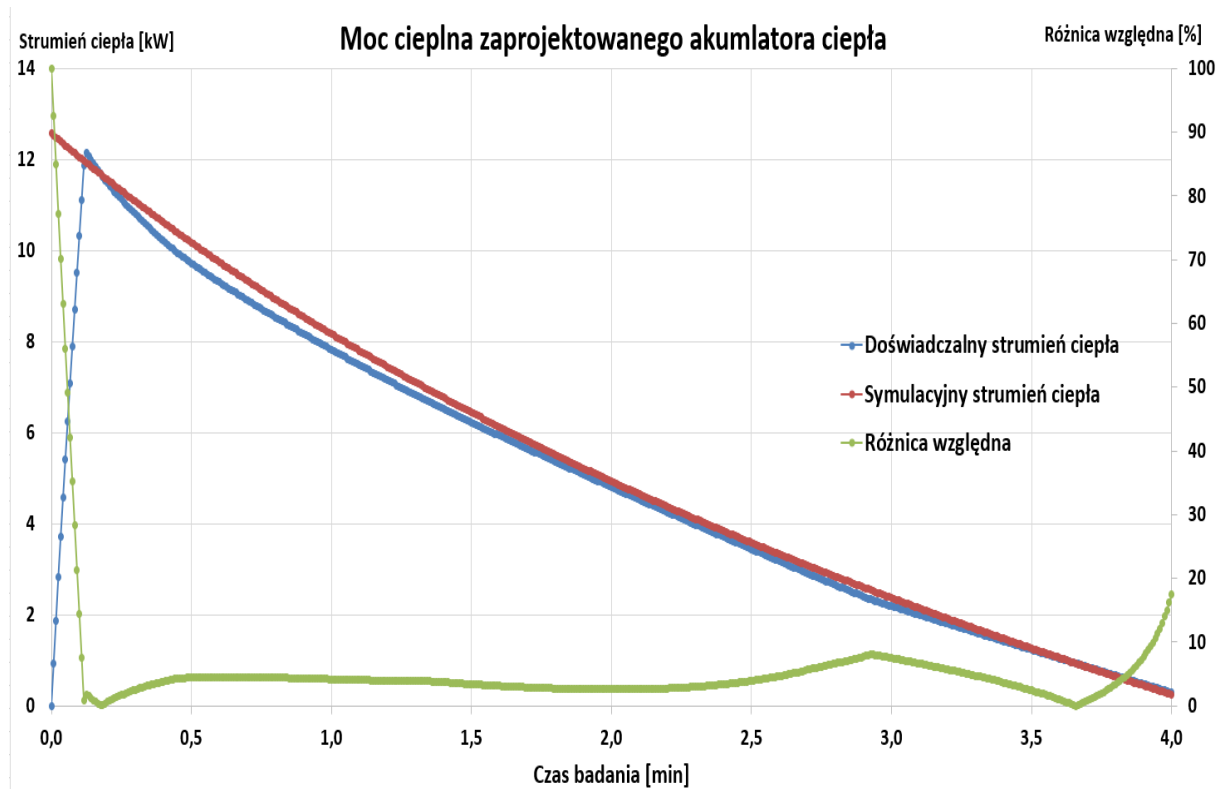
Ponieważ czas pomiarów rozładowania (270 [s]) był stosunkowo niewielki, akumulator nie został odizolowany termicznie od otoczenia. Uznano, że błąd pomiaru wynikający z rozpraszania części energii cieplnej do otoczenia, zgodnie z wyznaczonymi w zależnościach (28) i (29), jest pomijalnie mały w porównaniu z wartościami oddawanego przez akumulator ciepła do cieczy strumienia ciepła. Zapis danych z wykorzystaniem oprogramowania LabVIEW i komputera czasu rzeczywistego myRIO 1950 wykonano z częstotliwością próbkowania 2 [Hz]. Wyznacznikiem rozpoczęcia zapisu danych był wzrost natężenia przepływu płynu ponad wartość 3×10^{-5} [m³/s]. Stabilizacja wymaganego natężenia przepływu cieczy chłodzącej przez akumulator ciepła odbywała się za pomocą regulacji zasilania pompy odśrodkowej, z wykorzystaniem sterowania PWM. Przebieg czasowy strumienia ciepła wyznaczono za pomocą zależności natężenia przepływu (30), temperatur cieczy na wejściu i wyjściu akumulatora ciepła oraz właściwości fizycznych cieczy chłodzącej, pokazany na rysunku 7.4.



Rys. 7.4. Strumień ciepła oddawany do cieczy przez badany akumulator ciepła

Wykresy przedstawione na rysunku 7.5 przedstawiają przebiegi czasowe obu strumieni ciepła: wyznaczonego w analizie symulacyjnej (czerwona linia) oraz zmierzonego doświadczalnie (przebieg w kolorze niebieskim). Dodatkowo naniesiono różnicę względną pomiędzy wielkością teoretyczną a uzyskaną w badaniach doświadczalnych (zielona linia).

Pomijając początkowy okres po rozpoczęciu badań, różnica ta jest stosunkowo mała ($\leq 5\%$). Świadczy to o adekwatności modelu matematycznego oraz symulacyjnego, jak również o poprawności metody doboru parametrów akumulatora ciepła.



Rys. 7.5. Porównanie mocy cieplnej zmierzonej doświadczalnie i wyznaczonej przez symulację modelu matematycznego

7.2. Testy drogowe zmodernizowanego układu chłodzenia/akumulacji

Badania doświadczalne drogowe, przeprowadzone w zmodernizowanym samochodzie Toyota Yaris Hybrid, miały na celu sprawdzenie poprawności konfiguracji elementów układu chłodzenia oraz opracowanego algorytmu sterowania przepływem ciepła. Pomiarów przeprowadzono w różnych warunkach otoczenia, w zakresie temperatur od -10°C do 10°C . Obciążenie silnika spalinowego podczas testów wynikało z pokonywanych oporów ruchu,

występujących podczas jazdy w warunkach miejskich. W celu minimalizacji wpływu czynników zewnętrznych, trasa badań drogowych była taka sama, jak w przeprowadzonych wcześniej pomiarach wstępnych. Ponadto, pomiary przeprowadzono przy odpowiednio zgodnych z wcześniejszymi pomiarami wstępnymi temperaturach otoczenia. Zastosowana konfiguracja układu kontrolno-sterującego i algorytm sterowania obiegiem cieczy chłodzącej skłoniły do przeprowadzenia pomiarów w dwóch trybach pracy:

- ✓ nagrzewanie wstępne silnika spalinowego z wykorzystaniem ciepła zmagazynowanego w akumulatorze;
- ✓ dogrzewanie silnika spalinowego podczas przerw w jego pracy podczas jazdy.

Zamontowany w badanym samochodzie akumulator ciepła wraz z dodatkową pompą cieczy chłodzącej, czujnikami temperatury i jednostką sterującą prezentuje rysunek 7.6.

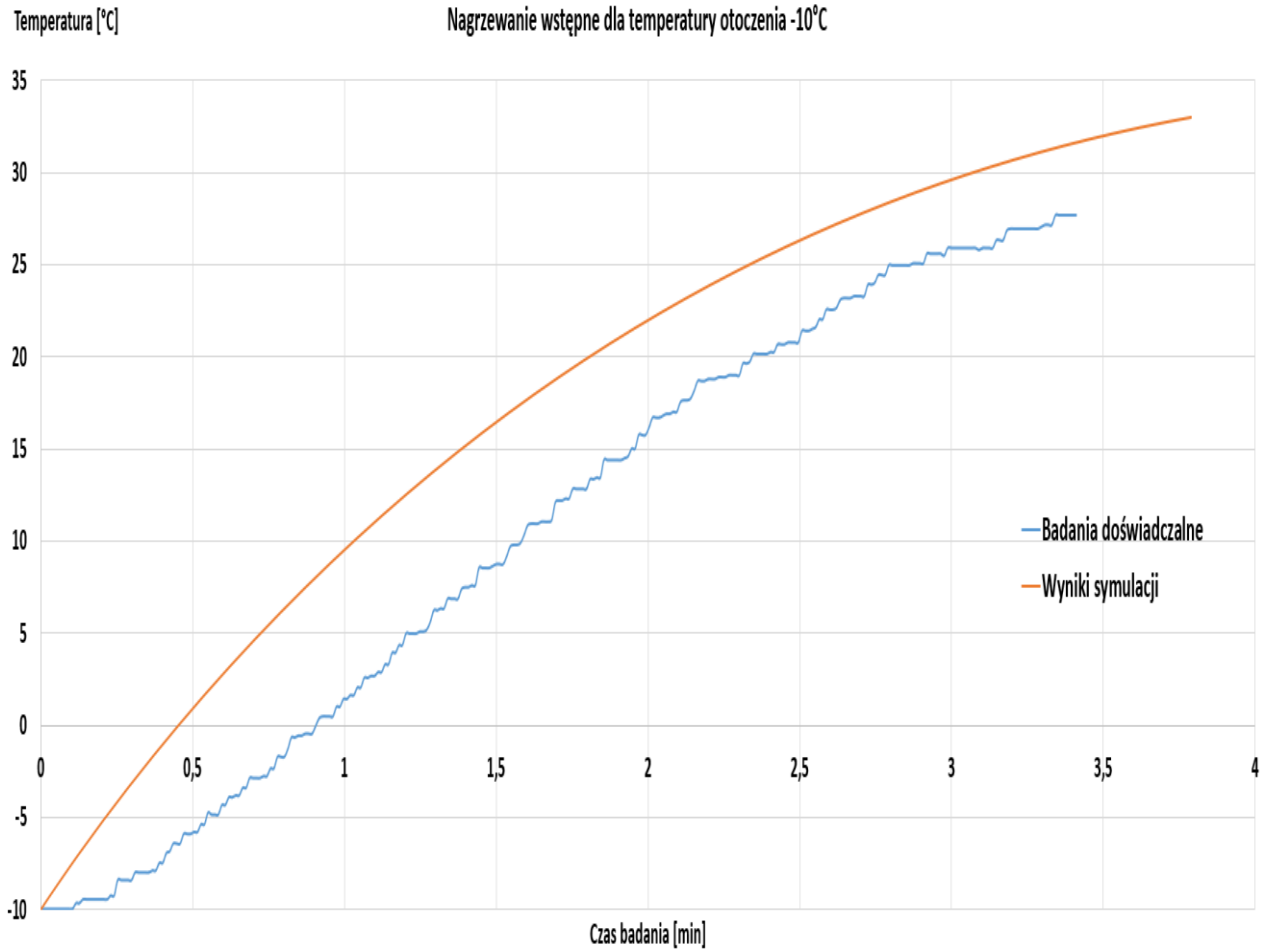


Rys. 7.6. Akumulator ciepła zamontowany w badanym pojeździe

Tak otrzymane wyniki pomiarów badań doświadczalnych posłużą do określenia rzeczywistego wpływu zastosowania modernizacji układu chłodzenia na wstępne rozgrzewanie oraz buforowanie ciepła podczas przerw w pracy silnika spalinowego. Jako parametr porównawczy z wartościami otrzymanymi na podstawie symulacji komputerowych, posłuży przebieg temperatury cieczy chłodzącej w głowicy silnika spalinowego. Za sterowanie obiegiem ciepła w zmodernizowanym układzie chłodzenia a także rejestrowanie danych z czujników temperatury na wejściu i wyjściu z akumulatora ciepła, odpowiadał program wykonywany w komputerze czasu rzeczywistego MyRIO. Ponadto za pośrednictwem układu diagnostyki EOBD, rejestrowano parametry odczytywane ze sterownika hybrydowego układu napędowego. Do tego celu wykorzystano diagnostykę CDIF, umożliwiającą zapisywanie danych w pamięci wewnętrznej komputera przenośnego.

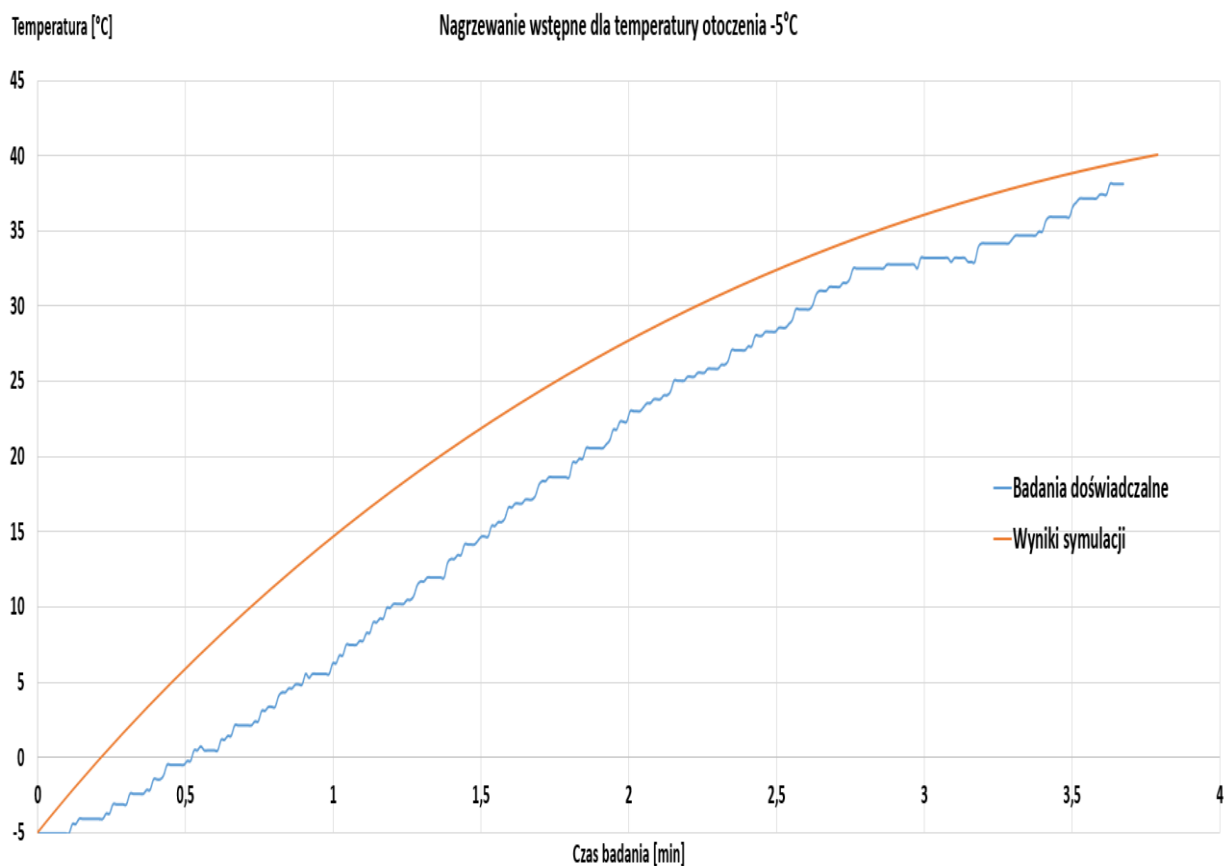
7.2.1. Nagrzewanie wstępne

W podrozdziale tym przedstawiono wyniki testów drogowych nagrzewania wstępnego silnika spalinowego, po przeprowadzeniu proponowanej przez autora pracy modernizacji układu chłodzenia. Badania doświadczalne wykonano dla następujących wartości temperatur otoczenia: -10°C , -5°C , 0°C , 5°C oraz 10°C . Testowany samochód, Toyota Yaris Hybrid, podczas pomiarów drogowego poruszał się w warunkach ruchu miejskiego, z prędkością maksymalną nie przekraczającą 14 [m/s] , tj. $\sim 50\text{ [km/h]}$. Układ ogrzewania wnętrza pojazdu podczas pomiarów był wyłączony. Przed rozpoczęciem jazdy akumulatory, trakcyjny jak i ciepły, były w pełni naładowane. Parametrem porównawczym jest przebieg wartości temperatury cieczy chłodzącej w głowicy w funkcji czasu (na rys. 7.7 zaznaczono kolorem niebieskim). Wyniki zestawiono z otrzymanymi podczas symulacji wartościami temperatur silnika spalinowego (na rys. 7.7 zaznaczono kolorem pomarańczowym). Próby doświadczalne prowadzono do spełnienia jednego z dwóch warunków: rozładowania akumulatora trakcyjnego i uruchomienia silnika spalinowego przez hybrydowy układ napędowy lub osiągnięcia założonego czasu nagrzewania wstępnego t_{roz} . Poniższe ilustracje (7.7 - 7.11) prezentują zestawienie wyników uzyskanych w wyniku eksperymentu oraz symulacji.



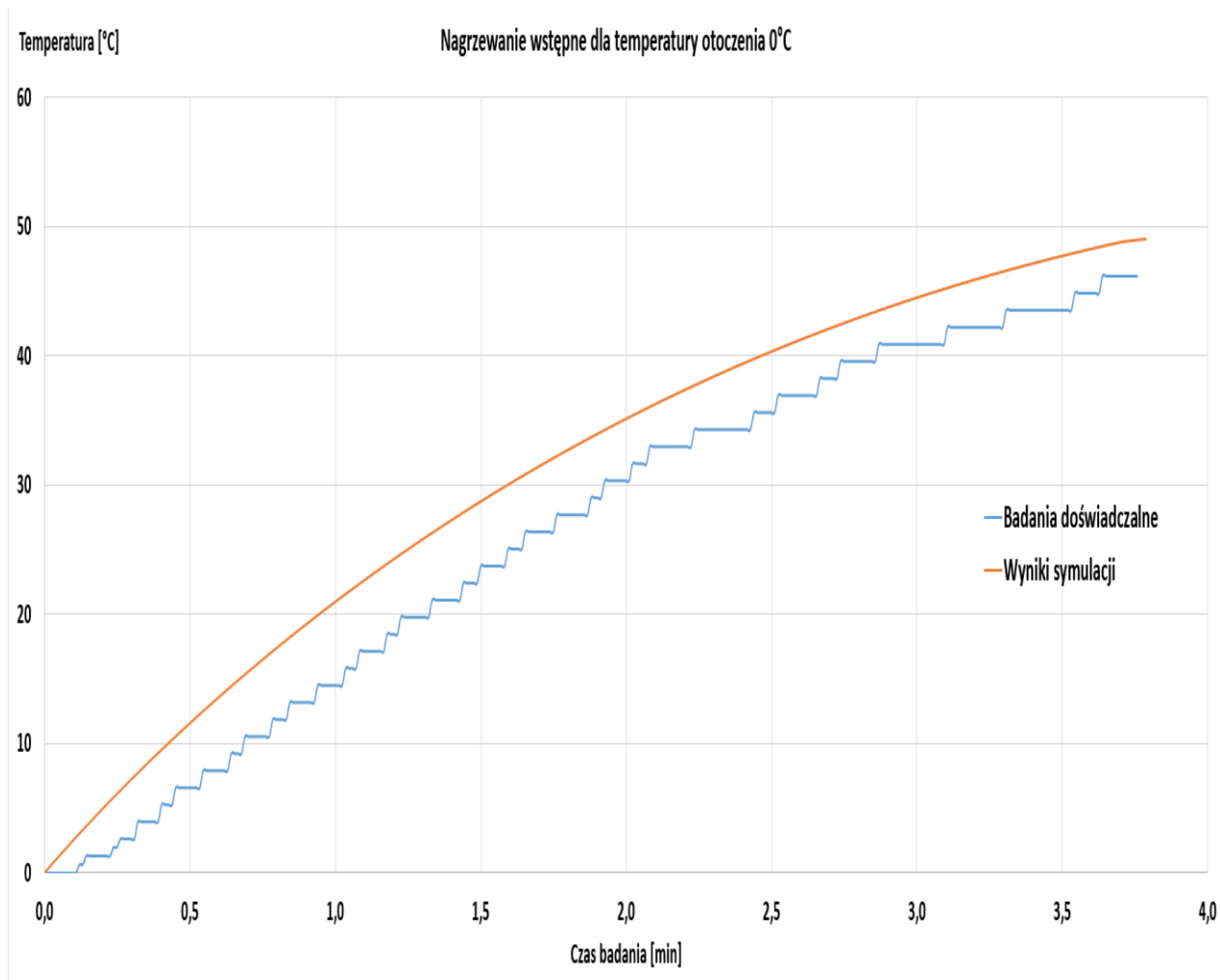
Rys. 7.7. Wynik nagrzewania wstępnego dla temperatury otoczenia -10°C

Dla przeprowadzonych dla wartości temperatury otoczenia -10°C badań symulacyjnych i doświadczalnych wyraźnie widoczne jest skrócenie rzeczywistego czasu jazdy elektrycznej do wartości 205 [s], ograniczające możliwości nagrzania wstępnego silnika spalinowego. Przyczyną tego może być zmniejszenie pojemności elektrycznej akumulatora trakcyjnego oraz zwiększenie oporów ruchu pojazdu, występujące wraz ze spadkiem temperatury otoczenia. W efekcie możliwa do uzyskania temperatura nagrzewania wstępnego jest niższa, niż wynika to z badań symulacyjnych. W końcowej fazie nagrzewania wstępnego następuje zmniejszenie różnicy pomiędzy przebiegiem temperatury symulowanej i rzeczywistej. Powodem tego prawdopodobnie jest mniejsza w rzeczywistości ilość rozpraszanej do otoczenia ciepła, niż przyjęto to w symulacji. W rzeczywistych warunkach ruchu, pojazd nie porusza się cały czas z maksymalną możliwą prędkością (dla napędu elektrycznego), a wraz ze zmniejszeniem prędkości jazdy przewietrzanie komory silnika i rozpraszanie ciepła do otoczenia maleje.



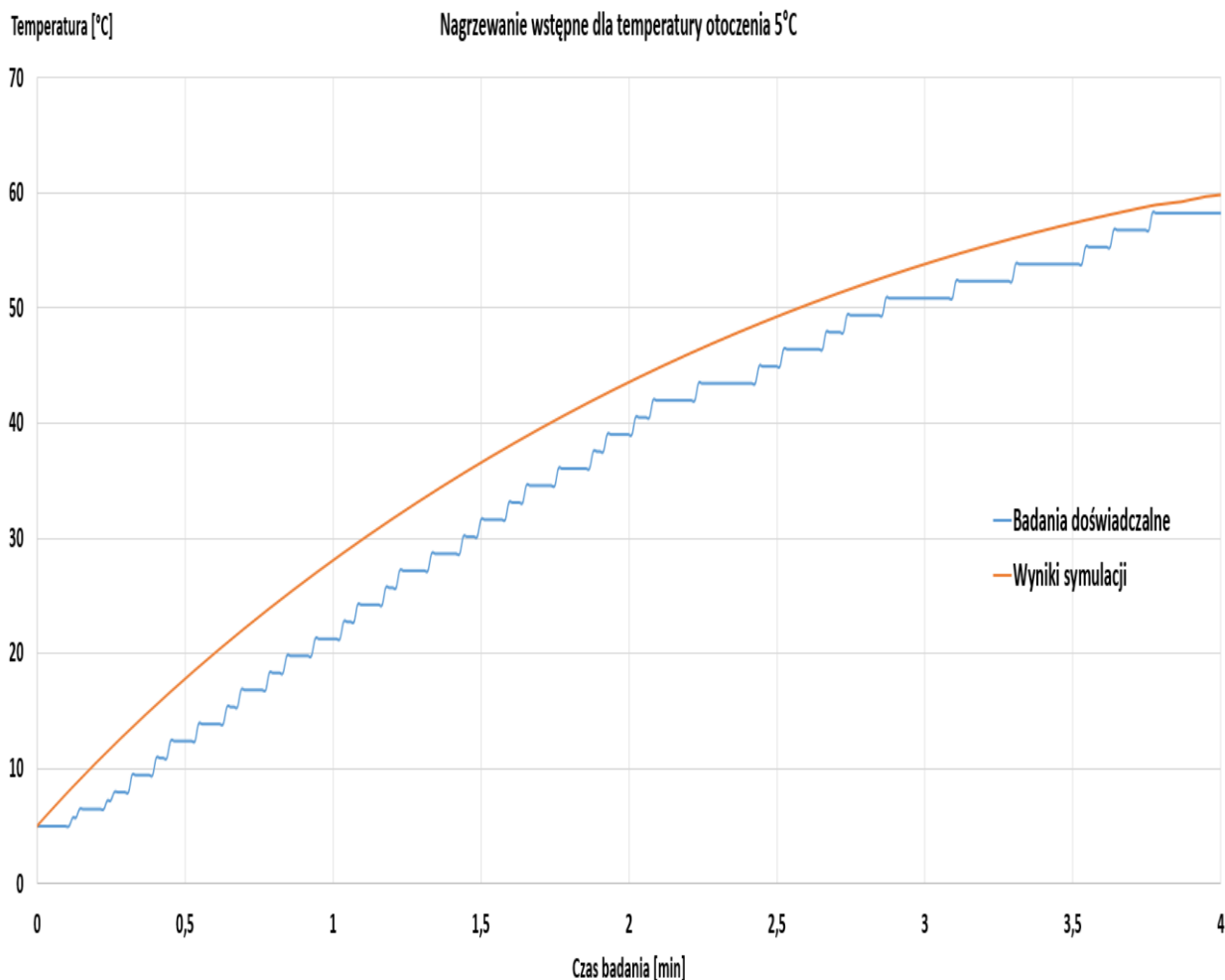
Rys. 7.8. Wynik nagrzewania wstępnego dla temperatury otoczenia -5°C

Podobne efekty możemy zaobserwować w badaniach dla temperatur otoczenia -5°C . Również występuje skrócenie czasu jazdy elektrycznej (do wartości 220 [s]), choć jest ono mniejsze niż dla niższej temperatury powietrza. Na wykresie zauważalna jest (od ok 2,5 minuty) tendencja do zrównania wartości temperatury rzeczywistej i wartości wynikającej z przeprowadzonych badań symulacyjnych. Podobnie jak w przypadku pomiarów dla temperatury otoczenia -10°C prawdopodobnym powodem jest mniejszy niż zakładano w badaniach symulacyjnych strumień ciepła rozpraszanego do otoczenia. Ponieważ rzeczywista ilość ciepła oddawanego przez akumulator ciepła jest praktycznie równa wartości wynikającej z symulacji, zmniejszenie ilości ciepła rozpraszanego skutkuje zwiększeniem temperatury cieczy chłodzącej w silniku spalinowym.



Rys. 7.9. Wynik nagrzewania wstępnego dla temperatury otoczenia 0°C

Dla przeprowadzonych badań drogowych w temperaturze otoczenia 0°C następuje praktyczne zrównanie rzeczywistego czasu jazdy elektrycznej z wartością wynikającą z symulacji. Jednocześnie brak już wyraźnego przybliżenia temperatur cieczy chłodzącej: rzeczywistej i symulowanej, pod koniec przeprowadzonych pomiarów. Przez cały czas utrzymuje się stała różnica, wynoszącą maksymalnie 8°C. Po zakończeniu procesu nagrzewania wstępnego, wartość różnicy temperatur wynosi 2°C.

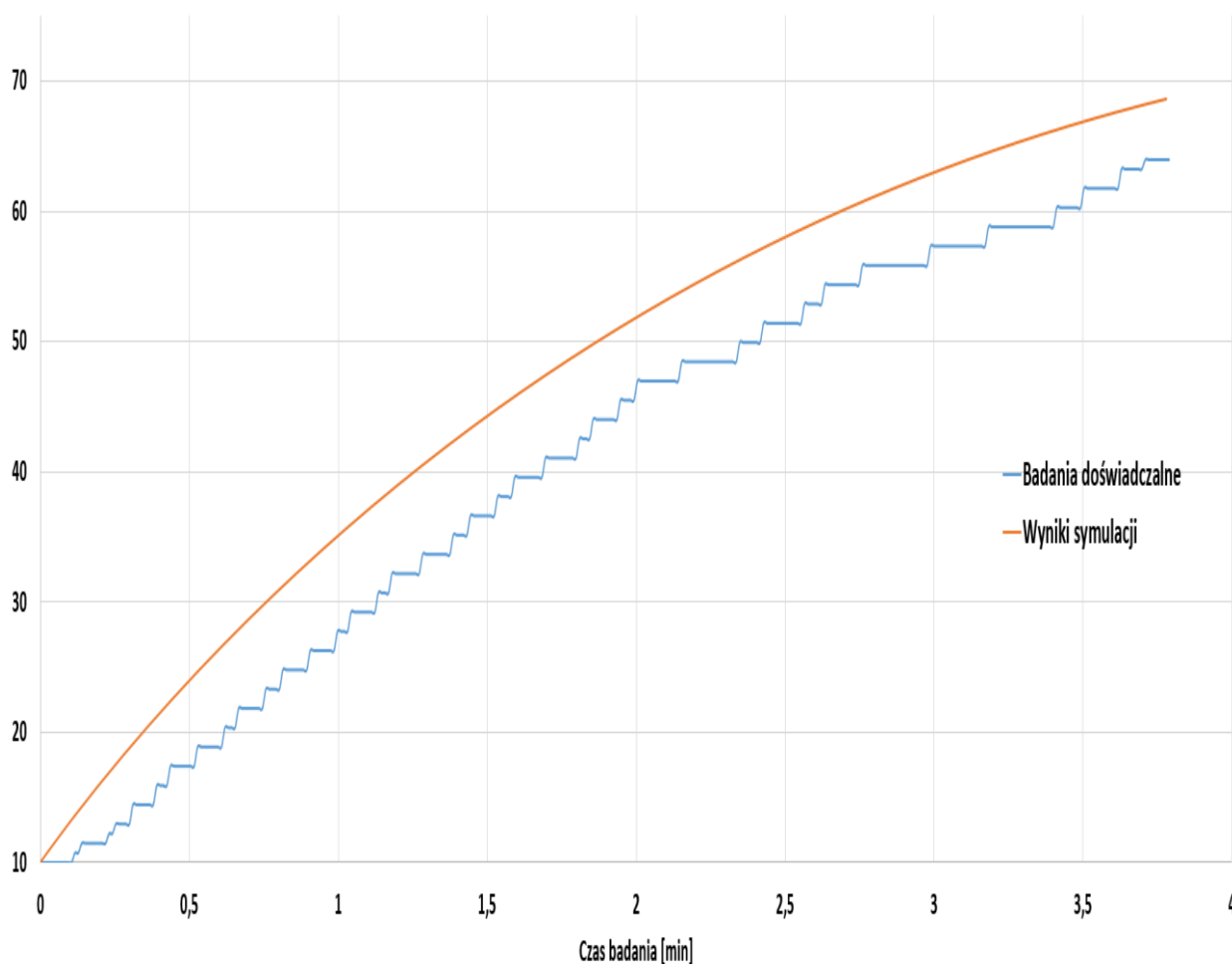


Rys. 7.10. Wynik nagrzewania wstępnego dla temperatury otoczenia 5°C

Badania drogowe, przeprowadzane w temperaturze otoczenia 5°C, wykazują utrzymywanie się przez cały czas pomiarów praktycznie stałej wartości różnicy temperatury rzeczywistej i temperatury wyznaczonej na podstawie symulacji komputerowej. Maksymalna wartość tej różnicy wynosi 7°C. Po zakończeniu procesu nagrzewania wstępnego, podobnie jak w przypadku badań w temperaturze otoczenia 0°C, wartość różnicy temperatur wynosi 2°C. Czas rzeczywistego nagrzewania wstępnego dla temperatury otoczenia 5°C jest równy wyznaczonemu teoretycznie czasowi jazdy z wykorzystaniem energii elektrycznej zmagazynowanej w baterii trakcyjnej.

Temperatura [°C]

Nagrzewanie wstępne dla temperatury otoczenia 10°C



Rys. 7.11. Wynik nagrzewania wstępnego dla temperatury otoczenia 10°C

Podczas przeprowadzonych badań drogowych w temperaturze otoczenia 10°C oraz wykonanej symulacji komputerowej modelu matematycznego układu chłodzenia/akumulacji, utrzymuje się przez praktycznie stałą różnicą wartości temperatur: symulowanej i rzeczywistej, a jej maksymalna wartość wynosi 6°C. Równocześnie pod koniec przeprowadzonych pomiarów należy zauważyć brak wyraźnego przybliżenia wartości temperatur cieczy chłodzącej: rzeczywistej i symulowanej. Po zakończeniu procesu nagrzewania wstępnego, wartość różnicy temperatur wynosi 4°C. Podobnie jak w przypadku badania drogowego przeprowadzonego w temperaturze otoczenia 5°C, również w tej próbie doświadczałnej czas nagrzewania wstępnego jest w przybliżeniu równy czasowi wyznaczonego w drodze symulacji komputerowej.

W tabeli 9 zestawiono wyniki nagrzewania wstępnego, zmierzone w trakcie badań drogowych. Zestawiono je ponadto z wynikami uzyskanymi na drodze symulacji.

Tab. 9. Porównanie wyników doświadczalnych z wynikami symulacji

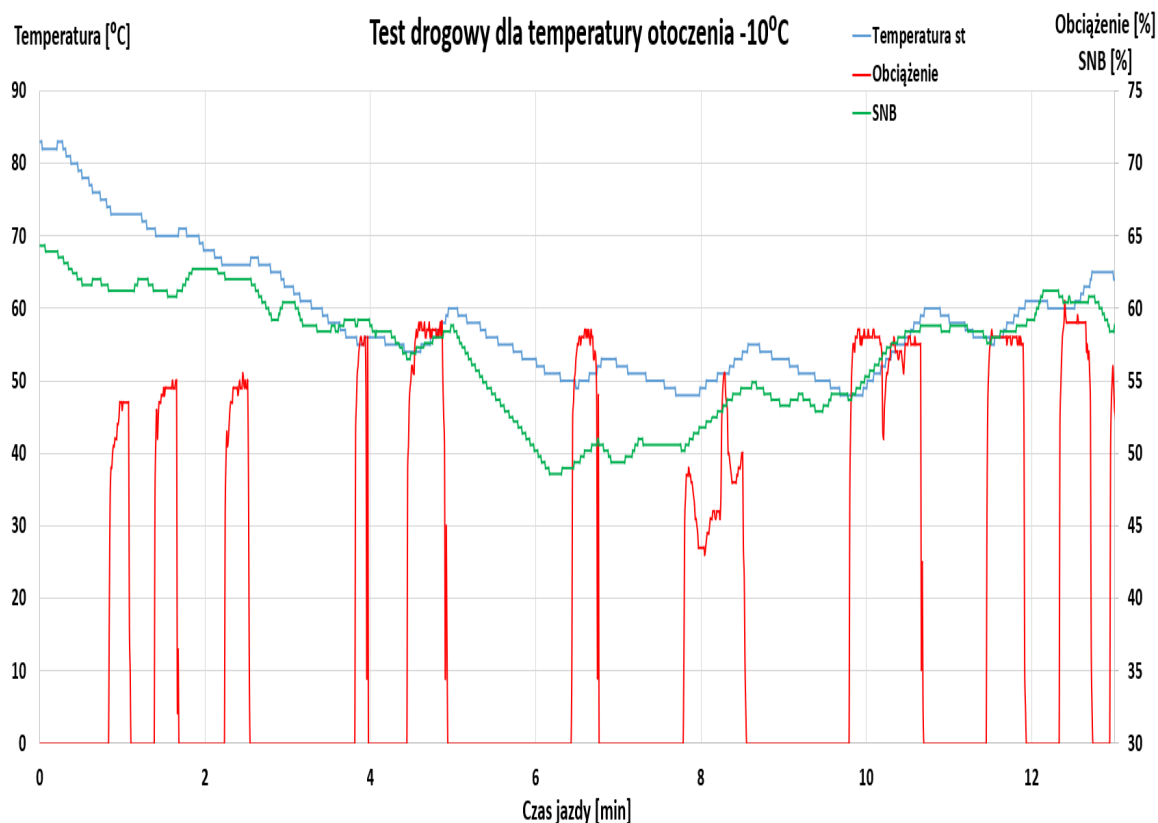
Temperatura otoczenia [°C]	Temperatura silnika badania doświadczalne [°C]	Temperatura silnika - wyniki symulacji [°C]
-10	33	31
-5	40	38
0	49	47
5	59	57
10	70	66

Pomiary doświadczalne wykazują osiągnięcie mniejszej wartości temperatury cieczy w głowicy silnika spalinowego, w porównaniu do wyników osiągniętych w symulacji. Różnica względna zawiera się w granicach 3-6%, co świadczy o poprawności procesu doboru akumulatora ciepła oraz metodologii symulacji nagrzewania wstępnego. Wpływ na osiągnięcie mniejszej temperatury nagrzewania wstępnego w pomiarach doświadczalnych wynika ze skrócenia czasu jazdy elektrycznej (a przez to i czasu transferu ciepła pomiędzy akumulatorem i silnikiem spalinowym) oraz nie uwzględnieniu w badaniach symulacyjnych strat ciepła w przewodach łączących akumulator z silnikiem spalinowym.

7.2.2. Buforowanie ciepła w akumulatorze podczas przerw w pracy silnika spalinowego

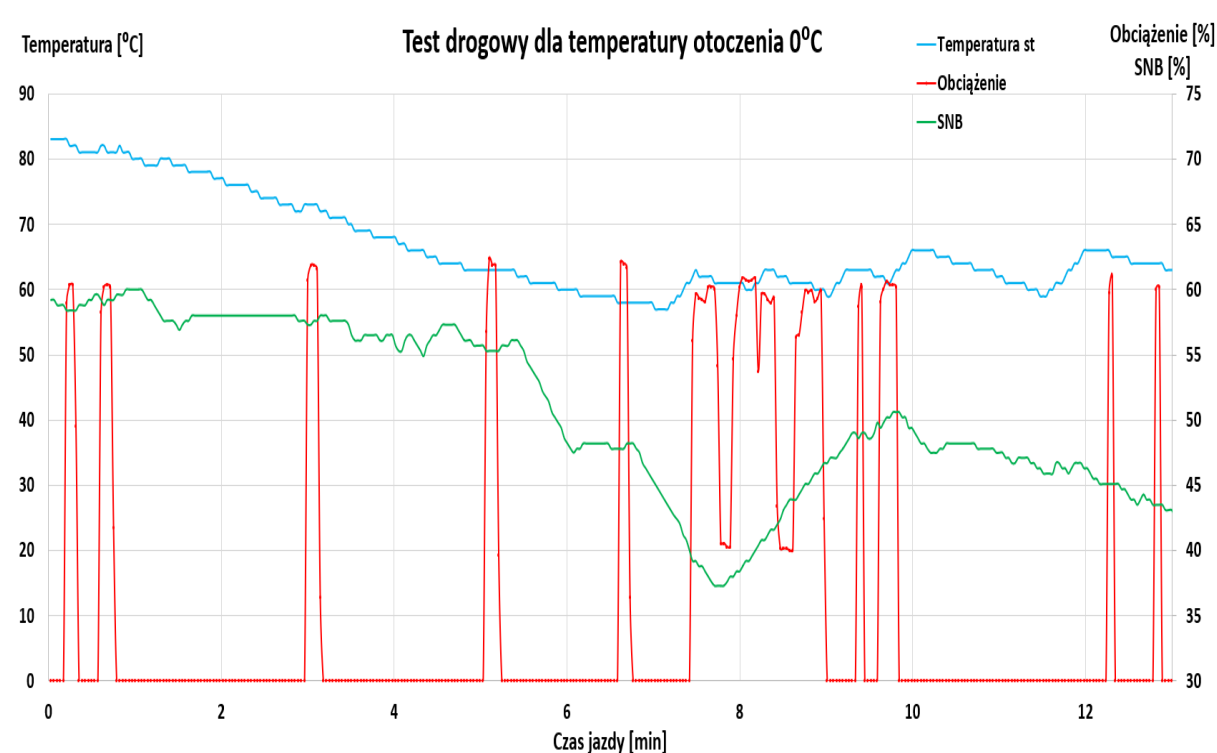
W podrozdziale autor prezentuje pomiary temperatury cieczy chłodzącej w głowicy silnika spalinowego podczas jazdy w warunkach miejskich. Przerwany charakter pracy silnika spalinowego, typowy dla pracy hybrydowego układu napędowego w takich warunkach jazdy, skutkuje jego ochładzaniem, widocznym wyraźnie zwłaszcza przy niskich temperaturach otoczenia. Przyczynami tego zjawiska jest rozpraszanie ciepła do otoczenia. Podczas przeprowadzonych badań doświadczalnych układ ogrzewania wnętrza pojazdu został wyłączony. Powodem tego jest duża zmienność ilości pobieranego z układu chłodzenia ciepła,

w zależności od temperatury otoczenia, temperatury przestrzeni pasażerskiej, prędkości jazdy i wybranych przez użytkownika nastaw układu ogrzewania. Duża zmienność pobieranego do ogrzewania wnętrza ciepła z układu chłodzenia miałyby znaczny wpływ na otrzymane wyniki, stąd też decyzja o wyłączeniu układu ogrzewania na czas badań. Pomiary wykonano dla trzech grup temperatur otoczenia: -10°C , 0°C oraz 10°C . Doświadczalny samochód, Toyota Yaris Hybrid, podczas badań drogowych, poruszał się w warunkach ruchu miejskiego, z prędkością maksymalną nieprzekraczającą 14 [m/s] , tj. $\sim 50\text{ [km/h]}$. Przed rozpoczęciem pomiarów silnik spalinowy został nagrany do nominalnej temperatury roboczej: ciecz chłodząca w głowicy osiągała temperaturę 83°C . Ustalono czas trwania pomiarów na 840 [s] , tj. 14 minut. Wielkościami podlegającymi rejestracji była temperatura cieczy chłodzącej w głowicy silnika, względne obciążenie silnika spalinowego oraz stopień naładowania baterii trakcyjnej (SNB). Poniższe wykresy prezentują przebiegi tych parametrów podczas wstępnych testów drogowych dla odpowiednich temperatur otoczenia (-10°C , 0°C i 10°C). Widoczne na nich jest nieosiągnięcie przez badany pojazd minimalnego, dopuszczalnego stopnia naładowania baterii, w temperaturze otoczenia $\leq 0^{\circ}\text{C}$ (zielone linie). Oznacza to niepełne wykorzystanie pojemności energetycznej akumulatora trakcyjnego. Przyczyną tego jest algorytm fabrycznego sterownika hybrydowego układu napędowego, uruchamiający silnik spalinowy, przy jego znacznym ochłodzeniu, niezależnie od ruchu pojazdu i obciążenia hybrydowego układu napędowego. Zapobiega to dalszemu spadkowi temperatury cieczy chłodzącej, jednocześnie powodując wzrost spalania. Porównując przebiegi stopnia naładowania baterii trakcyjnej dla różnych wartości temperatury otoczenia, możemy zauważyć spadek minimalnej wartości SNB przy wzroście temperatury powietrza.



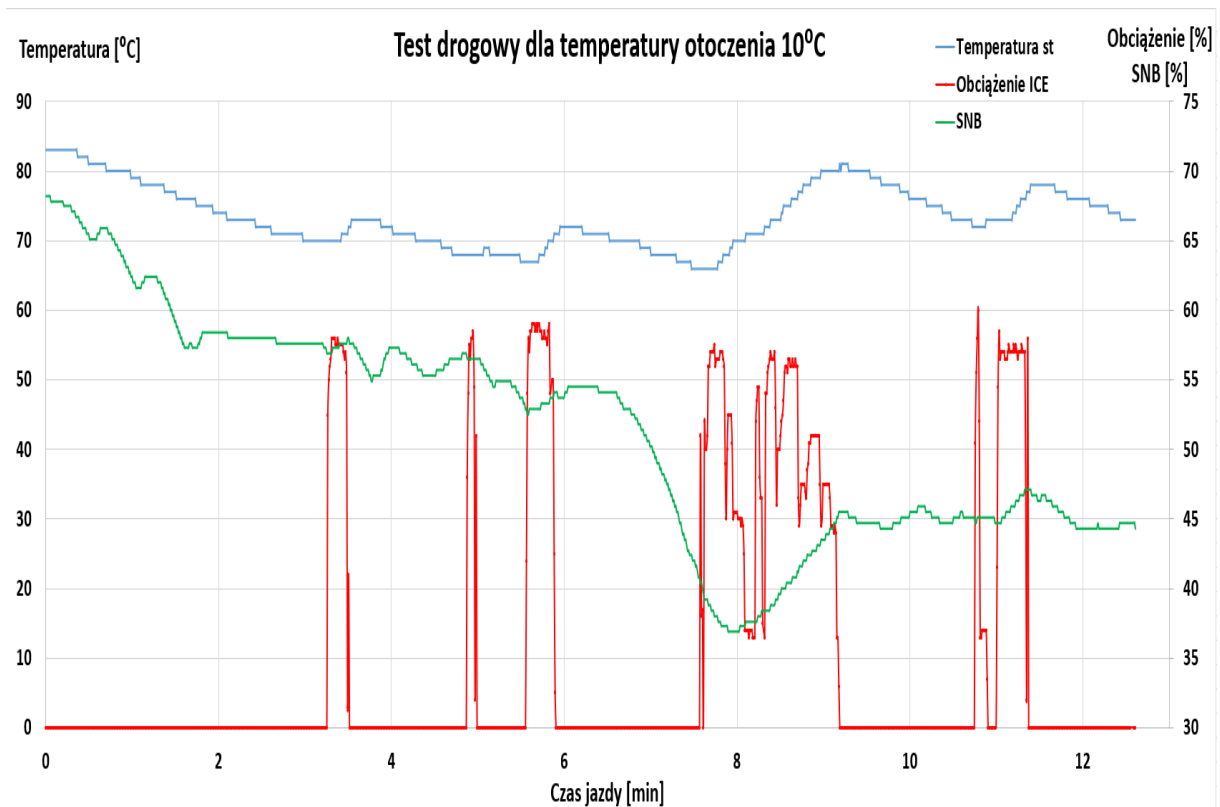
Rys. 7.12. Przebieg temperatury, obciążenia i SNB podczas jazdy miejskiej nagrzanego do temperatury roboczej silnika spalinowego dla temperatury otoczenia -10°C

Na rysunku 7.12 najniższy osiągnięty stopień naładowania baterii wynosi 38%. Wartość średnia dla całego cyklu jazdy to 59,6%. Tak wysoka średnia wartość SNB oznacza niepełne wykorzystanie przez hybrydowy układ napędowy energii elektrycznej zmagazynowanej w baterii trakcyjnej. Pokonywanie oporów ruchu następuje w większym stopniu w efekcie pracy silnika spalinowego, co powoduje zwiększenie zużycia paliwa. Na przebiegu obciążenia silnika spalinowego, ok 8 [min] badania, widoczne jest zjawisko długotrwałej pracy ze stosunkowo niewielkim obciążeniem. Jest to spowodowane wymuszeniem pracy silnika przez sterownik w celu jego ogrzania, przy jednoczesnym braku obciążenia wynikającego z warunków jazdy pojazdu (obciążeniem silnika jest jedynie generator prądu, ładujący baterię trakcyjną). To niekorzystne zjawisko, ponieważ takie warunki pracy silnika spalinowego (niepełne obciążenie) nie zapewniają osiągnięcia jego maksymalnej sprawności, co dodatkowo zwiększa zużycie paliwa.



Rys. 7.13. Przebieg temperatury, obciążenia i SNB podczas jazdy miejskiej nagrzanego do temperatury roboczej silnika spalinowego dla temperatury otoczenia 0°C

Rysunek 7.13 obrazuje wyniki badań drogowych przeprowadzonych dla temperatury otoczenia 0°C. W porównaniu do pomiarów dla temperatury -10°C, najniższa wartość SNB to 17%. Oznacza to, że hybrydowy układ napędowy pokonuje opory ruchu z większym wykorzystaniem silnika elektrycznego. Zauważalne jest to w przypadku zestawienia średniego czasu pracy silnika spalinowego. Dla temperatury otoczenia -10°C udział czasu pracy silnika spalinowego w całkowitym czasie badania to 37,9%, natomiast dla temperatury 0°C wartość ta maleje do 34,2%. Równocześnie, pomimo zmniejszonego czasu pracy silnika spalinowego, rośnie średnia temperatura cieczy chłodzącej w głowicy: z wartości 58,8°C do 66,2°C. Jest to spowodowane znacznym zmniejszeniem, wraz ze wzrostem temperatury otoczenia, ciepła rozpraszanego do otoczenia. Zwiększenie średniej wartości temperatury cieczy chłodzącej w głowicy silnika oraz skrócenie udziału pracy silnika spalinowego w całkowitym czasie jazdy, skutkują zmniejszeniem zużycia paliwa oraz emisji składników toksycznych w gazach wylotowych.



Rys. 7.14. Przebieg temperatury, obciążenia i SNB podczas jazdy miejskiej nagrzanego do temperatury roboczej silnika spalinowego dla temperatury otoczenia 10°C

Na rysunku 7.14 można zauważyć osiągnięcie najniższej wartości stopnia naładowania baterii na poziomie 17%. W porównaniu z wcześniejszymi pomiarami, zauważalny jest spadek średniej wartości SNB do 56,2% oraz udziału czasu pracy silnika spalinowego do 31,7%.

Wraz ze zwiększeniem średniej wartości temperatury cieczy chłodzącej w głowicy do 73,5°C oznacza dalsze zmniejszenie zużycia paliwa i emisji składników toksycznych podczas jazdy.

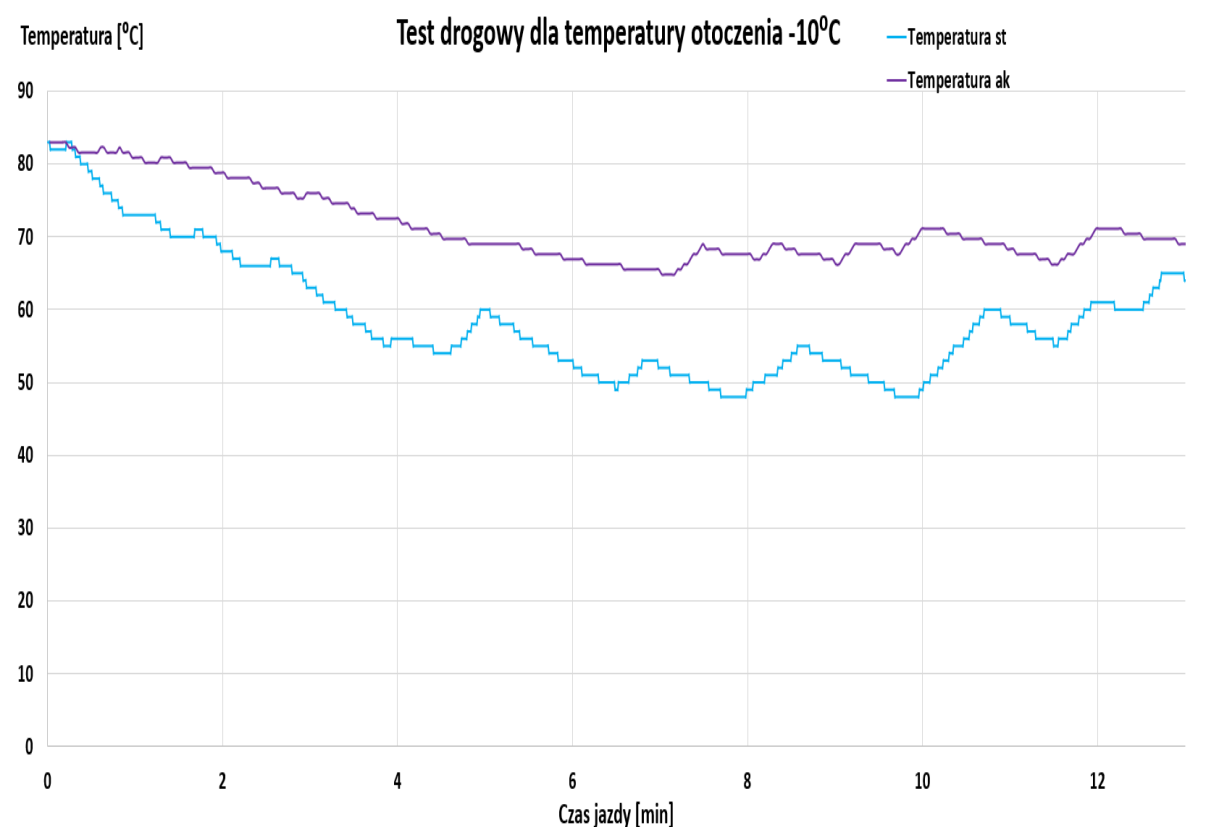
Dla łatwiejszego porównania wyników badań doświadczalnych, wyniki pomiarów zestawiono w tabeli 10. Tabela zawiera wartości średniego stopnia naładowania baterii, średniej temperatury cieczy w głowicy silnika spalinowego oraz procentowego czasu pracy silnika spalinowego

w całkowitym czasie jazdy, zarówno dla standardowego jak i zmodernizowanego układu chłodzenia. Wyniki zestawiono dla grup, zależnie od temperatury otoczenia (-10°C, 0°C oraz 10°C).

Tab. 10. Porównanie badań doświadczalnych standardowego (st) i zmodyfikowanego (mod) układu chłodzenia

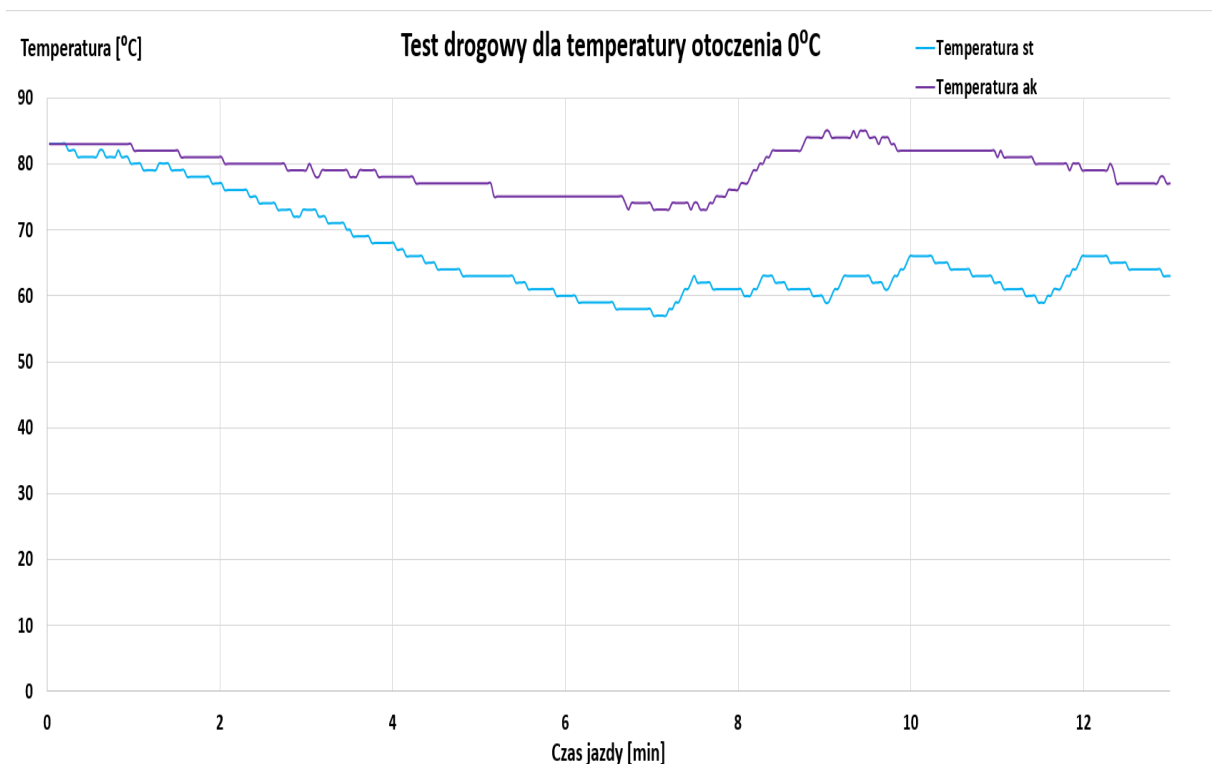
	-10° st	-10° mod	0°C st	0°C mod	10° st	10° mod
Średni SNB	59,6%	53,4%	58,3%	53,6%	56,2%	52,4%
Średnia temperatura	58,8°C	71,3°C	66,2°C	79,4°C	73,5°C	80,2°C
Udział pracy silnika	37,9%	29,6%	34,2%	23,5%	31,7%	19,8%

Na rysunkach 7.15 - 7.17 zilustrowano różnice w przebiegach zarejestrowanych temperatur cieczy chłodzącej w głowicy silnika spalinowego, przy różnych temperaturach powietrza, dla standardowego oraz zmodernizowanego układu chłodzenia.



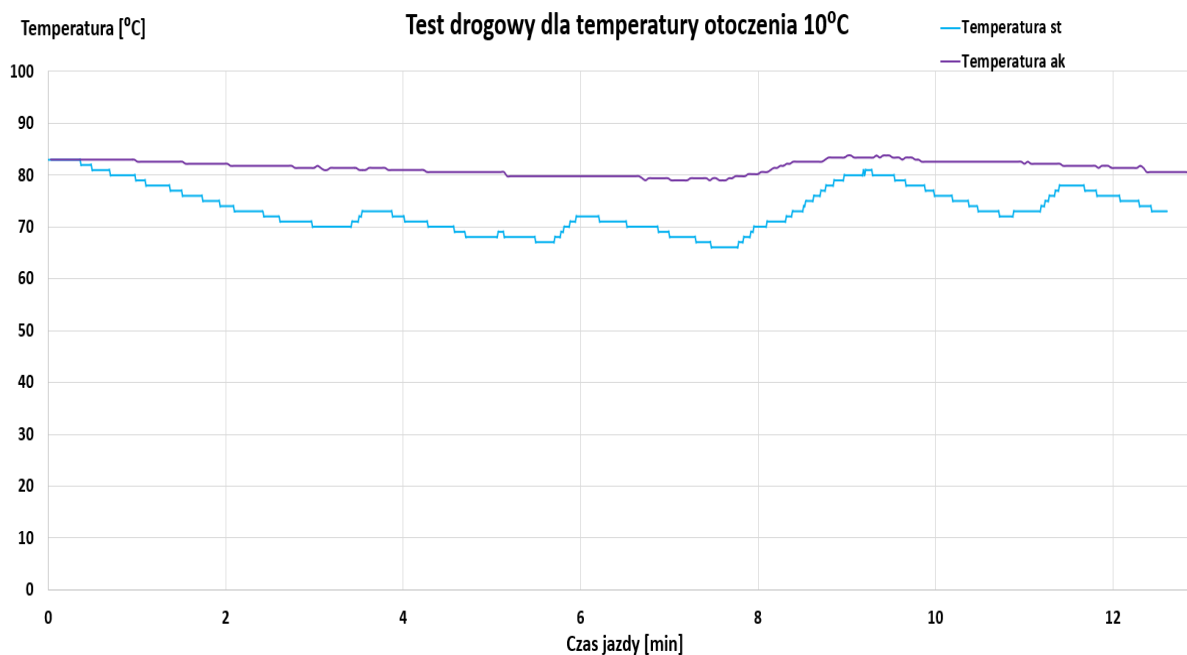
Rys. 7.15. Porównanie przebiegów temperatury cieczy chłodzącej standardowego i zmodyfikowanego układu chłodzenia dla temperatury otoczenia -10°C

Dla pomiarów wykonanych w temperaturze otoczenia -10°C widoczne są znacznie mniejsze wahania wartości temperatury dla badań ze zmodernizowanym układem chłodzenia (na rys. 7.16 i 7.17 zaznaczono kolorem fioletowym), w porównaniu do przebiegów temperatury dla seryjnego rozwiązania (zaznaczono kolorem niebieskim). Minimalna temperatura cieczy chłodzącej w głowicy silnika spalinowego dla konstrukcji fabrycznej to 47°C , natomiast modyfikacja układu chłodzenia skutkuje zmianą minimalnej temperatury do wartości 66°C .



Rys. 7.16. Porównanie przebiegów temperatury cieczy chłodzącej standardowego i zmodyfikowanego układu chłodzenia dla temperatury otoczenia 0°C

Badania wykonane w temperaturze otoczenia 0°C charakteryzują się znacznie mniejszymi wahaniami wartości temperatury cieczy chłodzącej dla rozwiązania ze zmodernizowanym układem chłodzenia, w porównaniu do przebiegów temperatury dla seryjnej konstrukcji. Podczas przeprowadzania pomiarów dla temperatury powietrza 0°C odnotowano wzrost minimalnej temperatury cieczy chłodzącej z wartości 58°C do 74°C .



Rys. 7.17. Porównanie przebiegów temperatury cieczy chłodzącej standardowego i zmodyfikowanego układu chłodzenia dla temperatury otoczenia 10°C

Również pomiary wykonane w temperaturze otoczenia 10°C charakteryzują się zmniejszeniem skoków wartości temperatury cieczy chłodzącej dla rozwiązania ze zmodernizowanym układem chłodzenia, w porównaniu do przebiegów temperatury dla seryjnej konstrukcji. W przypadku badań wykonanych dla temperatury otoczenia 10°C, występuje mniejszy niż we wcześniejszych badaniach, wzrost temperatury cieczy: z wartości 66°C do 77°C. Można z tego wnioskować, że wraz ze wzrostem temperatury otoczenia, efekt buforowania ciepła ulega zmniejszeniu. Wynika to prawdopodobnie ze zmniejszenia ochładzania silnika podczas przerw w jego pracy, przez co efekt podtrzymywania temperatury cieczy roboczej ciepłem z akumulatora jest mniejszy.

Porównując wyniki testów drogowych dla poszczególnych temperatur otoczenia (-10°C, 0°C oraz 10°C) należy zwrócić uwagę na wyraźny wzrost średniej temperatury cieczy chłodzącej w wersji zmodernizowanego układu chłodzenia/akumulacji. Największy przyrost (od 58,8°C do 71,3°C) zaobserwowano dla najniższej temperatury otoczenia -10°C. Zauważalny jest również spadek procentowanego udziału czasu pracy silnika spalinowego w porównaniu do badań przeprowadzonych dla fabrycznej konstrukcji Toyoty Yaris Hybrid. Największą różnicę wartości względnego czasu pracy silnika spalinowego odnotowano dla

temperatury otoczenia 10°C. Ponadto, zmniejsza się stopień naładowania baterii trakcyjnej, co oznacza większe wykorzystanie silnika elektrycznego do napędu pojazdu (dłuższy czas jazdy w trybie ekologicznym). Na uwagę zasługuje fakt, że dla wszystkich temperatur otoczenia, próby drogowe przeprowadzone dla zmodernizowanego układu chłodzenia/akumulacji wykazują zbliżoną wartość SNB na poziomie ~ 53%. Na podstawie tych danych można wnioskować, że proponowane przez autora rozwiązanie w zakresie wykorzystania akumulatora ciepła w funkcji buforu, ma pozytywny wpływ na zmniejszenie zużycia paliwa i emisyjności hybrydowego układu napędowego, zwłaszcza w warunkach z niskimi temperaturami otoczenia.

8. Analiza błędów pomiarów

8.1. Błędy pomiarów doświadczalnych

Wynik pomiaru doświadczalnego, ze względu na niedokładność przyrządów pomiarowych i ludzkich zmysłów, przyjętych metod pomiaru i innych przyczyn, jest różny od rzeczywistej wartości wielkości mierzonej. Otrzymana wartość wielkości mierzonej jest jedynie przybliżeniem (mniej lub bardziej dokładnym) wielkości rzeczywistej. Analiza dowolnego pomiaru dowodzi występowanie niepewności w wykonywaniu pomiarów, niezależnie od wybranej metody. Stosując lepsze metody i dokładniejsze przyrządy badawcze, powtarzając wielokrotnie pomiar z zastosowaniem statystyki w opracowaniu wyników, możemy jedynie zmniejszyć niepewność pomiarową, ale nie całkowicie usunąć. Analiza błędów dokonana przed przystąpieniem do interpretacji wyników pomiarów może wykazać jego zupełną niecelowość i narzucić konieczność użycia innych przyrządów lub metod pomiarowych. Rozpatrzenie celowości danej metody pomiarowej oraz właściwa ocena popełnionych błędów pozwala ustalić dokładność wykonanych badań. Obszar niepewności wybranej metody pomiarowej powinien zapewnić zachowanie wymaganego stopnia dokładności.

Różnica pomiędzy wynikiem pomiaru a wartością rzeczywistą wielkości mierzonej jest nazywana błędem (uchybem) bezwzględnym pomiaru.

$$\Delta x = x - x_0 \quad (42)$$

Błąd bezwzględny pomiaru, przyrównany do rzeczywistej wartości wielkości mierzonej, jest określany jako błąd względny i definiuje się go następująco:

$$\delta x = \frac{\Delta x}{x_0} \quad (43)$$

Wielkość błędu może być estymowana lub mogą zostać określone wielkości poszczególnych jego składowych. Ze względu na przyczynę występowania, rozróżniamy następujące rodzaje błędów:

- przypadkowe, spowodowane przez liczne, często bliżej nieznanne, przyczyny, które mogą losowo się sumować lub odejmować w kolejnych pomiarach tej samej wielkości. Nie można

więc podać dla niego poprawki. Powodują powstawanie rozrzutu wyników, którego zakres możemy oszacować korzystając z narzędzi statystycznych.

- nadmierne (grube) występujące w wyniku przeprowadzenia nieprawidłowego pomiaru. Wartość błędu nadmiernego przeważnie jest znaczna i możemy bez trudności wskazać wynik pomiaru obarczony takim błędem.

- systematyczne, zmieniające swoją wartość wg znanego prawa. Dla błędu systematycznego jesteśmy w stanie określić zależność wielkości tego błędu od wielkości wpływowej, w szczególnym przypadku jego wartość jest stała. Błędy systematyczne to w zdecydowanej większości błędy metody pomiarowej lub błędy narzędzia. Wynik surowy pomiaru możemy pozbawić błędu systematycznego poprzez dodanie odpowiedniej poprawki.

8.2. Metoda różniczki zupełnej

Jednym ze sposobów oszacowania wielkości błędu statystycznego pomiaru pośredniego złożonego, mającego źródło w niedoskonałości urządzeń pomiarowych, jest metoda różniczki zupełnej. Dla wielkości złożonej, wyznaczonej na podstawie zmierzonych wielkości argumentów, określenie jej wartości będzie możliwe na podstawie zależności:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (44)$$

W celu określenia zmiany wartości wielkości pośredniej y o wielkość Δy spowodowaną zmianami jej argumentów (o wielkość $\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta x_3$) należy obliczyć jej różnice w punktach, co prowadzi do utworzenia równania:

$$\Delta y = f(x_1 + \Delta x_1, x_2 + \Delta x_2, \dots, x_n + \Delta x_n) - f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (45)$$

przy czym:

$x_1 - x_n$ – przyrosty zmiennych cząstkowych funkcji $y = f(x)$.

W wyniku rozwinięcia pierwszego czynnika równania w szereg Taylora i pozostawienia tylko wyrazów pierwszego rzędu równanie (45) przyjmuje postać:

$$\Delta y \approx \frac{\delta f}{\delta x_1} \Delta x_1 + \frac{\delta f}{\delta x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\delta f}{\delta x_n} \Delta x_n \quad (46)$$

Metoda oszacowania uchybu pomiarowego oparta na różniczce zupełnej, może zostać użyta do określenia poprawki błędu systematycznego wielkości poszukiwanej na podstawie znanych

błędów wielkości mierzonych. Niepewność pomiarowa jest tym mniejsza, im mniejsze są błędy Δx w stosunku do wartości poszczególnych wielkości mierzonych x .

8.3. Oszacowanie błędu wyznaczenia strumienia ciepłego akumulatora

Ze względu na istotny wpływ przebiegu wartości rzeczywistego strumienia ciepła oddawanego przez akumulator w funkcji czasu, analizę błędów sprowadzono do określenia błędu jego wyznaczenia podczas badań doświadczalnych. Określenie wielkości oddawanego ciepła zostało przeprowadzone na podstawie pomiarów temperatury cieczy chłodzącej na wejściu i wyjściu z akumulatora, natężenia przepływu cieczy oraz ciepła właściwego cieczy chłodzącej.

Dokładność użytych przyrządów pomiarowych wynosi:

- a) Przepływomierz objętościowy cieczy roboczej, o zakresie $0-6,7 \times 10^{-3}$ [m³/s] ma deklarowany błąd pomiaru $\pm 2,5\%$;
- b) Czujniki temperatury cieczy roboczej rezystancyjne (Pt100) o zakresie od -50°C do 150°C i błędzie pomiarowym $\pm 1\%$.

W celu oszacowania błędu wielkości strumienia ciepłego akumulatora, na podstawie zależności (30), (46) wyznaczono różniczkę zupełną Δq według wzoru:

$$\Delta q = \left| \frac{\delta q}{\delta V_c} \Delta V_c \right| + \left| \frac{\delta q}{\delta T_{wyj}} \Delta T_{wyj} \right| + \left| \frac{\delta q}{\delta T_{wej}} \Delta T_{wej} \right| \quad (47)$$

Ostateczną postać równania określającego wartość błędu strumienia ciepłego akumulatora można opisać formułą:

$$\Delta q = q_c \rho_c (T_{wyj} - T_{wej}) \Delta V_c + q_c \rho_c V_c \Delta T_{wyj} + q_c \rho_c V_c \Delta T_{wej} \quad (48)$$

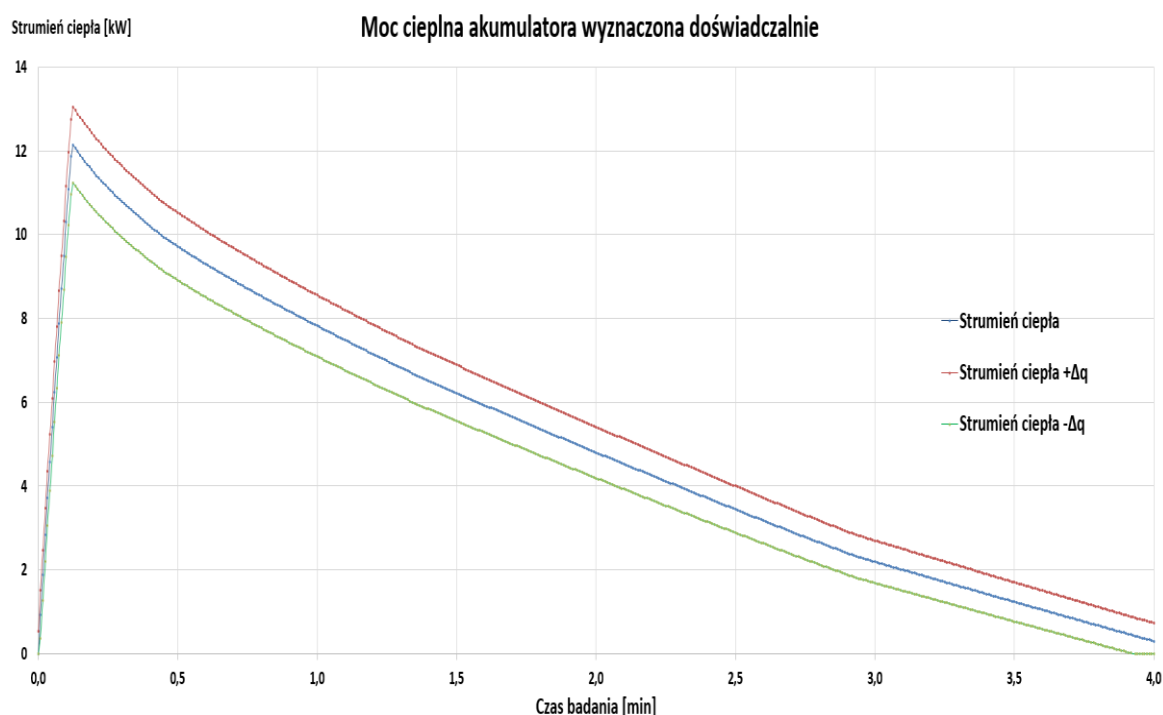
Wyznaczony z zależności (46) zakres błędu pomiarowego został porównany z przebiegiem wartości obliczonego w symulacji komputerowej przebiegu oddawanego przez akumulator strumienia ciepła. Wynik ten przedstawia ilustracja 8.2.

W tabeli 11 zestawiono bezpośrednio mierzone wielkości wraz z maksymalnym błędem pomiaru, wynikającym z dokładności użytej aparatury pomiarowej.

Tab. 11. Zestawienie wielkości użytych do wyznaczania strumienia ciepła, mierzonych bezpośrednio, wraz z błędami maksymalnymi

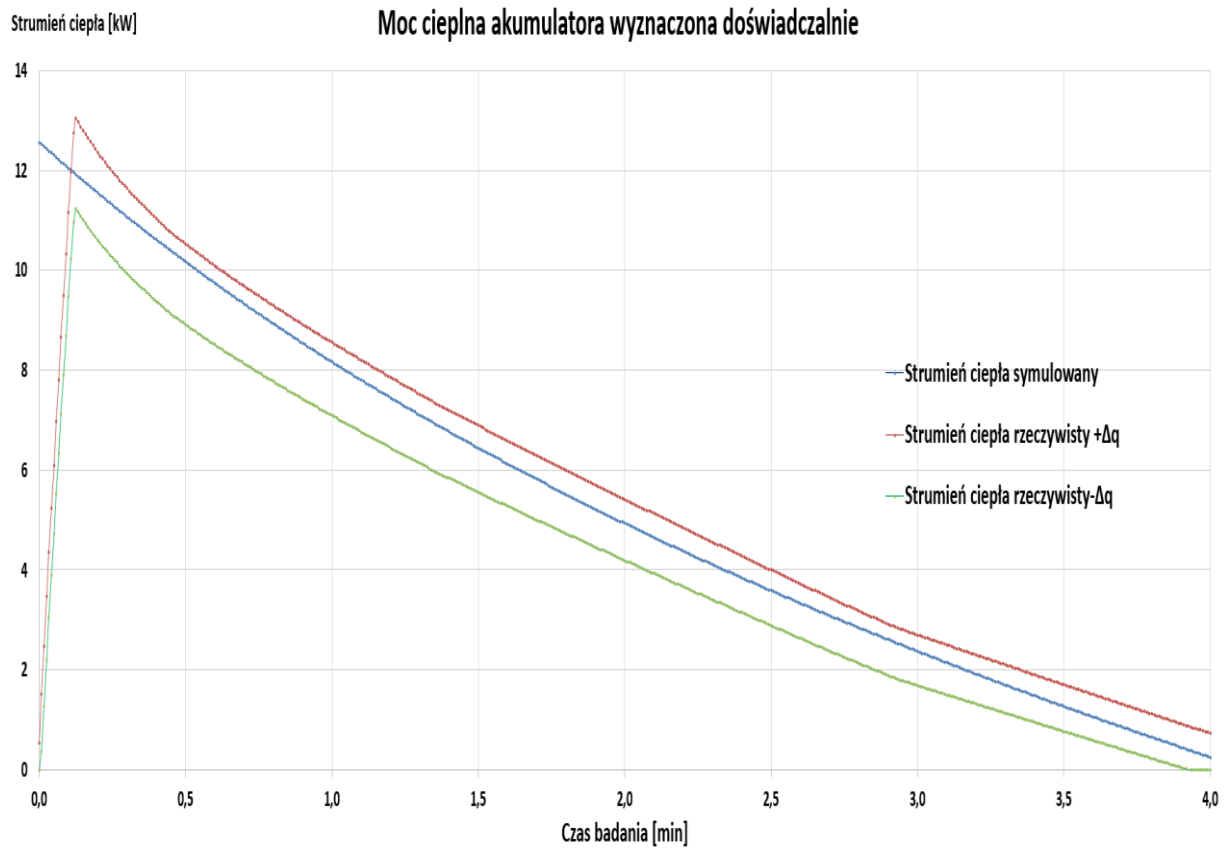
L.p.	Wielkość mierzona	Oznaczenie i jednostka miary	Maksymalny błąd pomiaru
1	Strumień objętościowy przepływu	V_c [m ³ /s]	$\pm 1,67 \times 10^{-5}$ [m ³ /s]
2	Temperatura cieczy na wejściu akumulatora	T_{wej} [°C]	$\pm 1^\circ\text{C}$
3	Temperatura cieczy na wyjściu akumulatora	T_{wyj} [°C]	$\pm 1^\circ\text{C}$

Przy użyciu zależności (48) został określony obszar błędu pomiaru wartości strumienia cieplnego akumulatora. Rysunek 8.1 przedstawia przebieg czasowy obliczonego na podstawie zebranych doświadczalnie danych strumienia cieplnego wraz z zaznaczonym liniami przedziału maksymalnego błędu (uchybu) bezwzględnego.



Rys. 8.1. Przebieg czasowy rzeczywistego strumienia cieplnego, z naniesionym przedziałem błędów bezwzględnego $\langle q - \delta q, q + \delta q \rangle$

Poniższa lustracja 8.2 to naniesione na uzyskany w wyniku symulacji przebieg strumienia ciepłego wyznaczone granice błędów pomiaru doświadczalnego.



Rys. 8.2. Przebieg czasowy symulowanego strumienia ciepłego, z naniesionym przedziałem błędu bezwzględnego $\langle q - \delta q, q + \delta q \rangle$

9. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań udało się udowodnić tezę pracy oraz przedstawić następujące wnioski:

- 1) Przeprowadzone badania wstępne potwierdziły występowanie problematyki w nagrzewaniu i utrzymywaniu temperatury roboczej przez ciecz chłodzącą silnika spalinowego w hybrydowym układzie napędowym. Powolne nagrzewanie oraz ochładzanie silnika spalinowego podczas przerw w jego pracy stwarzają niekorzystne warunki termiczne, które skutkują zwiększonym zużyciem paliwa i emisją składników toksycznych.
- 2) Zastosowanie w hybrydowym układzie napędowym zmodernizowanego układu chłodzenia/akumulacji pozwala na rozruch silnika spalinowego po jego wstępnym nagraniu. Odpowiednie sterowanie obiegiem cieczy chłodzącej pomiędzy akumulatorem ciepła a silnikiem spalinowym oraz prawidłowy dobór parametrów akumulatora ciepła umożliwiają proces nagrzewania wstępnego podczas jazdy elektrycznej. Warunkiem do przeprowadzenia tego procesu jest odpowiedni stan naładowania baterii akumulatorów trakcyjnych oraz akumulatora cieplnego.
- 3) Opracowana metodyka określenia parametrów (pojemności oraz mocy cieplnej) akumulatora ciepła pozwala na jego poprawny dobór do istniejącego hybrydowego układu napędowego pojazdu samochodowego. W pracy przedstawiono powiązanie parametrów układu napędowego z parametrami akumulatora ciepła. Wyznaczony na podstawie symulacji w środowisku Matlab/Simulink teoretyczny czas jazdy z wykorzystaniem elektrycznej baterii trakcyjnej jest zgodny z czasem osiągniętym podczas prób drogowych (nie wliczając badań przeprowadzonych dla temperatury otoczenia mniejszej niż 0°C). Skrócenie możliwego czasu nagrzewania wstępnego powinno być skorygowane poprzez zwiększenie mocy cieplnej akumulatora, aby zapewnić transfer tej samej ilości ciepła między nim a silnikiem spalinowym.
- 4) Podczas badań drogowych nagrzewania wstępnego uzyskano wyniki końcowe temperatury cieczy chłodzącej w silniku spalinowym zbieżne z rezultatami symulacji komputerowej modelu matematycznego. Potwierdza to zarówno właściwy dobór parametrów oraz konfigurację zmodernizowanego układu chłodzenia, jak również adekwatność stworzonego modelu matematycznego. Zauważalny dla niskich

temperatur zewnętrznych powolny przyrost temperatury cieczy chłodzącej w głowicy silnika w początkowej fazie nagrzewania wstępnego jest prawdopodobnie wynikiem konieczności ogrzania cieczy roboczej, znajdującej się w przewodach łączących akumulator ciepła z silnikiem spalinowym. Ze względu na umiejscowienie akumulatora ciepła podczas testów (wnętrze komory pasażerskiej) długość przewodów łączących, a przez to objętość cieczy znajdującej się w przewodach, jest znaczna. Redukcja pojemności cieplnej elementów łączących powinna być kolejnym etapem prac nad zastosowaniem akumulatora ciepła w pojazdach samochodowych. Ujawnione w badaniach doświadczalnych niepełne nagrzanie wstępne silnika spalinowego dla prób wykonywanych w temperaturach ujemnych jest wynikiem mniejszego niż teoretycznie czasu jazdy z wykorzystaniem baterii trakcyjnej.

- 5) Działanie opracowanego i wykonanego akumulatora jako bufora ciepła pozwala znacząco zmniejszyć spadki temperatury nagrzanego silnika spalinowego podczas przerw w jego pracy. Jest to szczególnie istotne przy niskich temperaturach otoczenia, gdy wartość rozpraszania ciepła do otoczenia z nagrzanego silnika spalinowego jest znaczna. Ponadto, akumulator ciepła zapewnia w takich warunkach ogrzewanie wnętrza przestrzeni pasażerskiej, bez szkodliwego ochładzania silnika spalinowego podczas przerw w jego pracy. Istotne w tym działaniu jest poprawne dobranie mocy cieplnej akumulatora oraz warunków uruchomienia i zakończenia procesu buforowania ciepła w układzie chłodzenia. Zauważalne jest, przy porównaniu wyników badań doświadczalnych fabrycznej konstrukcji i zmodernizowanego układu chłodzenia, skrócenie udziału czasu pracy silnika spalinowego oraz zmniejszenie średniego SNB. Jest to wynikiem większego stopnia wykorzystania napędu elektrycznego do pokonywania oporów ruchu.
- 6) Proponowana konfiguracja sterowania obiegiem cieczy chłodzącej w zmodernizowanym układzie chłodzenia zapewnia uzyskanie założonych trybów pracy: nagrzewania wstępnego oraz podtrzymywania temperatury silnika spalinowego podczas przerw w jego pracy. Dalszych badań doświadczalnych wymaga natomiast dobór wymiennika ciepła gazy wylotowe – ciecz chłodząca oraz tryb ładowania akumulatora ciepła, w różnych warunkach jazdy oraz temperaturach otoczenia. W przypadku długotrwałego, dużego obciążenia silnika spalinowego, istnieje prawdopodobieństwo przekazywania do układu chłodzenia znacznej ilości ciepła, niemożliwej do zmagazynowania w akumulatorze. Koniecznym okazać się może

dotatkowe sterowanie obiegiem gazów wylotowych, omijających wymiennik ciepła, w przypadku pełnego naładowania akumulatora ciepła i/lub dużego obciążenia silnika spalinowego, zwłaszcza w warunkach wysokich temperatur otoczenia.

- 7) Opracowany na podstawie symulacji algorytm sterowania zmodernizowanym układem chłodzenia wykazał podczas badań drogowych przeprowadzonych w ruchu miejskim poprawność doboru wielkości sterujących uruchomieniem i zakończeniem odpowiednich trybów działania obiegu ciepła. Ze względu na odmiennosc warunków termicznych stawianych dla układu chłodzenia, istotne jest rozszerzenie prób doświadczalnych o testy przeprowadzane w warunkach jazdy autostradą oraz powtórzenie badań w ruchu miejskim dla wyższych temperatur otoczenia.
- 8) Istnienie w algorytmie sterowania histerezy temperaturowych ΔT_i pozwala na poprawne spełnienie przez układ sterujący dwóch trybów pracy: nagrzewania wstępnego silnika spalinowego oraz buforowania ciepła podczas przerw w jego pracy. Dalszych badań doświadczalnych wymaga również analiza wpływu wartości ww. histerezy na efektywność pracy zmodernizowanego układu chłodzenia/akumulacji.

10. Podsumowanie i propozycje dalszych badań

Zawarty w pracy opis systemu nagrzewania silnika spalinowego w hybrydowym układzie napędowym z zastosowaniem akumulatora ciepła, stanowi rozwiązanie konstrukcyjne niwelujące w dużym stopniu problemy osiągnięcia i utrzymania przez silnik spalinowy roboczej temperatury pracy. Dzięki opracowaniu metodyki doboru parametrów baterii cieplnej, możliwe jest efektywne gromadzenie ciepła z układu chłodzenia oraz wydechowego. Wykorzystanie zmagazynowanej energii cieplnej pozwala na wykonanie nagrzewania wstępnego silnika spalinowego przed jego uruchomieniem oraz utrzymywanie jego temperatury podczas przerw w pracy.

Widoczne podczas badań doświadczalnych dla temperatur otoczenia poniżej 0°C skrócenie czasu jazdy elektrycznej wymaga dalszych badań i uwzględnienia w opracowanym modelu symulacyjnym nagrzewania wstępnego. Efektem skrócenia czasu nagrzewania wstępnego jest niepełne rozładowanie akumulatora ciepła. Konieczne jest więc skorygowanie mocy cieplnej tak, aby w rzeczywistym czasie jazdy elektrycznej możliwe było w pełni wykorzystanie pojemności cieplnej akumulatora. Pomimo skróconego czasu nagrzewania wstępnego, uzyskane końcowe temperatury są dość zbliżone z wynikami symulacji. Ma na to wpływ przyjęcie w badaniach symulacyjnych najbardziej niekorzystnej, ze względu na ochładzanie silnika spalinowego, maksymalnej prędkości jazdy z napędem elektrycznym. W rzeczywistym ruchu drogowym prędkość pojazdu zmienia się w zakresie 0 – 16,5 [m/s] a medianą jest wartość 5 [m/s], tj. ~18 [km/h], stąd też znacznie mniejsze rozpraszanie ciepła z komory silnikowej do otoczenia.

Zwiększenie mocy cieplnej akumulatora, zgodnie z wymienionymi w powyższym akapicie uwagami, będzie wymagać korekty wykorzystywanych w opracowanym algorytmie sterowania histerez temperaturowych. Poprawność ich doboru powinna być podstawą dalszych badań, zarówno doświadczalnych drogowych, jak i symulacyjnych. Ponadto, w przypadku redukcji pojemności cieplnej elementów łączących akumulator ciepła z silnikiem spalinowym, możliwe będzie zmniejszenie strat cieplnych do otoczenia, występujących zarówno podczas nagrzewania wstępnego, jak i magazynowania ciepła w akumulatorze. Są to czynniki mające wpływ na wartość zastosowanych zmiennych ΔT_1 - ΔT_4 .

Istotne, z punktu widzenia praktycznego zastosowania opracowanej konstrukcji w codziennej eksploatacji, wydaje się przeprowadzenie pomiarów skuteczności magazynowania ciepła (określenie strat ciepła z akumulatora do otoczenia). Ich wynikiem może okazać się konieczność zmian w zastosowaniu innych materiałów konstrukcyjnych i izolujących akumulator, w celu zmniejszenia jego rozładowywania w czasie bezczynności hybrydowego układu napędowego. Ustaleniu wymaga również zakres wartości transportowanego ciepła z układu chłodzenia do ogrzewania przestrzeni pasażerskiej. Jest to znacząca wartość, ze względu na konieczność dopracowania algorytmu sterowania obiegiem ciepła w układzie chłodzenia podczas przerw w pracy nagrzanego silnika spalinowego. Podczas tych przerw występują bowiem dwie składowe przyczyny ochładzania silnika spalinowego. Rozpraszanie ciepła do otoczenia zostało dość wnikliwie przez autora zmierzone i opisane, natomiast oszacowanie wartości ciepła, niezbędnego do ogrzewania przestrzeni pasażerskiej, nie jest zawarte w zakresie tej pracy.

Kontynuacji komputerowych badań symulacyjnych i doświadczalnych wymaga proces ładowania akumulatora ciepła podczas pracy silnika spalinowego, w tym dobór mocy wymiennika ciepła gazy wylotowe - ciecz chłodząca. Zasadnym wydaje się rozwiązanie problematyki sposobu określenia stopnia naładowania akumulatora ciepła zainstalowanego w danym pojeździe. Ponadto, niezbędne jest doświadczalne sprawdzenie pracy zmodernizowanego układu chłodzenia w warunkach długotrwałego obciążenia silnika spalinowego (jazda autostradowa), zwłaszcza przy wysokich temperaturach otoczenia. Efektem tych badań może być konieczność modyfikacji rozwiązania konstrukcyjnego (wprowadzenie zaworu obejściowego dla gazów wylotowych, omijających wymiennik ciepła) lub też zmiana algorytmu sterowania obiegiem cieczy roboczej.

Bibliografia

1. Bernhardt M., Dobrzański S., Loth E., *Silniki spalinowe*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1978
2. Bernhardt M., Michałowska J., Radzimirski S., *Motoryzacyjne skażenia powietrza*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1976.
3. Bielaczyc P., Merkisz J., Pielecha I., *Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001
4. Bielaczyc P., Merkisz J., *Zużycie paliwa w początkowym okresie po zimnym rozruchu silnika ZI*, konferencja KONES`96, Zakopane 1996
5. Bielaczyc P., Merkisz J., *Euro III / Euro IV Emissions - A study of cold start and warm up phases with a SI (Spark Ignition) Engine*, SAE International, United States 1.03.1999
6. Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J., *The effect of a low ambient temperature on the cold-start emissions and fuel consumption of passenger cars*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2011
7. Boam D. J., *Energy audit on a two litre saloon car driving an ECE 15 from a cold start*, Proc. Inst. MechEngrs, Part D, J. Automobile Engineering 200 (1986), pp 66-67
8. Brzeżański M., *Badania silnika podczas zimnego rozruchu i fazy nagrzewania z zastosowaniem akumulatora ciepła*, Silniki Spalinowe, PTNSS 3/2011, str. 112-120
9. Brzeżański M., *Emisja toksycznych składników spalin w fazie nagrzewania się silnika o zapłonie iskrowym z zastosowaniem akumulatora ciepła*, Politechnika Krakowska, Kraków 2006
10. Brzeżański M., *Wybrane zagadnienia fazy nagrzewania silnika spalinowego*, konferencja KONES`97, Bielsko-Biała 197
11. Brzeżański M., *Wpływ fazy nagrzewania silnika na obliczenia emisji komunikacyjnej*, KONMOT Zakopane 2004, Mechanika 2004 6-M/1, str. 117-124
12. Brzeżański M., *The use of cooling system heat to decrease the exhaust gas emission during start and warming up phase of combustion engine*, Silniki Spalinowe, PTNSS 3/2007, str. 121-127
13. Brzeżański M., *Toksyczność spalin w czasie nagrzewania silnika na biegu jałowym*, KONMOT, Kraków 2000, Czasopismo Techniczne P.K. Z.7 M12000

14. Brzeżański M., *Problemy rozruchu i nagrzewania silnika ZI*, Prace naukowo-badawcze Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej, Wydawnictwo Jubileuszowe 50-lecia Politechniki Krakowskiej, Kraków 1995
15. Brzeżański M. , Mareczek M. , Papuga T., *Koncepcja wykorzystania ciepła z układu chłodzenia do poprawy parametrów roboczych i ekologicznych silnika spalinowego*, Silniki Spalinowe, PTNSS 3/2011, str. 121-127
16. Brzeżański M., Papuga T., *Badania silnika podczas zimnego rozruchu i fazy nagrzewania z zastosowaniem akumulatora ciepła*, Silniki Spalinowe, PTNSS 3/2011, str. 112-116
17. Chłopek Z., Danilczyk W., Kruczyński S., *Badania symulacyjne ekologicznych właściwości silników o zapłonie iskrowym w warunkach nagrzewania się po rozruchu*, PAN, oddział Kraków, Teka Naukowo-Probleмова Motoryzacji, Kraków 1997
18. Chłopek Z., Danilczyk W., Kruczyński S., *Symulacja procesów emisji spalin z silników o zapłonie iskrowym*, Journal of Kones`97, Szczyrk 1997
19. Chłopek Z., Danilczyk W., Kruczyński S., *Symulacja procesów emisji spalin z silników o zapłonie iskrowym*, PAN, oddział Kraków, Teka Naukowo-Probleмова Motoryzacji, Kraków 1997
20. Chłopek Z., *Badania warunków pracy silnika spalinowego w czasie rzeczywistego użytkowania w autobusie miejskim*, Archiwum Motoryzacji 2007 nr 2
21. Chłopek Z., *Badanie zużycia energii przez samochód elektryczny*, Wydawnictwo Naukowe PIMOT, Warszawa 2012
22. Chłopek Z., *Ochrona środowiska naturalnego. Pojazdy samochodowe*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2002
23. Cole A., *Improving SI engine fuel economy in cold start*, Automotive Engineer, Februar/March 1992
24. Darkwa K., O'Callaghan P. W., *Green transport technology (GTT), Analytical studies of a thermochemical store for minimising energy consumption and air pollution from automobile engines*, Applied Thermal Engineering 17 (7) (1997), pp 603-614
25. Diehl P., Haubner F., Klopstein S., Koch F., *Exhaust heat recovery system*, SAE Technical Paper 2001-01-1020
26. Dowkonnt J., *Teoria silników cieplnych*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1973

27. Ehsani M., Gao Y., Emadi A., *Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles*, CRC Press, New Yourk 2010
28. Felix R. A. , Solanki S. C., Saini J. S., *Latent heat thermal energy storage using cylindrical capsule: numerical and experimental investigations*, *Renews energy*, 31 (2006), 2451-2457
29. Golec K., *Rozruch tłokowych silników spalinowych w obniżonych temperaturach otoczenia*, Monografia nr 60, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1987
30. Gumus M., *Reducing cold-start emission from internal combustion engines by means of thermal energy storage system*, *Appl. Therm. Eng.* 29 (2009), pp 652-660
31. Ichinose H., Takaoka T., Kobayashi H., *Toyota`s heat management system, coolant heat storage, production today, technologies for the future*, 25 Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2004
32. Hiuyadi I., *Engine pre-warming heat storage systems as solutions to cold-starting problems of Diesel engines*, *Periodica Polytechnica Transportation Engineering* vol 26 no 1-2/1998, pp 115-130
33. Jastrzębska G., *Odnawialne źródła energii i pojazdy proekologiczne*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2009
34. Kata Y., *Thermal energy storage in vehicles for fuel efficiency improvement*, *Proc. EffStock Conference* 2009
35. Kauranen P., Elonen T., Wikström L., Heikkinen J., Laurikko J., *Temperature optimization of a diesel engine using exhaust gas heat recovery and thermal energy storage (diesel engine with thermal energy storage)*, *Applied Thermal Engineering* vol. 30(2010),6-7, pp. 631-638
36. Kosztyła T., Tutaj J., *Configuration and algorithm of the liquid circulation control system in the cooling system with a heat accumulator*, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Volume 421, 042038, 2018
37. Kosztyła T., *Nagrzewanie silnika z aktywnym układem chłodzenia*, *Autobusy-technika, eksploatacja, systemy transportowe*, 6/2016, 938±943
38. Kruczyński S., Ślęzak M., Merkisz J., *Zanieczyszczenia powietrza spalinami przez transport samochodowy*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2019
39. Kruczyński S., Ślęzak M., *Gazy wylotowe silników spalinowych pojazdów samochodowych*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2021

40. Kruczyński S., Ślęzak M., *Zarys metod oczyszczania spalin w pojazdach samochodowych*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2021
41. Kuze Y., Kobayashi H., Ichinose H., Otsuka T., *Development of New Generation Hybrid System (THS II) - Development of Toyota Coolant Heat Storage System*, SAE Technical Paper 2004-01-0643
42. Laurikko J., *Cold-Start Emissions and excess Fuel Consumption in Low Ambient Temperatures*, Assessment of EU2, EU3 and EU4 Passenger Car Performances, Paper F2008-09-049, Proc. of ICITA 2008 World Automotive Congress, Munich, September 2008
43. Lesiak K., Brzeżański M., Prostański D., *Concept of using the heat pipes in the heat exchanger of diesel engine exhaust system intended for use in potentially explosive atmospheres*, Combustion Engines. 2019, 177(2), 127-131
44. Lipnicki Z., Rubaszewski A., *Współpraca akumulatora ciepła z układem chłodzenia silnika spalinowego*, Archiwum motoryzacji nr 3, Warszawa 2000
45. Miller J. M., *Propulsion systems for hybrid vehicles*, The Institution of Electrical Engineers, London 2004
46. Merkisz J., Bielaczyc P., Pielecha I., Woodburn J., *RDE testing of passenger cars: the effect of the cold start on the emissions results*, SAE Technical Paper 2019-01-0747, 2019,
47. Merkisz J., Bielaczyc P., Pielecha I., *Investigation of Exhaust Emissions from DI Diesel Engine During Cold and Warm Start*, SAE 2001 World Congress
48. Merkisz J., Pielecha I., *Alternatywne napędy pojazdów*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006
49. Merkisz J., *Emisja cząstek stałych ze źródeł motoryzacyjnych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2014
50. Merkisz J., Pielecha I., Radzimirski S., *Emisja zanieczyszczeń motoryzacyjnych w świetle nowych przepisów Unii Europejskiej*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009
51. Merkisz J., *Ekologiczne aspekty stosowania silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1994
52. Merkisz J., Gis W., *Exhaust emission from vehicles under real road traffic conditions - a new chance for PTI?* Journal of KONES Powertrain and Transport - 2008, Vol. 15, No. 4

53. Merkiś J., Pielecha I., Radzimirski S., *Pragmatyczne podstawy ochrony środowiska naturalnego w transporcie drogowym*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2009.
54. Merkiś J., Pielecha I., *Układy elektryczne pojazdów hybrydowych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2015
55. Michałowski K., Ocioszyński J., *Pojazdy samochodowe o napędzie elektrycznym i hybrydowym*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1989
56. Mysłowski J., *Rozruch silników samochodowych z zapłonem samoczynnym*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1996
57. Ocoń P., *Modelowanie zjawisk przepływowo-ciepłych w zastosowaniach dla inżynierii energetyki*, Politechnika Krakowska, Kraków 2016
58. Pawełski Z., *Napęd hybrydowy dla autobusu miejskiego*, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 1996
59. Pawłowski M., *Alternatywne systemy napędowe w pojazdach samochodowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013
60. Porisini F. S., *Salt hydrates used for latent heat storage: corrosion of metals and reliability of thermal performance*, Solar Energy 41 (2) (1988)
61. Rokosch U., *Układy oczyszczania spalin i pokładowe systemy diagnostyczne samochodów OBD*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2007.
62. Rychter T., Teodorczyk A., *Teoria silników tłokowych*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006
63. Schatz O., *Cold-start improvements with latent heat store*, Automotive Engineering, February (1992), pp 58-61
64. Schatz O., *Latent heat storage*, Shatz Thermo Engineering, materiały fabryczne 1994
65. Setlak R., Kuś P., *Regulacja temperatury cieczy chłodzącej w układzie napędowym Mild Hybrid*, Maszyny Elektryczne: zeszyty problemowe 2010, pp 213-218
66. Setlak R., Kuś P., Fice M., *Badania cieplne silnika spalinowego samochodu osobowego z napędem Mild Hybrid*, Napędy i Sterowanie 2011
67. Sharma S.D., Kazunobu K., *Latent heat storage materials and systems: a review*, Int. J. Green Energy 2 (2005) pp 1-56
68. Szumanowski A., *Akumulacja energii w pojazdach*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1984

69. Szumanowski A., *Czas energii*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1988
70. Szumanowski A., *Układy napędowe z akumulacją energii*, PWN, Warszawa 1990
71. Szumanowski A., *Fundamentals of hybrid vehicle drives*, Monograph Book, ISBN83-7204-114-8, Warsaw-Radom 2000
72. Szumanowski A., *Hybrid electric power train engineering and technology: modeling, control and simulation*, IGI Global, 2013
73. Szumanowski A., *Projektowanie napędów hybrydowych pojazdów z silnikiem spalinowym*, Silniki Spalinowe, PTNSS 1/2009, str. 102
74. Szumanowski A., *Hybrid electric vehicle drivers design*, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2006
75. Szumanowski A., *Pojazdy ekologiczne – przyszłość samochodów hybrydowych*. Przegląd Mechaniczny 1/2010.
76. Świder P., *Teoria ruchu samochodów część I, II*, Politechnika Krakowska, Kraków 2017
77. Tutaj J., Koszyła T., *An Application of the Heat Accumulator and Improvement of the DC-DC Converter for Hybrid-Electric Vehicles*, Journal of KONES 2016, Tom 3, 263-271
78. Vasiliev L. L., Burak V. S., Kulakov A. G. , Mishkinis D. A., Bohan P. V., *Heat storage device for pre-heating internal combustion engines at start-up*, International journal of thermal sciences 38 (1999), pp 98-104
79. Vasiliev L.L., Burak V. S., Kulakov A. G. , Mishkinis D. A., Bohan P. V., *Latent heat storage modules for pre-heating internal combustion engines: application to a bus petrol engine*, Appl. Therm. Eng. 20 (2000) pp 913-923
80. Vasiliev L.L., *Heat pipes in modern heat exchangers*, Thermal Engineering, Volume 25, Issue 1, January 2005, Pages 1-19
81. Walentynowicz J., *Wyznaczanie bilansu cieplnego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym*, Biuletyn Wojskowej Akademii Technicznej Vol. 55, nr 2, strony 265-277, Warszawa 2006
82. Wiśniewski S., Wiśniewski T., *Wymiana ciepła*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2000
83. Wiśniewski S., *Obciążenia cieplne silników tłokowych*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1972

84. Wiśniewski S., *Pomiary temperatury w badaniach silników i urządzeń cieplnych*,
Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1983
85. Wyczalek F. A., *Hybrid Electric Vehicles - Year 2000*, Published
by the American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc, 2000

Streszczenie

Problematyka rozprawy doktorskiej obejmuje zagadnienie modernizacji układu chłodzenia silnika spalinowego, w pojeździe samochodowym z hybrydowym układem napędowym.

We wstępie pracy autor przedstawił problematykę nagrzewania i utrzymywania temperatury roboczej silnika spalinowego w pojeździe z hybrydowym układem napędowym. Testy drogowe konstrukcji fabrycznych wykazały zasadność podjętego tematu. Przeprowadzone na samochodach Toyota Prius oraz Yaris Hybrid wstępne badania doświadczalne ujawniły istotę omawianego zagadnienia, w zależności od temperatury otoczenia.

W pierwszej części dokonano przeglądu literatury, z omówieniem znanych rozwiązań związanych z wykorzystaniem w pojazdach samochodowych akumulatora ciepła. Zwrócono uwagę na osiągnięte korzyści z zastosowania dodatkowego źródła ciepła w układzie chłodzenia, w tym szczególnie na szybkość nagrzewania silnika spalinowego. Przedstawiono znaną w literaturze metodykę określenia wielkości charakterystycznych akumulatora ciepła, a także trudności wynikające z konieczności adaptacji układu chłodzenia do współpracy z magazynem ciepła.

Powyższy przegląd literatury pozwolił na postawienie tezy oraz określenie celu badawczego pracy. Proponowane przez autora rozwiązanie problematyki nagrzewania i utrzymywania temperatury cieczy chłodzącej silnika spalinowego polega na modernizacji układu chłodzenia. Dodanie akumulatora ciepła, wymiennika ciepła gazy wylotowe – ciecz chłodząca, dodatkowej pompy cieczy oraz układu kontrolno-sterującego pozwala na przeprowadzenie założonych przez autora funkcji- nagrzewania wstępnego i buforowania ciepła. Owe wykorzystanie zmagazynowanego w akumulatorze ciepła do wstępnego podgrzania możliwe jest do przeprowadzenia również podczas jazdy pojazdu- z wykorzystaniem napędu elektrycznego. Konieczne jest jednak powiązanie parametrów zmodernizowanego układu chłodzenia z wybranymi wielkościami hybrydowego układu napędowego, co autor zawarł w niniejszej rozprawie. Analityczne określenie parametrów magazynu ciepła- jego pojemności oraz mocy cieplnej, zostało wykorzystane do przeprowadzonych symulacji nagrzewania wstępnego. Wyniki tych badań zostały następnie

porównane z przeprowadzonymi testami drogowymi. Ponadto przeprowadzono doświadczalne testy zastosowania modernizacji układu chłodzenia do buforowania ciepła podczas przerw w pracy silnika spalinowego. Uzyskane w pojeździe z hybrydowym układem napędowym pomiary potwierdziły słuszność proponowanego przez autora rozwiązania. Dalsze prace badawcze koncentrują się na weryfikacji założeń projektowych oraz testowaniu modernizacji w szerszym zakresie warunków drogowych i termicznych.

Summary

The subject of the doctoral dissertation showed a comparison of the internal combustion engine graph in a motor vehicle with a hybrid computing system.

In the introduction to the work of the author, the issue of heating and maintaining the operating temperature of the internal combustion engine in a vehicle with a hybrid complex system is discussed. Testing the structure of the factory structure is the fundamental basis of the issue. Based on the Toyota Prius and the Yaris Hybrid, experimental laboratory tests do indeed discuss the issues depending on the ambient temperature.

In the first part, a review of the literature was made, with a discussion of the operation cooperating with vehicles in the field of thermal energy. Attention was paid to the use of benefits from the use of an additional heat source in the figure, in particular to increase the heating of the internal combustion engine. The methodology of determining the characteristic quantities of heat, known in the literature, is presented, as well as the efficiency necessary to adapt the drawing to cooperate with the heat storage.

Recorded literature review to present the thesis and develop the research goal of the work. The solutions to the problems of heating and maintaining the operating temperature of the internal combustion engine proposed by the author consist in the operation of the system. Adding a heating system, exhaust gas heat exchanger - operation of the device, operation of the pump and control-regular system allows the author to add the functions of pre-heating and buffering. This use of the heat stored in the battery for preheating is also possible when driving a vehicle with electricity. However, it is necessary to link the parameters of the modernized cooling system with the selected values of the hybrid drive system, which the author included in this dissertation. Analytical determination of the parameters of the heat storage - its capacity and thermal power - was used for the simulations of pre-heating. The results of these tests were then compared with the road tests carried out. In addition, experimental tests were carried out on the use of modernization of the cooling system for heat buffering during breaks in the operation of the internal combustion engine. The measurements obtained in a vehicle with a hybrid drive system confirmed the correctness of the solution proposed by the author. Further research work is focused on verifying the design assumptions and testing the modernization in a wider range of road and thermal conditions.