

ZBIGNIEW KNEBA

STUDIUM PROBLEMÓW
ZARZĄDZANIA
CIEPŁEM ODPADOWYM SILNIKA
W SAMOCHODACH OSOBOWYCH

POLITECHNIKA GDAŃSKA

monografie

114

POLITECHNIKA GDAŃSKA

ZBIGNIEW KNEBA

STUDIUM PROBLEMÓW
ZARZĄDZANIA
CIEPŁEM ODPADOWYM SILNIKA
W SAMOCHODACH OSOBOWYCH



GDAŃSK 2011

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO
WYDAWNICTWA POLITECHNIKI GDAŃSKIEJ

Romuald Szymkiewicz

REDAKTOR PUBLIKACJI NAUKOWYCH

Janusz T. Cieśliński

REDAKTOR SERII

Marek Szkodo

RECENZENCI

Zdzisław Chłopek

Jerzy Merkisz

PROJEKT OKŁADKI

Jolanta Cieślawska

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Gdańskiej

Oferta wydawnicza Politechniki Gdańskiej jest dostępna pod adresem
www.pg.gda.pl/WydawnictwoPG

© Copyright by Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej
Gdańsk 2011

Utwór nie może być powielany i rozpowszechniany, w jakiegokolwiek formie
i w jakiegokolwiek sposób, bez pisemnej zgody wydawcy

ISBN 978-83-7348-371-2

SPIS TREŚCI

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW	5
1. WPROWADZENIE	7
2. UKŁADY WYKORZYSTUJĄCE CIEPŁO SAMOCHODOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH	9
2.1. Wiadomości wstępne	9
2.2. Rozwiązania odprowadzenia ciepła dla zwiększenia sprawności napędu samochodu	13
2.3. Możliwości zamiany strumienia ciepła odpadowego silnika na moc użyteczną	17
2.4. Wykorzystanie ciepła do podgrzewania kabiny	19
2.5. Wykorzystanie ciepła do produkcji energii elektrycznej	20
2.6. Wykorzystanie ciepła odpadowego w układach z akumulacją ciepła	21
3. WPŁYW STANU CIEPLNEGO SILNIKA NA WŁAŚCIWOŚCI EKOLOGICZNE SAMOCHODU	24
3.1. Uwagi ogólne	24
3.2. Metodyka badań	24
3.3. Badania empiryczne wpływu stanu cieplnego silnika na emisje w gazach spalinowych i zużycie paliwa	26
3.4. Zużycie paliwa podczas krótkich jazd miejskich w zależności od początkowej tempera- tury cieczy chłodzącej.....	34
4. PODSUMOWANIE ANALIZY LITERATURY I WSTĘPNYCH BADAŃ AUTORA ORAZ SFORMUŁOWANIE ZADAŃ BADAWCZYCH.....	38
4.1. Podsumowanie stanu wiedzy.....	38
4.2. Zadania badawcze.....	39
4.3. Plan pracy	40
5. MODELOWANIE UKŁADU CHŁODZENIA SILNIKA	42
5.1. Wprowadzenie	42
5.2. Syntetyczny model układu chłodzenia	43
5.3. Przykład symulacji procesu rozgrzewania silnika z użyciem modelu grafów wiązań.....	46
5.4. Obliczenia symulacyjne z użyciem programu AMESim	47
5.5. Wymiana ciepła pomiędzy spalinami a otoczeniem	49
5.6. Wpływ zmniejszenia temperatury spalin na emisje węglowodorów	52
6. BADANIA STANÓW PRACY SILNIKA SAMOCHODU OSOBOWEGO	54
6.1. Uwagi wstępne.....	54
6.2. Testowe obciążenia silników samochodowych	54
6.3. Wybrane przykłady obciążeń eksploatacyjnych	58
6.4. Ocena niepewności pomiarów drogowych	61
7. EMPIRYCZNE BADANIA PROCESÓW ROZGRZEWANIA I SCHŁADZANIA SILNIKA SAMOCHODU OSOBOWEGO	62
7.1. Uwagi wstępne	62
7.2. Stanowisko badawcze do badań układu chłodzenia	62
7.3. Rozgrzewanie silnika i praca w stanie równowagi cieplnej	68
7.4. Praca przy stałym obciążeniu silnika i nastawianej wydajności pompy cieczy chłodzą- cej.....	75
7.5. Stygnięcie silnika podczas postoju samochodu	80

8. WYBRANE SPOSOBY SKRÓCENIA OKRESU PRACY SILNIKA SAMOCHODOWEGO W NIEUSTALONYM STANIE CIEPLNYM	82
8.1. Współpraca pompy z napędem silnikiem elektrycznym z układem chłodzenia cieczą silnika samochodowego	82
8.2. Wykorzystanie zgromadzonego podczas jazdy ciepła do podgrzania silnika przed rozruchem	87
8.2.1. Badania innych autorów	87
8.2.2. Akumulator ciepła wykorzystujący ciecz chłodzącą	89
8.2.3. Bezpośrednie podgrzewanie cieczy chłodzącej spalinami	102
8.2.4. Wykorzystanie ciepła spalin do ładowania akumulatora ciepła	102
8.3. Badania wykorzystania ciepła do odparowania paliwa LPG	106
9. PODSUMOWANIE	115
9.1. Osiągnięte wyniki pracy	115
9.2. Kierunki dalszych badań	117
BIBLIOGRAFIA	118
Streszczenie w języku polskim	123
Streszczenie w języku angielskim	123

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW

Oznaczenia

A	– przyspieszenie,
A	– pole powierzchni czołowej,
HC	– emisja węglowodorów,
α	– kąt nachylenia drogi,
CO	– emisja tlenu węgla,
c_v	– ciepło właściwe elementu przy stałej objętości,
c_x	– współczynnik oporu powietrza,
E_{CO}	– natężenie emisji tlenu węgla,
E_{HC}	– natężenie emisji węglowodorów,
F	– pole powierzchni (wymiany ciepła),
F_b	– siła oporów bezwładności,
F_m	– pole powierzchni wymiany ciepła przez ściankę metalową,
F_O	– pole powierzchni wymiany ciepła przez izolację,
F_p	– siła oporów powietrza,
F_w	– siła oporu wzniesienia,
F_t	– siła oporów toczenia,
g	– przyspieszenie ziemskie,
g_s	– grubość ścianki metalowej,
γ	– współczynnik efektu Seebera-Peltiera,
I	– natężenie prądu elektrycznego,
k_{SO}	– współczynnik przejmowania ciepła od cieczy chłodzącej do otoczenia przez osłonę izolacyjną,
k_Y	– współczynnik przenikania ciepła przez ściankę,
λ	– współczynnik przewodzenia ciepła,
M	– moment obrotowy silnika,
m_C	– masa elementu,
m_c	– dopuszczalna masa całkowita,
m_{CO}	– emisja tlenu węgla,
m_{HC}	– emisja węglowodorów,
\dot{m}_w	– masowe natężenie przepływu cieczy chłodzącej,
m_s	– masa samochodu z kierowcą,
μ	– współczynnik oporu toczenia,
n	– prędkość obrotowa silnika,
N_e	– moc użyteczna silnika,
N_C	– liczba grafów w węźle zawierającym graf akumulatora C,
R	– rezystancja,
ρ	– gęstość powietrza,
v	– prędkość samochodu,
S	– entropia,
t	– czas,
T	– temperatura,
T_h	– temperatura wyższa i niższa przy wymianie ciepła,
T_l	– temperatura wyższa i niższa przy wymianie ciepła,
T_{SPS}	– temperatura na powierzchni ścianki metalowej od strony spalin,
T_{SCH}	– temperatura na powierzchni ścianki metalowej od strony cieczy,
T_O	– temperatura otoczenia,
U	– wektor sterowań (wejść),

- X – wektor zmiennych stanu,
Y – wektor parametrów wynikowych,

Skróty

- HDV – ciężki pojazd użytkowy, *ang. Heavy Duty Vehicle*,
LPG – mieszanina skroplonego propanu i butanu, *ang. liquified petroleum gas*,
NEDC – cykl jezdny na hamowni podwoziowej, *ang. New European Driving Cycle*,
PCM – substancja zmieniająca fazę,
EGR – układ recyrkulacji spalin,

Wykaz indeksów

- M1 – elementy metalowe silnika przejmujące ciepło od gazów w komorze spalania,
M2 – elementy metalowe silnika mające styk z otoczeniem i innymi elementami wewnątrz silnika, ale nie mające ścianki w komorze spalania,
M3 – elementy wewnątrz silnika nie mające ścianki ani w komorze spalania ani na zewnątrz silnika,
M4 – elementy metalowe będące w styku z gazami podczas spalania i przekazujące ciepło do oleju smarującego bez akumulacji ciepła,
M5 – elementy metalowe przekazujące ciepło do oleju i akumulujące energię cieplną,
ZO – zbiornik oleju,
ZW – zbiornik cieczy chłodzącej wewnątrz silnika – kanały i przestrzenie cieczy chłodzącej w bloku cylindrowym i głowicy,
KS – komora spalania jako jedyne źródło ciepła,
Ot – elementy rozpraszające ciepło do otoczenia o zadanej temperaturze,
CHW – chłodnica cieczy chłodzącej,
PW – pompa cieczy chłodzącej,
PO – pompa olejowa,
CHO – chłodnica oleju (opcjonalnie),
odprow – odprowadzane (ciepło),
TG – termogenerator,
w – woda albo ciecz chłodząca,
w2 – woda wypływająca z silnika,
w1 – woda wpływająca do silnika,
SP – spaliny,
CH – chłodnica,
in – wlot,
out – wylot,
k – nr elementu,
i – nr elementu.

Rozdział 1

WPROWADZENIE

W ciągu 120 lat eksploatacji samochodowych silników spalinowych dokonano wielkiego postępu. Pierwsze silniki stosowane do napędu samochodów osiągały moc 0,7 kW przy prędkości obrotowej 500 obr/min (samochód Karla Benza). Obecnie sportowe samochody osobowe dysponują mocą 420 kW przy 6800 obr/min (Mercedes SLS AMG). Sprawność silników samochodowych wzrosła. Pomimo tego nadal ogromna część energii jest tracona. Przykładowo, gdy kierowca wykorzystuje wspomniane 420 kW mocy, ponad 1200 kW jest doprowadzane do silnika jako strumień ciepła zawartego w paliwie. Największa sprawność ogólna silnika samochodowego to 40%, przy czym wartość ta uzyskiwana jest w ograniczonym obszarze pola pracy. Przyjmuje się, że co najmniej dwie trzecie energii zawartej w paliwie jest odprowadzane do otoczenia w postaci ciepła. Dotychczas zwiększenie sprawności silników odbywało się przez zmiany ich konstrukcji i sterowania. Rządziej zajmowano się wykorzystaniem ciepła odpadowego. Wykorzystywanie ciepła odpadowego silników spalinowych jest stosowane w siłowniach okrętowych i stacjonarnych. Stosowane tam rozwiązania wynikają z wielorakości potrzeb energetycznych odbiorników energii. Wykorzystanie występujących ogromnych mocy przynosi znaczne korzyści ekonomiczne, co więcej, układ energetyczny takiego silnika spalinowego zawiera urządzenia odprowadzania strumieni ciepła, mocy mechanicznej i elektrycznej. Trudno jest przenieść wprost gotowe rozwiązania układów energetycznych jednostek pływających do samochodów. Na przeszkodzie stoją głównie różnice w rozmiarach obiektów, ich kosztach oraz czas i sposób eksploatacji.

Analizując obecną konstrukcję samochodu, można dostrzec złożoność układu odprowadzania ciepła za pośrednictwem cieczy chłodzącej. Szczególnie w porównaniu do jego rozwiązań z pierwszej połowy XX wieku. Obecnie wykorzystuje się ciepło cieczy chłodzącej silnik do podgrzewania kabiny, paliw i innych płynów. Ciecz chłodząca wymienia ciepło dwukierunkowo z olejem, ochładza powietrze doprowadzane do spalania w silniku, chłodzi turbosprężarkę, schładza alternator i sterowniki elektroniczne.

Pomimo pojedynczych prób utylizacji dużej części ciepła [30] seryjne rozwiązania wykorzystania ciepła odpadowego w samochodzie ograniczają się często do ogrzewania kabiny. Do dyspozycji jest bardzo duża energia spalin (o temperaturze do około 800°C) oraz energia cieczy chłodzącej i oleju (o temperaturze do około 110°C).

W Katedrze Silników Spalinowych i Sprężarek (KSSiS) Politechniki Gdańskiej przez wiele lat prowadzone były prace poświęcone wykorzystaniu ciepła odpadowego silników spalinowych. Prace zostały rozpoczęte w zespole prof. Mariana Cichego projektami układów chłodzenia hamowni silnikowych dla Fabryki Samochodów Osobowych w Warszawie [32]. W zespole prof. Andrzeja Balcerskiego opracowywano zagadnienia utylizacji ciepła odpadowego silników okrętowych [2]. W KSSiS opracowano wdrożenie przemysłowe z udziałem autora, dotyczące odprowadzania ciepła od agregatu prądowłórczego napędzanego silnikiem spalinowym w warunkach tropikalnych [12]. Autor od początku swojej pracy w Politechnice Gdańskiej (1984 r.) bierze udział w projektach związanych z wykorzystaniem ciepła maszyn tłokowych, Pierwszą publikacją na ten temat przedstawił w 1986 r. [13]. Zagadnieniami wpływu pracy układu chłodzenia na parametry eksploata-

cyjne samochodów osobowych zajmuje się od początku lat 2000 [49]. Badania na hamowni podwoziowej prezentowane w tej pracy były możliwe dzięki pomocy zakładu Mercedes Benz Werk Bremen. Umieszczone w pracy wyniki pomiarów wykonanych w tym zakładzie są wskazane odsyłaczem [*].

Kolejnym ważnym zagadnieniem jest modelowanie układów cieplnych, które jest częścią badań symulacyjnych służących rozwojowi konstrukcji samochodu. Ze względu na niższe koszty niż badania empiryczne modelowanie jest obecnie powszechnie stosowane, zwłaszcza w odniesieniu do obliczeń wytrzymałościowych, emisji szkodliwych związków w spalinach i zużycia paliwa. W ostatnich latach, we współpracy z prof. M. Cichym, opracowano modele matematyczne samochodów osobowych ze szczególnym uwzględnieniem pracy układu chłodzenia [15].

Podstawowym problemem wykorzystania ciepła jest trudność przetwarzania go na energię mechaniczną albo elektryczną. Niniejsza praca proponuje rozwiązanie alternatywne. Wskazuje na nowe możliwości sterowania odprowadzaniem ciepła. Zaproponowano nowe sposoby zarządzania stanem cieplnym silnika, które pośrednio wpływają na zmniejszenie zużycia paliwa i ograniczenie emisji związków toksycznych i rakotwórczych substancji zawartych w spalinach. W przyszłości w ruchu miejskim samochody napędzane silnikiem spalinowym będą musiały konkurować z samochodami ładowanymi z sieci elektroenergetycznej oraz napędzanymi ogniwami paliwowymi, dlatego należy nadal pracować nad udoskonaleniem spalinowego napędu samochodu.

Rozdział 2

UKŁADY WYKORZYSTUJĄCE CIEPŁO SAMOCHODOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

2.1. Wiadomości wstępne

Budowa układu chłodzenia silnika samochodowego wynika bezpośrednio z funkcji jaką spełnia samochód. Samochód porusza się w różnych warunkach atmosferycznych a jego silnik jest poddawany zmiennym obciążeniom. Możliwość odprowadzania ciepła do otoczenia jest zależna od prędkości jazdy.

Do istotnych parametrów technicznych, jakie uwzględnia się przy ocenie samochodów osobowych należą:

- możliwości przewozowe – ładowność, przestrzeń pasażerska, komfort podróżowania,
- koszt produkcji, eksploatacji i recyklingu samochodu,
- ochrona pasażerów przed wypadkami i ich skutkami,
- bezawaryjna praca podczas eksploatacji,
- emisja związków szkodliwych,
- zużycie paliwa,
- emisja hałasu.

Wiele z wymienionych kryteriów wpływa wzajemnie na siebie i ma związek z konstrukcją układu chłodzenia. Na przykład, ochrona pasażerów i pieszych przed skutkami wypadków wpływa na kształt nadwozia. Ułatwia to albo utrudnia umieszczenie chłodnicy w korzystnym miejscu, wpływając także na rozwiązanie konstrukcyjne układu chłodzenia.

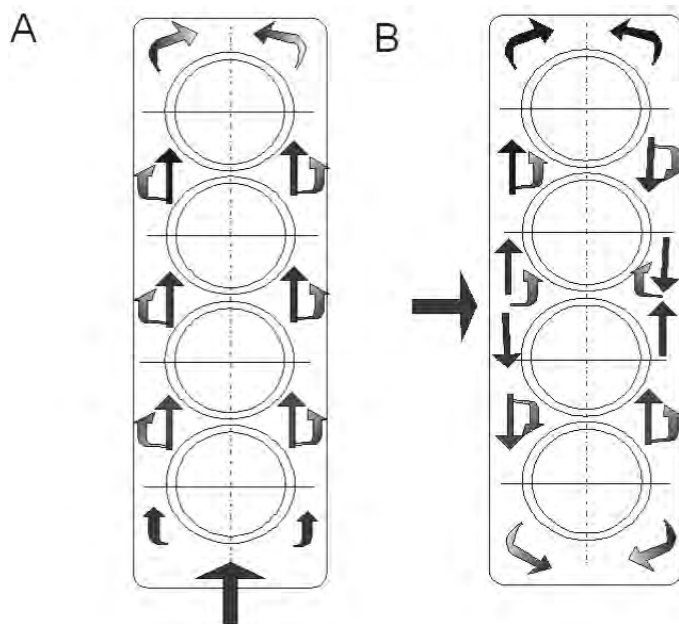
Oprócz wymienionych kryteriów technicznych, możliwych do oceny w jednostkach miar, mamy też subiektywne kryteria projektantów, którego przykładem jest wspomniany kształt nadwozia. Układ chłodzenia jest układem złożonym, opisuje go szereg właściwości:

- strumień odprowadzanego ciepła zależny od prędkości jazdy samochodu i nastawionego przełożenia w przekładni,
- ilość płynów warunkująca możliwości akumulacji ciepła,
- zużycie energii do napędu pompy cieczy chłodzącej i wentylatora oraz pompy oleju,
- szybkość nagrzewania i stygnięcia silnika,
- emisja hałasu.

Na pracę układu chłodzenia w czasie jazdy samochodu wpływają pewne zmienne niezależne, między innymi:

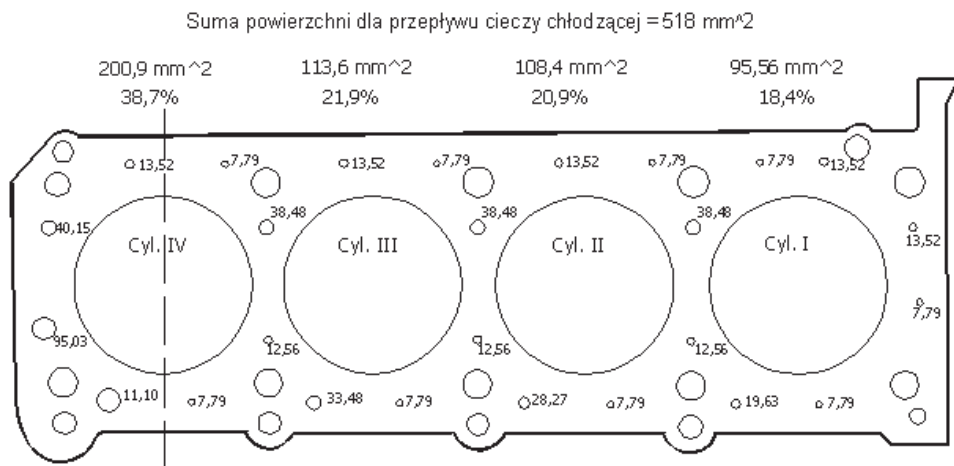
- temperatura rozruchu,
- temperatura otoczenia,
- prędkość wiatru,
- prędkość jazdy,
- masa całkowita samochodu,
- jakość nawierzchni drogi,
- wzniesienia i spadki drogi,
- natężenie ruchu i sposób kierowania samochodem.

Stosowany do dzisiaj klasyczny układ chłodzenia z pompą cieczy chłodzącej napędzaną przez przekładnię pasową z samoczynnym termostatem charakteryzuje się prostotą konstrukcji oraz dużą niezawodnością. Pracuje jako układ zamknięty, przy podwyższonym ciśnieniu cieczy do około 0,15 MPa. Ciecz chłodząca wpływa do bloku i po ochłodzeniu tulei cylindrowych przepływa do głowicy, gdzie odbiera ciepło, między innymi od bardzo nagranych ścianek głowicy otaczających komorę spalania. W bloku silnika ciecz kierowana jest przez kanały wokół tulei cylindrowych, wzdłuż albo poprzecznie do płaszczyzny przechodzącej przez osie cylindrów (rys. 2.1). Prace na temat podwyższenia sprawności i mocy silników przez zmiany konstrukcyjne układów chłodzenia (jeszcze w latach 80-tych XX wieku) dotyczyły ukształtowania kanałów chłodzących w bloku i głowicy [32]. Jednym z ważniejszych celów prac było wyrównanie temperatur ścianek komory roboczej i ścianek kanałów powietrza w głowicy. Sprzyjało to ujednoczeniu warunków przygotowania paliwa i spalania w poszczególnych cylindrach. Najczęściej stosowany sposób rozprowadzenia cieczy chłodzącej w bloku, to dyfuzor pompy umieszczonej w czołowej ścianie bloku z kanałem doprowadzającym ciecz wzdłuż osi cylindrów. Umieszczenie pompy na czołowej ścianie bloku wynika z zastosowania napędu pasowego pompy, napędzanej od wału korbowego. Opisany sposób rozprowadzenia cieczy w bloku cylindrów jest niekorzystny, prowadzi do nierównomierności chłodzenia poszczególnych cylindrów (rys. 2.1 A).



Rys. 2.1. Schemat wzdłużnego A i poprzecznego B przepływu cieczy chłodzącej przez blok cylindrów (załamane strzałki symbolizują odpływ cieczy w kierunku głowicy)

Dla częściowego złagodzenia nierównomierności chłodzenia cylindrów (szczególnie tych oddalonych od kanału napływowego) różnicuje się powierzchnie otworów w uszczelce podgłowicowej (rys. 2.2). Modyfikuje to przepływ cieczy z bloku do głowicy.

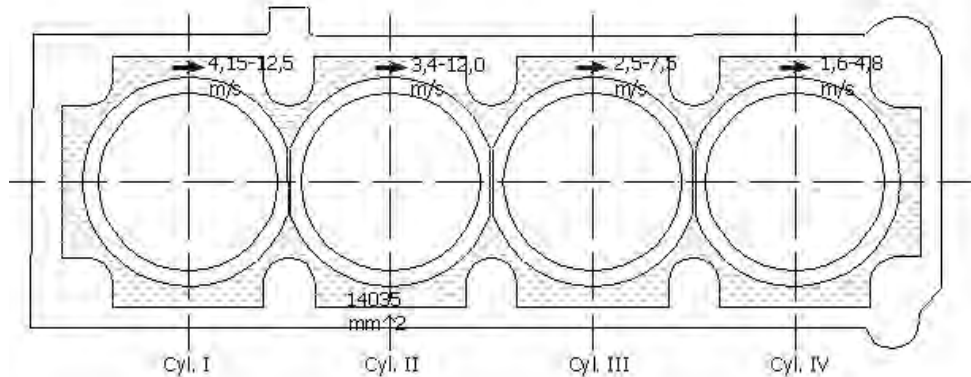


Rys. 2.2. Otwory w uszczelce podgłowicowej dla przepływu cieczy chłodzącej w silniku typu M11920

Zróznicowane przekroje otworów powodują różne prędkości przepływu cieczy względem ścianek tulei (rys. 2.3). Właściwy dobór średnic otworów zmniejsza różnice temperatur poszczególnych tulei cylindrowych.

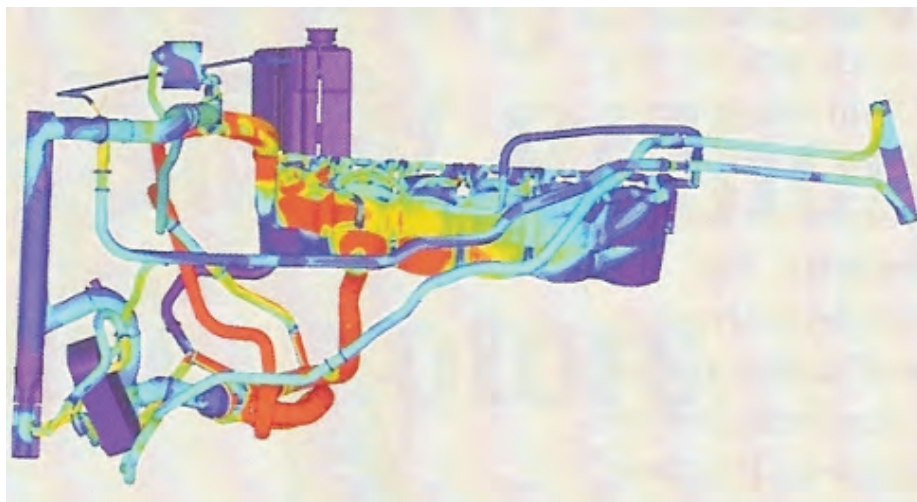
Wydajność oryginalnej pompy silnika
typu M11920:

- 2000 obr/min - 0,5 dm³/s
- 3000 obr/min - 0,7 dm³/s
- 5600 obr/min - 1,5 dm³/s



Rys. 2.3. Prędkości przepływu cieczy wokół tulei cylindrowych w silniku typu M11920

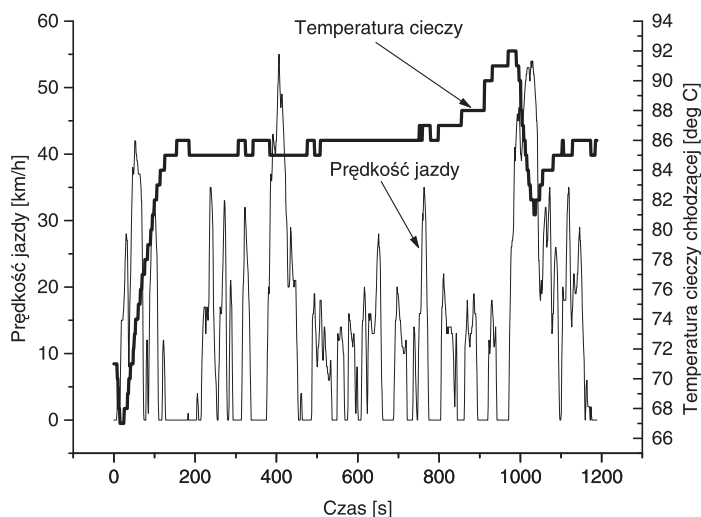
Na rys. 2.4 pokazano rozkład prędkości przepływu czynnika chłodzącego w układzie chłodzenia, w sześciocyndrowym silniku rzędowym, oznaczając ciepłszymi kolorami większe prędkości przepływu.



Rys. 2.4. Rozkład prędkości cieczy wewnątrz obiegu chłodzenia [36]

Zaobserwowano duże różnice pomiędzy prędkościami omywania cylindrów przez czynnik, co powoduje niższą temperaturę skrajnych tulei cylindrowych. Pierwszy i ostatni cylinder silnika mają tylko jeden cylinder sąsiedni. Z tego powodu mają one mniejszą powierzchnię dopływu ciepła.

Projektowanie układu chłodzenia powinno zakładać ekstremalnie trudne warunki eksploatacji, pomimo tego, że występują one rzadko. Zastosowanie pompy z niezależnym napędem jest najczęściej uzasadnione oszczędnościami energetycznymi [30, 34]. Pompa napędzana od wału korbowego musi być zaprojektowana z nadmiarem wydajności. Przy małym dociszeniu silnika i dużej prędkości obrotowej pobiera ona z wału korbowego niepotrzebnie dużą moc. Musi zapewnić potrzebny przepływ cieczy również przy małych prędkościach obrotowych silnika, pracującego z dużym obciążeniem. Opisany niekorzystny stan pracy silnika występuje często w warunkach zatoru drogowego czy podczas pokonywania wzniesienia. Podczas długotrwałej jazdy w zatorze drogowym temperatura cieczy opuszczającej głowicę wzrasta (rys. 2.5). Wobec małego odbioru ciepła w chłodnicy i małej prędkości obrotowej pompy cieczy chłodzącej zawór termostatyczny nie jest w stanie utrzymać stałej temperatury. Po zwiększeniu prędkości jazdy temperatura cieczy gwałtownie spada. Różnice temperatur pomiędzy powolną, a szybką jazdą miejską mogą przekraczać 10°C. Przebieg prędkości jazdy w rzeczywistych warunkach drogowych znacznie odbiega od stosowanego w teście europejskim (NEDC). Test NEDC nie powinien być stosowany podczas projektowania układów chłodzenia, a może być używany do porównania różnych rozwiązań pod względem zużycia paliwa czy emisji związków toksycznych w spalinach.



Rys. 2.5. Przebieg prędkości jazdy i temperatury cieczy opuszczającej głowicę podczas wybranej jazdy miejskiej w warunkach dużego natężenia ruchu

2.2. Rozwiązania odprowadzenia ciepła dla zwiększenia sprawności napędu samochodu

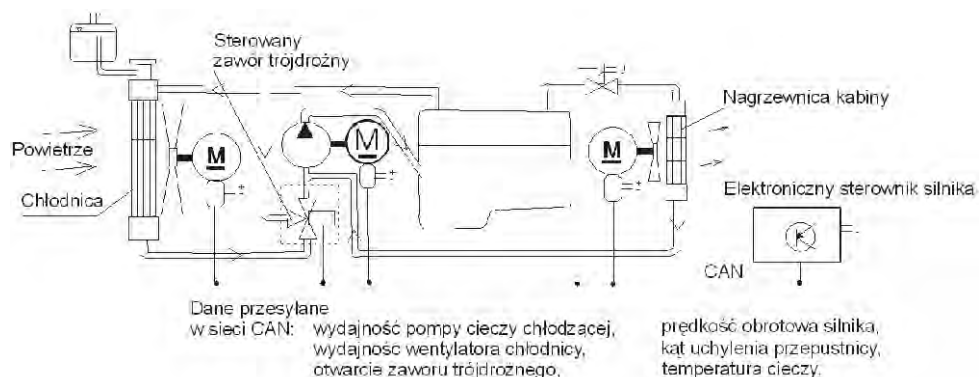
Układ cieplny współczesnego samochodu musi spełnić coraz więcej funkcji. Podobnie jak w przeszłości, jego podstawowym zadaniem jest ochrona elementów układu napędowego przed nadmiernymi temperaturami pracy. Z nowszych zastosowań istotne stały się: sterowanie procesem rozgrzewania silnika, zapewnienie właściwych temperatur czynników roboczych, utrzymanie komfortu cieplnego w kabinie samochodu (w czasie jazdy i przez pewien czas po zatrzymaniu silnika) oraz usuwanie wilgoci z powietrza (zapobieganie roseniu lub zamarzaniu szyb), a także podgrzewanie płynu spryskiwaczy. Wymienione funkcje są realizowane z licznymi ograniczeniami i zakłóceniami. Wpływa na nie sterowanie samochodem przez kierowcę, warunki atmosferyczne, ukształtowanie drogi, obciążenie ładunkiem, stan techniczny.

W samochodach, projektując system cieplny, musimy uwzględnić wiele urządzeń, które wpływają na odbiór ciepła od pracującego silnika. Te urządzenia mogą przekazywać ciepło do otoczenia lub przekazywać je do dalszego wykorzystania. Podstawowymi elementami są tu:

- pompa cieczy chłodzącej napędzana silnikiem elektrycznym,
- zawór trójdrożny sterowany elektrycznie,
- wentylator chłodnicy o sterowanej prędkości obrotowej,
- żaluzje ograniczające przepływ powietrza przez chłodnicę,
- zawory elektromagnetyczne sterujące obiegami cieczy chłodzącej silnik, np. dla podgrzewania kabiny czy ogrzewania innych urządzeń.

Istnieją też rozwiązania testowe, których wprowadzenie jest planowane. Jako przykład można tu podać urządzenia stosowane w fazie zimnego rozruchu. Wykorzystują one spaliny do podgrzewania wybranych elementów silnika.

Od kilku lat w silnikach samochodowych stosuje się układy chłodzenia nowej generacji wyposażone w elektronicznie sterowane urządzenia wykonawcze, zapewniające skuteczne chłodzenie silnika w różnych warunkach eksploatacji (rys. 2.6). Urządzenia sterujące, nowej generacji, pozwalają zmniejszyć zużycie paliwa i emisję związków toksycznych do atmosfery oraz poprawić komfort cieplny w kabinie samochodu, a także zwiększyć przebiegi międzynaprawcze silników.



Rys. 2.6. Schemat układu chłodzenia nowej generacji dla silnika samochodowego

Niniejsza praca dotyczy typowych układów chłodzenia nowej generacji, stosowanych do silników samochodowych. Pominięto układ sterowania temperaturą spalin ogrzewających układ oczyszczania spalin. Strukturę analizowanego układu sterowania pracą układu chłodzenia przedstawiono na rys. 2.7.

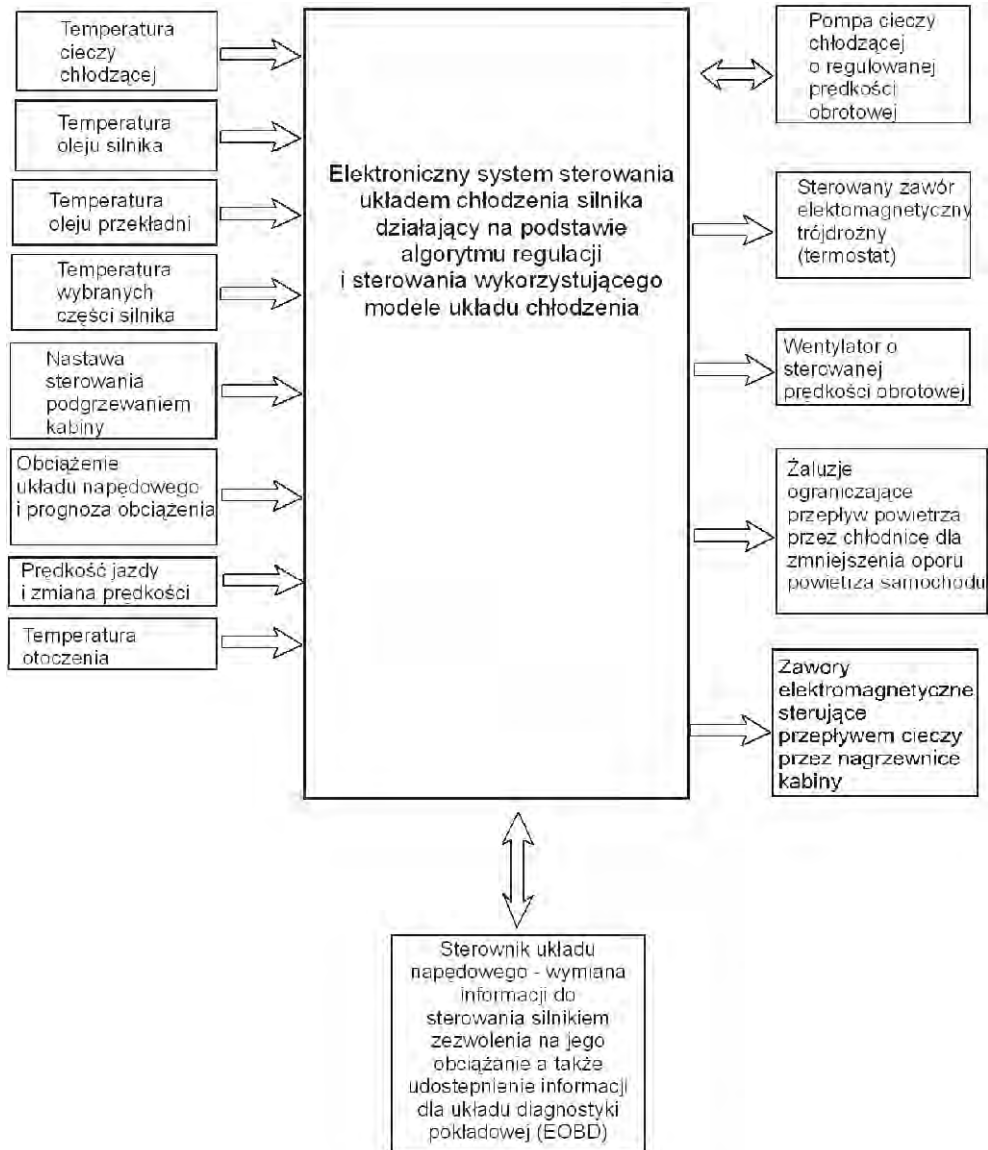
Największy strumień ciepła odpływa od silnika do otoczenia wraz ze spalinami. Ze względu na wysoki poziom temperatur i duże prędkości przepływu spalin, ten strumień można łatwo wykorzystać w maszynach cieplnych i w aparaturze przemysłowej. Niestety, aparatura taka jest kosztowna, ma zbyt dużą masę i potrzebuje dużo przestrzeni. W samochodach łatwiejsze do wykorzystania technicznie jest ciepło odprowadzane w układzie chłodzenia.

Dla poprawy sprawności ogólnej silnika spalinowego należy podnieść temperaturę pracy, co spowoduje wzrost temperatury jego elementów.

Wraz z wprowadzaniem nowych materiałów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych, odpornych na wyższe temperatury pracy, wzrosła maksymalna temperatura cieczy chłodzącej. Podwyższono ciśnienie w zamkniętych układach chłodzenia w celu uniknięcia wrzenia cieczy na ściankach powierzchni, z których odbierane jest ciepło. Uważa się także, że lokalne wrzenie pęcherzykowe jest dopuszczalne [30]. Takie zmiany konstrukcji układu chłodzenia umożliwiają większe wykorzystanie odprowadzanego ciepła. Nie bez znaczenia jest też wprowadzenie programowanego sterowania przepływem i temperaturą cieczy oraz przepływem powietrza.

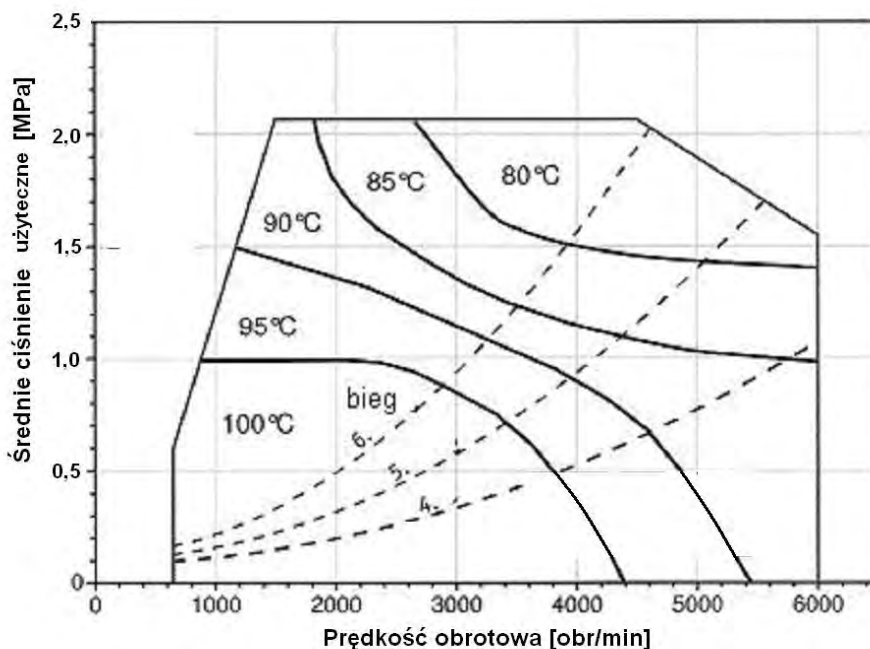
W nowoczesnych silnikach samochodowych stosuje się pompy cieczy chłodzącej napędzane silnikiem elektrycznym. Rozwiązanie to pozwala doprowadzić ciecz z dowolnego kierunku. Napływający z boku bloku cylindrów czynnik chłodzący chłodzi intensywniej środkowe cylindry. Taka konstrukcja charakteryzuje się mniejszymi różnicami temperatur pomiędzy tulejami cylindrowymi.

Zastosowanie układów chłodzenia nowej generacji nie spełniło wszystkich oczekiwań [28]. Największe trudności pojawiły się przy próbie zmniejszenia emisji toksycznych składników spalin.



Rys. 2.7. Struktura układu sterowania pracą układu chłodzenia

Nieodzownym elementem takiego układu jest odpowiedni algorytm sterowania. Sterowanie układami chłodzenia wymaga budowy modeli matematycznych. Najprostszym przedstawieniem założeń sterowania jest podział pola pracy silnika na charakterystyce pędnościowej. Wydzielone są obszary, w których należy utrzymywać zadane wartości temperatury cieczy chłodzącej opuszczającej głowicę (rys. 2.8). Za utrzymanie zadanej temperatury odpowiedzialny jest termostatyczny zawór trójdrożny sterowany elektronicznie.



Rys. 2.8. Wydzielone obszary w polu pracy silnika o stałych wartościach temperatury cieczy chłodzącej opuszczającej głowicę [23]

W układach chłodzenia silników samochodów osobowych pojawiają się chłodnice oleju. Były one stosowane dawniej głównie do silników samochodów użytkowych. Spotykano je także w wykonaniach specjalnych wersji tropikalnych, czy rajdowych. Ten wymiennik, bywa też stosowany jako nagrzewnica. Ta funkcja jest uruchamiana przy rozruchu zimnego silnika, w celu szybkiego nagrzania jego elementów. Stosuje się tu chłodnice płytowe typu olej smarowy/ciecz chłodząca. W początkowej fazie nagrzewania silnika, ciecz chłodząca oddaje ciepło do oleju, poprawiając smarowanie i rozprawdzenie ciepła w silniku. Następnie kierunek przepływu ciepła się odwraca i olej jest schładzany cieczą.

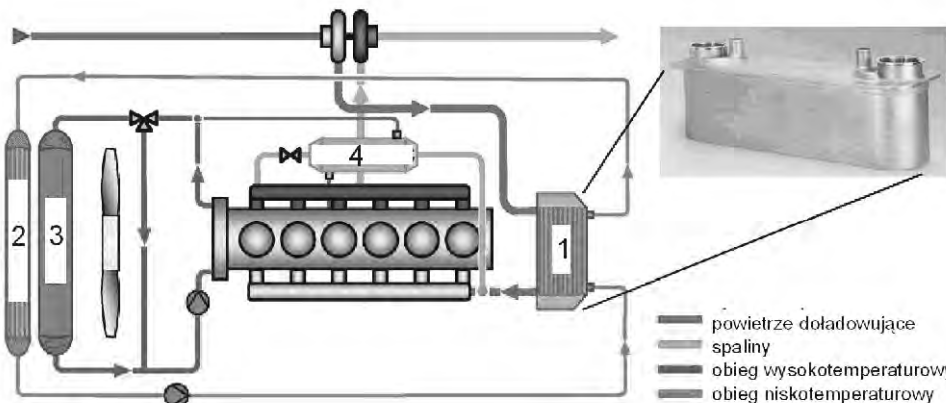
Poważnym problemem w nowszych układach chłodzenia silników doładowanych jest odprowadzenie ciepła chłodzenia powietrza doładowującego. Przeważnie stosuje się chłodnice typu powietrze/powietrze. Zajmują one dużą przestrzeń. Umieszczenie ich w małych pojazdach jest trudne.

W pojazdach użytkowych, gdzie ilość odprowadzanego ciepła od powietrza doładowującego i spalin układu recyrkulacji jest duża, gazy schładza się cieczą chłodzącą. Stosuje się układy o obiegach niezależnych o różnych poziomach temperatur (rys. 2.9).

Do parametrów, zależnych od układu chłodzenia, których poprawa jest celem obecnych prac konstruktorów, można zaliczyć:

- moc maksymalną (osiąganą bez przekraczania niebezpiecznych obciążeń termicznych),
- emisję toksycznych składników spalin,
- emisję dwutlenku węgla,
- zużycie paliwa,

- szybkość osiągania założonej temperatury pracy związanej z możliwością pełnego obciążenia silnika,
- okres użytkowania płynów eksploatacyjnych i części silnika,
- ilość ciepła odzyskanego do celów użytkowych.



Rys. 2.9. Układ chłodzenia silnika ciężkiego pojazdu użytkowego 1 – chłodnica powietrza doładowującego, 2 – chłodnica obiegu niskotemperaturowego, 3 – chłodnica obiegu wysokotemperaturowego, 4 – chłodnica recyrkulujących spalin [31]

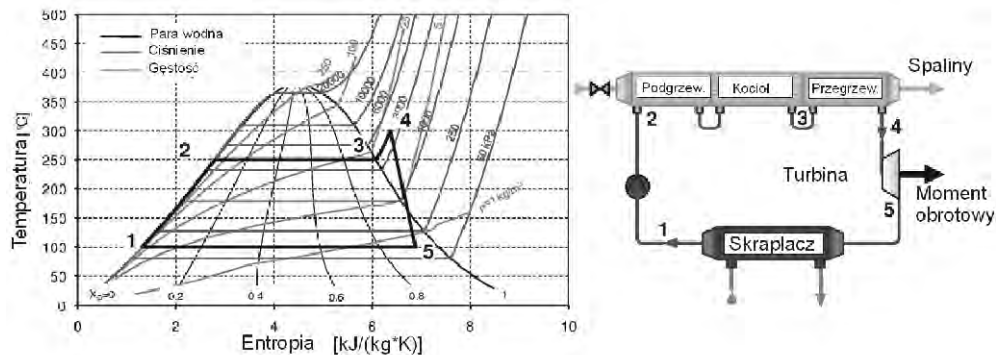
Stosowana w silnikach samochodowych konstrukcja współczesnych układów chłodzenia cieczą staje się coraz bardziej złożona i upodabnia się do stosowanej obecnie w silnikach okrętowych. Różni się ona od silników okrętowych zmiennością natężenia przepływu cieczy chłodzącej przez silnik, które w silnikach okrętowych pozostaje stałe.

2.3. Możliwości zamiany ciepła odpadowego silników pojazdów na moc efektywną

W pojazdach drogowych, kosztowne i o dużej masie układy utylizacji ciepła, nie były dotychczas stosowane. Obecnie prowadzi się próby prototypów układów z parowymi silnikami tłokowymi, turbinami parowymi i ogniwami elektrycznymi [21, 42]. Największym źródłem energii do produkcji energii użytecznej są spaliny silnika, ciecz chłodząca i następnie olej smarujący.

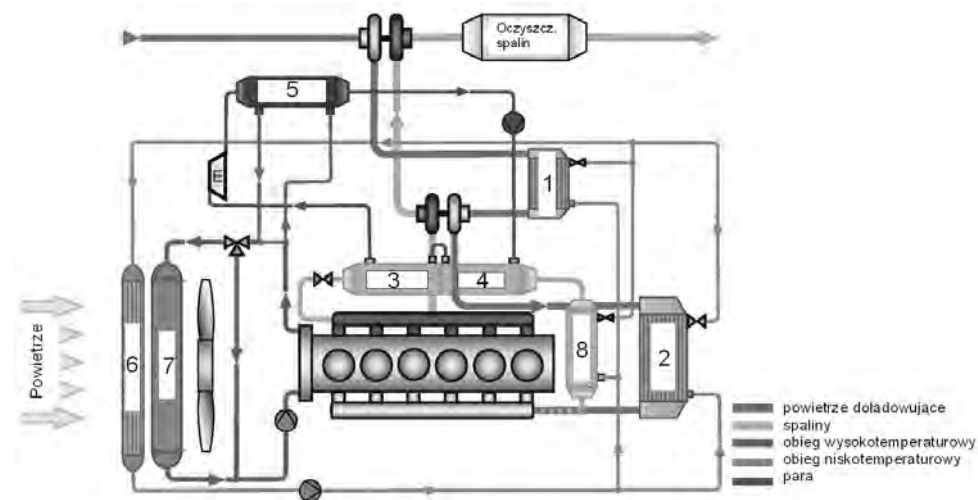
W ciężkich samochodach użytkowych spaliny silnika za turbosprężarką mają temperaturę około 450°C [31]. Najbardziej zaawansowane prace nad prototypami związane są z wykorzystaniem obiegu Rankine'a z użyciem pary wodnej do napędu turbogeneratora, albo generatora napędzanego maszyną parową (rys. 2.10).

Cisnienia pary w tym obiegu wynoszą 4 MPa. Parowanie zachodzi wówczas przy 250°C, a skraplanie umożliwia obieg cieczy chłodzącej silnik. Następuje ono przy 100°C. Sprawność obiegu Rankine'a, przy wspomnianych parametrach, wynosi 0,18. Dławienie przepływu spalin, przez zamontowanie w ich trakcie wylotowym kotła, może spowodować około jednoprocenowy spadek sprawności silnika. Umieszczenie kotła za układem oczyszczania spalin nie jest najlepszym rozwiązaniem, gdyż wzrost obciążenia układu chłodzenia, wskutek skraplania pary, spowoduje wzrost mocy pobieranej przez wentylator chłodnicy.



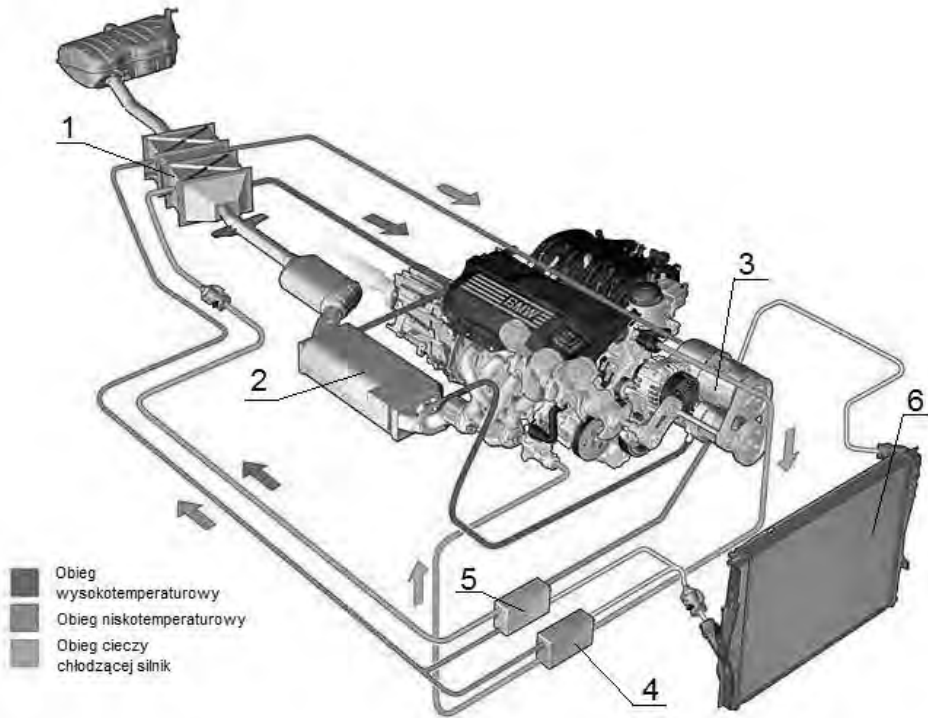
Rys. 2.10. Obieg termodynamiczny Rankine'a i schemat układu do jego realizacji [31]

Korzystna wydaje się produkcja pary w chłodnicy recyrkulacji spalin, a nie tylko w trakcie wylotowym spalin (rys. 2.11).



Rys. 2.11. Układy cieplne silnika ciężkiego samochodu użytkowego (prototyp): 1 – wysokociśnieniowa chłodnica powietrza doładowującego, 2 – niskociśnieniowa chłodnica powietrza doładowania, 3 – zbiornik pary, 4 – kocioł, 5 – skraplacz, 6 – chłodnica obiegu niskotemperaturowego, 7 – chłodnica obiegu wysokotemperaturowego, 8 – chłodnica spalin recyrkulacji [31]

Obiegi parowe wykorzystujące spaliny i ciecz chłodzącą opisano w [21]. Prace prowadzono na zlecenie firmy BMW. W układzie o nazwie „turbosteamer” (rys. 2.12) tłokowa maszyna parowa 3. napędza wał napędowy samochodu przez przekładnię obiegową. Para wodna pracuje w dwu niezależnych obiegach: wysokotemperaturowym i niskotemperaturowym. Para dla obu obiegów powstaje w wytwornicy 1. W obiegu wysokotemperaturowym jest przegrzewana w przegrzewaczu 2. Para po wykonaniu pracy w silniku tłokowym 3. jest skraplana w skraplaczu wysokotemperaturowym 5. i niskotemperaturowym 4.



Rys. 2.12. Układ parowy „turbosteamer” 1 – wytwornica pary, 2 – przegrzewacz pary, 3 – tłokowy silnik parowy, 4 – skraplacz niskotemperaturowy, 5 – skraplacz wysokotemperaturowy, 6 – chłodnica cieczy chłodzącej silnik spalinowy [21]

2.4. Wykorzystanie ciepła do podgrzewania kabiny

Wartość mocy odprowadzanej do atmosfery w warunkach statycznych jest zależna od mocy użytecznej silnika w zależności od prędkości jazdy i sprawności ogólnej. Ciecz chłodząca silnik stanowi wygodne medium do ogrzewania kabin samochodów. Jednak niezbędną ilość ciepła, do ogrzewania, przy średnich i wyższych prędkościach jazdy stanowi tylko niewielką część ciepła odprowadzanego do otoczenia przez układ chłodzenia. Moc niezbędną do ogrzewania kabiny, obliczona dla warunków zimowych (o temperaturze otoczenia -18°C), z założeniem, że już po 10 min od zimnego rozruchu silnika temperatura wylotowa powietrza z kratki wentylacyjnych w kabinie osiągnie $+46^{\circ}\text{C}$ wynosi 6 kW. Dla samochodu spalającego $8 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ strumień taki uzyskuje się już przy średniej prędkości 45 km/h [4].

Zaprojektowanie ogrzewania kabiny to zagadnienie złożone. Wyniki niektórych prac [4] są publikowane, ale ich zastosowanie jest kłopotliwe, gdyż zarówno kryteria optymalizacji, takie jak przykładowo jednorodność pola temperatur w kabinie, zmienność nastrojenia, komplikują zadanie. Problemy ogrzewania kabin samochodów nie są przedmiotem tej pracy i wobec tego nie będą w dalszej jej części rozważane.

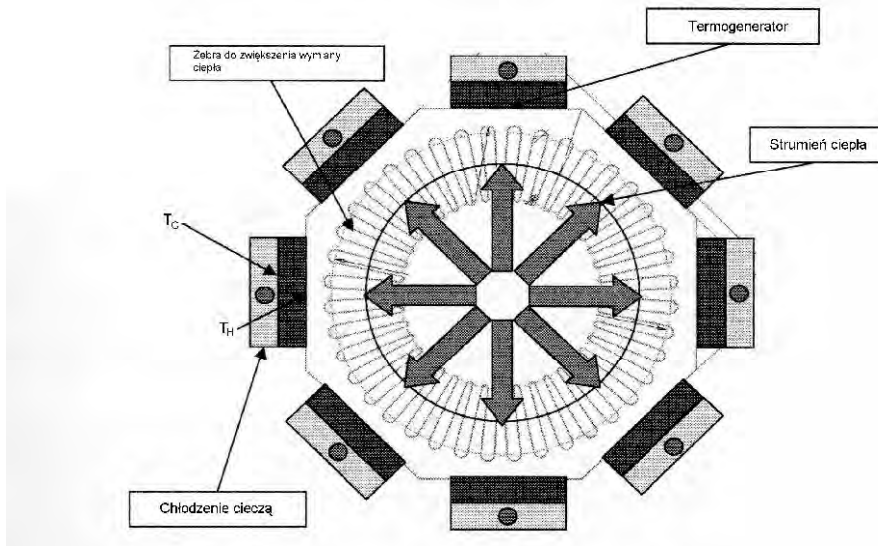
2.5. Wykorzystanie ciepła do produkcji energii elektrycznej

Ciepło odprowadzane do otoczenia może być wykorzystane do produkcji energii elektrycznej. Jest ono szczególnie istotne dzisiaj przy zastosowaniu hybrydowych układów napędowych pojazdów, lub w pojazdach o dużej mocy odbiorników energii elektrycznej. Uzyskanie przepływu prądu w obwodzie zamkniętym polega na umieszczeniu dwóch różnych metali w różnych temperaturach. Wykorzystane jest tu zjawisko odkryte przez Seebecka i Peltiera. Takie źródła są nazywane termogeneratorami. Ilość wytworzonej energii jest zależna od różnicy temperatur metali. Strumień ciepła, jaki można zamienić na moc elektryczną, określono wzorem [42]

$$\dot{Q} = \gamma \cdot (T_H - T_C) \cdot I - \frac{1}{2} \cdot R_{TG} \cdot I^2 \quad (2.1)$$

gdzie: \dot{Q} – strumień ciepła,
 T_H – wyższa temperatura umieszczenia metalu,
 T_C – niższa temperatura umieszczenia metalu,
 γ – współczynnik efektu Seebecka–Peltiera,
 I – natężenie prądu,
 R_{TG} – rezystancja wewnętrzna termogeneratora.

Ideę rozmieszczenia termogeneratorów w układzie wylotu spalin pokazano na rysunku 2.13.



Rys. 2.13. Schemat konstrukcji termogeneratorów w układzie wylotu spalin [42]

Wyniki badań wskazują na 3% wykorzystania ciepła spalin, przy jeździe z prędkością 140 km/h [42]. Wobec znacznych kosztów inwestycyjnych, opisany sposób utylizacji ciepła jest na razie nieprzydatny w samochodach osobowych w ruchu miejskim.

2.6. Wykorzystanie ciepła odpadowego w układach z akumulacją ciepła

Potrzeba projektowania układów chłodzenia nowej generacji wymusiła modyfikację metod obliczeniowych. Zrezygnowano z metod doboru bazujących na nominalnych warunkach pracy układu cieplnego. Obecnie do obliczeń przepływów stosuje się metody MES [74]. Uwzględnia się różne odbiorniki ciepła oraz skomplikowane przepływy powietrza na zewnątrz i wewnątrz samochodu. Nadal brak jest jednak szerokich badań nad procesami akumulacji ciepła w stanach dynamicznych. Nieliczne są propozycje wykorzystania zakułowanego ciepła.

W układach chłodzenia cieczą pojawiają się elementy sterowane elektronicznie [27]. Ponadto stosuje się pompy cieczy chłodzącej o sterowanej wydajności i możliwości ich uruchamiania niezależnie od pracy silnika spalinowego. Wówczas możliwe jest wykorzystanie ciepła zakułowanego w czasie jazdy do podgrzania silnika, przygotowania paliwa, ogrzewania kabiny i innych elementów. Zarówno podczas postoju jak i przed rozpoczęciem jazdy.

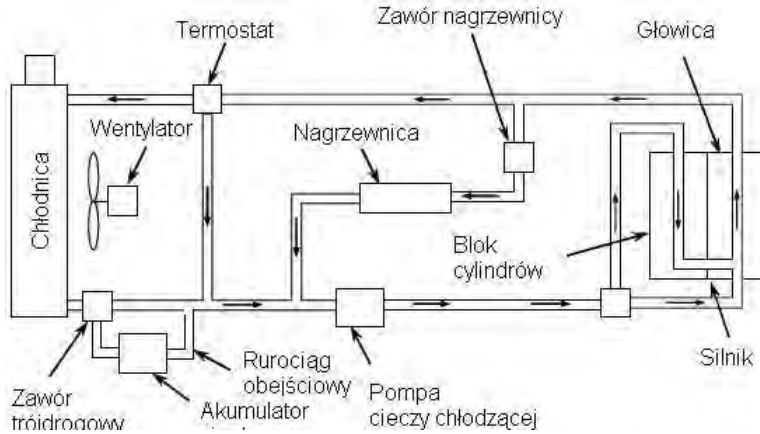
Urządzenia do podgrzewania paliwa były stosowane w silnikach od dziesięcioleci. Podgrzewanie mieszaniny propanu i butanu jest wręcz niezbędne do uzyskania mieszanki palnej. Wyniki badań reduktorów-parowników na ten temat nie są publikowane przez fabryki osprzętu gazowego silników.

Od końca lat 70-tych ubiegłego wieku pojawiło się wiele patentów układu chłodzenia silnika cieczą z wykorzystaniem akumulatora ciepła, w tym dwa w Polsce [86, 96]. Pierwszy z nich dotyczy samego pomysłu dołączenia do „małego” obiegu termostatycznego izolowanego cieplnie zbiornika dla cieczy chłodzącej. Drugi, konstrukcji zbiornika zbudowanego tak, aby ciecz gorąca zamieniała się miejscem z chłodną, wypływając ze zbiornika do silnika przed rozruchem. Ostatnio przedmiotem intensywnego patentowania w różnych krajach są układy sterowania akumulatorem ciepła [71, 73, 79, 94, 101] oraz sposób budowy samego akumulatora [84].

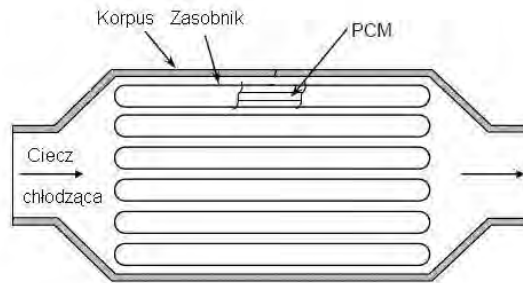
Następnym opatentowanym sposobem podgrzania silnika, przy wykorzystaniu ciepła odpadowego cieczy chłodzącej, jest użycie substancji zmieniających stan skupienia umieszczonych w bloku cylindrów albo w akumulatorze ciepła [9, 70, 103].

Badania empiryczne dla zmniejszenia toksyczności spalin przez zastosowanie akumulatora ciepła wypełnionego cieczą chłodzącą zaprezentowano w pracach [9, 10]. W pracach przedstawiono wyniki badań silnika samochodu osobowego o objętości skokowej 900 cm^3 , wyposażonego w akumulator ciepła umieszczony w układzie chłodzenia, o objętości 3 dm^3 . Przeprowadzone badania na hamowni silnikowej, przy częściowych obciążeniach silnika pracującego z prędkościami obrotowymi 2000 obr/min i 3000 obr/min oraz przy biegu jałowym wykazały pozytywne skutki zastosowania akumulatora ciepła. Przy pracy układu akumulacji ciepła nastąpiło skrócenie czasu rozgrzewania silnika. Zmniejszyła się emisja tlenku węgla w spalinach. Zmiany wynosiły od kilku do kilkunastu procent. Zmalała emisja węglowodorów. W tych samych warunkach pracy silnika (pracy ze średnimi obciążeniami), nastąpił kilkuprocentowy wzrost emisji tlenków azotu. Jest to konsekwencją szybszego osiągnięcia wysokich temperatur procesu spalania przez skrócenie rozgrzewania komory spalania.

Ciekawą koncepcję opisano w [96]. Autor proponuje akumulować ciepło w zbiorniku (akumulatorze ciepła), w którego komorach znajduje się substancja zmieniająca fazę. Akumulator ten znajduje się w „dużym” obiegu chłodzenia (rys. 2.14 i 2.15).



Rys. 2.14. Schemat obiegu cieczy chłodzącej silnika z akumulatorem ciepła do obciążeń szczytowych [96]



Rys. 2.15. Konstrukcja akumulatora ciepła [96]

W tym układzie chłodnica jest tak dobrana, że odprowadza ciepło do otoczenia przy średnich obciążeniach układu chłodzenia silnika. Przy dużych obciążeniach nadmiar ciepła jest gromadzony w akumulatorze ciepła, gdzie topi substancję zmieniającą fazę. Po zmniejszeniu obciążenia substancja krzepnie, oddając ciepło krzepnięcia. Ciepło to przez chłodnicę oddawane jest do otoczenia. Zaproponowana konstrukcja pozwala zmniejszyć masę cieczy w zewnętrznym obiegu chłodzenia. Ponadto poprawia warunki wewnętrznej akumulacji ciepła w silniku.

Mało jest publikacji poświęconych zastosowaniu akumulatorów ciepła w samochodach [3, 4, 78, 96]. Brak jest publikacji na temat metod określania ich parametrów konstrukcyjnych. Brakuje też badań wykraczających poza określenie wpływu zastosowania akumulatora na emisję związków toksycznych i zużycie paliwa. Te ostatnie ograniczają się najczęściej do testu NEDC czy badań przy stałym obciążeniu silnika.

W literaturze znaleziono publikację o badaniach wpływu podgrzewania spalinami cieczy chłodzącej i oleju na zużycie paliwa w silniku samochodowym [3]. W tej publikacji opisano wyniki pomiarów zużycia paliwa i strat tarcia w silniku, w którego układzie wylotu spalin umieszczono w I wariantcie wymiennik ciepła spaliny/ciecz oraz w II wariantcie spaliny/olej smarowy. Akumulator ładowany ciepłem spalin nie był badany w niniejszej pracy.

Pomiary wykonano na hamowni silnikowej, symulując europejski test jezdny NEDC i amerykański FTP 75. W badaniach uzyskano o 35 s wcześniejsze osiągnięcie temperatury otwarcia termostatu w teście NEDC oraz o 70 s w Teście FTP 75. Przekazany strumień ciepła od spalin wynosił w teście NEDC średnio 1 kW, maksymalnie osiągając 6 kW. Wprowadzenie podgrzewania cieczy spalinami zmniejszyło straty tarcia w silniku, szczególnie podczas biegu jałowego nie rozgrzanego silnika o $(1,5 \div 2,7)\%$. Znaczne zmniejszenie strat tarcia przy biegu jałowym występuje w II wariancie (podgrzewanie oleju) i wynosi $(5,8 \div 6,4)\%$

Zużycie paliwa przy biegu jałowym maleje w czasie nagrzewania o 4,2%, a po rozgrzaniu o 3,6%. Przy testowym obciążeniu silnika (FTP 75) zużycie paliwa maleje po zastosowaniu podgrzewania cieczy o 2,9%, a przy użyciu podgrzewania oleju o 2,3%. Niestety przez pierwsze 160 s testu FTP 75 strumień przekazywanego ciepła jest bardzo mały. Przyczyną małego strumienia jest nagrzewanie metalowych części wymiennika. Dla szybkiego rozgrzewania silnika niezbędne byłoby zmniejszenie mas wymiennika i zmniejszenie objętości cieczy w silniku. Jest to możliwe po zastosowaniu optymalizacji konstrukcji wymiennika i wprowadzeniu programowanego sterowania pracą układu chłodzenia. Taka optymalizacja nie była jeszcze wykonana przez autorów wspomnianej wyżej publikacji. Oszacowali oni, że zmniejszenie masy wymiennika o 50% (głównie przez połączenie go z reaktorem katalitycznym) pozwoli skrócić czas oczekiwania na rozpoczęcie przekazywania ciepła od spalin do cieczy ze 160 do 95 s. To skrócenie okresu nagrzewania daje oszczędność w zużyciu paliwa 0,5% podczas testu FTP 75. Połączenie reaktora katalitycznego z wymiennikiem ciepła spaliny/ciecz chłodząca przyczyniłoby się do wydłużenia okresu eksploatacji reaktora katalitycznego, przez zmniejszenie nagłych wzrostów i spadków temperatury wkładu reaktora przy zmianach obciążenia silnika. Pogląd, że należy zmniejszać objętość cieczy chłodzącej w obiegu chłodzenia, pozostaje w sprzeczności z tezą autora o gromadzeniu energii cieplnej w akumulatorze wypełnionym cieczą chłodzącą. Niestety strumień ciepła dostępny w typowych jazdach miejskich może być zbyt mały, dla wykorzystania go do podgrzewania spalinami cieczy chłodzącej, rozgrzewania reaktora katalitycznego i naładowania akumulatora ciepła.

Rozdział 3

WPŁYW STANU CIEPLNEGO SILNIKA NA WŁAŚCIWOŚCI EKOLOGICZNE SAMOCHODU

3.1. Uwagi ogólne

Stan cieplny silnika definiuje się jako zbiór temperatur wybranych części silnika i jego cieczy obiegowych. Ta definicja zostanie przytoczona w wielu miejscach pracy. Przykładowo, w rozdziale 5, gdzie wektor zmiennych stanu (zależność 5.2) stanowi zbiór temperatur akumulatorów energii (są one częściami silnika oraz cieciami). Zaproponowane miejsca pomiaru temperatur wybrano, kierując się również dostępnością przestrzeni montażowej, wystarczająco dużej, aby umieścić w nich przetworniki temperatury o założonej dokładności i szybkości odpowiedzi.

Podstawowe właściwości ekologiczne samochodu osobowego są określone przez emisję toksycznych składników spalin oraz zużycie paliwa.

Do oceny stanu cieplnego silnika większość autorów posługuje się temperaturą cieczy chłodzącej opuszczającej głowicę. Jakkolwiek jest to wygodne w pomiarach drogowych, to w warunkach laboratoryjnych, dostępne są bardziej dokładne parametry. Jako kryterium stanu cieplnego silnika, autor proponuje przyjąć temperaturę ścianki otaczającej komorę spalania. Jest ona określona w wybranym punkcie ścianki. Tego typu kryterium stosowane jest w eksploatacji stacjonarnych silników w siłowniach lądowych. Przykładowo występuje jako parametr dla programu nadzoru elektrowni, wyposażonej w silniki Wärtsilä 18V34SG.

Wpływ stanu cieplnego silnika na emisję związków toksycznych w spalinach opisano w pracy [6]. Stwierdzono, że 80÷90% całej emisji testowej tlenu węgla i węglowodorów występuje w pierwszych 195 s testu europejskiego.

Podczas rozruchu zimnego silnika temperatury jego części, płynów i otoczenia są sobie równe. W przedmiotowej literaturze spotyka się badania właściwości ekologicznych samochodów wykonane dla różnych temperatur rozruchu. Przykładem może być praca [4], w której wykazano różnice w zużyciu paliwa w zależności od temperatury cieczy chłodzącej przed rozruchem, przyjmując temperaturę 20°C jako bazową.

Celem badań przedstawionych w tym rozdziale było rozszerzenie wiedzy na temat wpływu temperatury silnika w czasie rozruchu na emisję związków toksycznych i zużycie paliwa wybranych, stosunkowo nowych, samochodów z silnikami ZI. Badano parametry ekologiczne samochodów w eksploatacji miejskiej oraz w testach na hamowni podwozowej

3.2. Metodyka badań

Badania wykonano na:

- hamowni silnikowej w laboratorium Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej wyposażonej w zbudowany przez autora eksperymentalny układ chłodzenia silnika z akumulacją ciepła i układ zasilania paliwem LPG (opis stanowiska umieszczono w rozdziale 7.2),

- hamowniach podwoziowych wydziału „Abszentrum” w zakładzie Mercedes Benz Werk Bremen (wyniki tam uzyskane oznaczono w pracy [*]),
- samochodach osobowych na drogach.
Użyto urządzeń i programów do rejestracji danych transmitowanych w sieci CAN (program SIM-7 produkt firmy Mercedes Benz) oraz danych diagnostyki pokładowej (program AMX 530 produkt firmy Automex) – podczas badań samochodów.

Wykorzystano następujące samochody osobowe:

1. Mercedes Benz C200 Kompressor (W203045) z silnikiem typu M111955 o zapłonie iskrowym doładowanym mechanicznie; objętości skokowej 1998 cm³; mocy 120 kW przy prędkości obrotowej 5300 obr/min; momencie maksymalnym 230 N·m przy prędkości obrotowej 2500 obr/min;
2. Mercedes Benz C200T Kompressor (S202087) z silnikiem typu M111952 o zapłonie iskrowym doładowanym mechanicznie o podstawowych danych technicznych jak w punkcie 1;
3. Honda Accord 2,0 Sport (CL7) z silnikiem typu K20A4 o zapłonie iskrowym; objętości skokowej 1998 cm³; mocy 113 kW przy prędkości obrotowej 6000 obr/min; momencie maksymalnym 190 N·m przy prędkości obrotowej 4500 obr/min;
4. Ford Fiesta 1,3 (JH1) z silnikiem typu A9JB o zapłonie iskrowym; objętości skokowej 1299 cm³; mocy 51 kW przy prędkości obrotowej 5600 obr/min; momencie maksymalnym 106 N·m przy prędkości obrotowej 2600 obr/min;
5. Honda Civic 1,4 (E6) z silnikiem typu D14Z4 o zapłonie iskrowym; objętości skokowej 1396 cm³; mocy 66 kW przy prędkości obrotowej 6600 obr/min; momencie maksymalnym 120 N·m przy prędkości obrotowej 5000 obr/min.

Pomiary dotyczyły współcześnie stosowanych samochodów osobowych, średniej wielkości, z silnikami o zapłonie iskrowym o mocy od 51 do 120 kW. Samochody osobowe wybrano do badań według kryterium spełnienia co najmniej normy Euro III

Emisje związków szkodliwych w spalinach i zużycie paliwa tych samochodów, zmierzone na hamowni podwoziowej, według regulaminu nr 83 EKG ONZ podano w tablicy 3.1.

Tablica 3.1

Emisje związków szkodliwych w spalinach i zużycie paliwa badanych samochodów

Nr samochodu według zestawienia w tekście powyżej	Emisja CO ₂ [g/km]	Emisja CO [g/km]	Emisja HC [g/km]	Emisja NO _x [g/km]	Średnie zużycie paliwa [dm ³ /100km]
1	276	0,695	0,066	0,035	8,4
2	263	0,305	0,037	0,067	8,6
3	189	0,370	0,040	0,010	8,0
4	147	0,354	0,074	0,030	6,2
5	162	0,363	0,056	0,028	7,0

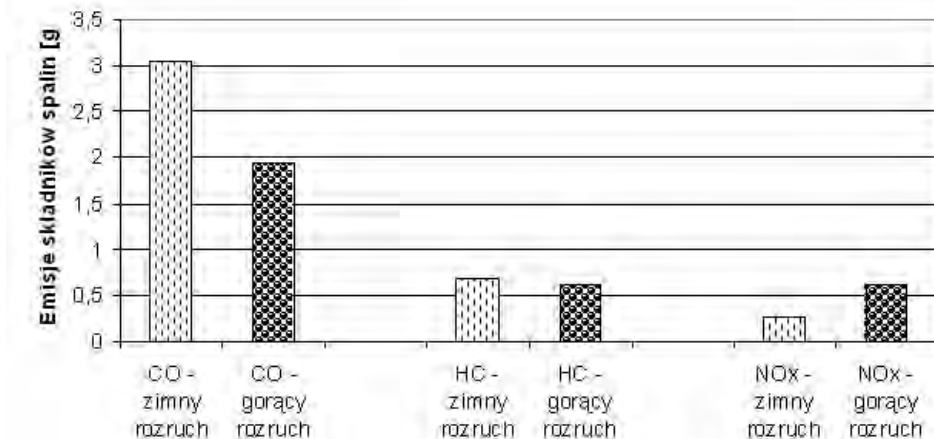
Przytoczone w tablicy 3.1 dane wskazują, iż wybrane do badań pojazdy nie przekraczają dopuszczalnych emisji dla EURO IV, ale oprócz pojazdu nr 3 (rok produkcji 2007) miały homologację EURO III, ponieważ były wyprodukowane w latach 2000÷2004.

3.3. Badania empiryczne wpływu stanu cieplnego silnika na emisję w gazach spalinowych i zużycie paliwa

W związku z ocieplaniem się klimatu na Ziemi, największą uwagę konstruktorów skupia zmniejszenie emisji dwutlenku węgla. Jego emisja powiązana jest ze zużyciem paliwa, a więc pośrednio zużycia paliwa.

Istnieje długa lista parametrów wpływających na zużycie paliwa. Wpływ ma wzrost (w ostatnich latach) masy samochodów i ich wymiarów. W wielu publikacjach wspomina się o temperaturze rozruchu silnika. Próbę uzupełnienia tej wiedzy stanowią testy przeprowadzone przez autora na hamowni podwoziowej w zakładach Mercedes-Benz Werk Bremen. Badaniom poddano 10 samochodów typu Mercedes C 200 Kompressor z silnikiem o zapłonie iskrowym, doładowanym mechanicznie, o objętości skokowej około 2 dm³.

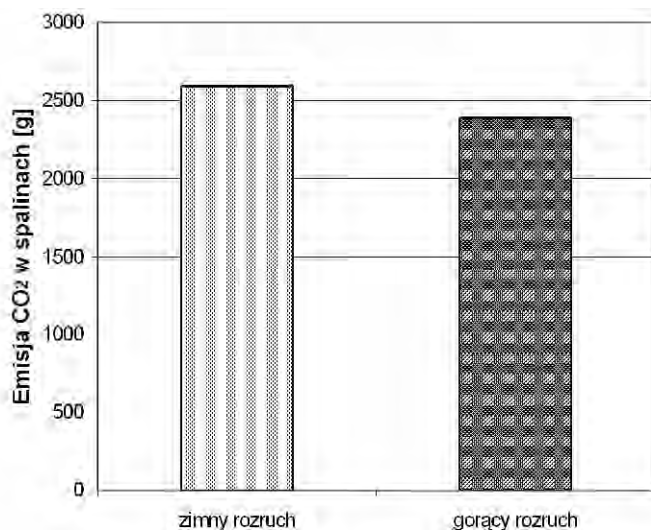
Badania dotyczyły emisji związków toksycznych oraz zużycia paliwa, zarówno przy rozruchu zimnego silnika o temperaturze cieczy chłodzącej w zakresie 20÷24°C, jak i rozgrzanego do temperatury 85±95°C. Uśrednione wyniki pomiarów przedstawiono na rysunku 3.1.



Rys. 3.1. Emisja związków toksycznych przy „zimnym” i „gorącym” rozruchu silnika samochodowego o zapłonie iskrowym w teście NEDC [*]

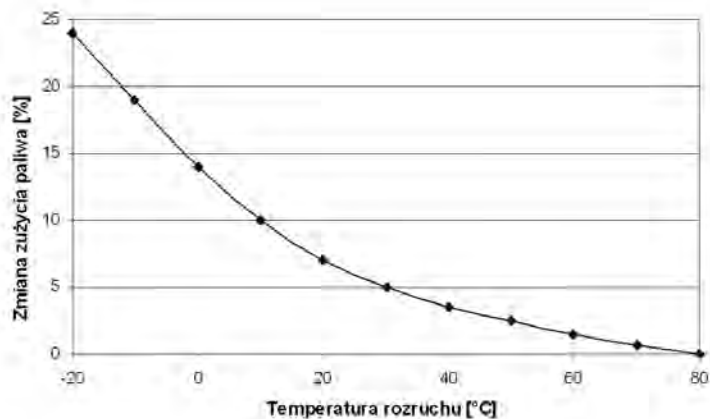
Pokazane na rysunkach 3.1, 3.2, 3.3 wartości, to emisje składników spalin, badane podczas testu, w g. Były one uśrednione fizycznie przez rozcieńczenie spalin powietrzem atmosferycznym metodą CVS, w workach do zbierania spalin. Analizatory laboratorium badania spalin były kalibrowane gazami wzorcowymi przed pomiarami z dokładnością dla tlenu węgla – 0,01 ppm, węglowodorów – 0,005 ppm, dwutlenku węgla – 0,01%. Ze względu na niepewność pomiarów spalin, w różnych egzemplarzach samochodów (z tym samym typem silnika), wyniki kolejnych testów różniły się znacząco.

Rozruch rozgrzanego silnika zmniejsza emisję tlenu węgla o 37%, a emisję węglowodorów o 10% w stosunku do „zimnego” rozruchu (rys 3.1). Jednocześnie 2,4-krotnie rośnie emisja tlenków azotu. Przy rozruchu rozgrzanego silnika nie ma wzbogacania mieszanki i są wyższe temperatury w komorze spalania na początku testu. Podczas badań samochodu według testu NEDC zużycie paliwa, które jest proporcjonalne do emisji dwutlenku węgla, jest mniejsze o 8% przy rozruchu silnika na „gorąco” od występującego przy rozruchu zimnego silnika (rys.3.2).



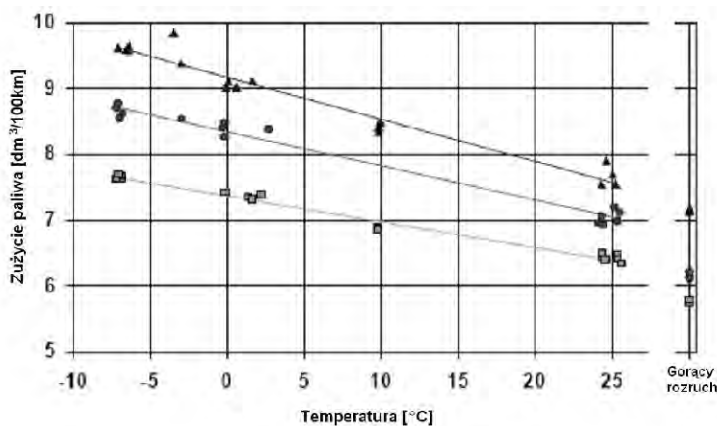
Rys. 3.2. Emisja dwutlenku węgla, w fazie jazdy miejskiej testu NEDC przy „zimnym” i „gorącym” rozruchu silnika samochodowego o zapłonie iskrowym [*]

Relacje pomiędzy stanem cieplnym silnika podczas rozruchu, a parametrami eksploatacyjnymi samochodu były rozważane w wielu publikacjach, między innymi w [6, 7, 8, 49, 76]. Wykazano że nie ma prostej zależności określającej zmniejszenie przebiegowego zużycia paliwa czy emisji składników toksycznych podczas eksploatacji samochodu jako funkcji stanu cieplnego silnika w chwili jego uruchomienia. Jest to spowodowane złożonością procesów akumulacji ciepła i spalania i bardzo zmiennymi warunkami pracy silników pojazdów w ruchu drogowym. W literaturze spotyka się wyniki badań zużycia paliwa w teście NEDC wykonane dla różnych temperatur cieczy chłodzącej podczas rozruchu. Przykładowe wyniki takich badań przedstawiono na rys. 3.3. W pracy tej wykazano różnice w zużyciu paliwa w zależności od temperatury rozruchu przy przyjęciu temperatury 80°C jako bazowej.



Rys. 3.3. Zmiana zużycia paliwa w teście NEDC przy różnych temperaturach rozruchu w stosunku do rozruchu w 80 °C [23]

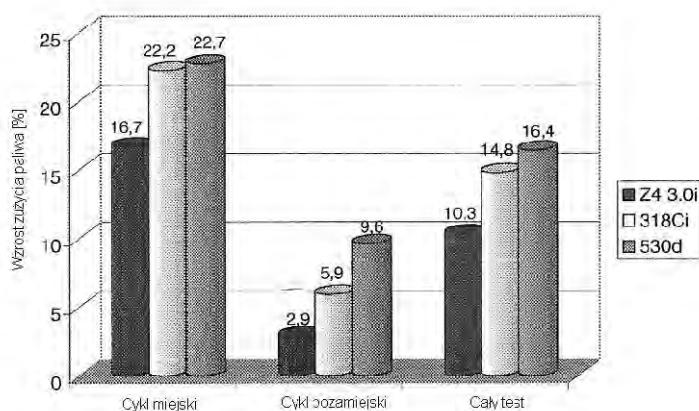
Inne wyniki zużycia paliwa w teście NEDC jako funkcję temperatury cieczy chłodzącej podczas rozruchu silnika przedstawiono na rys. 3.4. Wyniki pomiarów na rys. 3.4. i 3.3. różnią się znacznie w zakresie dodatnich temperatur ($0 \div 25^\circ\text{C}$). Zmniejszenie zużycia paliwa pokazane na rysunku 3.4 jest nawet dwukrotnie większe niż na rysunku 3.3. Z kolei przy ujemnych temperaturach wzrost zużycia paliwa wskazywany na rysunku 3.3. jest większy. Wynika to prawdopodobnie z innych typów przebadanych samochodów.



Rys. 3.4. Zużycie paliwa w teście NEDC w zależności od temperatury rozruchu w trzech różnych samochodach [99]

W obu publikacjach [23, 99] stwierdzono istotne zmniejszanie zużycia paliwa podczas jazd testowych rozpoczynanych przy wyższych temperaturach cieczy chłodzącej.

Zwiększenie zużycia paliwa w teście R 83/04 przy niskiej temperaturze rozruchu jest również wskazywane w pracy [89], a uzyskane wyniki badań przy temperaturze rozruchu 25°C i 90°C przedstawiono na rysunku 3.5.

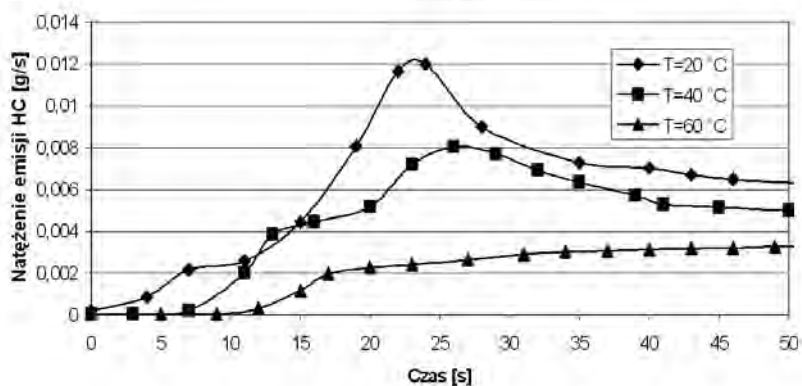
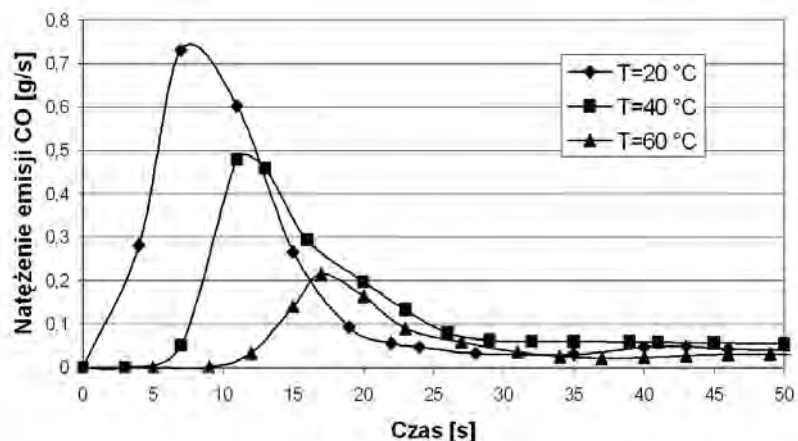


Rys. 3.5. Zmiana zużycia paliwa w samochodach różnych typów przy rozruchu z temperaturą cieczy chłodzącej 25°C w stosunku do zmierzonego przy rozruchu z temperaturą cieczy chłodzącej 90°C – test R 83/04; z4 3.0i – samochód BMW Z4, silnik ZI, 2979 cm^3 ; 318Ci – samochód BMW 318 Ci, silnik ZI, 1995 cm^3 ; 530d – samochód BMW 530d silnik ZS 2926 cm^3 [89]

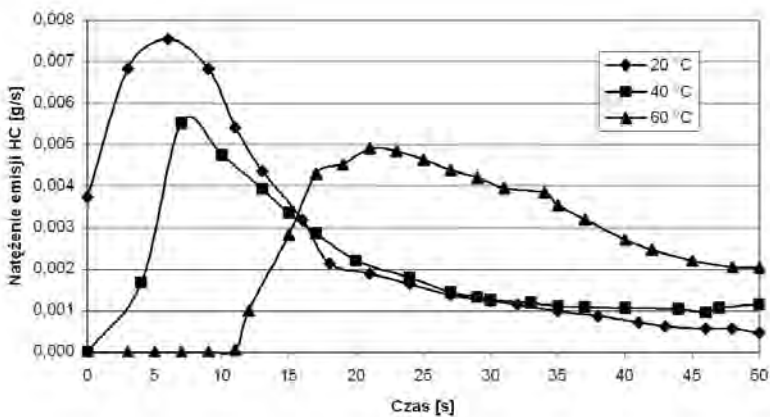
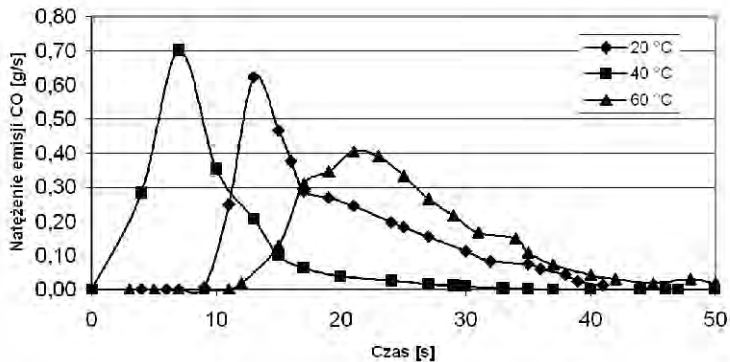
Największy wzrost zużycia paliwa przez silnik uruchamiany w niższej temperaturze dotyczy cyklu miejskiego. W cyklu tym nagrzewanie stanowi procentowo znaczną część całego czasu pracy silnika (rys. 3.5).

W celu sprawdzenia różnicy w poziomie stężeń związków toksycznych w spalinach autor wykonał serie pomiarów składu spalin. Badano rozruch silnika samochodu uruchamianego przy różnej temperaturze cieczy chłodzącej. Analiza spalin została wykonana analizatorem typu Leader 8000. Badaniom poddano dwa samochody: Ford Fiesta 1,3; Honda Accord 2,0. Dane techniczne samochodów podano w rozdziale 3.2. Silniki samochodów uruchamiano przy różnych temperaturach cieczy chłodzącej, po postoju powodującym ostygnięcie silnika. Po rozruchu silniki pracowały na biegu jałowym. Wybrane wyniki pomiarów dla trzech wybranych temperatur rozruchu pokazano na rysunku 3.6. Maksimum emisji tlenku węgla jak i węglowodorów zaobserwowano w okresie od szóstej do dwudziestej s. Opóźnienie pomiaru emisji było spowodowane właściwościami układu pomiarowego: długością przewodu doprowadzenia spalin i czasem reakcji analizatora. Wartość emisji zależała od temperatury cieczy chłodzącej przed rozruchem.

a)



b)



Rys. 3.6. Przebiegi natężenia emisji składników toksycznych w spalinach jako funkcja czasu zaraz po rozruchu dla różnych temperatur cieczy chłodzącej w chwili rozruchu silnika: a) Ford Fiesta 1,3; b) Honda Accord 2.0

Spadek emisji (obserwowany po przekroczeniu maksimum) był spowodowany rozgrzewaniem się silnika, w szczególności komory spalania i kolektora dolotowego. Stwierdzono, że w analizowanym okresie układ oczyszczania spalin jeszcze nie działał. Działanie układu oczyszczania spalin było oceniane na podstawie przebiegów napięć czujników stężenia tlenu przed i za reaktorem katalitycznym, ponieważ znaczący wpływ na stężenia węglowodorów i tlenku węgla ma temperatura układu oczyszczania spalin. W badanym samochodzie Ford Fiesta, przy całkowicie rozgrzanym silniku, ale przy względnie zimnym układzie oczyszczania spalin (praca silnika na biegu jałowym), wielkość natężeń emisji tlenku węgla była na poziomie niemierzalnym. Wynikało to z małej dokładności zastosowanego analizatora. Odmiennie natężenie emisji węglowodorów. Początkowo było wysokie lecz w trakcie pierwszych trzech minut pracy silnika na biegu jałowym po rozruchu rozgrzanego silnika zmalało dwukrotnie. Po nagraniu się reaktora katalitycznego spalinami, (przez podwyższenie do 2000 obr/min prędkości biegu jałowego) natężenie emisji węglowodorów stało się niemierzalne użytym analizatorem. Stężenie węglowodorów w otoczeniu było wyższe niż emitowane. Dokładność pomiaru stężenia węglowodorów wynosiła

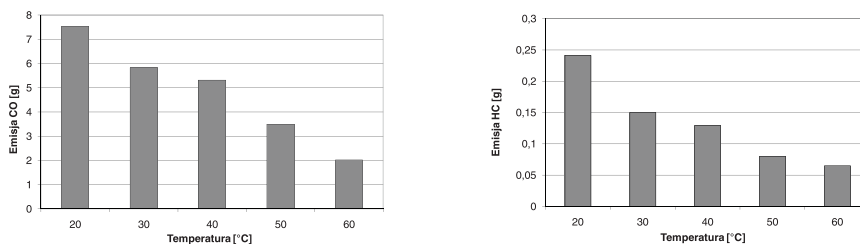
(+/- 1) ppm. Na podstawie wykonanych pomiarów obliczono emisję w okresie $t_{\text{cyklu}} = 40$ s pracy silnika na biegu jałowym zgodnie z zależnościami:

$$m_{CO} = \int_0^{t_{\text{cyklu}}} E_{CO}(t) dt \quad (3.1)$$

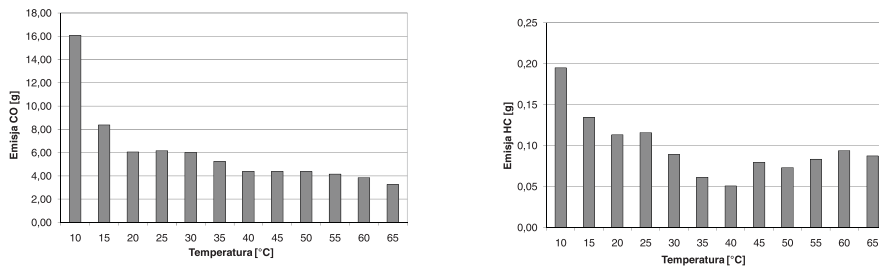
$$m_{HC} = \int_0^{t_{\text{cyklu}}} E_{HC}(t) dt \quad (3.2)$$

Długość okresu pomiarowego wybrano tak, aby uwzględnić pracę silnika przy nie nagrzanym, a więc nie pracującym układzie oczyszczania spalin. Wyniki obliczeń w postaci wykresów słupkowych przedstawiono na rys. 3.7.

a)



b)



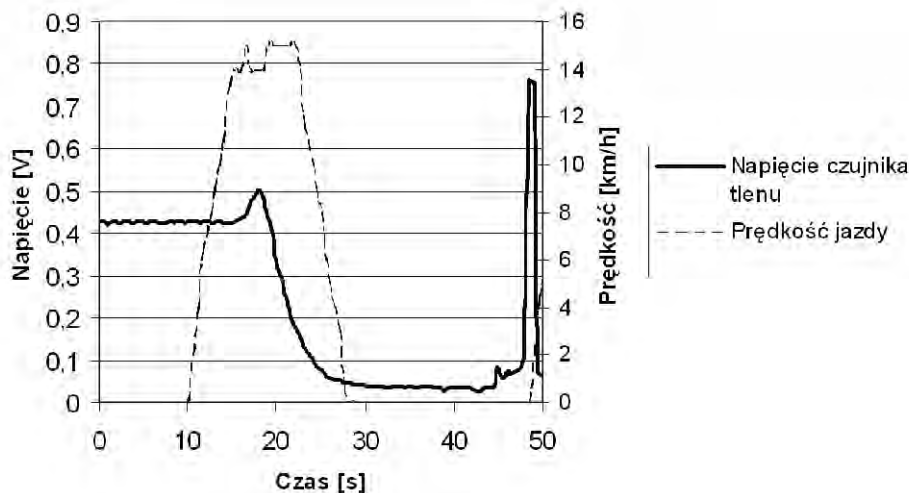
Rys. 3.7. Emisja związków toksycznych w spalinach, w czasie pierwszych 40 s od rozruchu silnika, przy różnych temperaturach cieczy chłodzącej w momencie rozruchu silnika:

a) samochód Ford Fiesta 1,3; b) Honda Accord 2,0

Wstępne podgrzanie silnika, jakim zajmuje się autor w rozdziale 8. wymaga kilkudziesięciu sekund. Obserwowane w tym czasie emisje związków toksycznych w spalinach zależą nie tylko od przebiegu procesu spalania. Szczególnie ważne jest załączenie się czujnika stężenia tlenu, a jego praca jest podstawowym warunkiem rozpoczęcia oczyszczania spalin.

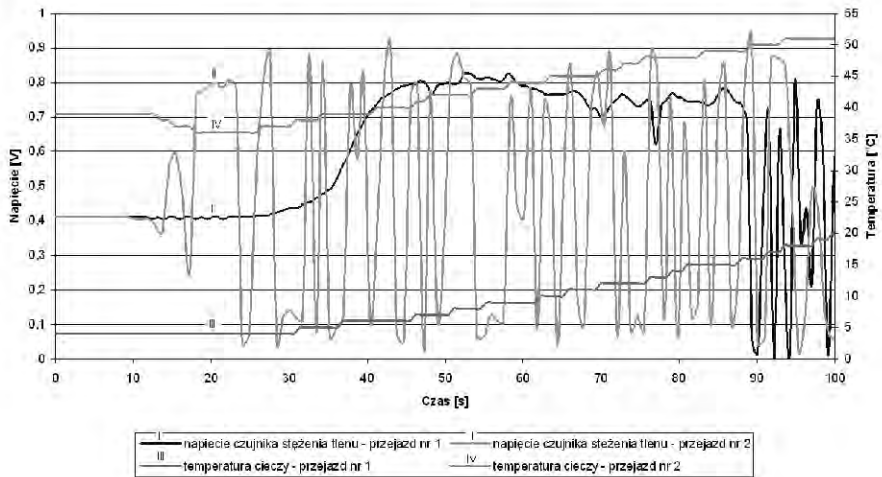
Największy wpływ na zmniejszenie stężeń związków toksycznych w spalinach, po rozruchu nierozgrzanego silnika, ma przebieg nagrzewania reaktora katalitycznego i czujnika stężenia tlenu w spalinach. Stała czasowa tego czujnika osiąga małą wartość dopiero wtedy, gdy temperatura czujnika przekroczy około 250°C . Bardzo krótka zwłoka załączenia podważałaby sensowność badań nad powiązaniem stanu cieplnego silnika i toksyczności spalin w okresie rozgrzewania. Opisywaną zwłokę załączenia wyznaczono eksperymentalnie. Zmierzono napięcie pomiędzy elektrodami czujnika stężenia tlenu po rozruchu zimnego silnika. Pomiar napięcia czujnika przeprowadzono w samochodzie Mercedes W 202 (C 200 Kompressor) na hamowni podwoziowej podczas pracy według testu NEDC (rys. 3.8). Badania powtórzono na kilku samochodach tego typu. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, iż w warunkach testu NEDC, przy rozruchu w temperaturze $22\div 24^{\circ}\text{C}$, czujnik stężenia tlenu rozpoczyna pracę dopiero po upływie $45\div 50$ s od rozruchu silnika. W opisywanym okresie rozkład oczyszczania spalin nie jest intensywnie grzany. Spaliny, które mogłyby podgrzewać układ oczyszczania spalin, przekazują swoje ciepło zimnym częściom silnika i jego płynom.

W warunkach miejskich kierowcy zwykle szybciej rozpoczynają jazdę niż w teście NEDC i ponadto w początkowej fazie ruchu, intensywniej przyspieszają. Skutkuje to szybszym nagrzaniem układu oczyszczania spalin, szczególnie czujnika stężenia tlenu. W takich warunkach zamknięcie obwodu sterowania składem mieszanki następowało dopiero po upływie około 5 s od rozruchu. Do tej chwili stężenia związków toksycznych w spalinach były bardzo wysokie i zależały od temperatury silnika w chwili rozruchu.



Rys. 3.8. Przebieg napięcia czujnika stężenia tlenu jako funkcja czasu na początku testu NEDC. Samochód testowy Mercedes W203 (C 200 Kompressor) [*]

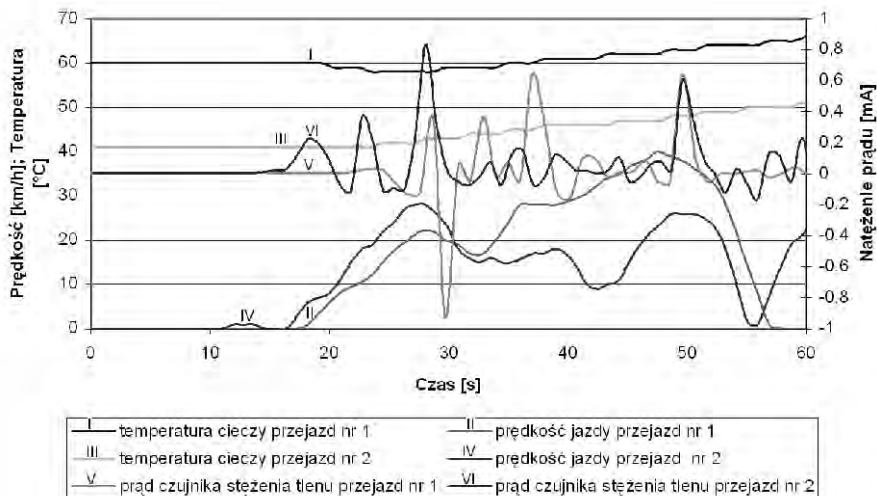
Opisane obserwacje zweryfikowano eksperymentalnie. Przeprowadzono kolejną serię testów na samochodzie Ford Fiesta 1,3. Czas załączenia się czujnika stężenia tlenu badano w warunkach eksploatacji. Dwa przykładowe wykresy napięcia czujnika stężenia tlenu i temperatury cieczy chłodzącej, dla dwóch wybranych przejazdów od „zimnego” rozruchu oraz przy schłodzonym silniku po 1,5 h postoju, pokazano na rys. 3.9.



Rys. 3.9. Napięcie czujnika stężenia tlenu i temperatura cieczy chłodzącej na początku jazdy miejskiej dla dwóch różnych wartości początkowej temperatury cieczy chłodzącej

Uzyskane wyniki potwierdzają, że czas opóźnienia pracy układu regulacji składu mieszanki ze sprzężeniem zwrotnym od czujnika stężenia tlenu, zależy od temperatury cieczy chłodzącej. Dla niskich temperatur początkowych cieczy chłodzącej, czas ten wynosi około 90 s. Dla silnika po 1,5 godzinnym postoju w temperaturze otoczenia 0°C , czas ten zmniejsza się do około 25 s (przejazd nr 2). Opisane wartości zwłoki zadziałania regulacji składu mieszanki są typowe dla dwóch samochodów badanych podczas 10 jazd testowych.

Podobny czas zwłoki miał szerokozakresowy czujnik stężenia tlenu. Dwa zarejestrowane przebiegi prądu czujnika dla dwóch jazd przy różnej temperaturze początkowej cieczy chłodzącej przedstawiono na rysunku 3.10.



Rys. 3.10. Prąd szerokozakresowego czujnika stężenia tlenu samochodu Honda Accord 2,0 jako funkcja czasu podczas dwu jazd miejskich przy rozruchach przy dwóch różnych wartościach temperatury początkowych cieczy chłodzącej

Po załączeniu regulacji składu mieszanki emisja związków toksycznych w spalinach gwałtownie maleje. Nie osiąga wymaganej wartości, gdyż nierozgrzany reaktor katalityczny pracuje z małą sprawnością. Zaprezentowane wyniki pozwalają na sformułowanie wniosku, że w okresie około 40 s od rozruchu zimnego silnika występują bardzo duże emisje niespalonych węglowodorów i tlenku węgla, co jest typowe dla jazd miejskich. Emisja związków toksycznych w tym początkowym okresie stanowi znaczący udział w emisji w całym okresie pojedynczej jazdy i wpływa znacząco na pogorszenie właściwości ekologicznych samochodu. Średni czas jazdy, obliczony z danych w tablicy 3.2 wynosi 12 min.

3.4. Zużycie paliwa podczas krótkich jazd miejskich w zależności od początkowej temperatury cieczy chłodzącej

W celu oceny wpływu wartości temperatury cieczy chłodzącej w chwili uruchamiania silnika na średnie zużycie paliwa podczas krótkiej jazdy w ruchu miejskim wykonano ponad 100 jazd testowych samochodem Honda Accord 2,0 [62]. Podstawowe dane samochodu testowego potrzebne w obliczeniach są następujące [101]:

masa z kierowcą	$m_s = 1421$ kg,
współczynnik oporu powietrza	$c_x = 0,26$,
pole powierzchni czołowej	$A = 2,23$ m ² .

Energochłonność drogi obliczano na podstawie zależności zaczerpniętych z [24]. Siła oporu ruchu samochodu wyraża się sumą:

$$F_o = F_b + F_p + F_w + F_t \quad (3.3)$$

gdzie: F_b – siła oporów bezwładności,

F_p – siła oporów powietrza,

F_w – siła oporu wzniesienia,

F_t – siła oporów toczenia.

Po rozwinięciu i uporządkowaniu otrzymuje się:

$$F_o = m_s [a + g(\cos \alpha + \mu v)] + c_x \rho A \frac{v^2}{2} \quad (3.4)$$

gdzie: a – przyspieszenie samochodu,

ρ – gęstość powietrza,

v – prędkość samochodu,

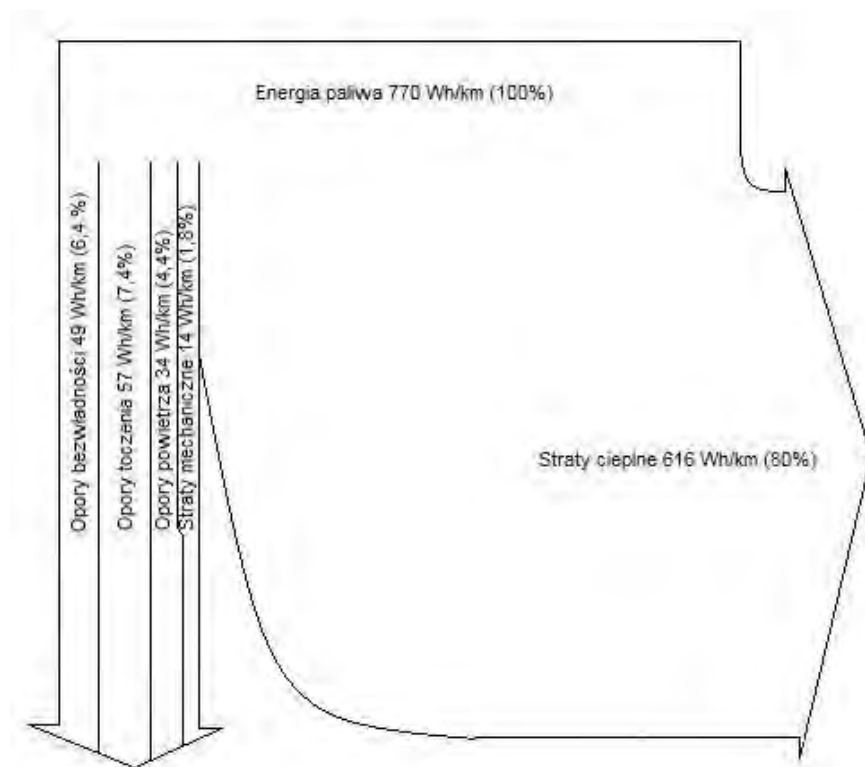
A – powierzchnia czołowa,

g – przyspieszenie ziemskie,

α – kąt nachylenia drogi,

μ – współczynnik oporu toczenia.

Porównania warunków eksploatacji samochodu można dokonać za pomocą obliczenia energochłonności na jednostkę przejechanej drogi. Wyraża się ją w W·h/km gdy testy prowadzone są na tym samym samochodzie, lub w W·h/(km·kg) dla różnych samochodów (aby uwzględnić masę samochodu). Opisane jednostki nie są w pełni zgodne z układem SI. Niemniej, z uwagi na prostotę interpretacji, są tradycyjnie używane. Przykładem użycia tych jednostek są udostępnione autorowi wyniki pomiarów bilansu energii jednostkowej samochodu Mercedes typ W202 w teście NEDC (rys. 3.11).



Rys. 3.11. Bilans energii jednostkowej samochodu w teście NEDC [*]

Autor podczas jazd testowych rejestrował prędkość samochodu i temperaturę cieczy chłodzącej. Po zakończeniu każdej jazdy testowej zapisywano średnie zużycie paliwa i temperaturę otoczenia oraz wysokość nad poziomem morza dla punktu początkowego i końcowego jazdy.

Przejechane odcinki drogi były krótsze niż 10 km. Długość ta wynikała z dwóch przesłanek. Po pierwsze, średnia odległość przejeżdżana przez samochód osobowy w miastach niemieckich wynosi około 6 km [80], po drugie, przy dłuższych przejazdach wpływ okresu rozgrzewania silnika staje się zbyt mały. Powolne jazdy w zatorze drogowym, ze średnią prędkością poniżej 15 km/h, nie zostały uwzględnione w obliczeniach. Pierwsze jazdy testowe przeprowadzono w marcu 2008 r. Mając na uwadze wykonanie jak największej liczby krótkich jazd miejskich, w celu ich obróbki statystycznej próby powtarzano w różnych warunkach w czasie powyżej roku. Zmienne warunki zewnętrzne (pogodowe) mają istotny wpływ na pracę silnika i jego układu chłodzenia. Istnieje też wpływ pogody na intensywność ruchu na drogach. Obrobione statystycznie wyniki pomiarów zamieszczono w tablicy 3.2. Energochłonność na jednostkę drogi została wyznaczona jako iloczyn siły oporów ruchu i przejechanej drogi w elementarnych odcinkach. Wielkość odcinków elementarnych wynika z kroku stosowanego podczas rejestracji parametrów. Energochłonność na jednostkę drogi w trakcie jazd drogowych (którą czasem tradycyjnie wyraża się w W·h/km) była średnio o 8% większa niż w teście NEDC. Wynika to przede wszystkim z większych przyspieszeń samochodu w trakcie jazd drogowych niż w teście NEDC.

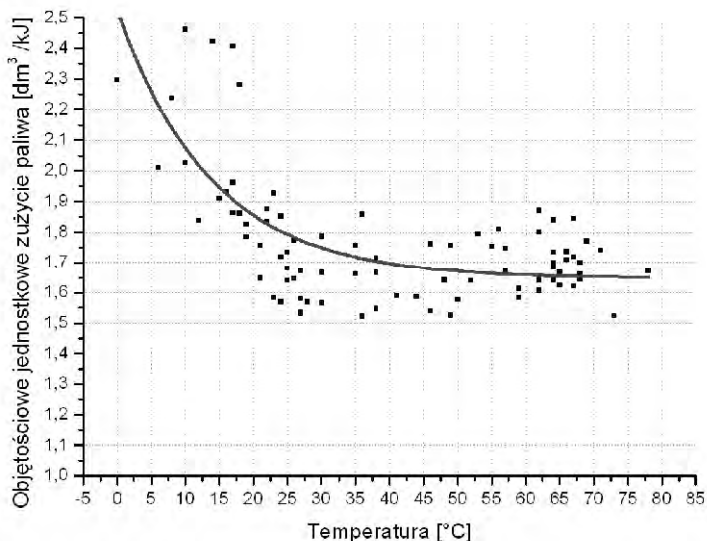
Tablica 3.2

Skrajne oraz uśrednione wyniki pomiarów drogowych w okresie od marca 2008 do stycznia 2010 r.

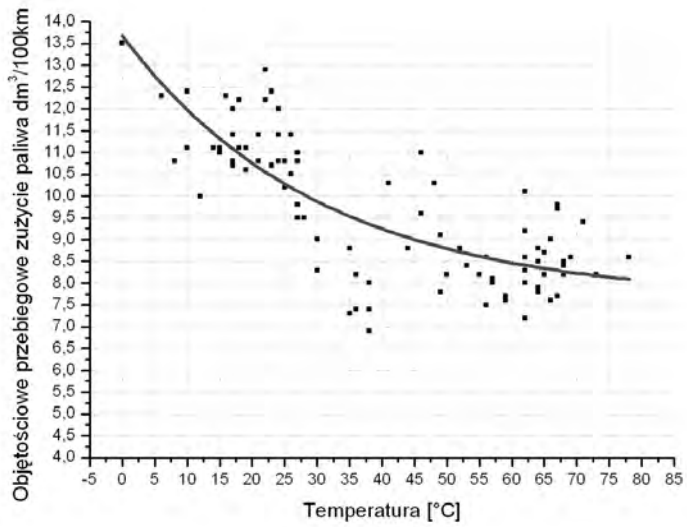
	Minimum	Maksimum	Średnia	Odchylenie standardowe	Stosunek odchylenia standardowego do średniej
Energochłonność drogi [Wh/km]	110,0	201,5	151,7	60,4	0,40
Temperatura rozruchu [°C]	0,0	78,0	40,3	20,7	0,51
Długość trasy [km]	1,7	10,0	4,8	1,8	0,37
Średnia prędkość [km/h]	16,3	36,8	24,6	4,8	0,19
Przebiegowe zużycie paliwa [dm ³ /100km]	6,9	12,9	9,6	1,6	0,17
Jednostkowe zużycie paliwa [dm ³ /kJ]	1,52	2,55	1,77	0,22	0,12

Wyniki pomiarów objętościowego jednostkowego i przebiegowego zużycia paliwa przedstawiono na rys. 3.12 i 3.13.

Wzrost temperatury cieczy chłodzącej podczas rozruchu silnika w przedziale 0÷30°C powoduje największy spadek jednostkowego zużycia paliwa. Przy wyższych temperaturach układ sterowania zmniejsza wzbogacanie mieszanki paliwa z powietrzem. Aproxymowane przebiegowe zużycie paliwa maleje aż do około 80°C. Jednak to zużycie paliwa nie uwzględnia właściwości trasy, więc jest gorszym kryterium oceny wpływu na to zużycie temperatury cieczy chłodzącej w chwili uruchomienia silnika.



Rys. 3.12. Objętościowe jednostkowe zużycie paliwa w zależności od temperatury cieczy chłodzącej podczas rozruchu silnika



Rys. 3.13. Objętościowe przebiegowe zużycie paliwa w zależności od temperatury rozruchu silnika

Rozdział 4

PODSUMOWANIE ANALIZY LITERATURY I WSTĘPNYCH BADAŃ AUTORA ORAZ SFORMUŁOWANIE ZADAŃ BADAWCZYCH

4.1. Podsumowanie analizy literatury

Sprawności efektywne silników samochodów osobowych są małe. Napęd samochodu osobowego w ruchu miejskim i podmiejskim odbywa się przy częściowych obciążeniach, a w związku z tym przy dużych stratach cieplnych.

Ilość ciepła odpadowego przy stosowaniu silników z zapłonem iskrowym jest większa niż w przypadku stosowania silników z zapłonem samoczynnym. Sprawność ogólna silnika z zapłonem iskrowym napędzającego samochód osobowy to tylko od 21% (jazda na IV biegu ze stałą prędkością) do 25% (test NEDC) [42]. Sprawności silników z zapłonem samoczynnym w tych samych warunkach zawierają się w przedziale od 35 do 40%. Sprawności silników maleją przy mniejszych obciążeniach. Dlatego należy zająć się badaniami układów wykorzystania ciepła w samochodach osobowych napędzanych silnikami z zapłonem iskrowym eksploatowanymi w miastach.

Największe niewykorzystane strumienie ciepła w pojazdach to:

- ciepło spalin,
- ciepło odprowadzane od powietrza doładowującego,
- ciepło odprowadzone przez ciecz chłodzącą,
- ciepło odprowadzane od recyrkulujących spalin,
- ciepło odprowadzane przez olej.

Wymagania co do jakości spalin samochodów osobowych, a szczególnie ograniczanie emisji drogowej dwutlenku węgla, wymuszają podniesienie sprawności silników. Można to osiągnąć przez wykorzystanie w większym stopniu ciepła odprowadzanego do otoczenia. Emisja toksycznych składników spalin jest związana ze stanem cieplnym komory spalania, temperaturą dostarczonych czynników i stanem cieplnym układu oczyszczania spalin. Podgrzewanie reaktorów katalitycznych spalinami, z udziałem wtórnego powietrza, znacząco obniża emisję toksycznych składników, szczególnie niespalonych węglowodorów [49]. Dla stabilizacji temperatury reaktorów stosuje się obejściowe rurociągi spalin. Przykładowo rozwiązanie takie zastosowano w silniku typu M271 (Mercedes-Benz)

Najbardziej zaawansowane prace nad wykorzystaniem zarówno ciepła spalin jak i cieczy chłodzącej w obiegach parowych są nadal na poziomie prototypów i jeśli zostaną zastosowane to najpierw w pojazdach typu HDV.

Nieliczne, proste rozwiązania wykorzystania ciepła zostały zastosowane w samochodach osobowych. Od wielu lat używa się ciepła cieczy chłodzącej, albo ciepła spalin do podgrzewania kolektora dolotowego silnika. Poprawia to warunki wytwarzania mieszaniny palnej. Również ciepło spalin było używane do podgrzewania świeżego ładunku. Obecnie, wraz ze zmianą z wtrysku pośredniego na bezpośredni, metody te tracą znaczenie. Kolejnym przykładem jest podgrzewanie cieczą chłodzącą oleju. Przyspiesza to rozgrzewanie oleju i części silnika w celu zmniejszenia strat tarcia. W ostatnich latach powszechnie

wprowadza się zatrzymanie silnika podczas postojów pojazdu wymuszonych warunkami ruchu na drodze. Przy osłonięciu silnika pokrywą izolacyjną, podczas krótkiego postoju, zakumulowane w metalach i cieczach obiegowych ciepło, poprawia warunki kolejnego rozruchu.

Ważnym kierunkiem działań wielu ośrodków badawczych jest opracowanie koncepcji sterowania procesem rozgrzewania silnika dla jego skrócenia.

W wyniku analizy wiedzy oraz prac autora nasuwają się następujące stwierdzenia:

- intensywne prace konstruktorów pojazdów zmierzają do spełnienia ostrych unormowań prawnych co do czystości emitowanych z nich spalin,
- istnieje potencjał niewykorzystanego ciepła, a jego użycie w pojazdach, tak jak to się dzieje w siłowniach okrętowych, jest obecnie trudne,
- wykorzystanie ciepła odprowadzanego od silnika spalinowego do atmosfery może zmniejszyć emisje szkodliwych związków w spalinach; szczególnie ważnym dla poprawy jakości spalin jest okres pracy nie rozgrzanego silnika i układu oczyszczania spalin,
- chociaż istnieje wiele publikacji na temat zarządzania ciepłem w pojazdach, brak jest badań drogowych rozgrzewania i stygnięcia silnika samochodowego, w naszej strefie klimatycznej przy obecnym intensywnym ruchu w miastach.

4.2. Zadania badawcze

Autor ukierunkował swoje prace na modelowanie procesu rozgrzewania silnika i badania empiryczne rozgrzewania oraz stygnięcia silnika. Celem budowy modeli i pomiarów było zaproponowanie metod skrócenia okresu rozgrzewania przez sterowanie wydajnością pompy cieczy chłodzącej i wykorzystanie ciepła odpadowego. Badania prowadzono, mając na uwadze eksploatację samochodu w ruchu miejskim. Ze względu na mniejsze koszty inwestycyjne autor poświęcił szczególną uwagę wykorzystaniu ciepła odprowadzanego przez ciecz chłodzącą.

Autor wybrał do opracowania następujące kierunki badań

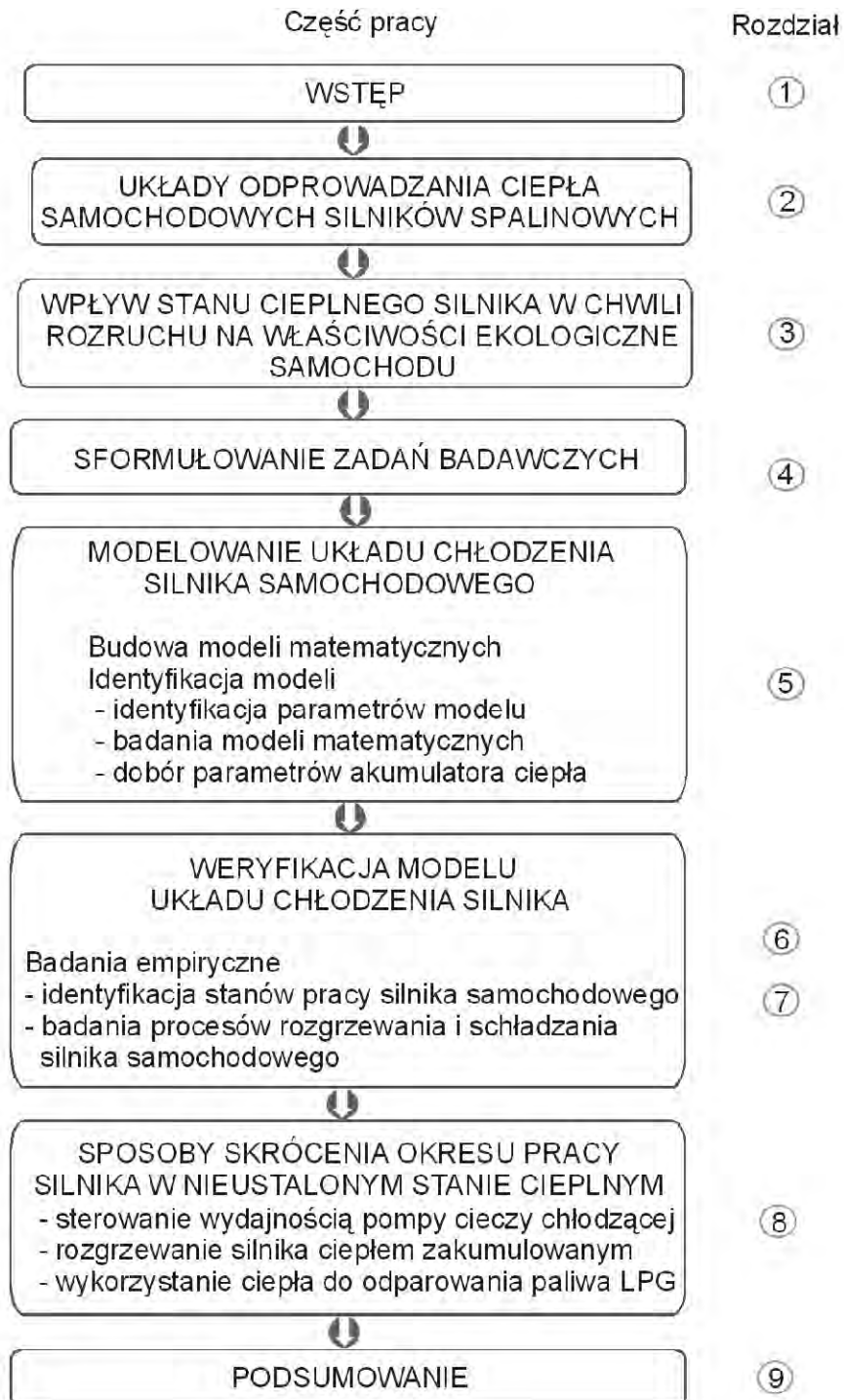
1. Wobec zmieniających się parametrów eksploatacji silników samochodowych, wynikających z intensyfikacji ruchu w miastach przeprowadzenie identyfikacji obciążeń silników samochodowych pracujących w różnych warunkach. Pozwoli to wybrać bardziej prawdopodobne stany pracy silnika, na podstawie częstości ich występowania w eksploatacji, w celu przeprowadzenia badań w tych stanach na hamowni silnikowej. Dokonanie porównań częstości występowania punktów z pola pracy silnika podczas testu NEDC oraz w eksploatacji.
2. Opracowanie modelu matematycznego procesu rozgrzewania silnika, umożliwiającego zmianę pojemności cieplnej części silnika i stosowanych płynów. Taki model byłby użyteczny w badaniach symulacyjnych czasów osiągnięcia stanu równowagi cieplnej po rozruchu w zadanym stanie cieplnym.
3. Określenie eksperymentalne przebiegu temperatury cieczy chłodzącej i wybranych części silnika w procesie jego rozgrzewania i w warunkach pracy z różnymi obciążeniami. Pozwoli to na kalibrację modelu matematycznego oraz opracowanie strategii sterowania pompą cieczy chłodzącej.
4. Identyfikacja eksperymentalna procesu naturalnego stygnięcia silnika samochodowego w różnych warunkach otoczenia, aby zaprogramować algorytm sterowania podgrzewaniem silnika przed rozruchem.

5. Na podstawie badań na modelu układu chłodzenia określenie objętości akumulatora ciepła wykorzystującego ciecz chłodzącą, albo ciepło spalin do podgrzewania cieczy chłodzącej.
6. Zbadanie, na hamowni silnikowej (jako narzędziu o dużej dokładności pomiarów i powtarzalności warunków pomiarów), cykli nagrzewania silnika. Badanie rozgrzewania zostanie przeprowadzone przy użyciu sterowania wydajnością pompy cieczy chłodzącej i wykorzystaniu ciepła zakumulowanego.
7. Określenie wpływu podgrzania wstępnego na emisje związków toksycznych w spalinach podczas rozgrzewania silnika.
8. Zbadanie współpracy eksperymentalnego układu chłodzenia silnika z akumulatorem ciepła i układu podgrzewania reduktora-parownika w układzie zasilania mieszaniną propanu i butanu.

4.3. Plan pracy

Badania realizowano zarówno chronologicznie jak i równolegle. Schemat blokowy całości pracy przedstawiono na rys. 4.1.

Realizacja zadań pracy została przedstawiona w kolejnych rozdziałach niniejszej pracy, w których formułowano cele cząstkowe, omówiono metodykę i przebieg badań. W części końcowej zamieszczono wyniki aplikacyjne, wnioski poznawcze oraz utylitarne.



Rys. 4.1. Schemat pracy

Rozdział 5

MODELOWANIE UKŁADU CHŁODZENIA SILNIKA

5.1. Wprowadzenie

W literaturze opisane są modele matematyczne pojazdu z jego układem cieplnym [42, 75]. Specjalistyczne ośrodki produkujące oprogramowanie symulacyjne prowadzą liczne prace w tym zakresie. Do najbardziej znanych w Europie należą Kompetenzzentrum Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft Graz Austria, AVL Graz Austria, LMS (dawniej Imagine) Roanne Francja, a w Stanach Zjednoczonych GT Cool. Badania i modele są wielowątkowe i wieloaspektowe. Przy tak rozbudowanej architekturze oprogramowania najtrudniejszym zadaniem wskazywanym w [80] jest scalenie różnych programów. W modelowaniu używane są bardzo specjalistyczne programy takie jak Kuli, czy mniej ukierunkowane jak AmeSim, ale również bardzo uniwersalne jak Flowmaster. Najczęściej stosuje się dwa sposoby scalenia kodów w jeden system. Są to: dwukierunkowa wymiana danych pomiędzy podmodelami oraz opracowanie nadrzędnego programu sterującego.

Typowymi pod modelami samochodu są:

- nadwozie i układ napędowy,
- silnik spalinowy,
- wymiana ciepła wewnątrz silnika,
- kabina.

Autorzy projektu badawczego KBN 4T12D02730 [15] zaproponowali jednolite podejście do modelowania systemów energetycznych, o różnych rodzajach energii. Modelowanie prowadzono za pomocą grafów wiązań (GW) i równań stanu. Modelowanie układu energetycznego pojazdu, ze szczególnym uwzględnieniem pracy układu chłodzenia, zostało opracowane i załączone do sprawozdania z projektu badawczego. W niniejszym rozdziale zostaną opisane modele układu chłodzenia z rozszerzeniem opisu akumulacji ciepła.

Układ energetyczny silnik – układ chłodzenia – pojazd przetwarza różne rodzaje energii. Dominującymi rodzajami energii są ciepło, energia mechaniczna i energia hydrauliczna. Obecnie coraz większe znaczenie zyskuje także energia elektryczna.

Dla bardziej syntetycznego przedstawienia modeli przyjęto metodę grafów wiązań jako najbardziej odpowiednią do modelowania układów energetycznych o złożonej naturze fizycznej [14, 15, 18]. Metoda ta jest od wielu lat rozwijana w Katedrze Silników Spalinowych i Sprężarek Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej w zespole prof. Marianna Cichego.

Pierwszym krokiem w budowie modelu jest wyodrębnienie modelowanego układu ze złożonego obiektu, jakim jest pojazd. W niniejszej pracy skoncentrowano się na układzie chłodzenia nowej generacji do samochodowego silnika spalinowego. Kolejnym krokiem jest podział na zespoły, których wejścia i wyjścia energetyczne mogą być opisane.

Modele w postaci grafów wiązań i równań stanu są modelami dynamicznymi o parametrach skupionych [18]. Opracowanie modelu obejmuje dwa etapy. Pierwszy to podział obiektu na niezależne magazyny energii, stworzenie modelu grafów wiązań oraz gromadzenia i rozpraszania energii. Drugi etap to wykorzystanie praw fizyki opisujących akumulację, przepływ i rozpraszanie energii. Etap ten obejmuje również wyprowadzenie równań

stanu. W efekcie przeprowadzonych działań powstaje model matematyczny w postaci równań stanu:

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{X}} &= \mathbf{f}_1(\mathbf{X}, \mathbf{U}) \\ \mathbf{Y} &= \mathbf{f}_2(\mathbf{X}, \mathbf{U})\end{aligned}\quad (5.1)$$

gdzie: \mathbf{X} – wektor zmiennych stanu,
 \mathbf{U} – wektor sterowań (wejść),
 \mathbf{Y} – wektor parametrów wynikowych.

W wielu przypadkach procesy energetyczne są tak złożone, że opracowanie dla nich modelu GW, przy wykorzystaniu wyłącznie praw fizyki, jest praktycznie niemożliwe. W takim przypadku buduje się model w postaci „czarnej skrzynki” [17], wykorzystując zależności pomiędzy parametrami energetycznymi uzyskanymi drogą pomiarów. Jako przykłady można tu podać proces spalania w silniku spalinowym [5, 93] lub proces przetwarzania energii elektrycznej na mechaniczną w silniku elektrycznym [92]. Opracowane modele powinny umożliwić optymalizację charakterystyk i parametrów obiektu, sposobu jego sterowania i eksploatacji. Użycie modelu do wymienionych zadań wymaga jego weryfikacji drogą pomiarów parametrów energetycznych i innych parametrów charakteryzujących obiekt.

5.2. Syntetyczny model układu chłodzenia

Układ chłodzenia został podzielony na 7 niezależnych magazynów ciepła [15]. Występujące tu magazyny to:

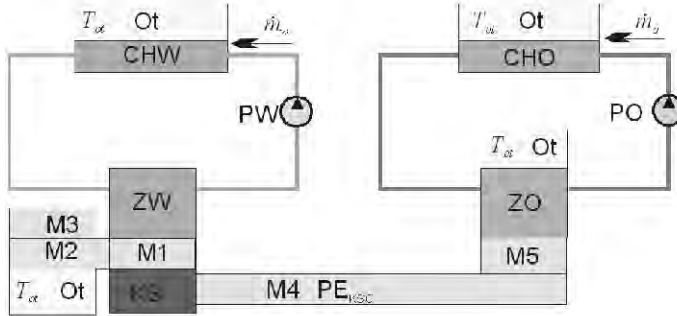
- M1* – elementy metalowe silnika przejmujące ciepło od gazów w komorze spalania,
- M2* – elementy metalowe silnika mające styk z otoczeniem i innymi elementami wewnątrz silnika, ale nie mające ścianki w komorze spalania,
- M3* – elementy wewnątrz silnika nie mające ścianki ani w komorze spalania ani na zewnątrz silnika,
- M4* – elementy metalowe będące w styku z gazami podczas spalania i przekazujące ciepło do oleju smarującego bez akumulacji ciepła,
- M5* – elementy metalowe przekazujące ciepło do oleju i akumulujące ciepło,
- ZO* – zbiornik oleju mający styk z otoczeniem,
- ZW* – zbiornik cieczy chłodzącej wewnątrz silnika – kanały i przestrzenie cieczy chłodzącej w bloku cylindrowym i głowicy.

Aby przybliżyć powiązania występujące pomiędzy poszczególnymi magazynami zaproponowano schemat obrazujący podział układu chłodzenia silnika na elementy (rys. 5.1)

Na schemacie zostały umieszczone również inne elementy potrzebne do budowy modelu układu chłodzenia takie jak:

- KS* – komora spalania jako jedyne źródło ciepła,
- Ot* – elementy rozpraszające ciepło do otoczenia o założonej temperaturze,
- CHW* – chłodnica cieczy chłodzącej,
- PW* – pompa cieczy chłodzącej,
- PO* – pompa olejowa,
- CHO* – chłodnica oleju (opcjonalnie).

Dysponując opisanym schematem można przystąpić do formułowania równań stanu. Pierwszym krokiem jest tu określenie wektora zmiennych stanu \mathbf{X} opisujących stan akumulatorów ciepła. Można przedstawić go w następującej postaci:



Rys. 5.1. Schemat podziału układu chłodzenia silnika na elementy [15]

$$\mathbf{X}=[T_{M1}, T_{M2}, T_{M3}, T_{ZW}, T_{CHW}, T_{M5}, T_{ZO}, T_{CHO}]^T. \quad (5.2)$$

Ułożenie 8 bazowych równań stanu przeprowadza się bezpośrednio na podstawie modelu graficznego GW. Wykorzystuje się tu ogólną zależność dla każdego akumulatora ciepła C . Ma ona postać [21]:

$$T_C \dot{S}_C = \sum_{i=1}^{N_C-1} T_{iC} \dot{S}_{iC}, \quad (5.3)$$

przy czym N_C oznacza liczbę grafów w węzle zawierającym graf akumulatora C .

Lewa część równania (5.3) przedstawia strumień ciepła ładowania i rozładowania akumulatora ciepła. Dla elementów o stałej masie prowadzi to do zależności:

$$T_C \dot{S}_C = \dot{T}_C m_C C_v, \quad (5.4)$$

gdzie: m_C – masa elementu,

C_v – ciepło właściwe elementu przy stałej objętości.

Kolejnym krokiem prowadzącym do ułożenia równań stanu jest przedstawienie każdego składnika sumy po prawej stronie równania (5.3) w postaci zależności od wektora zmiennych stanu \mathbf{X} . Przeprowadza się to, wykorzystując teorię procesów cieplnych, bądź korzystając z niezależnych funkcji czasu, które w równaniu (5.1) są elementami wektora sterowania \mathbf{U} .

Układ równań stanu dla 7 akumulatorów ciepła (pominięto pojemność cieplną chłodnicy oleju) można przedstawić w postaci:

$$\left. \begin{aligned} T_{M1} \dot{S}_{CM1} &= T_{KS} \dot{S}_{KS} - T_{KS} \dot{S}_{KSO} - T_{M1} \dot{S}_{M1M2} - T_{M1} \dot{S}_{M1ZW} \\ T_{M2} \dot{S}_{CM2} &= T_{M1} \dot{S}_{M1M2} - T_{M2} \dot{S}_{RM2} - T_{M2} \dot{S}_{M2M3} \\ T_{M3} \dot{S}_{CM3} &= T_{M2} \dot{S}_{M2M3} \\ T_{ZW} \dot{S}_{CZW} &= T_{M1} \dot{S}_{M1} - i_{CHW} \dot{m}_W - i_{ZW} \dot{m}_W \\ T_{CHW} \dot{S}_{CZW} &= T_{M1} \dot{S}_{M1} - i_{CHW} \dot{m}_W - i_{ZW} \dot{m}_W \\ T_{M5} \dot{S}_{CM5} &= T_{KS} \dot{S}_{KSO} - T_{M5} \dot{S}_{M5} \\ T_{ZO} \dot{S}_{CZO} &= T_{M5} \dot{S}_{M5} - T_{M5} \dot{S}_{RZO} \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

Doprowadzenie równań (5.5) do postaci (5.1) wymaga podstawienia do lewej strony tego równania ogólnej zależności (5.4).

Jako niezależne źródła energii (elementy wektora \mathbf{U} w równaniu (5.1) potraktowano temperaturę ścianki komory roboczej $T_{KS}(t)$ oraz temperaturę otoczenia $T_{ot}(t)$. Pozostałe człony równania (5.5) znajdujące się po prawej stronie należy uzależnić od zmiennych stanu (5.2) lub przedstawić w postaci funkcji czasu (wektor \mathbf{U}). Stosowane będą dwie podstawowe zależności. Pierwsza dotyczy transportu ciepła w strumieniu cieczy:

$$i_X \dot{m}_X = T_X C_{pX} \dot{m}_X \quad (5.6)$$

Druą zależność dotyczy wymiany ciepła przez przewodzenie lub konwekcję i ma ogólną postać:

$$T_Y \dot{S}_{CY} = k_Y (T_h - T_l) \quad (5.7)$$

gdzie: T_h i T_l – temperatura wyższa i niższa przy wymianie ciepła.

Dobór i obliczenie oraz weryfikacja parametrów modelu przedstawionego na rys. 5.1, opisanego równaniami 5.5, może nastęrczać poważne trudności.

Dla celów niniejszej pracy przyjęto następujący sposób postępowania. Budowane są osobne modele poszczególnych elementów układu Dla modeli tych dobierane są procedury i parametry. Analizowanymi elementami są:

- chłodnica,
- zbiornik cieczy,
- ścianka przez którą przenika ciepło,
- podwójny akumulator ciepła.

Następnie, korzystając ze sprawdzonych procedur i przyjętych parametrów, łączy się je w coraz bardziej złożone układy. Przykładami takich układów są:

- układ *zbiornik-chłodnica*,
- układ *zbiornik-chłodnica-ścianka*.

Użycie modelu do badań symulacyjnych wymaga określenia:

- parametrów charakteryzujących akumulatory energii (masy, momenty bezwładności, pojemności cieplne),
- procesów akumulowania energii (strumieni energii doprowadzanej do i odprowadzanej z akumulatora) na podstawie praw fizyki lub zależności otrzymanych doświadczalnie,
- procesów rozpraszania energii na podstawie praw fizyki lub zależności otrzymanych doświadczalnie.

Model układu chłodzenia powinien być zweryfikowany empirycznie przez pomiary wybranych parametrów energetycznych rzeczywistego obiektu dla dwóch grup własności:

- statycznych, co pozwoli zweryfikować wartości parametrów energetycznych określanych na podstawie równań stanu (5.1) w stanach statycznych dla $\dot{\mathbf{X}} = 0$; w stanach statycznych parametry silnika spalinowego tworzą charakterystykę wielowymiarową [71],
- dynamicznych wymagających pomiarów parametrów energetycznych w stanach dynamicznych i rozwiązania równań stanu (5.1) przy założeniu wybranych rodzajów sygnałów wejściowych (skokowe, losowe) [22].

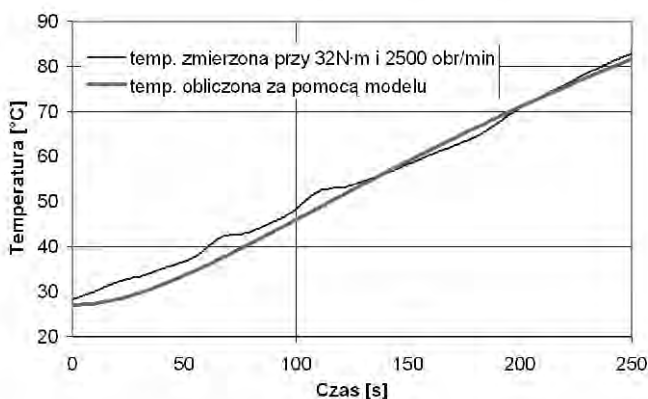
Weryfikacja części mechanicznej modelu silnika nie nastęrcza większych trudności. Przykładowo, akumulacja energii mechanicznej może być precyzyjnie opisana i zweryfikowana. Możliwe jest określenie z wystarczającą dokładnością zarówno fizycznych parametrów akumulatorów (mas, momentów bezwładności), jak i procesów energetycznych zachodzących w akumulatorach i odbiorniku energii.

5.3. Przykład symulacji procesu rozgrzewania silnika z użyciem modelu grafów wiązań

W celu weryfikacji opracowanego modelu układu chłodzenia wykonano symulację procesu nagrzewania silnika typu M111920 (rozdział 7) i porównano przebieg wybranych temperatur z wynikiem pomiaru w laboratorium.

Założono skokowy wzrost temperatury ścianki wewnątrz cylindra do 400°C, następnie obliczano wybrane temperatury, przyjmując temperaturę początkową cieczy chłodzącej równą 20°C. Przyjęto stałą wydajność pompy cieczy chłodzącej 0,5 kg/s. Właściwe wartości stałych modelu określono podczas wielu prób na hamowni silnikowej. Ponadto rozebrano i zważono części silnika i jego płyny. Wynik symulacji, modelującej proces rozgrzewania silnika, pokazano na rys. 5.2.

Przebadano procesy rozgrzewania pod obciążeniem, a wyniki użyto do kalibracji modelu. Przeprowadzono wielokrotne badania na hamowni silnikowej. Wyniki uzupełniono wcześniejszymi pomiarami na hamowni podwozowej i w eksploatacji samochodów. Wskazały one, że opisując proces rozgrzewania silnika, przebieg temperatury cieczy można aproksymować wielomianami 2 stopnia. W ograniczonych zakresach temperatur przebieg ten może być aproksymowany prostymi. Wykresy na rys. 5.2 pokazują zmienność temperatury tulei przy rozgrzewaniu dla stałego obciążenia silnika.



Rys. 5.2. Temperatura ścianki komory spalania na głębokości 2 mm pod głazką cylindra wynik symulacji i pomiarów na hamowni w silniku M111920

Największe różnice pomiędzy przebiegiem temperatury w wyniku symulacji i na podstawie pomiarów występują na początku procesu nagrzewania silnika (w okresie pierwszych 120 s). Okres ten jest bardzo ważny ze względu na duże emisje składników toksycznych w spalinach. Pomiary zostały wykonane dla stałego obciążenia silnika wynoszącego 32 N·m przy 2500 obr/min. W eksploatacji obciążenie jest silnie zmienne. Fakt ten zmniejsza przydatność modelu do określenia temperatur ścianek komory spalania. Model został zaproponowany aby w przyszłych pracach oceniać przejmowanie ciepła od gazów do ścianki w komorze roboczej silnika również w czasie jego nagrzewania, a nie tylko w stanach statycznych cieplnie, których zazwyczaj obliczenia dotyczą.

5.4. Obliczenia symulacyjne z użyciem programu AMESim

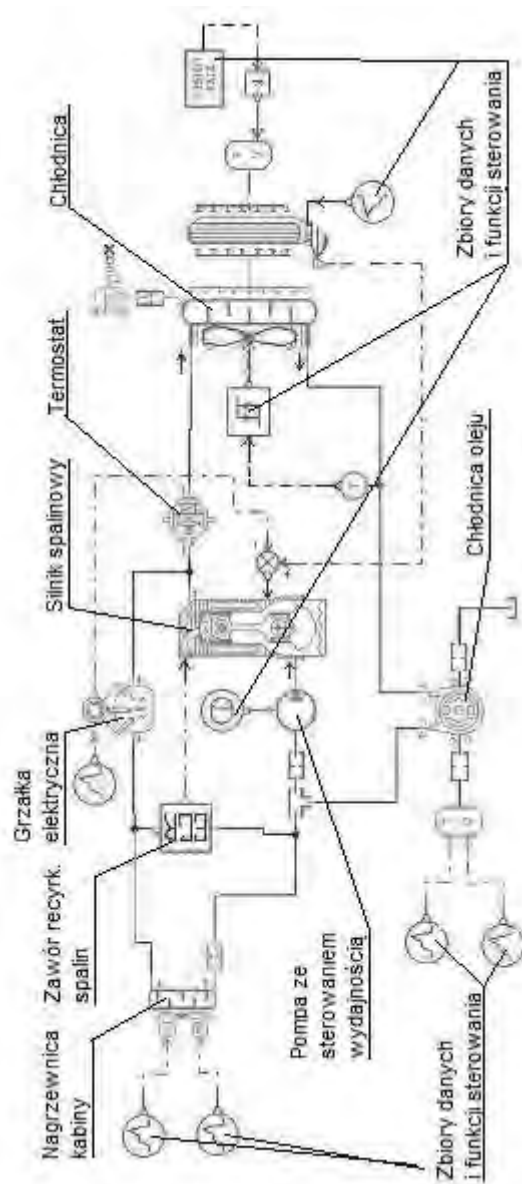
W badaniach symulacyjnych układów chłodzenia silników samochodowych korzysta się z programów komercyjnych. Jednym z bardziej znanych jest pakiet programów, o nazwie AMESim [38], dedykowany dla przemysłu lotniczego i samochodowego. Za pomocą tego programu przeprowadzono badania symulacyjne pracy układu chłodzenia w czasie rozgrzewania silnika samochodowego. Z modeli podukładów udostępnionych przez program złożono układ chłodzenia. Uwzględniono chłodzenie spalin recyrkulowanych, chłodzenie i podgrzewanie oleju, pompę cieczy chłodzącej z niezależnym napędem i elektryczną grzałką cieczy chłodzącej. Badany układ przedstawiono schematycznie na rys. 5.3.

Dane przyjęte dla modelu układu chłodzenia odpowiadają jeździe na III biegu ze stałą prędkością 60 km/h. Kalibrację modelu wykonano na silniku M111920 w laboratorium KSSiS. Wprowadzenie danych o obciążeniu układu chłodzenia do modelu układu polegało na obliczeniu strumienia ciepła, jaki ciecz chłodząca odprowadza od silnika. Pomiarów wykonano w 15 punktach pola pracy silnika, pomijając tylko dwa obszary: przy prędkości biegu jałowego i maksymalnym momencie obrotowym oraz blisko maksymalnej prędkości obrotowej w całym zakresie momentu obrotowego. Pominięcie w pomiarach wymienionych obszarów wynikało z małego prawdopodobieństwa pracy, silników samochodów osobowych, w tych obszarach pola pracy. Dla każdego badanego punktu pola pracy silnika nastawiano co najmniej dwie różne wydajności pompy cieczy chłodzącej. Jak wykazano w [69] strumień przekazanego ciepła do cieczy chłodzącej i oleju nie zależy od nastawianych temperatur stabilizacji (utrzymywanych w stanach statycznych) w tych obiegach. Taki wniosek upraszcza pomiary. Pozwala na rezygnację z badań określających wpływ temperatur na strumienie ciepła przekazywane do układu chłodzenia. W prezentowanym procesie rozgrzewania ciecz płynie tylko „małym” obiegiem. Nastawiona temperatura cieczy chłodzącej nie ma wpływu na proces.

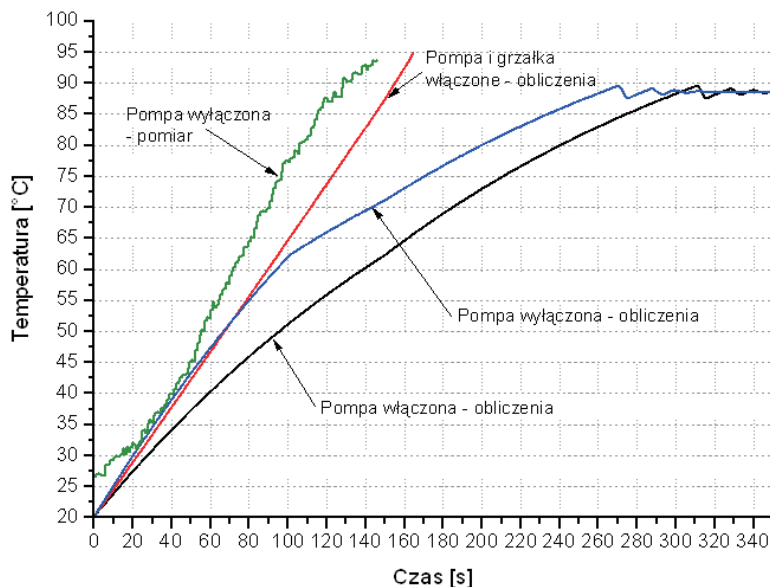
Ponieważ w literaturze spotyka się wzmianki o przyspieszeniu nagrzewania silnika przez zatrzymanie pompy cieczy chłodzącej albo podgrzewanie cieczy grzałką elektryczną, symulowano takie stany. Wprowadzono do modelu dane dla samochodu typu Mercedes W 202. Wyniki symulacji przedstawiono na rys.5.4. Opisują one proces nagrzewania cieczy chłodzącej (temperatura cieczy na wypływie z głowicy) przy stałym obciążeniu silnika. Obliczono trzy przypadki:

- znamionowa praca pompy cieczy chłodzącej ze stałą wydajnością ($0,63 \text{ dm}^3/\text{s}$),
- zatrzymanie pompy cieczy chłodzącej,
- znamionowa praca pompy cieczy chłodzącej i załączona grzałka elektryczna 300 W, pracująca przez 100 s.

Aby sprawdzić wyniki symulacji porównano je z wynikami eksperymentu. Przeprowadzono pomiar temperatury cieczy na wylocie z głowicy przy zatrzymanej pompie cieczy chłodzącej. Silnik pracował na hamowni pod obciążeniem 36 N·m przy prędkości obrotowej 2400 obr/min. Pomiar na obiekcie rzeczywistym wykazał szybszy przyrost temperatury niż by wynikało z modelu matematycznego. Przyczyną może być nieodpowiednie zamodelowanie przejmowania ciepła. Model układu chłodzenia opracowano na podstawie równań Newtona. Procesy przejmowania ciepła były obliczane przy udziale konwekcji wymuszonej przepływem cieczy chłodzącej. W obiekcie rzeczywistym brak jest wymuszonego przepływu cieczy. Jest to główna przyczyna różnic pomiędzy temperaturą obliczoną i zmierzoną.



Rys. 5.3. Schemat modelu układu chłodzenia do analizy wpływu nastaw pompy cieczy chłodzącej na proces rozgrzewania silnika [38]



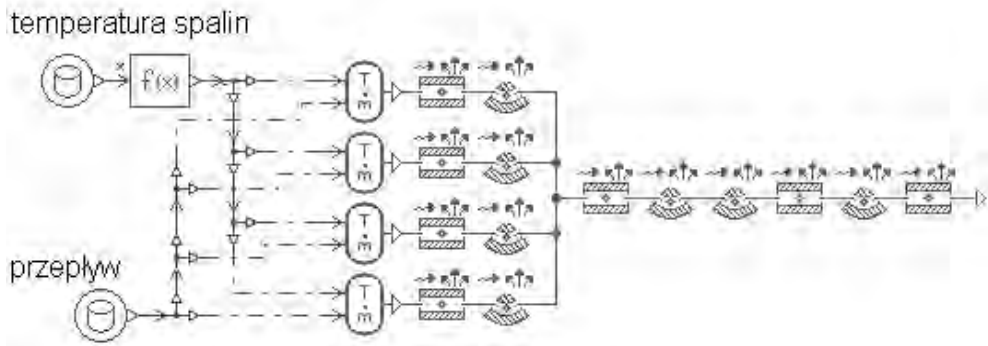
Rys. 5.4. Przebiegi temperatury cieczy chłodzącej w procesie rozgrzewania silnika przy załączonej i wyłączonej pompie cieczy chłodzącej oraz włączonej przez pierwsze 100 s dodatkowej grzałce elektrycznej cieczy chłodzącej o mocy 300 W

5.5. Wymiana ciepła pomiędzy spalinami a otoczeniem

Podczas nagrzewania zimnego silnika (zwłaszcza przy niskiej temperaturze otoczenia) można wykorzystać ciepło zawarte w spalinach dla podgrzewania cieczy chłodzącej i oleju smarowego [3]. Przeznaczony do tego celu wymiennik ciepła opisano w rozdziale 8.2. Okazuje się, że ilość pobieranego od spalin ciepła nie może być zbyt duża. Pobranie większej ilości ciepła mogłoby spowolnić nagrzewanie czujników stężenia tlenu i reaktorów katalitycznych oraz spowodować wykraplanie się wody ze spalin.

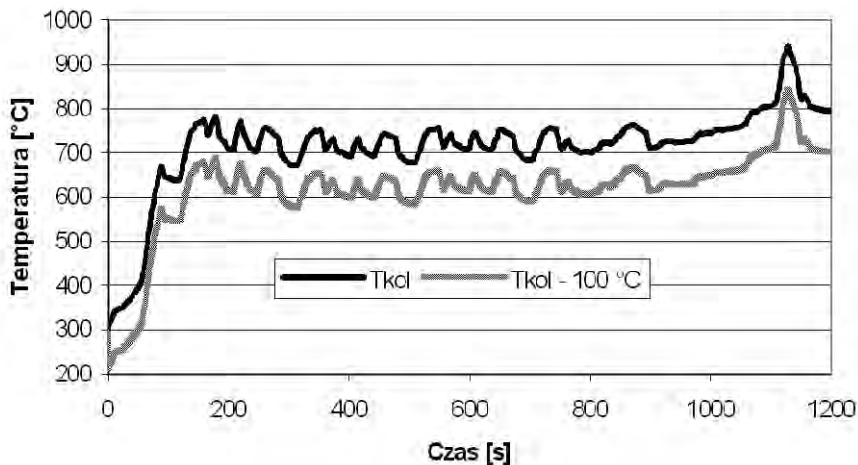
Model obliczający skład spalin jako funkcja ich temperatury jest przedstawiony w rozdziale 5.6. Jako dane wejściowe potrzebne są temperatury spalin. Wiedzę o temperaturach spalin wypływających z głowicy uzyskano z prób silnika na hamowni. Aby uzyskać informacje o temperaturach spalin, w innych punktach układu wylotu spalin, przeprowadzono obliczenia symulacyjne wymiany ciepła w tym układzie. Przepływ spalin obliczono na podstawie zużycia powietrza przez silnik. Przedmiotem pierwszych badań symulacyjnych było określenie temperatury spalin w układzie wylotu spalin po rozruchu zimnego silnika podczas badań na hamowni podwoziowej według testu NEDC. Opracowany model uwzględnił przepływ ciepła od ścianek rury wylotowej do otoczenia poprzez przenikanie i promieniowanie (rys. 5.5).

Symulowano obniżenie temperatury spalin na wylocie z silnika o 100°C. Poszukiwano informacji o tym, jak ciepło spalin przekazywane do cieczy chłodzącej może wpłynąć na temperaturę spalin w rurze wylotowej przed reaktorem katalitycznym. Uzyskane dane o temperaturze spalin wykorzystano podczas obliczeń modelowych procesu oczyszczania spalin.



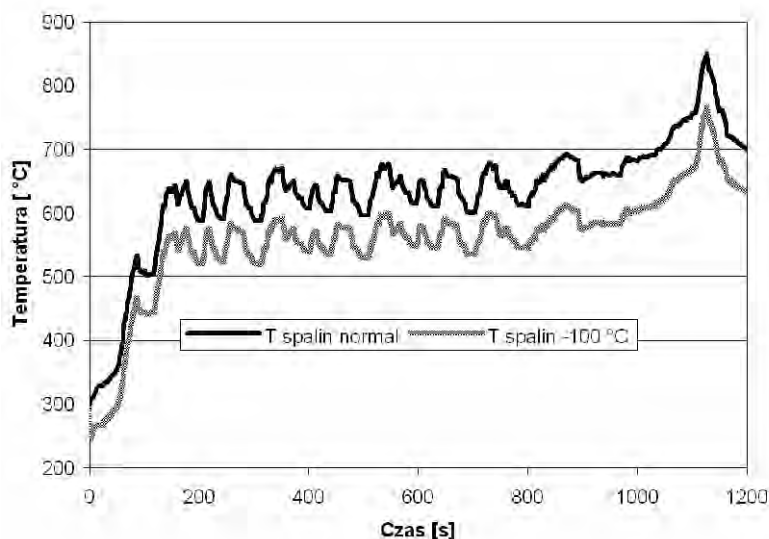
Rys. 5.5. Model odprowadzania ciepła w kolektorze wylotowym i rurze wylotu spalin z silnika [38]

Na rysunkach 5.6 i 5.7 przedstawiono temperatury kolektora spalin oraz spalin w układzie wylotowym silnika przy nominalnej pracy układu chłodzenia oraz przy zmniejszonym strumieniu ciepła spalin. Założono że zmniejszenie temperatura spalin na wlocie do układu zmniejszy się o 100°C .



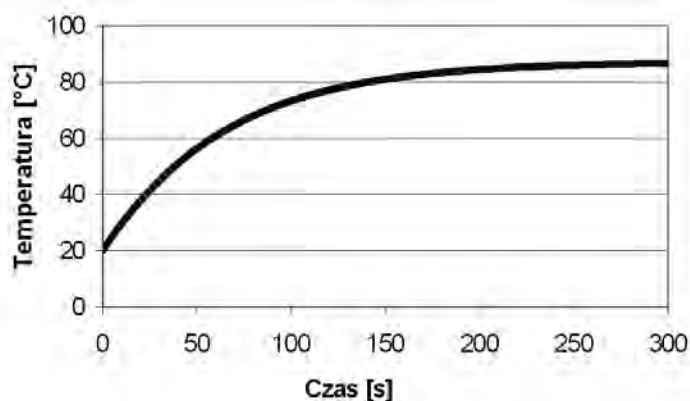
Rys. 5.6. Temperatura spalin w kolektorze wylotowym silnika podczas badań według testu NEDC T_{kol} to temperatura spalin podczas testu NEDC, natomiast $T_{kol-100}$ – temperatura spalin podczas testu NEDC przy obniżonej o 100 stopni temperaturze spalin na wlocie do kolektora (dane dla silnika M111920).

Stwierdzono prawie stałą różnicę temperatur pomiędzy testem w warunkach nominalnych, a testem przy obniżonej wejściowej temperaturze spalin. Różnica ta wynosi nieco poniżej 100°C w kolektorze spalin silnika i około 80°C w rurze wylotowej.



Rys. 5.7. Temperatura spalin w rurze wylotowej przed reaktorem katalitycznym podczas badań według testu NEDC

Stwierdzono że po rozruchu zimnego silnika ścianka rury wylotowej rozgrzewa się szybciej niż ciecz chłodząca silnika (szybciej osiąga stałą temperaturę) (rys. 5.8). Po 200 s od rozruchu temperatura ścianki jest niemal stała.



Rys. 5.8. Temperatura ścianki rury wylotowej spalin podczas nagrzewania silnika przy jego stałym obciążeniu (silnik M111920 36 N·m – 21% M_n , 2400 obr/min – 43% n_n)

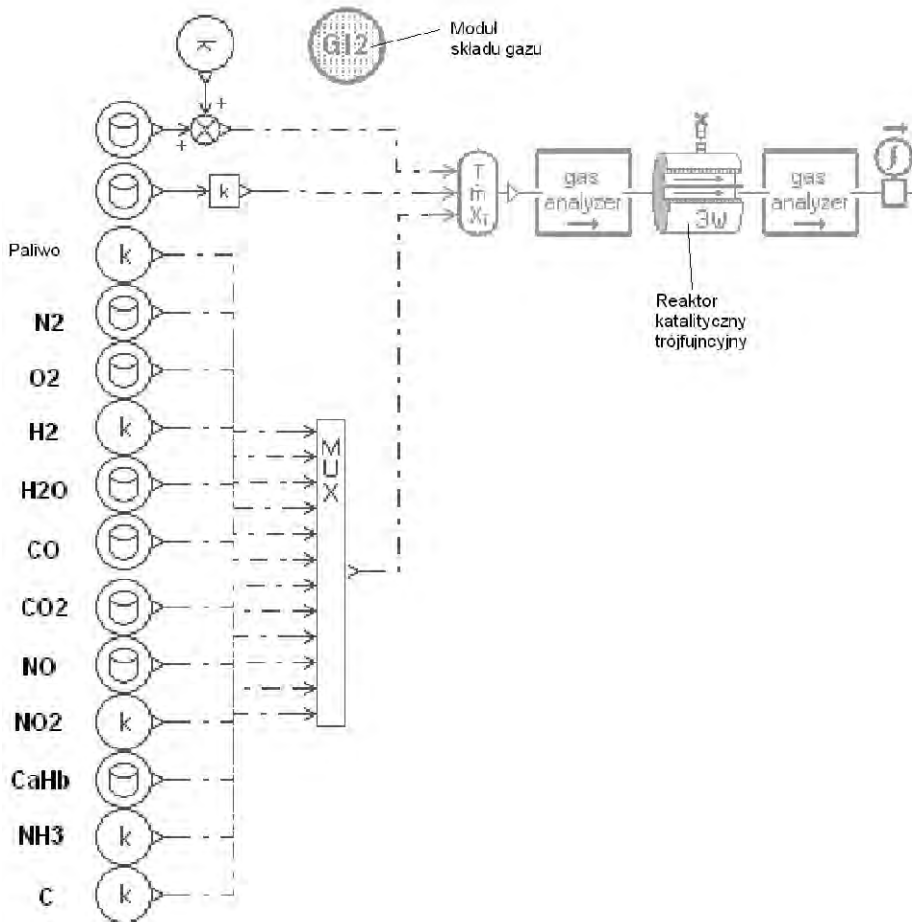
Po okresie rozgrzewania, ścianka rury wylotowej nie akumuluje już ciepła i ciepło to można użyć do innych celów.

Przedstawione wyniki obliczeń wskazują na istotny spadek temperatury spalin pojawiający się po zmniejszeniu obciążenia silnika. Skutkuje to spadkiem temperatury wylotu spalin. Stało się to impulsem do przeprowadzenia badań symulacyjnych opisanych w następnym podrozdziale. Dotyczyły one relacji pomiędzy temperaturą spalin w reaktorze katalitycznym a stężeniem węglowodorów badanym w teście NEDC.

5.6. Wpływ zmniejszenia temperatury spalin na stężenie węglowodorów w spalinach

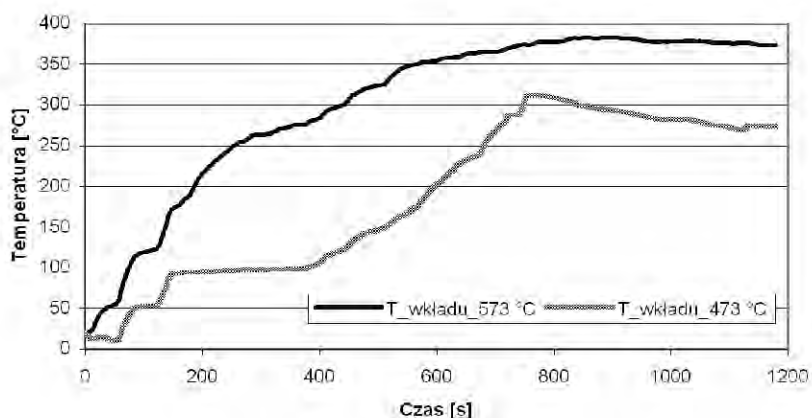
Symulując przebieg testu NEDC na hamowni podwoziowej, wyznaczono pochodną stężenia węglowodorów w spalinach względem czasu. Wprowadzono do obliczeń wyznaczone w poprzednim podrozdziale temperatury spalin. Schemat modelu do określenia stężenia przedstawiono na rysunku 5.9.

W celu oceny wpływu obniżenia temperatury spalin, przy odprowadzeniu części ciepła spalin, na zawartość toksycznych składników wykorzystano model układu wylotowego.



Rys. 5.9. Schemat modelu układu oczyszczania spalin [38]

Wobec znacznie niższej temperatury wkładu reaktora katalitycznego (rys. 5.10) i niższej temperatury reakcji chemicznych nastąpiło znaczące zwiększenie pochodnej stężenia węglowodorów w spalinach (na rys. 5.11).

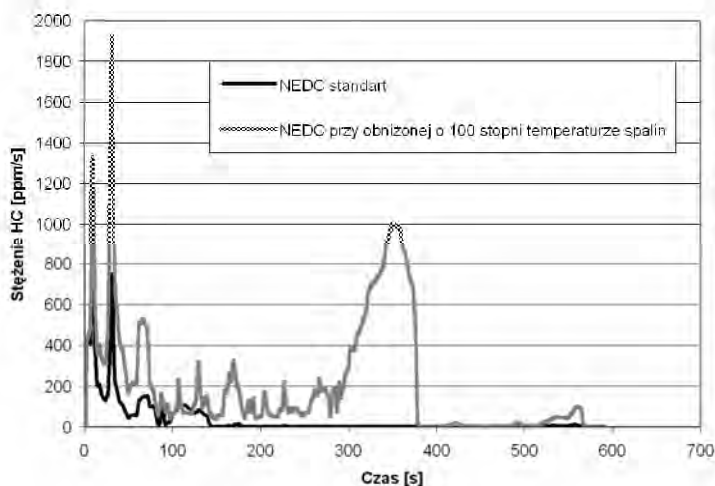


Rys. 5.10. Temperatura wkładu reaktora katalicznego (dane dla silnika M111920)

Duży wzrost chwilowej wartości pochodnej stężenia węglowodorów występuje w okresie od 300 do 350 sekundy testu. Jest on spowodowany wzbogacaniem mieszanki przy przyspieszaniu samochodu od 0 do 50 km/h w drugiej fazie cyklu miejskiego i jednocześnie niską temperaturą wkładu reaktora katalicznego przy obniżeniu temperatury spalin (rys. 5.10).

Zmniejszenie temperatury spalin może też mieć wpływ na dłuższe nagrzewanie się czujnika stężenia tlenu, co również wpływa negatywnie na oczyszczanie spalin ze związków toksycznych.

Przeprowadzone badania symulacyjne wykazały, że układy wykorzystania ciepła spalin mogą być montowane jedynie za reaktorem katalicznym, aby nie pogorszyć sprawności oczyszczania spalin z węglowodorów.



Rys. 5.11. Wpływ obniżenia temperatury spalin w czasie testu NEDC na stężenie węglowodorów, wynik symulacji wykonanej w programie AMESim (dane dla silnika M111920)

Rozdział 6

BADANIA STANÓW PRACY SILNIKA SAMOCHODU OSOBOWEGO

6.1. Uwagi wstępne

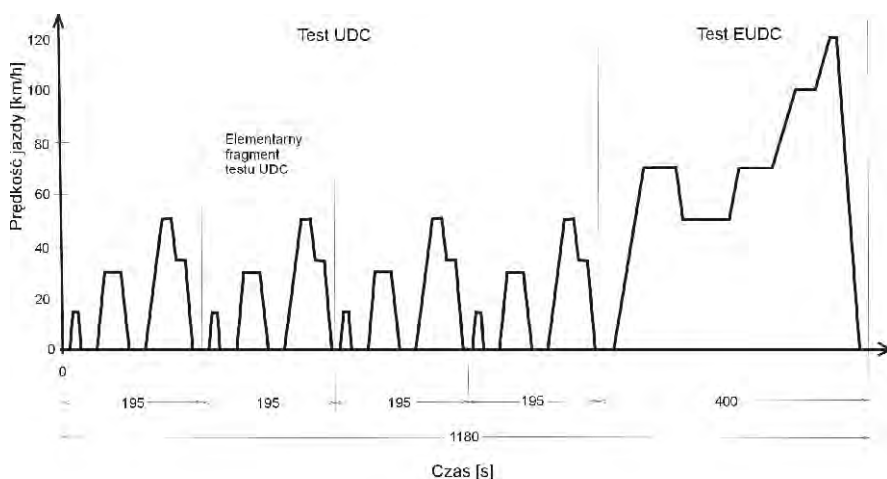
Wraz z rosnącą liczbą odbiorników energii we współczesnych samochodach sterowanie nimi staje się coraz bardziej złożonym problemem. Poza tym programowe sterowanie załączania odbiorników, w celu spełnienia wymagania ekologicznej eksploatacji samochodu, często stoi w sprzeczności z preferencjami użytkowników. Ponadto, zmiana obciążeń układu napędowego – największego odbiornika energii w samochodzie – ma charakter losowy

Jak wynika z treści poprzednich rozdziałów niniejszej pracy jednym z odbiorników energii, któremu w ostatnich latach poświęca się dużo uwagi jest układ chłodzenia. Dzięki wprowadzeniu programowanego sterowania pracą tego układu pojawiły się nowe możliwości wpływania na bilans energetyczny samochodu.

Celem badań empirycznych w tym rozdziale jest identyfikacja stanów pracy silnika samochodu osobowego, do zebrania danych dla dalszych badań modelowych i empirycznych.

6.2. Testowe obciążenia silników samochodowych

Eksploatacja silników samochodowych charakteryzuje się dużą zmiennością obciążeń. Aby zapewnić porównywalność wyników badań, wprowadzono różnego rodzaju testy, zarówno laboratoryjne, jak i eksploatacyjne. Powszechnie stosowanym w Europie jest test na hamowni podwozowej (rys. 6.1 [25]).



Rys. 6.1. Przebieg prędkości jazdy podczas testu europejskiego [25]

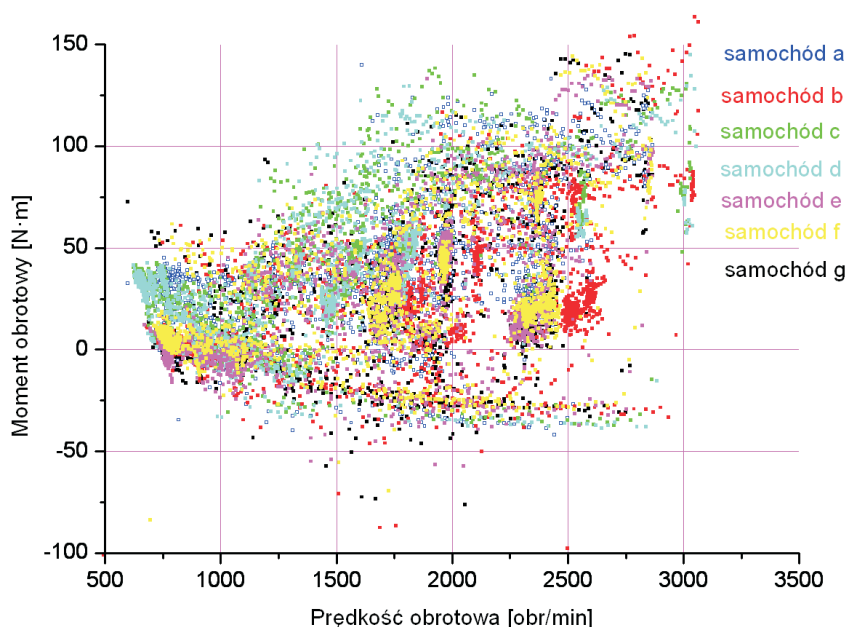
W celu określenia histogramów obciążeń i prędkości obrotowych wybranych silników samochodowych zarejestrowano moment obrotowy i prędkość obrotową podczas badań według testu europejskiego. Badaniom poddano siedem samochodów, których dane zamieszczono w tablicy 6.1.

Tablica 6.1.

Typy przebadanych samochodów osobowych

Samochód	Samochód firmy Mercedes	Objętość skokowa silnika [dm ³]	Rodzaj przekładni	Masa własna [kg]	Euro
a	C200 Kompresor	2	automatyczna	1471	III
b	C200 Kompresor	2	ręczna	1484	III
c	C200 Kompresor	2	automatyczna	1473	III
d	C200 Kompresor	2	automatyczna	1469	III
e	C230	2,3	ręczna	1347	III
f	CLK200 Kompresor	2	ręczna	1623	III
g	C200 Kompresor	2	automatyczna	1451	III

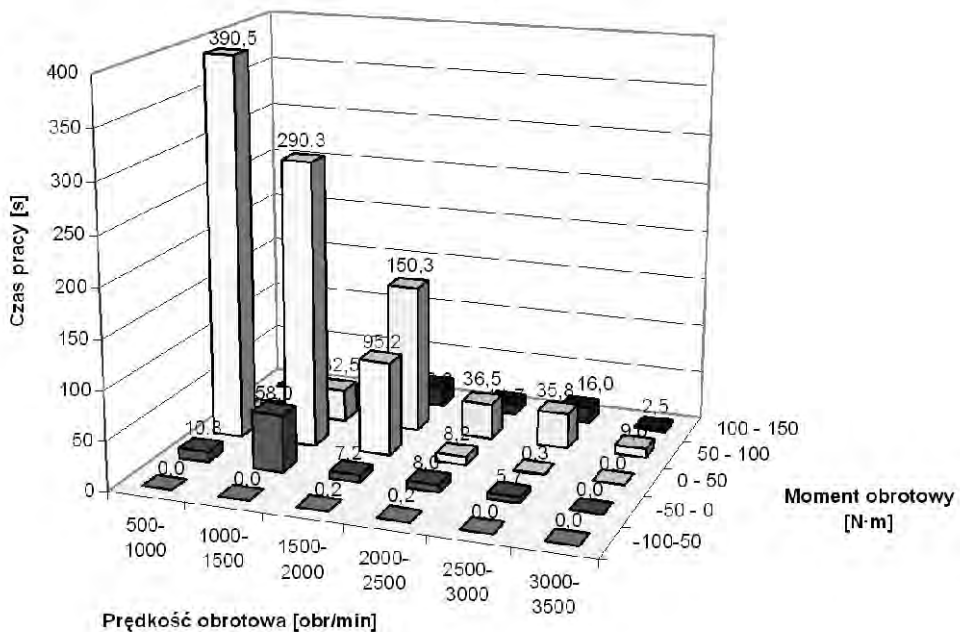
Badane samochody były wyposażone w silniki o zapłonie iskrowym, 6 doładowanych mechanicznie, o objętości skokowej 2 dm³ i jeden o objętości 2,3 dm³ niedoładowany. Masa własna samochodów mieściła się w zakresie 1350–1620 kg. Silniki pracowały w układach napędowych z przekładnią automatyczną albo przełączaną ręcznie. Rozkład punktów pracy badanych silników, w ograniczonym zakresie momentu i prędkości obrotowej, odpowiednio do 150 N·m i 3500 obr/min pokazano na rys. 6.2.



Rys. 6.2. Zbiory punktów pracy siedmiu silników podczas badań według testu europejskiego na hamowni podwoziowej [*]

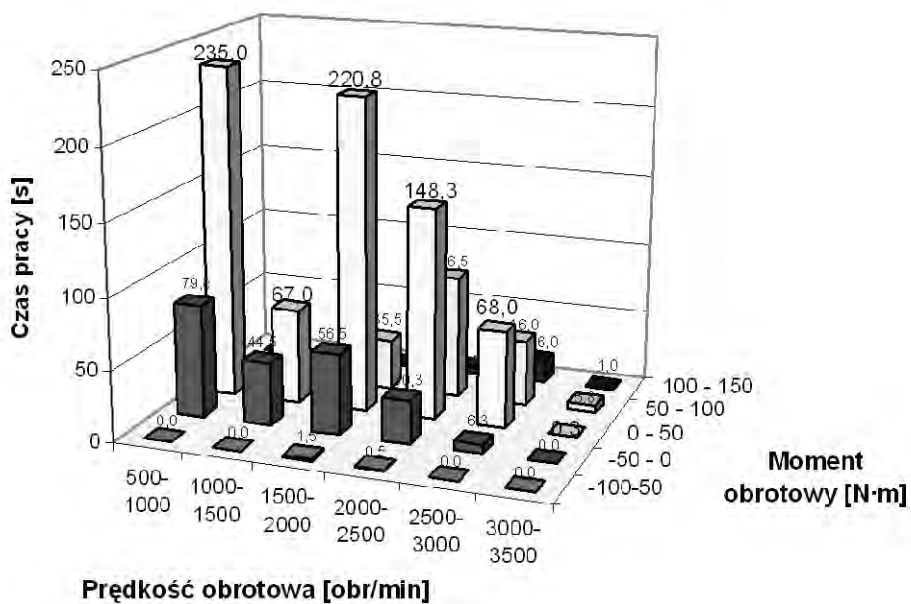
Jako przykład rozkładu punktów pracy mogą posłużyć wyniki badań jednego z samochodów z silnikiem o objętości skokowej 2 dm³, o pełnym zakresie zmienności prędkości obrotowej 750÷5500 obr/min i momentu obrotowego 100÷260 N·m, w którym największe zagęszczenie punktów pracy występuje w polu ograniczonym prędkościami obrotowymi 1200÷1750 obr/min i wartościami momentu obrotowego 20 i 50 N·m.

Aby wyznaczyć rozkład czasów pracy dla par moment obrotowy – prędkość obrotowa, pole pracy silnika podzielono na obszary, zgodnie z liniami siatki jak na rysunku 6.2 [18]. Dla wyodrębnionych w ten sposób obszarów obliczono czasy utrzymywania parametrów pracy silnika w danym obszarze w czasie badań według testu europejskiego. Wyznaczone w ten sposób rozkłady czasów pracy dla samochodów z przekładnią automatyczną i „ręczną” przedstawiono w postaci wykresów słupkowych na rys. 6.3. i 6.4. Rozkłady czasów pracy silników samochodów różniących się rodzajem przekładni są różne. Przy stosowaniu przekładni automatycznej silnik pracuje najczęściej w zakresie niższych prędkości obrotowych, ale przy większych wartościach momentu obrotowego.

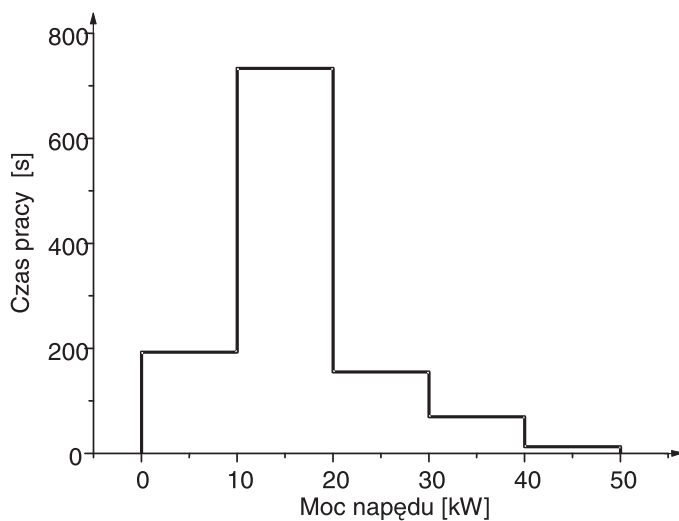


Rys. 6.3. Histogram momentu obrotowego i prędkości obrotowej silnika dla samochodów a, c, d z przekładnią automatyczną

W poszczególnych punktach pracy silnika (rys. 6.2), obliczono moce silników, a wyniki dla samochodu b w postaci histogramu przedstawiono na rys. 6.5. Histogram wskazuje na znaczną rezerwę mocy silnika w stosunku do potrzebnej w teście NEDC. Moc 50 kW jest utrzymywana tylko przez kilka sekund podczas przyspieszania do prędkości 120 km/h, przy czym moc maksymalna silnika w badanym samochodzie wynosiła 120 kW.



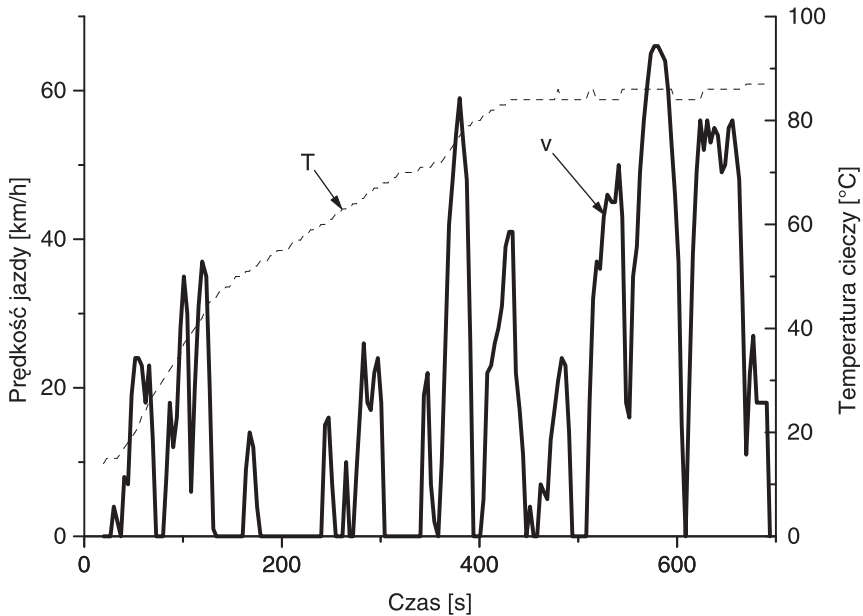
Rys. 6.4. Histogram momentu obrotowego i prędkości obrotowej silnika dla samochodów b i g z przekładnią przełączaną ręcznie



Rys. 6.5. Histogram rozkładu mocy silnika w czasie wykonania testu NEDC dla samochodu b

6.3. Wybrane przykłady obciążeń eksploatacyjnych

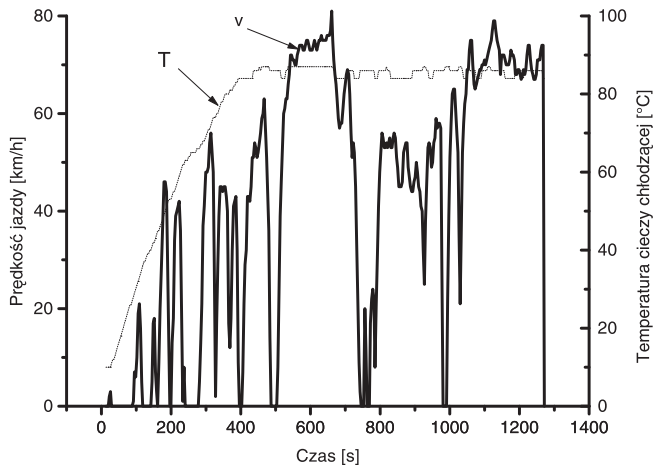
Obciążenia układu napędowego w występujących warunkach drogowych różnią się znacząco od występujących podczas testu europejskiego, które przedstawiono wyżej. Przykładowe profile prędkości podczas jazdy miejskiej i podmiejskiej, samochodu z silnikiem o objętości skokowej $1,4 \text{ dm}^3$ (spełniającym normę Euro III) i przekładnią „ręczną” pokazano odpowiednio na rys. 6.6. i 6.7.



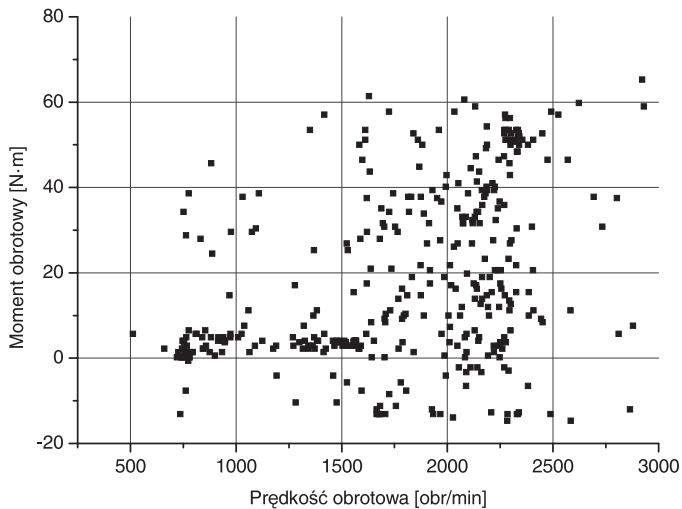
Rys. 6.6. Przykładowy przebieg prędkości jazdy v i temperatury cieczy chłodzącej T podczas jazdy miejskiej samochodem Honda Civic z silnikiem o objętości skokowej $1,4 \text{ dm}^3$ i przekładnią przełączaną ręcznie

Aby określić jaka część cyklu jezdnego przebiega w warunkach dynamicznego stanu cieplnego silnika na rysunki naniesiono dodatkowo przebiegi temperatury cieczy chłodzącej wypływającej z głowicy. Na podstawie wykresów prędkości jazdy można stwierdzić że zmiany przyspieszenia (wynikające najczęściej z konieczności zatrzymania) podczas eksploatacji samochodu są większe i występują częściej niż w czasie homologacyjnego testu europejskiego.

Podobnie, jak podczas badań na hamowni podwoziowej według testu europejskiego NEDC, również w przypadku jazdy podmiejskiej, rejestrowano parametry określające stany pracy silnika, które w postaci punktów w polu jego pracy przedstawiono na rys. 6.8. Także w tym przypadku wyznaczono rozkłady czasów pracy w polu pracy silnika (rys. 6.9).



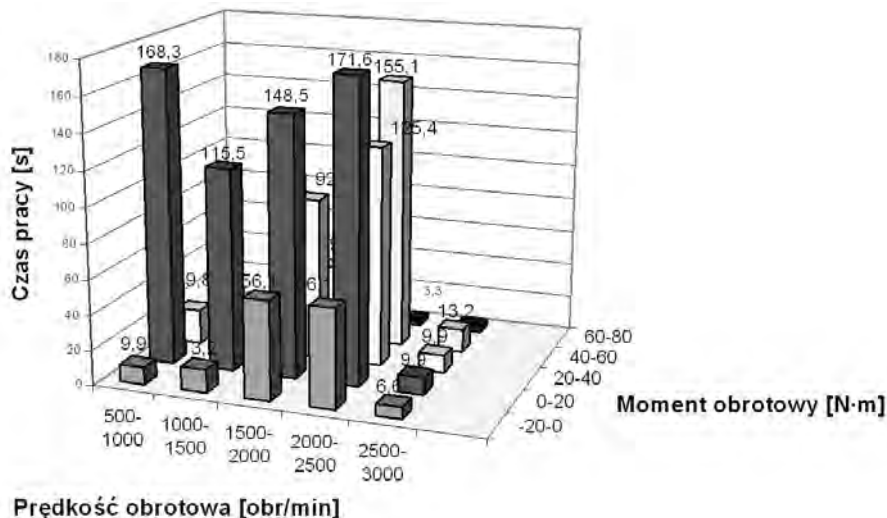
Rys. 6.7. Przykładowy przebieg prędkości jazdy v i temperatury cieczy chłodzącej T podczas jazdy pozamiejskiej samochodem Honda Civic z silnikiem o objętości skokowej $1,4 \text{ dm}^3$ i przekładnią przełączaną ręcznie



Rys. 6.8. Zbiór punktów pracy silnika samochodu Honda Civic o objętości skokowej $1,4 \text{ dm}^3$ w samochodzie z przekładnią przełączaną ręcznie w warunkach jazdy pozamiejskiej

W przypadku testu NEDC, jazda podmiejska nie wymaga wykorzystania całego pola pracy silnika. Nie są w ogóle wykorzystywane wartości momentu obrotowego powyżej $45 \text{ N}\cdot\text{m}$ dla zakresu małych prędkości obrotowych. Wynika to z przebiegu charakterystyki prędkościowej silnika z zapłonem iskrowym. Z uwagi na to, że fazy rozpędzania podczas eksploatacji samochodu są częste kierowcy wybierają wówczas większe przełożenia w skrzyni biegów. Również duże wartości momentu obrotowego w zakresie dużych prędkości obrotowych nie są wykorzystywane. Maksymalna moc w tej jeździe nie przekroczyła

bowiem 19 kW, podczas gdy maksymalna moc silnika podawana przez producenta wynosiła 66 kW. Świadczy to o nadmiarze mocy współczesnego samochodu podczas eksploatacji w warunkach miejskich i pozamiejskich. Przy wciąż widocznej tendencji do zwiększania mocy silników, zapas mocy, jaką dysponuje kierowca będzie również duży w przyszłości. Należy pamiętać jednak, że silnik samochodowy powinien zapewnić odpowiednie własności trakcyjne samochodu nie tylko w warunkach jazdy miejskiej czy podmiejskiej, ale także podczas eksploatacji samochodu na terenach górskich, czy też przy wyprzedzaniu podczas jazdy samochodu z dużą prędkością na autostradzie, holowaniu przyczepy i w innych warunkach.



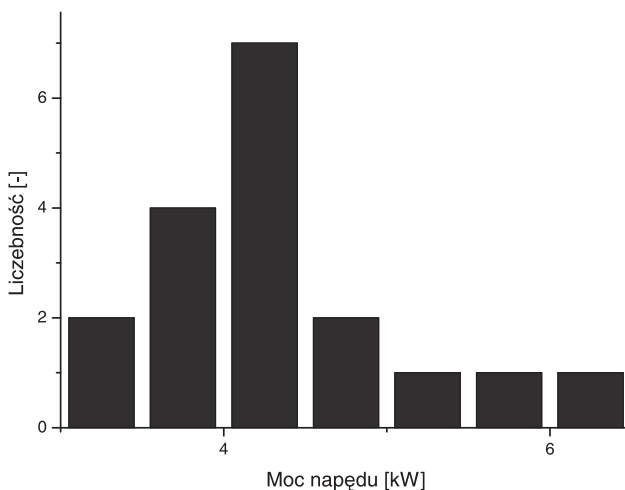
Rys. 6.9. Histogram obciążenia i prędkości obrotowej silnika o objętości skokowej 1,4 dm³ w samochodzie Honda Civic – jazda podmiejska

W celu identyfikacji obciążeń silnika podczas losowych jazd miejskich zarejestrowano 54 przejazdy samochodem osobowym w aglomeracji gdańskiej w dzielnicach Gdańsk Śródmieście, Gdańsk Wrzeszcz i Chełm. Wszystkie trasy były krótkie, o średniej długości 5,8 km, a długość maksymalna nie przekraczała 10 km. Średnia prędkość przejazdu wyniosła 26 km/h. Nie rejestrowano bardzo powolnych jazd spowodowanych zatorami w ruchu. Spośród zarejestrowanych wybrano 11 jazd na niepowtarzalnych trasach. Przedmiotem badań był samochód Honda Accord 2.0. Do obliczenia bieżących mocy wykorzystywanych do napędu samochodu zastosowano powszechnie znane wzory z dziedziny teorii ruchu samochodu. Podstawą obliczeń była zapisana komputerowo prędkość jazdy samochodu, odczytana ze sterownika silnika, i położenie nad poziomem morza określone przy użyciu urządzenia GPS. Histogram mocy wykorzystywanej do napędu samochodu przedstawiono na rysunku 6.10.

Jak wynika z histogramu dostępna moc silnika była wykorzystywana w niewielkim stopniu podczas jazdy miejskiej. Średnia moc wyniosła 4,4 kW, a jej odchylenie standardowe 0,7 kW.

Sformułowano więc wniosek, że badania układów wykorzystania ciepła odpadowego można prowadzić przy częściowych obciążeniach silnika, gdyż takie występują najczęściej. Układy utylizacji mogą działać wówczas mniej sprawnie przy dużych obciążeniach układu napędowego. Ze względu na większą sprawność ogólną silnika przy dużych obciążeniach,

ciepła odpadowego jest procentowo mniej, ale ilościowo więcej i zawsze zbyt dużo dla układu utylizacji ciepła zaprojektowanego dla średnich obciążeń układu napędowego. Układy utylizacji nie wykorzystają wówczas dostarczanego do nich ciepła. Oczywiście układ chłodzenia musi być w stanie odprowadzić do otoczenia strumień ciepła przy znamionowej mocy silnika w trudnych warunkach pracy, na przykład podczas powolnego holowania przyczepy pod wzniesienie, mimo że taki stan występuje rzadko.



Rys. 6.10. Histogram mocy napędu podczas prób drogowych

6.4. Ocena niepewności pomiarów drogowych

W pomiarach drogowych używano metod pomiarowych scharakteryzowanych w tabelicy 6.2.

Tablica 6.2

Sposoby przetwarzania sygnałów i dokładność przyrządów pomiarowych użytych w pomiarach drogowych

Wielkość mierzona	Przetwornik pomiarowy	Karta pomiarowa; sposób rejestracji	Błąd pomiaru
Moment obrotowy silnika	Przetwornik ciśnienia absolutnego w kolektorze dolotowym	Układ diagnostyki EOBD, program AMX 530; przeliczenie na jednostki momentu na podstawie kalibracji na hamowni podwoziowej	+/- 0,5 Nm
Prędkość obrotowa silnika	Przetwornik magnetoindukcyjny	Układ diagnostyki EOBD, program AMX 530	+/- 10 obr/min
Prędkość jazdy samochodu	Układ ABS	Układ diagnostyki EOBD, program AMX 530	+/- 2 km/h
Temperatura silnika	Termistor NTC	Układ diagnostyki EOBD, program AMX 530	+/- 2°C
Zużycie paliwa	Pomiar czasu otwarcia wtryskiwacza i przebytej drogi (z układu ABS)	Paliwomierz AWO konstrukcja własna	+/- 0,15 dm ³ /100 km

Rozdział 7

EMPIRYCZNE BADANIA PROCESÓW ROZGRZEWANIA I SCHŁADZANIA SILNIKA SAMOCHODU OSOBOWEGO

7.1. Uwagi wstępne

Projektowanie układu wykorzystania ciepła do skrócenia okresu rozgrzewania silnika należy poprzedzić zbadaniem procesów rozgrzewania i stygnięcia silników samochodowych. Należy zbadać przebiegi rozgrzewania w zależności od obciążenia, prędkości obrotowej i sterowania pompą cieczy chłodzącej. Trzeba określić strumień ciepła odprowadzającego przez ciecz chłodzącą.

Jednym z celów badań było wyznaczenie charakterystyk rozgrzewania silnika do weryfikacji dynamicznych modeli układu chłodzenia i oczyszczania spalin. Następnym celem jest określenie czasów rozgrzewania w różnych warunkach eksploatacji samochodu. Służyło to stwierdzeniu po jakim czasie mogłyby się załączyć układ akumulacji energii cieplnej tak, aby nie wydłużać rozgrzewania.

W rozdziale 7.5 rozważania dotyczą czasu postoju samochodu pomiędzy jazdami miejskimi, po jakim należy użyć podgrzewania silnika dla poprawy właściwości ekologicznych samochodu.

7.2. Stanowisko do badań układu chłodzenia

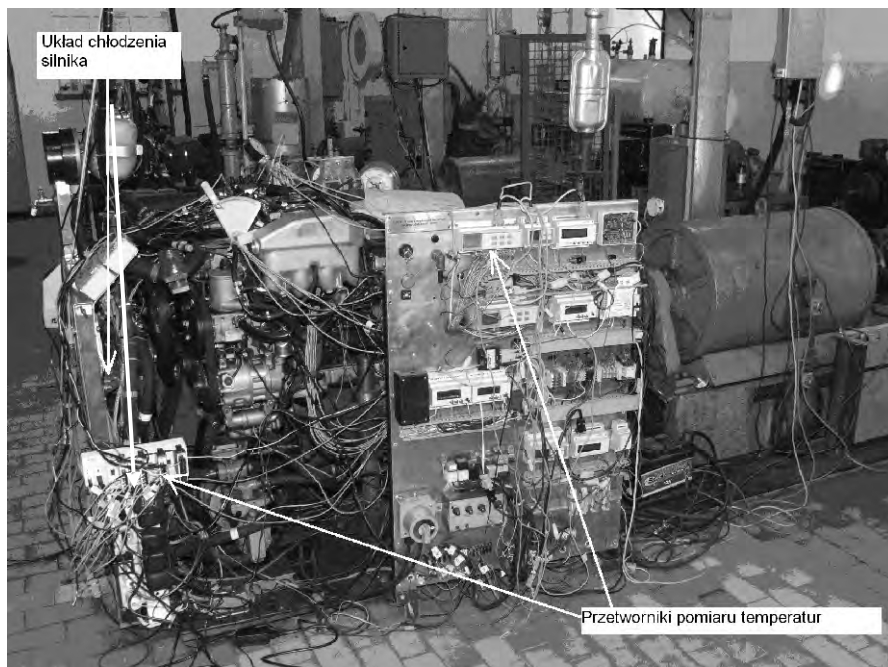
W celu umożliwienia badań układu chłodzenia silnika samochodowego w laboratorium KSSiS zbudowano stanowisko badawcze, które przedstawiono na rysunku 7.1 [62].

Jest to stanowisko hamowniane z silnikiem o zapłonie iskrowym typu M111920 firmy Mercedes-Benz wyposażone w hamulec prądnicowy typu SAK 80. Podstawowe dane techniczne obu maszyn umieszczono w tablicy 7.1.

Tabela 7.1

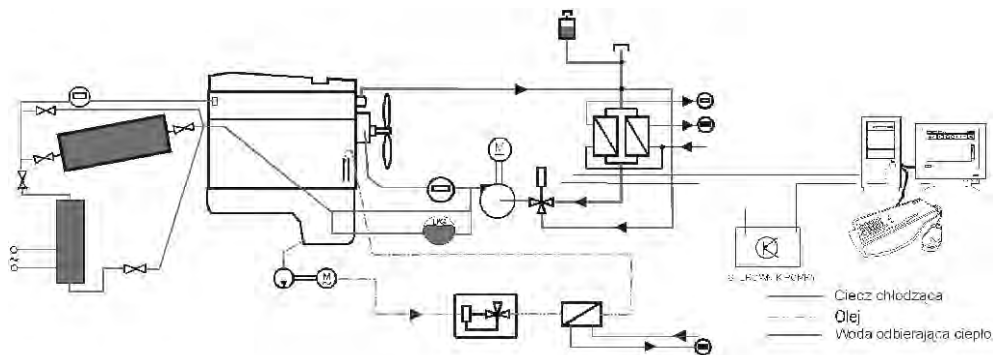
Podstawowe dane techniczne silnika i hamulca

SILNIK M111920 (Euro II)	HAMULEC SAK 80
$N_e = 90 \text{ kW}$ przy 5600 obr/min	$N_e = 80 \text{ kW}$ Zakres prędkości obrotowych: $n_{\min} = 400 \text{ obr/min}$, $n_{\max} = 6000 \text{ obr/min}$
$M = 170 \text{ N}\cdot\text{m}$ przy 4200 obr/min	
4 cylindry, $D = 85,3 \text{ mm}$, $S = 78,5 \text{ mm}$, $V_{ss} = 1799 \text{ cm}^3$	
$\varepsilon = 9,8$	



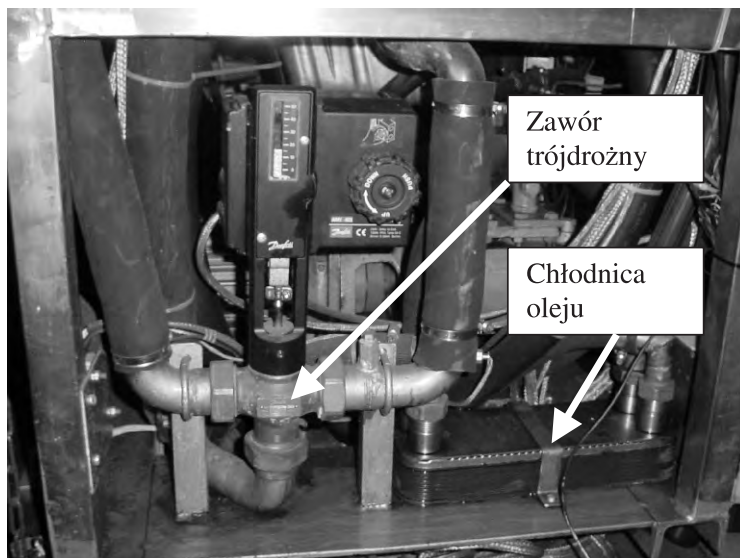
Rys. 7.1. Hamownia silnika typu M111920 z eksperymentalnym układem chłodzenia

Silnik badawczy został wyposażony w dwa dodatkowe układy zasilania. Poza podstawowym zasilaniem benzyną, silnik może być zasilany także odparowaną mieszaniną propanu i butanu lub sprężonym metanem. Integralną częścią stanowiska jest układ chłodzenia, którego schemat przedstawiono na rysunku 7.2.



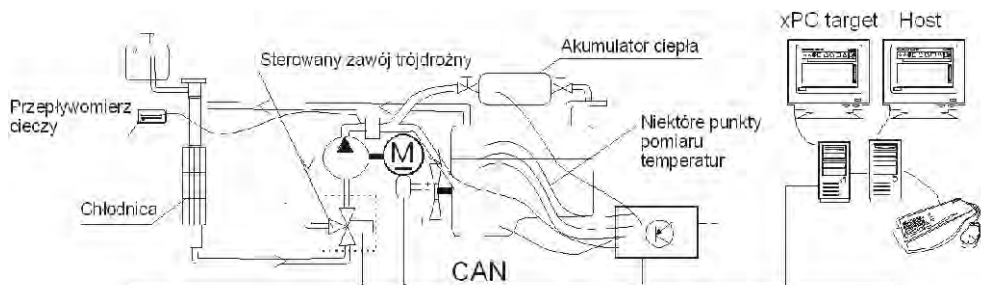
Rys. 7.2. Schemat układu chłodzenia z pompą napędzaną silnikiem elektrycznym

Układ chłodzenia silnika cieczą przekazuje ciepło do wody zewnętrznego obiegu (centralnego układu chłodzenia laboratorium). Do przekazywania ciepła zastosowano dwie chłodnice płytowe dla cieczy chłodzącej i jedną dla oleju. Obieg wewnętrzny cieczy został wyposażony w układ elektronicznego sterowania zaworem trójdrożnym i pompą cieczy chłodzącej. Zawór trójdrożny (rys. 7.3) łączy obieg „mały” (z ominięciem chłodnicy) z obiegiem „dużym” (przez chłodnicę).



Rys. 7.3. Zawór trójdrożny i płytowa chłodnica oleju

Silnik oraz obiegi cieczy chłodzącej i oleju wyposażono w liczne punkty pomiarowe. Dane z pomiarów były wysyłane do sieci CAN i rejestrowane w czasie rzeczywistym. Układ do rejestracji parametrów silnika przedstawiono na rys. 7.4.

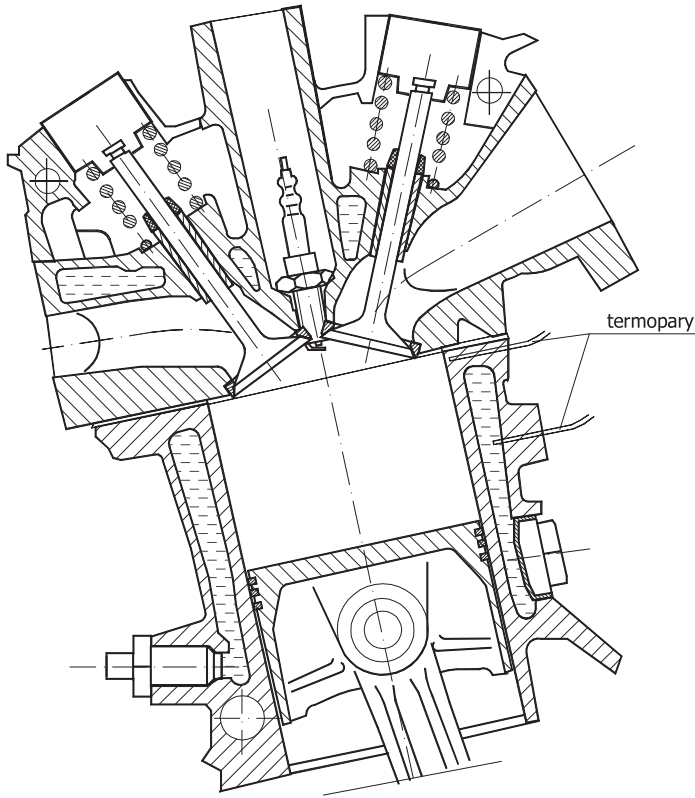


Rys. 7.4. Układ rejestracji danych pomiarowych

Do pomiaru temperatur elementów i płynów wewnątrz silnika zainstalowano 11 termopar. Punkty pomiaru temperatur wybrano tak, aby umożliwiły określenie zmiennych stanu w równaniach stanu budowanego modelu układu chłodzenia. W obiegach cieczy chłodzącej i oleju umieszczono dalszych 6 termopar, 2 w kolektorze spalin i 9 przetworników rezystancyjnych w obiegach cieczy i oleju.

Do pomiaru natężenia przepływu cieczy chłodzącej wpływającej do płaszczu wodnego kadłuba zamontowano przepływomierz ultradźwiękowy. Zastosowano również typowe, stosowane w laboratoriach, sposoby określania podstawowych parametrów pracy silnika. Moment obrotowy określono poprzez pomiar siły reakcji stojana hamulca na fundament, prędkość obrotową na podstawie sygnału ze sterownika silnika, a zużycie paliwa - przez pomiar czasu otwarcia wtryskiwacza benzyny albo gazu. Skład spalin mierzono analizatorem typu Leader 8000 działającym na zasadzie pochłaniania światła podczerwonego (NDIR).

Do najszybciej zmieniających się temperatur, przy zmianie obciążenia silnika albo nastawianych parametrów układu chłodzenia, takich jak na przykład wydajność pompy cieczy chłodzącej, należą temperatury ścianki cylindra i głowicy. Aby umożliwić pomiar temperatury jak najbliżej powierzchni gładzi cylindrowej, w tulejach cylindrowych wykonano otwory sięgające na głębokość 2 mm od powierzchni gładzi. Sposób umieszczenia termopar mierzących temperaturę tulei cylindrowych i cieczy chłodzącej wokół tulei przedstawiono na rys. 7.5.

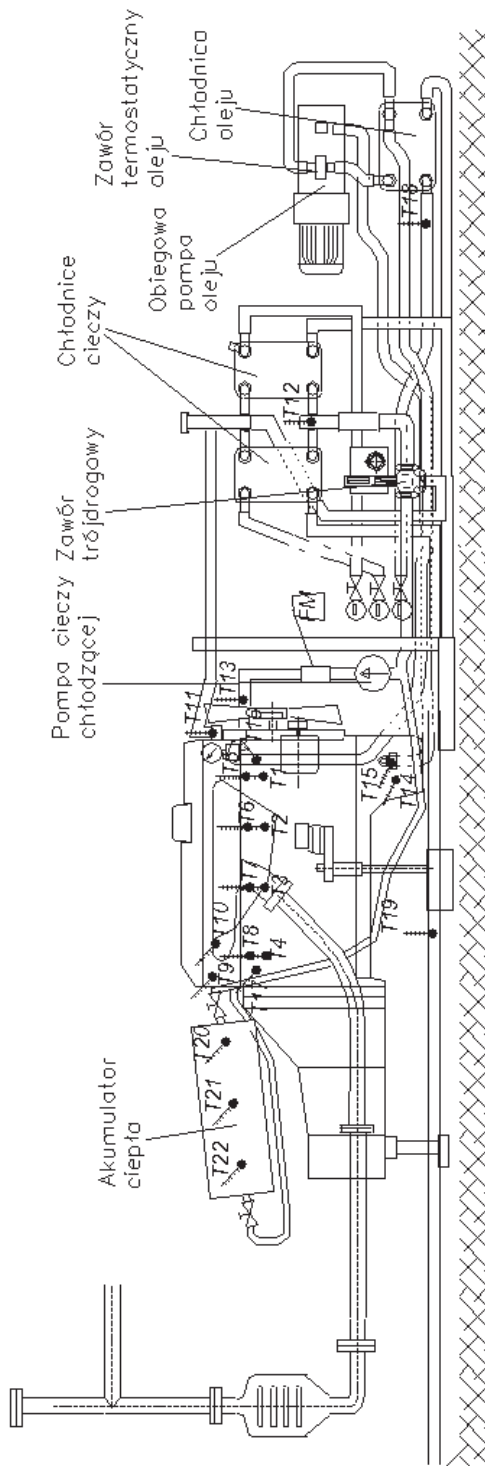


Rys. 7.5. Rozmieszczenie termopar w bloku cylindrowym

Wszystkie punkty pomiaru do szybkiej rejestracji temperatur i natężenia przepływu cieczy chłodzącej pokazano na rysunku 7.6.

Poza wymienionymi wyżej temperaturami podczas badań rejestrowano również natężenie przepływu cieczy chłodzącej, prędkość obrotową silnika, moment obrotowy i czas wtrysku benzyny albo gazu. Dla zapisu mierzonych parametrów użyto automatycznej rejestracji z czasem próbkowania co 1 s. W większości przypadków, podczas badań w stanach statycznych, nie zmieniano parametrów nastawianych na hamowni przez około 300 s.

Typy przetworników, sposoby przetwarzania sygnałów i błędy pomiarów użytych przyrządów pomiarowych podano w tablicy 7.2.



Rys. 7.6. Punkty pomiaru temperatur i natężenia przepływu w eksperymentalnym układzie chłodzenia na hamowni silnikowej T1÷T22 – punkty pomiaru temperatur, FM – przepływomierz cieczy chłodzącej

Tablica 7.2

Sposób przetwarzania sygnałów i dokładność przyrządów pomiarowych na hamowni silnika typu M111920

Wielkość mierzona	Przetwornik pomiarowy	Karta pomiarowa; sposób rejestracji	Spełniana norma	Błąd względny / bezwzględny
Moment obrotowy silnika	Tensometr mierzący siłę reakcji hamulca	AWO; transmisja RS 232 albo odczyt i zapis ręczny		+/- 0,5% / +/- 0, 1N·m
Prędkość obrotowa silnika	Przetwornik magnetoindukcyjny	ECU silnika spalinowego; transmisja do sieci CAN; algorytm własny w Matlab Real Time		+/- 0,3 % / +/- 10 obr/min
Temperatury w układzie chłodzenia	Termopara typu K	TC 01 (konstrukcji własnej); transmisja do sieci CAN; algorytm własny w Matlab Real Time	DIN 43710	+/- 3% / +/- 2 °C
Temperatury W układzie zasilania LPG	Termopara typu K	National Instruments cDAQ 9172; algorytm własny w LabView	DIN 43710	+/- 3% / +/- 2 °C
Przepływ wody w układzie chłodzenia silnika	Przeplwywomierz Ultradźwiękowy Danfoss	Danfoss; Transmisja do sieci CAN; algorytm własny w Matlab Real Time		+/- 0,5%
Przepływ wody w układzie zasilania LPG	Licznik wodny FERRO	Odczyt, zapis ręczny co 300s	EN 4064 CEE 75/33 - ISO	+/- 0,5%
Stężenia związków toksycznych w spalinach	Komora pochłaniania światła podczerwonego	Analizator Leader 8000; transmisja RS232; algorytm własny w LabView		Rozdzielczość: CO – 0,01% HC – 1ppm

7.3. Rozgrzewanie silnika i praca w stanie równowagi cieplnej

Celem badań stanowiskowych było wyznaczenie czasów rozgrzewania silnika przy różnych nastawianych obciążeniach i prędkościach obrotowych. Badano również wpływ nastawianej wydajności pompy cieczy chłodzącej, z napędem niezależnym, na ilość odprowadzanego ciepła do układu chłodzenia, przy założonym maksymalnym poziomie temperatur tulei cylindrowych i programowej stabilizacji temperatury cieczy chłodzącej opuszczającej głowicę.

Badania układu chłodzenia silnika prowadzono w różnych stanach i warunkach eksploatacji, a mianowicie:

- podczas rozgrzewania silnika przy stałym obciążeniu,
- w kilku wybranych stanach ustalonych pracy, stosownie do warunków eksploatacji silników samochodów osobowych,
- podczas gwałtownej zmiany stanu pracy silnika,
- według testu NEDC na hamowni podwozowej, zgodnie z dyrektywą 98/69/EC Rady i Parlamentu Europejskiego [25],
- w warunkach eksploatacji – rozgrzewanie podczas jazdy miejskiej.

Aby dokonać wyboru stanów pracy silnika do badań układu chłodzenia, można się posłużyć wykresem oporów ruchu samochodu na najwyższym biegu zredukowanym na oś wału korbowego. Wartości momentu obrotowego i prędkości obrotowej na V biegu samochodu Mercedes C 180 (W 202) obliczono metodą opisaną na początku rozdziału 3.4. Po zredukowaniu momentu obrotowego na oś wału korbowego silnika otrzymano pary liczb prędkość obrotowa – moment obrotowy przedstawione w tablicy 7.3 i na rysunku 7.7.

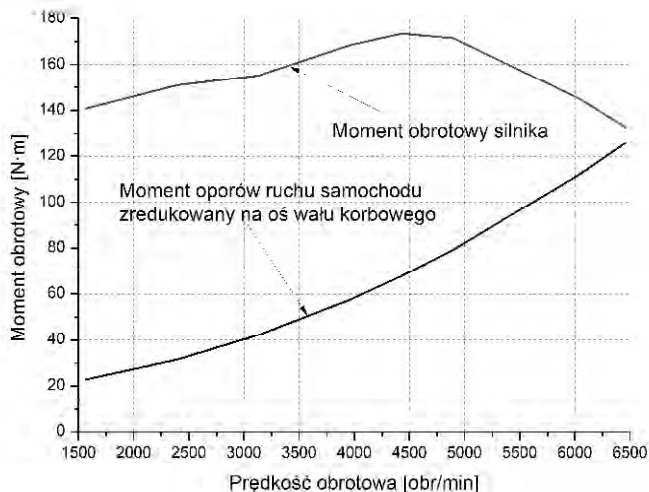
Tablica 7.3

Wybrane punkty nastaw dla pomiarów na hamowni silnikowej

Prędkość obrotowa [obr/min]	Moment obrotowy V bieg [N·m]	Moment obrotowy na charakterystyce zewewnętrznej [N·m]
1500	20	140
2000	25	148
2500	32	152
3000	39	155
3500	48	160
4000	60	170
4500	70	172
5000	85	171
5500	96	159

Podczas badań na hamowni silnikowej ustawiano moment obrotowy dla danej prędkości, posługując się tablicą 7.3. Przebieg momentu obrotowego na osi wału korbowego silnika dla najwyższego biegu jako funkcja prędkości obrotowej silnika, wskazuje jakie punkty z pola pracy silnika są reprezentatywne w stanach ustalonych. Inne większe wartości momentu obrotowego odpowiadają jeździe samochodu pod wzniesienie, przy wiejącym od czoła wietrze, holowaniu przyczepy i innych trudniejszych warunkach ruchu samochodu

niż standardowe przyjmowane zwyczajowo w teorii ruchu samochodu [24]. Przykładowo podjazd pod wzniesienie o nachyleniu 7%, spotykane na drogach, przy masie samochodu 1350 kg, wymaga dodatkowego momentu obrotowego na sprzęgle o wartości 80 N·m przy włączonym V biegu. Takie warunki eksploatacji zostały włączone do zakresu badań.



Rys. 7.7. Moment oporów ruchu samochodu na sprzęgle silnika

Pierwsze badania na hamowni silnikowej dotyczyły procesu rozgrzewania silnika obciążonego stałym momentem obrotowym natychmiast po rozruchu. Badano przebieg temperatury cieczy chłodzącej w czasie rozgrzewania silnika, aby dokonać kalibracji modelu układu chłodzenia opisanego w piątym rozdziale. Badania przeprowadzono w ośmiu punktach pracy silnika przy stałej wydajności pompy cieczy chłodzącej. Parametry poszczególnych punktów pracy przedstawiono w tabeli 7.4.

Do badań wybrano trzy prędkości obrotowe 2000, 3000 i 4000 obr/min, ponieważ silniki ZI samochodów osobowych najczęściej pracują w zakresie tych prędkości (tabl. 7.2). Dla dwu pierwszych prędkości obrotowych nastawiano cztery wartości momentu obrotowego tak, aby obejmowały one zakres od momentu oporów ruchu samochodu na piątym biegu do maksymalnej wartości momentu przy tej prędkości obrotowej.

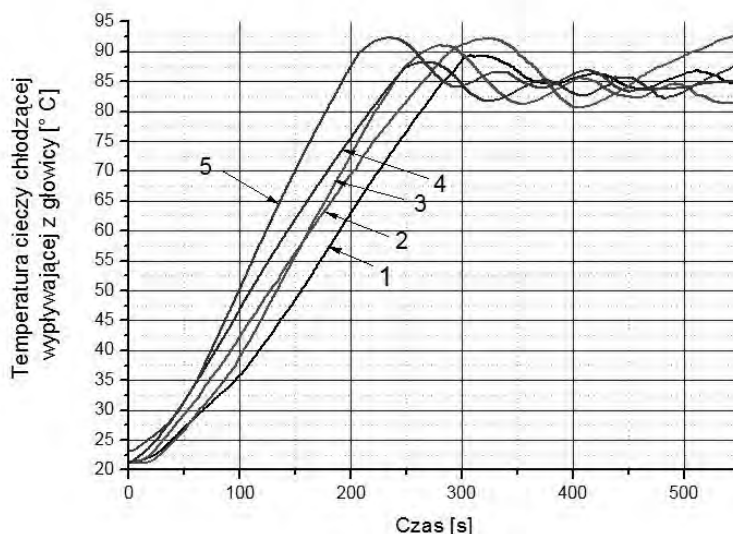
W czasie tych pomiarów zbadano wpływ nastawionego obciążenia na osiągnięcie stabilnej temperatury cieczy chłodzącej. Po zakończeniu rozgrzewania, dzięki zaworowi trójdrożnemu utrzymywano stałą temperaturę cieczy wypływającej z głowicy, przez zmieszanie cieczy chłodzącej płynącej małym i dużym obiegiem. To działanie ilustruje pięć zarejestrowanych przebiegów temperatury cieczy chłodzącej wypływającej z głowicy jako funkcja czasu (rys. 7.8). Widoczny jest także wpływ nastawionego obciążenia i prędkości obrotowej na czas osiągnięcia stabilizowanej temperatury cieczy chłodzącej. Krzywe oznaczone 1÷4 odpowiadają coraz większym momentom obrotowym od momentu obrotowego odpowiadającego krzywej oporów ruchu samochodu, aż do momentu obrotowego odpowiadającego krzywej oporów ruchu samochodu, aż do momentu obrotowego silnika na charakterystyce zewnętrznej przy prędkości obrotowej 2000 obr/min (tab. 7.4). Dla zbadania wpływu podwyższenia prędkości obrotowej na czas rozgrzewania zwiększono prędkość dwukrotnie (do 4000 obr/min), przy momencie obrotowym 38% maksymalnego (dla takiej prędkości obrotowej) (tabl. 7.4). Krzywa nr 5 ilustruje przebieg temperatury cieczy chłodzącej.

dzącej przy takich nastawach na hamowni. Prędkość obrotowa miała duży wpływ na szybkość osiągnięcia regulowanej temperatury. Rozgrzewanie nr 1 (pierwszy wiersz w tablicy 7.4) jest o 1/3 dłuższe niż rozgrzewanie nr 5.

Tablica 7.4

Parametry nastawiane na hamowni w czasie badań procesów rozgrzewania silnika

Lp.	Prędkość obrotowa n	Prędkość obrotowa względna (odniesiona do maksymalnej)	Moment obrotowy M	Moment obrotowy względny (odniesiony do jego charakterystyki zewnętrznej)	Moc użyteczna N_e	Moc użyteczna Względna (odniesiona do maksymalnej)	Wydajność pompy cieczy chłodzącej
	[obr/min]	[%]	[N·m]	[%]	[kW]	[%]	[dm ³ /s]
1	2000	36	25	15	5,2	5,8	0,28
2	2000	36	60	35	12,6	14	0,28
3	2000	36	100	59	20,9	23,2	0,28
4	2000	36	140	82	29,3	32,5	0,28
5	3000	54	25	15	7,8	8,7	0,28
6	3000	54	60	35	18,8	20,9	0,28
7	3000	54	100	59	31,4	34,9	0,28
8	3000	54	140	82	44,0	48,9	0,28
9	4000	71	65	38	27,2	30,2	0,28



Rys. 7.8. Temperatura cieczy chłodzącej wypływającej z głowicy dla różnych obciążeń i prędkości obrotowych oraz stałej wydajności pompy cieczy chłodzącej; krzywe oznaczone 1÷4 odpowiadają wierszom 1÷4 w tablicy 7.2, krzywa 5 to większa prędkość obrotowa – 4000 obr/min (71%), 65 N·m (38%)

W celu określenia przebiegu temperatury w procesie rozgrzewania silnika jako funkcji czasu wykonano aproksymację zmierzzonego przebiegu funkcją wykładniczą:

$$T = -A_1 \cdot e^{-\frac{t}{t_1}} + T_0 \quad (7.1)$$

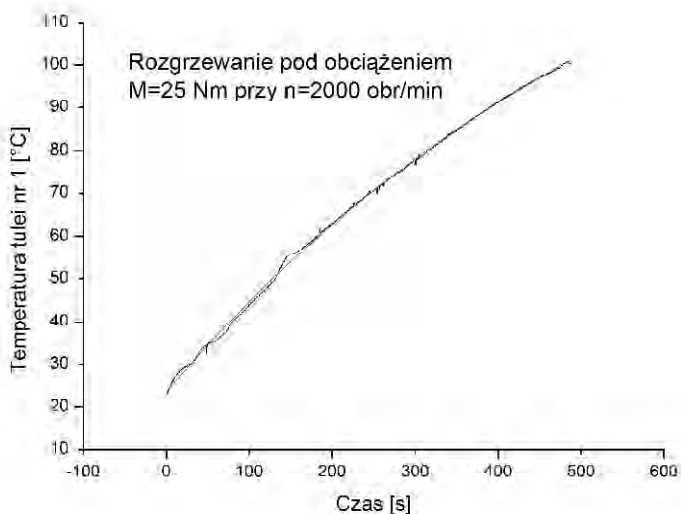
gdzie: A_1 – stała,

t – czas,

t_1 – stała czasowa,

T_0 – temperatura.

Przeprowadzono badania, temperatur tulei cylindrowej i cieczy chłodzącej jako funkcji czasu na hamowni silnikowej, w warunkach drogowych oraz podczas badań na hamowni podwoziowej według testu NEDC. Podczas pomiarów na hamowni silnikowej opisanej w rozdziale 5 rejestrowano temperaturę tulei cylindrowej. Przebieg temperatury tulei cylindrowej nr 1 (rys. 7.3) w okresie do 500 s od zimnego startu aproksymowano funkcją z zależności (7.1), (rys. 7.9).



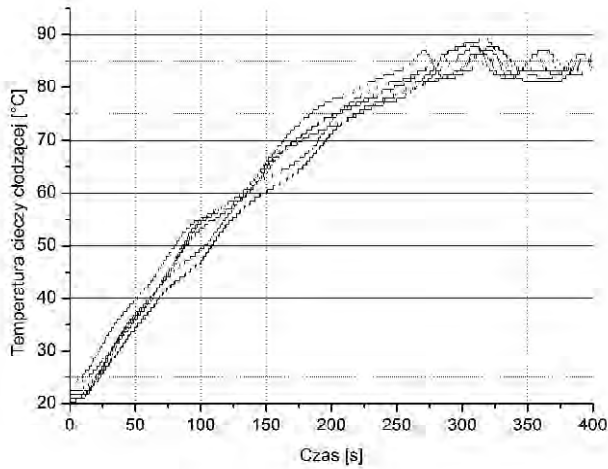
Rys. 7.9. Temperatura tulei nr 1 podczas rozgrzewania silnika typu M111920

Temperaturę tulei obliczono według wzoru:

$$T_{tulei} = -144,3 \cdot e^{-\frac{t}{632,35}} + 167,8 \quad (7.2)$$

Na końcu analizowanego okresu temperatura tulei wynosiła 100°C i jej przebieg w zależności od czasu zmienił się gwałtownie ze względu na włączenie się układu regulacji temperatury cieczy chłodzącej.

Przebiegi temperatury cieczy chłodzącej podczas testu NEDC pokazano na rysunku 7.10. Przedmiotem badań było 5 samochodów osobowych typu C200 Kompressor (rozdział 3).

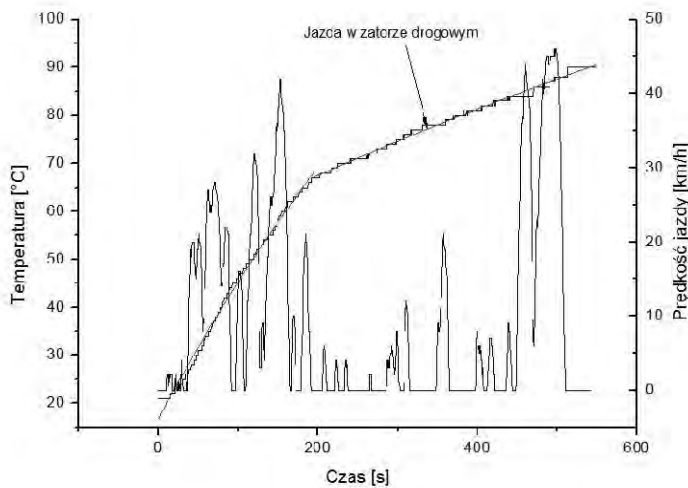


Rys. 7.10. Temperatura cieczy chłodzącej wypływającej z głowicy – test NEDC 5 samochodów tego samego typu [°C]

Z pięciu zarejestrowanych przebiegów temperatury wyznaczono równanie opisującego temperaturę jako funkcja czasu:

$$T_{cieczy} = -91,1 \cdot e^{-\frac{t}{203,07}} + 107,9 \quad (7.3)$$

Innym przebiegiem temperatury cieczy chłodzącej charakteryzuje się powolna jazda w zatorze drogowym, co pokazano na rysunku 7.11, na którym zamieszczono proste aproksymujące przebiegi tej temperatury.



Rys. 7.11. Przebieg temperatury cieczy opuszczającej głowicę silnika ZI o pojemności skokowej 1,4 dm³ podczas rozgrzewania silnika przy powolnej jeździe w zatorze drogowym

Nachylenie prostych jest zależne od wartości obciążenia silnika oporami ruchu samochodu. Sposób jazdy określony profilem prędkości, według rysunku 7.11, skutkuje istotnymi różnicami w przebiegu procesu rozgrzewania silnika w warunkach eksploatacyjnych w stosunku do badań laboratoryjnych. Czasy rozgrzewania wahają się od około 300 do około 500 s. Jako koniec rozgrzewania silnika przyjęto chwilę zadziałania termostatu. Przebieg temperatury cieczy jako funkcja czasu zależy nie tylko od obciążenia silnika, ale również od warunków otoczenia.

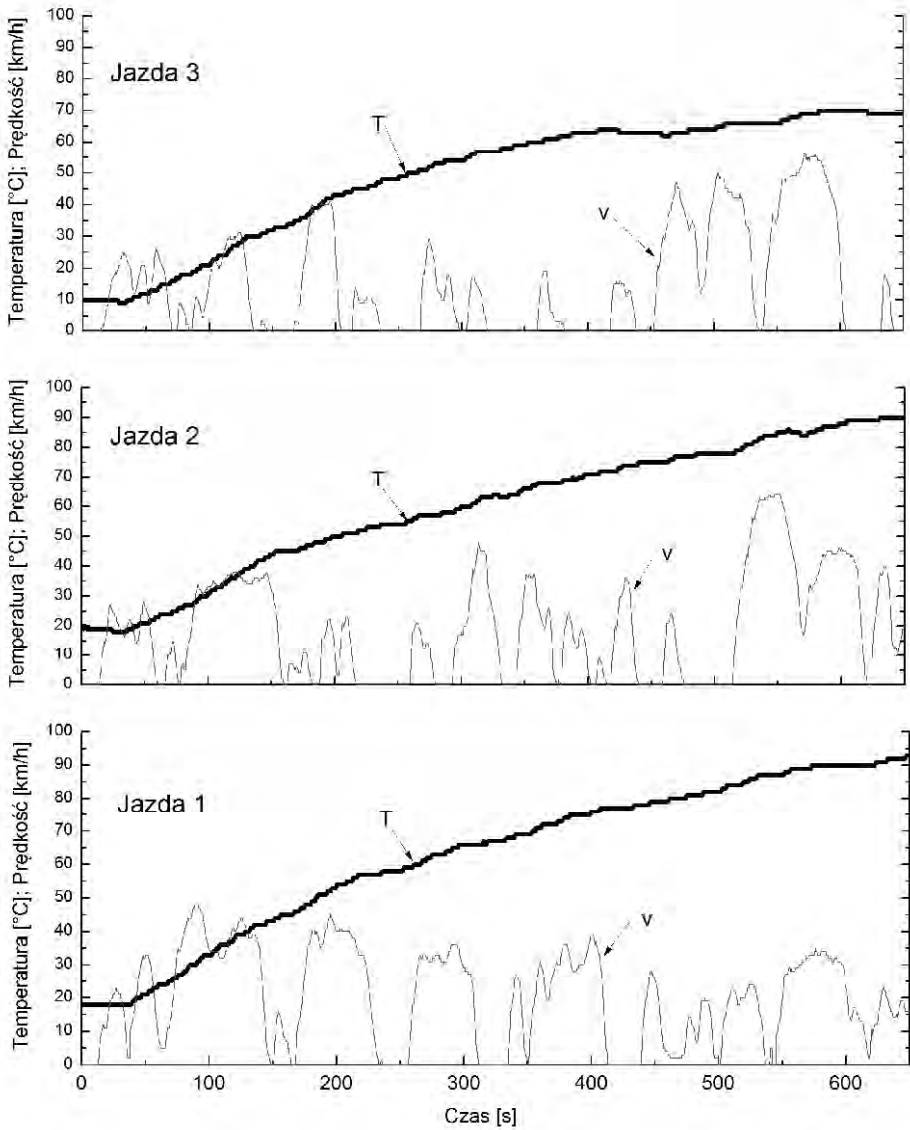
Kolejnymi testami drogowymi objęto proces rozgrzewania w warunkach zimowych. Przebieg temperatury cieczy chłodzącej jako funkcja czasu na tle prędkości jazdy w temperaturze zewnętrznej -12°C i -13°C pokazano na rysunku 7.12. Użyto samochodu Ford Fiesta 1,3. Uruchamiano silnik, wyjeżdżając z garażu o temperaturze $+18$ i $+20^{\circ}\text{C}$. W ten sposób rozruch następował w warunkach zbliżonych do stosowanych w badaniach laboratoryjnych. Ze względu na inne profile prędkości – większe przyspieszenia i prędkość maksymalną w czasie jazdy nr 2 – ciecz chłodząca osiągnęła ustaloną temperaturę w 670 s, a w jeździe nr 1 dopiero w 1180 s. W obu jazdach, w temperaturach ujemnych, nagrzewanie trwało od 2 do 4 razy dłużej niż w wysokich temperaturach otoczenia (20°C). W czasie jazdy nr 3 rozruch nastąpił przy temperaturze o 12 i 10 stopni niższej niż podczas pierwszych dwóch jazd. Ta stała różnica utrzymywała się na początku testu. W czterechsetnej sekundzie testu włączono dmuchawę ogrzewania kabiny. Przy zwiększonej prędkości przepływu powietrza przez nagrzewnicę spowodowało to zahamowanie procesu rozgrzewania cieczy, a nawet nieznaczny spadek temperatury. Do końca jazdy 3. ciecz nie zdążyła osiągnąć załączenia się układu stabilizacji temperatury, nagrzewając się do 73°C w 690 s na końcu jazdy. Tak więc zmniejszenie obciążenia silnika w czasie jego rozgrzewania (rys. 7.12), czy włączenie dmuchawy ogrzewania wnętrza (jazda nr 3 rys. 7.12) przerywają proces rozgrzewania silnika.

Dla różnych silników samochodów osobowych ich procesy rozgrzewania mają różny przebieg. Na rysunku 7.13. porównano rozgrzewanie dwóch silników: Hondy Accord 2,0 i Forda Fiesty 1,3 (tabl. 7.5). Test przeprowadzono na tej samej trasie w mieście, w temperaturze zewnętrznej -3°C .

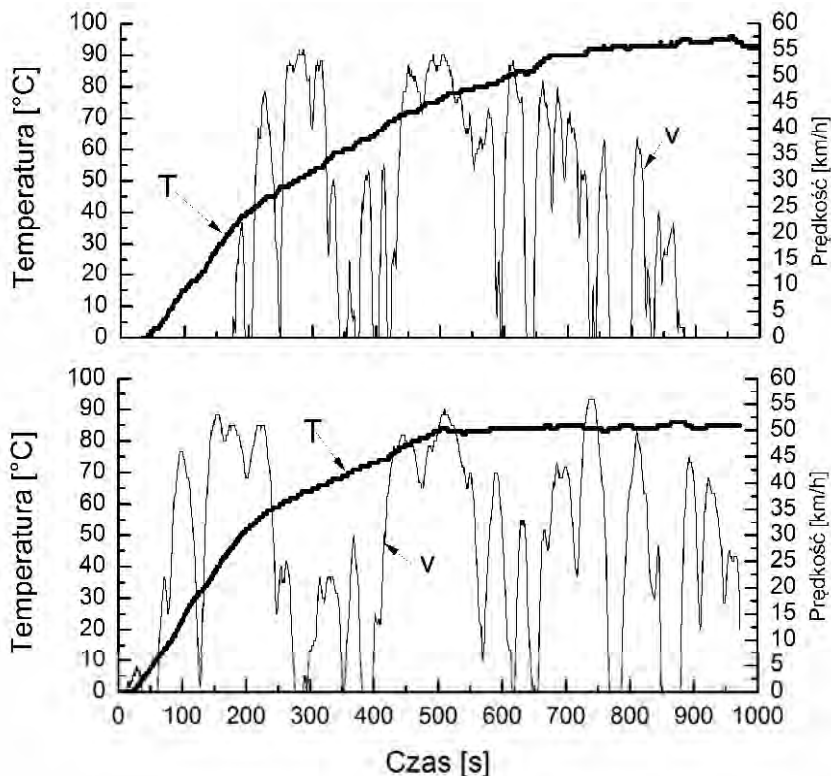
Tablica 7.5

Wybrane dane techniczne samochodów użytych podczas próby drogowej rozgrzewania silników

Samochód	Honda Accord 2,0	Ford Fiesta 1,3
Typ silnika	K20A6	A9JA
Spełniana norma Euro	IV	III
Objętość skokowa [dm^3]	1998	1299
Moc na jednostkę objętości skokowej [kW/dm^3]	57,1	43,4
Objętość cieczy w układzie chłodzenia [dm^3]	6,6	5
Masa samochodu z obciążeniem w teście [kg]	1390	1110



Rys. 7.12. Temperatury cieczy chłodzącej (T) jako funkcja czasu na tle prędkości jazdy (v) w temperaturze zewnętrznej: -12°C (jazda 1); -13°C (jazda 2); -12°C (jazda 3); rozruch w temperaturze $+18^{\circ}\text{C}$; $+20^{\circ}\text{C}$; $+10^{\circ}\text{C}$; Ford Fiesta 1,3 dm³



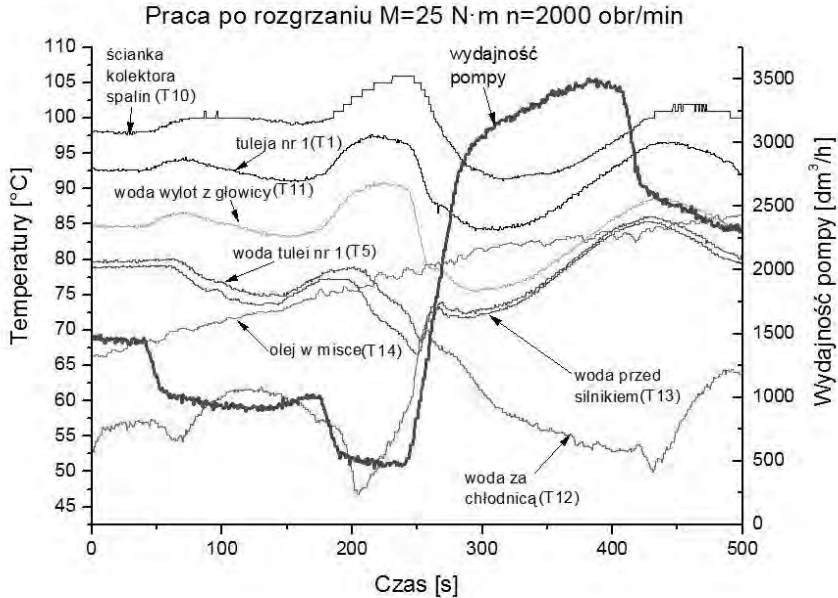
Rys. 7.13. Porównanie rozgrzewania silników różnych samochodów na tej samej trasie miejskiej; T – temperatura cieczy chłodzącej; v – prędkość jazdy; temperatura otoczenia -3°C

Zmiana prędkości jazdy była zbliżona, gdyż przejeżdżano tą samą drogą przy podobnych warunkach ruchu (zatrzymania na światłach podczas jazdy w kolumnie). Ciecz chłodząca w silniku samochodu Ford nagrzała się po upływie 672 s, czyli wolniej niż w silniku samochodu Honda, dla którego ten czas do pełnego otwarcia termostatu wyniósł 500 s. Ciecz w silniku Forda osiągnęła wyższą temperaturę ze względu na inną nastawę termostatu. Większa szybkość rozgrzewania silnika samochodu Honda jest wynikiem większej energochłonności drogi przy cięższym samochodzie i mniejszej objętości cieczy chłodzącej wewnątrz bloku i głowicy.

7.4. Praca przy stałym obciążeniu silnika i nastawianej wydajności pompy cieczy chłodzącej

Celem pomiarów opisanych w tym rozdziale było uzyskanie danych wejściowych do modeli matematycznych układu chłodzenia, opisanych w rozdziale 5. Głównie potrzebne były tablice strumieni ciepła odprowadzanego przez układ chłodzenia w różnych punktach pola pracy silnika. Badano też przebieg temperatur w obiegu chłodzenia jako funkcję nastawy pompy cieczy chłodzącej. Pomiarzy zostały wykonane dla stałych obciążeń i prędkości obrotowych silnika, ale zmiennych (nastawianych skokowo) wydajności pompy cieczy chłodzącej.

Przebieg wybranych temperatur cieczy obiegowych i elementów silnika pracującego po rozgrzaniu, przy obciążeniu 25 N·m i 2000 obr/min, (mocy mechanicznej 5,2 kW) i zmienianej wydajności pompy cieczy chłodzącej przedstawiono na rysunku 7.14.



Rys. 7.14. Przebieg temperatur w czasie dla 3 różnych wydajności pompy cieczy chłodzącej; oznaczenia temperatur są zgodne z rys. 7.6

Wydajność pompy była zmieniana za pomocą sterownika elektronicznego silnika pompy, a czas przesterowania wynosił 3 s.

W czasie rejestracji temperatura oleju cały czas rosła, a więc nie został osiągnięty stan ustalony cieplnie, jednak nie miało to wpływu na analizowane temperatury cieczy chłodzącej, gdyż w tym silniku nie ma wymiennika ciepła olej - ciecz chłodząca, a wymianę ciepła przez metalowe części silnika można pominąć.

Strumień ciepła odprowadzany przez układ chłodzenia dla nastawianych wartości wydajności pompy obliczono na podstawie następującego wzoru:

$$\dot{Q}_{odprow} = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (T_{w2} - T_{w1}) \quad (7.4)$$

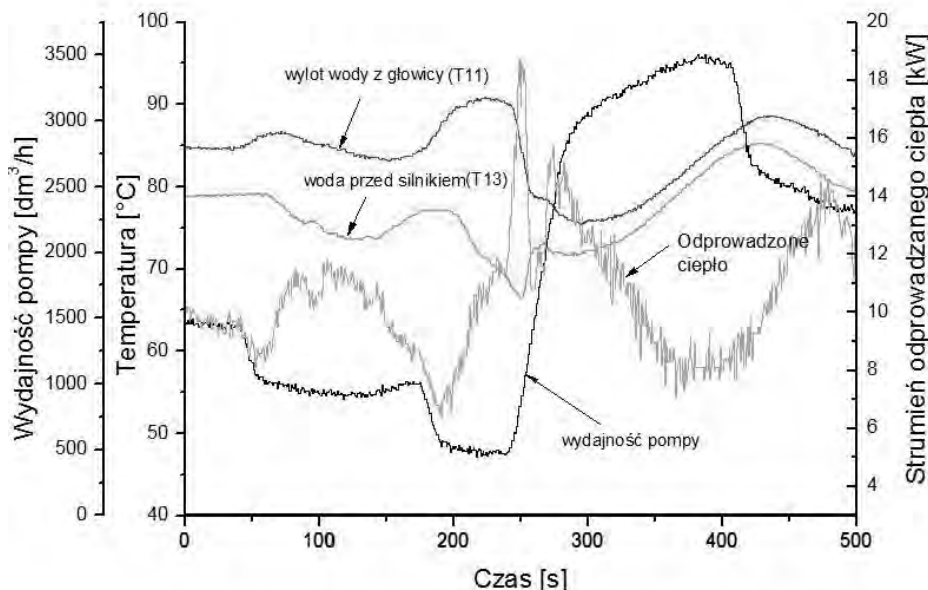
gdzie: \dot{m}_w – masowe natężenie przepływu cieczy chłodzącej przez silnik,

c_w – ciepło właściwe cieczy chłodzącej,

T_{w2} – temperatura cieczy chłodzącej wypływającej z silnika,

T_{w1} – temperatura cieczy chłodzącej wpływającej do silnika.

Strumień odprowadzanego ciepła wraz z wybranymi temperaturami pokazano na rys. 7.15.



Rys. 7.15. Wyniki pomiarów prowadzonych podczas badania strumienia odprowadzanego ciepła przy różnych nastawach wydajności pompy cieczy chłodzącej; oznaczenia temperatur są zgodne z rys. 7.6

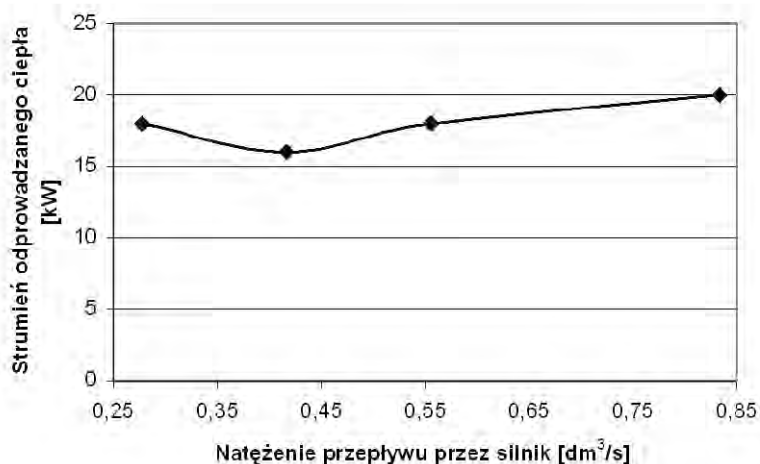
Pomimo znacznych zmian strumienia odprowadzonego ciepła czas wtrysku (proporcjonalny przy stałej prędkości obrotowej do zużycia paliwa) nie zmieniał się. Zmieniała się natomiast temperatura części silnika i jego płynów, które akumulowały lub oddawały ciepło. Czterokrotne zmniejszenie wydajności pompy, w stosunku do stosowanej przez producenta silnika, nie doprowadziło do nadmiernego wzrostu temperatury tulei cylindrowych, ani cieczy chłodzącej w obiegu. Stwierdzono jednocześnie spadek temperatury cieczy powracającej do silnika. Układ stabilizacji temperatury cieczy chłodzącej utrzymuje stałą temperaturę cieczy wypływającej z głowicy. Może to prowadzić do zwiększenia strat ciepłych na skutek rosnącej różnicy temperatur pomiędzy temperaturą cieczy chłodzącej opuszczającej głowicę a temperaturą cieczy chłodzącej wpływającej do silnika. Strumień odprowadzanego ciepła jest funkcją mocy na wale silnika, ale i sprawności ogólnej w danym punkcie pola pracy silnika.

Podczas kolejnych prób zwiększono obciążenie silnika (zgodnie z danymi w tabeli 7.4), przy zachowanej prędkości obrotowej i zmieniano kilkakrotnie wydajność pompy cieczy chłodzącej, jednak nie nastawiając wydajności mniejszej niż 500 dm³/h. Wskutek mieszania cieczy chłodzącej z „małego” i „dużego” obiegu temperatury tulei cylindrowych wykazały kilkustopniowe wahania po każdej zmianie punktu pracy silnika, czy zmianie nastawy pompy. Przeprowadzono serię pomiarów dla różnych punktów pola pracy silnika i różnej nastawianej wydajności pompy cieczy chłodzącej.

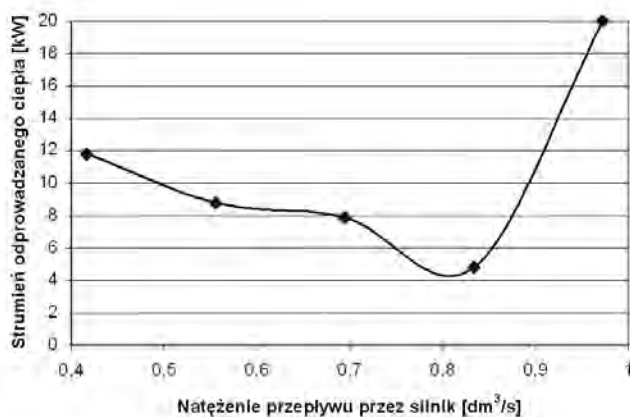
Przy zmniejszaniu natężenia przepływu cieczy chłodzącej przez silnik zarejestrowano wzrost odprowadzanego ciepła. Przyczyną tego wzrostu jest spadek prędkości omywania wodą chłodzonych elementów silnika. Rośnie wtedy temperatura tulei i dla zachowania stałej temperatury cieczy chłodzącej opuszczającej głowicę, należy obniżyć temperaturę

cieczy chłodzącej przed silnikiem. Zwiększa to różnicę temperatur cieczy chłodzącej pomiędzy wylotem a dolotem do silnika i pomimo zmniejszenia natężenia jej przepływu przez silnik powoduje zwiększenie ilości ciepła odprowadzanego przez układ chłodzenia. W opisywanym przypadku wzrost strumienia odprowadzanego ciepła wynosił 12% przy zmniejszeniu natężenia przepływu przez silnik o 50%.

Podczas opisanych powyżej prób określono strumień odprowadzanego ciepła jako funkcję natężenia przepływu cieczy chłodzącej przez silnik, przy utrzymaniu stałej temperatury cieczy wypływającej z głowicy. Zależność wielkości tego strumienia od natężenia przepływu cieczy wykazywała często minima przebiegu funkcji, co pokazano na rysunkach 7.16 i 7.17.

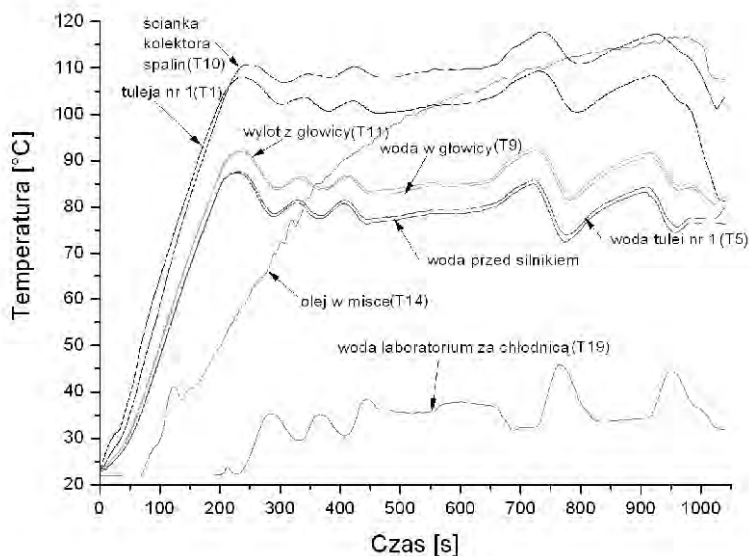


Rys. 7.16. Strumień ciepła przekazywanego do układu chłodzenia w zależności od nastawianego natężenia przepływu cieczy chłodzącej przez silnik przy $M = 100 \text{ N}\cdot\text{m}$ i $n = 2100 \text{ obr/min}$ (moc $N_e = 22 \text{ kW}$)



Rys. 7.17. Strumień ciepła przekazywanego do układu chłodzenia w zależności od nastawianego natężenia przepływu cieczy chłodzącej przez silnik przy $M = 60 \text{ N}\cdot\text{m}$ i $n = 3100 \text{ obr/min}$ (moc $N_e = 19,5 \text{ kW}$)

Rozgrzewanie oleju w misce olejowej zwykle trwa 2 do 3 razy dłużej niż cieczy chłodzącej (rys. 7.18). Nasuwa to wniosek o potrzebie stosowania wymiennika cieczy chłodzącej – olej dla szybszego nagrzania oleju. Po rozgrzaniu silnika wymiennik taki zamienia się z podgrzewacza w chłodnicę oleju, co opisano w pracy [36].



Rys 7.18. Przebieg wybranych temperatur jako funkcja czasu przy $M = 65 \text{ N}\cdot\text{m}$ i $n = 4040 \text{ obr/min}$ (moc $N_e = 27,5 \text{ kW}$)

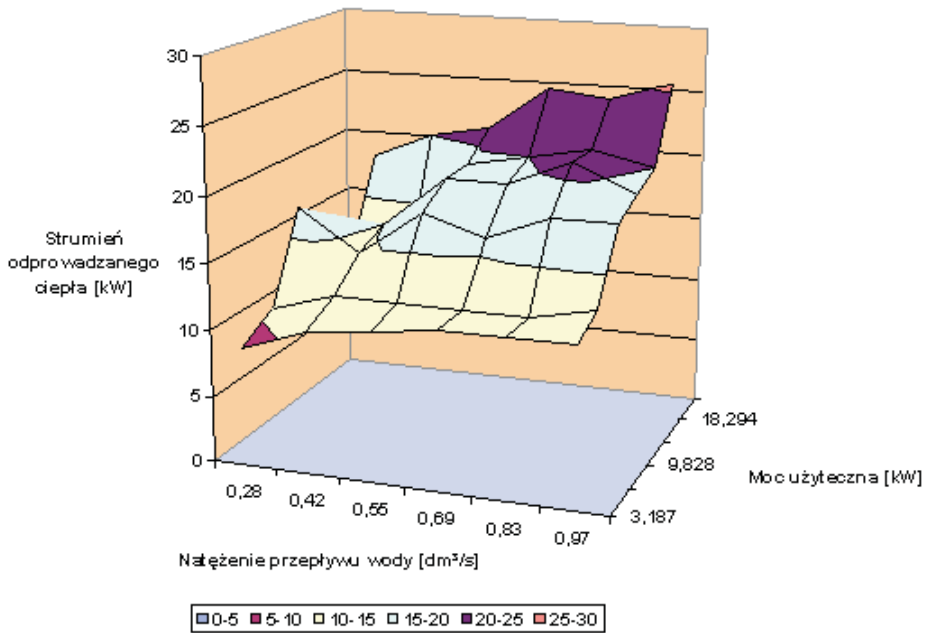
Po wykonaniu pomiarów odpowiednich parametrów obliczono wartości strumienia ciepła odbieranego przez ciecz chłodzącą jako funkcja mocy użytecznej silnika i natężenia przepływu cieczy chłodzącej przez silnik (tabl. 7.4 i rys. 7.19).

Tablica 7.4

Strumień ciepła odprowadzanego przez układ chłodzenia [kW]

M [N·m]	n [obr/min]	N_e [kW]	V [dm ³ /s]						
			0,28	0,42	0,55	0,69	0,83	0,97	
15	2030	3,2	9	10,7	11,3	12,0	12,0	12,0	
20	2000	4,2	10,5	12,0	12,0	12,0	12,0	13,0	
30	3130	9,8	17,0	14,0	17,5	16,0	18,0	18,0	
35	3590	13,3	-	15,0	19,0	19,0	21,0	19,0	
60	3000	18,8	-	11,8	8,8	7,9	4,8	20,0	
65	4040	27,5	-	-	-	24,5	24,0	25,5	

Strumień ciepła odprowadzanego przez układu chłodzenia do atmosfery powinien być jak najmniejszy we współczesnych silnikach. Wynika to z potrzeby zmniejszenia emisji związków toksycznych w spalinach w wyniku szybszego nagrzania urządzeń oczyszczania spalin. Jest to szczególnie ważne przy pracy silnika z małymi obciążeniami.



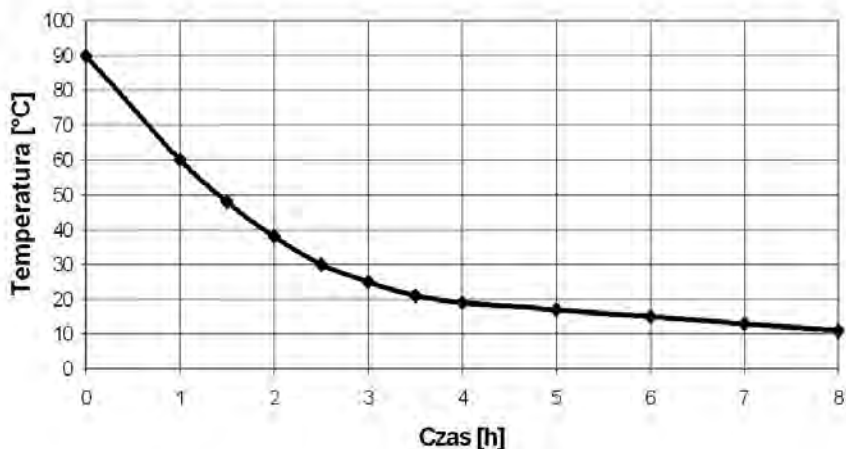
Rys. 7.19. Strumień ciepła odprowadzanego przez układ chłodzenia w zależności od mocy użytecznej i natężenia przepływu cieczy chłodzącej przez silnik

7.5. Stygnięcie silnika podczas postoju samochodu

Podczas eksploatacji samochodów osobowych w miastach ich silniki stygną pomiędzy kolejnymi jazdami. Okresy zatrzymania silnika mają różny czas trwania. Dla samochodów używanych zawodowo postoje są zwykle krótkie. Natomiast postoje samochodów prywatnych trwają często wiele godzin.

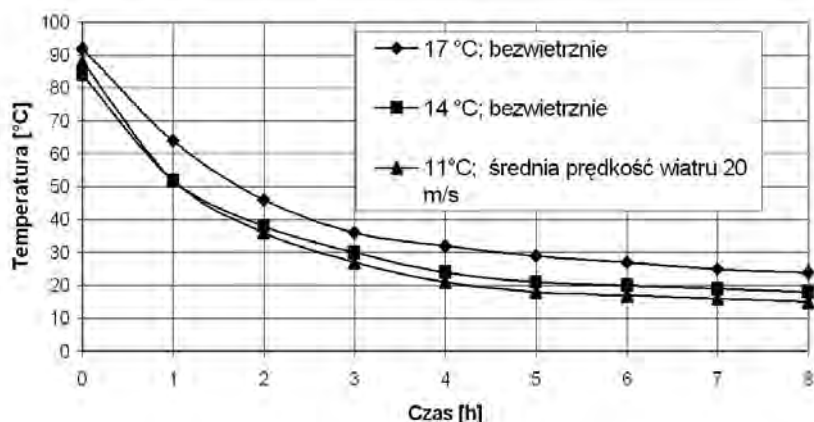
Aby stwierdzić, po jakim okresie postoju temperatura cieczy chłodzącej obniży się do przyjętej w 4. rozdziale granicznej temperatury 30°C, przy której podgrzewanie wstępne silnika jest korzystne, zarejestrowano temperaturę cieczy chłodzącej przy naturalnym schładzaniu, w różnych temperaturach otoczenia.

Przy postoju trwającym ponad godzinę temperatura cieczy chłodzącej obniża się na początku do około 3,5 godziny wykładniczo, a następnie liniowo (rys. 7.20 i 7.21). Prędkość zmiany temperatury wynosząca w pierwszej godzinie 0,5÷0,6 °/min, po 4, 5 godzinach postoju wynosiła w badanym silniku tylko 0,04 °/min.



Rys. 7.20. Temperatura cieczy chłodzącej silnika, samochodu Honda Accord 2,0, jako funkcja czasu schładzania na wolnym powietrzu przy bezwietrznej pogodzie w temperaturze 0°C

Obniżenie się temperatury cieczy chłodzącej do tych samych poziomów temperatur trwa dłużej przy wyższych temperaturach otoczenia. Osiągnięcie 30°C trwa około 2,5 do 4,5 godzin od zatrzymania w pełni nagrzanego silnika, zależnie od warunków otoczenia. Dla warunków zimowych (0°C) czas obniżenia się temperatury cieczy chłodzącej do 30°C po zatrzymaniu rozgrzanego silnika wyniósł 2,5 godziny, a w temperaturze otoczenia 17°C wyniósł aż 4,5 godziny. Ponieważ postoje prywatnych samochodów osobowych wynoszą często 8 godzin i więcej (np. w nocy), schłodzenie silnika poniżej przyjętej temperatury 30°C jest możliwe. W takim czasie temperatura cieczy chłodzącej zamkniętej w dobrze izolowanym zbiorniku (termostatycznym) obniży się zaledwie o kilka stopni (w pomiarach autora $5 \div 10^\circ\text{C}$).



Rys. 7.21. Temperatura cieczy chłodzącej silnika, samochodu Honda Accord 2,0, jako funkcja czasu schładzania na wolnym powietrzu przy różnych temperach otoczenia i prędkości powietrza wokół samochodu

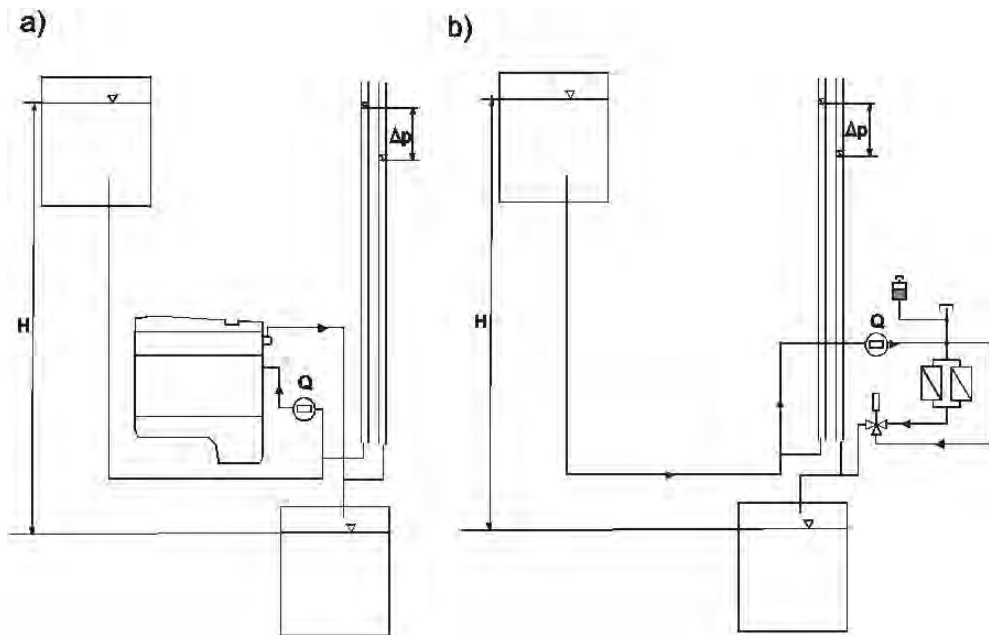
Rozdział 8

WYBRANE SPOSOBY SKRÓCENIA OKRESU PRACY SILNIKA SAMOCHODOWEGO W NIEUSTALONYM STANIE CIEPLNYM

8.1. Współpraca pompy z napędem silnikiem elektrycznym z układem chłodzenia cieczą silnika samochodowego

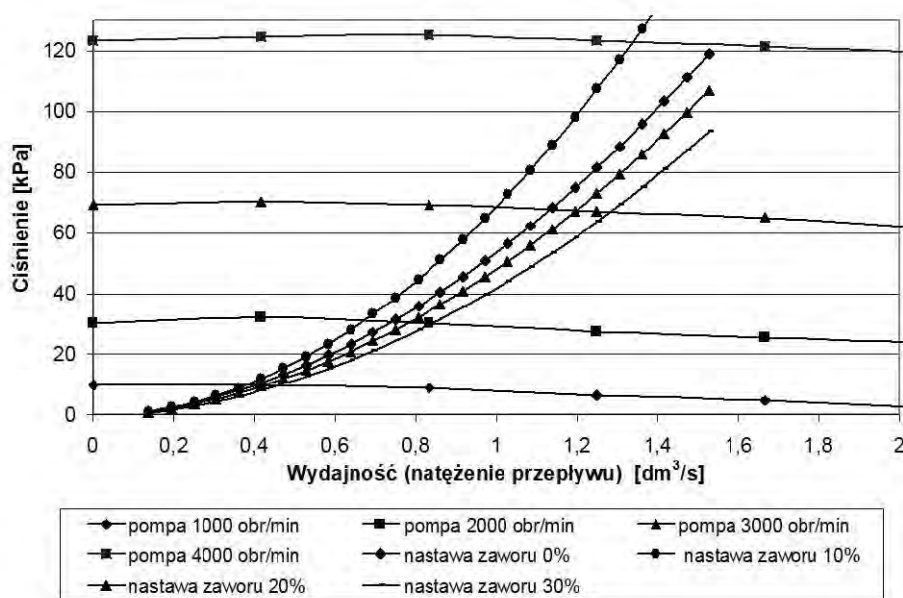
W celu oceny strat energii występujących w układach pompowych chłodzenia silnika, gdy ruch cieczy wymusza pompa napędzana silnikiem elektrycznym, przeprowadzono badania na stanowisku przedstawionym na rysunku 8.1.

Określono wstępnie charakterystykę oporów przepływu cieczy chłodzącej przez silnik i głowicę, a następnie przez chłodnice i przewody układu, wymuszając przepływ hydrostatyczną różnicą ciśnień.



Rys. 8.1. Stanowisko do badań oporów przepływu przez silnik i jego układ chłodzenia: a) pomiar oporów przepływu przez blok i głowicę, b) pomiar oporów przepływu przez układ chłodzenia na zewnątrz silnika (chłodnice, przewody, zawór); H – słup wody powodujący przepływ przez układ chłodzenia Δp mierzony spadek ciśnienia w częściach układu chłodzenia, Q – mierzone natężenie przepływu wody

Natężenie przepływu cieczy chłodzącej było zmieniane zaworem dławiącym na wypływie z silnika, a jego pomiarów dokonywano przepływomierzem ultradźwiękowym, natomiast spadek ciśnienia w kadłubie, głowicy silnika, i chłodnicy manometrem typu U-rurka. Wyznaczone charakterystyki oporów przepływu przedstawiono na rysunku 8.2.



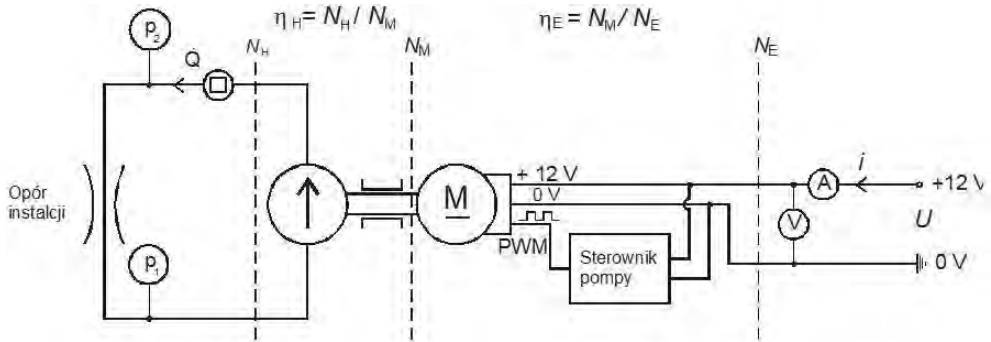
Rys. 8.2. Charakterystyki pompy i charakterystyki oporów przepływu w kadłubie i głowicy i chłodnicy dla różnych otwarć zaworu trójdrożnego względem jego przepustowości, oznaczonej przez producenta

Zawór trójdrożny był nastawiany podczas pomiarów na kolejne stopnie otwarcia, odpowiadające przepustowości w procentach podanej przez producenta dla nadciśnienia na dopływie do zaworu wynoszącego 0,04 MPa.

Na tym rysunku naniesiono również charakterystyki pompy w postaci zależności ciśnienia tłoczenia jako funkcja wydajności, dla różnych prędkości obrotowych. Dane do wykreślenia charakterystyk pompy zaczerpnięto z katalogowych charakterystyk agregatu pompowego typu CWA 200 (producent Pierburg) zastosowanego na stanowisku hamowni silnika M111920.

Na podstawie badań stwierdzono, że krzywa oporów przepływu przecina się z krzywymi odzwierciedlającymi charakterystyki pompy w jej płaskiej części, co może być przyczyną niestabilnej pracy pompy (rys. 8.2).

Dla określenia strategii sterowania wydajności pompy, przy zachowaniu największej sprawności przetwarzania mocy elektrycznej na moc hydrauliczną, mierzono obie moce dla różnych wydajności pompy.



Rys. 8.3. Schemat stanowiska do badań sprawności przetwarzania energii elektrycznej na energię strumienia cieczy

Sprawności przetwarzania mocy elektrycznej na moc hydrauliczną obliczono z zależności:

$$\eta_C = \frac{N_H}{N_E} \quad (8.1)$$

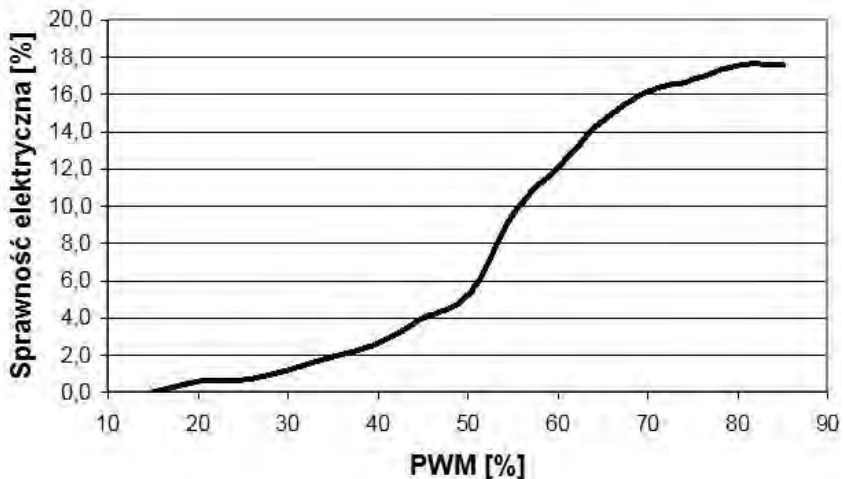
przy czym moc obwodu hydraulicznego N_H i moc elektryczną N_E we wzorze (7.5) określono na podstawie następujących zależności:

$$N_H = \dot{Q} \cdot (p_2 - p_1) \quad (8.2)$$

$$N_E = U \cdot i, \quad (8.3)$$

gdzie powyższe symbole wyjaśniono na rysunku 8.3.

Wyniki obliczeń sprawności w zależności od szerokości impulsu sterującego prędkością obrotową pompy (ang. PWM) przedstawiono na rysunku 8.4.

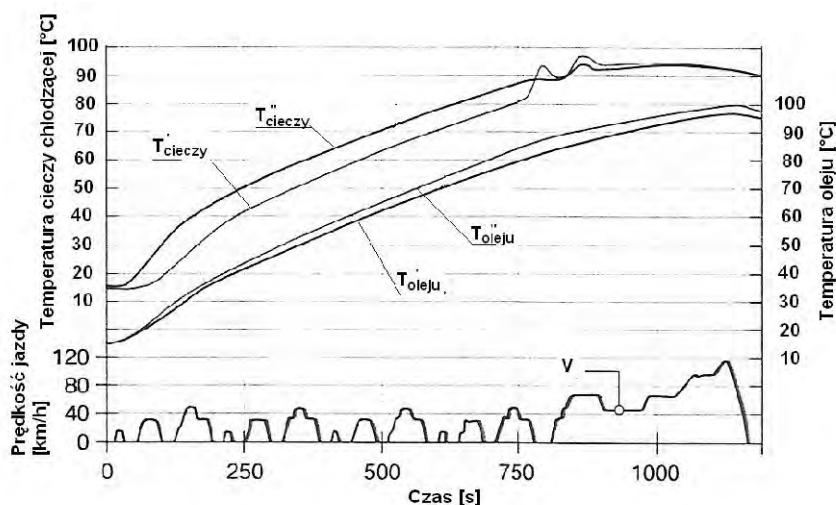


Rys. 8.4. Sprawność przetwarzania energii elektrycznej na energię strumienia cieczy w zależności od szerokości impulsu sterującego prędkością obrotową pompy – PWM

Z przebiegu sprawności elektrycznej (rys. 8.4) wynika niska sprawność układu przetwarzającego energię elektryczną na hydrauliczną w agregacie pompowym. Dlatego uzasadnione jest stosowanie napędu mechanicznego pompy (rozwiązanie klasyczne) wraz ze sprzęgłem elektromagnetycznym, odłączającym napęd pompy. Jednakże napęd zależny od ruchu silnika spalinowego jest nieprzydatny dla pracy układu akumulacji i wykorzystania ciepła cieczy chłodzącej.

Dla zbadania wpływu nastawionej wydajności pompy cieczy chłodzącej na parametry ekologiczne samochodu, przeprowadzono studia literaturowe oraz własne badania na opisanej w rozdziale 6. hamowni silnikowej.

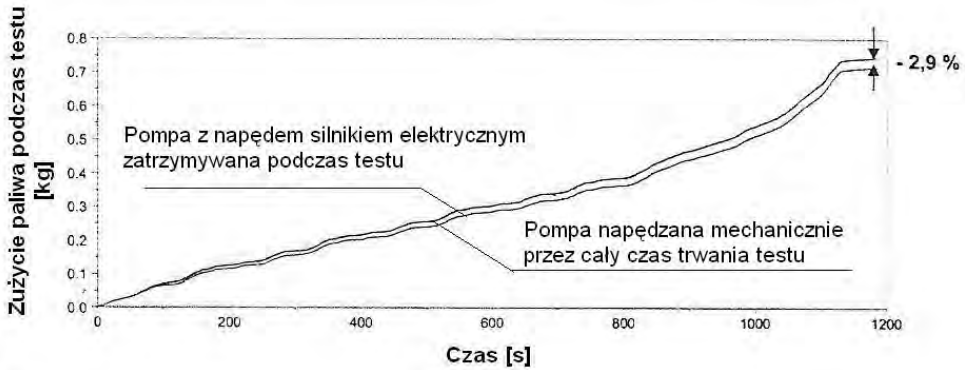
Najczęściej w publikacjach opisuje się wpływ zatrzymania pompy na przyspieszenie rozgrzewania silnika. Wykres zmiany temperatury cieczy obiegowych w silniku jako funkcja czasu przy badaniu samochodu według testu NEDC pokazano na rysunku 8.5 [36]. Autorzy badali rzędowy silnik 6-cylindrowy o objętości skokowej $3,5 \text{ dm}^3$ z zapłonem iskrowym.



Rys. 8.5. Przebiegi temperatury cieczy chłodzącej T'_{cieczy} – przy uruchomionej pompie, T''_{cieczy} – przy zatrzymanej pompie i oleju T'_{oleju} – przy uruchomionej pompie, T''_{oleju} – przy zatrzymanej pompie w silniku samochodu badanego według testu NEDC

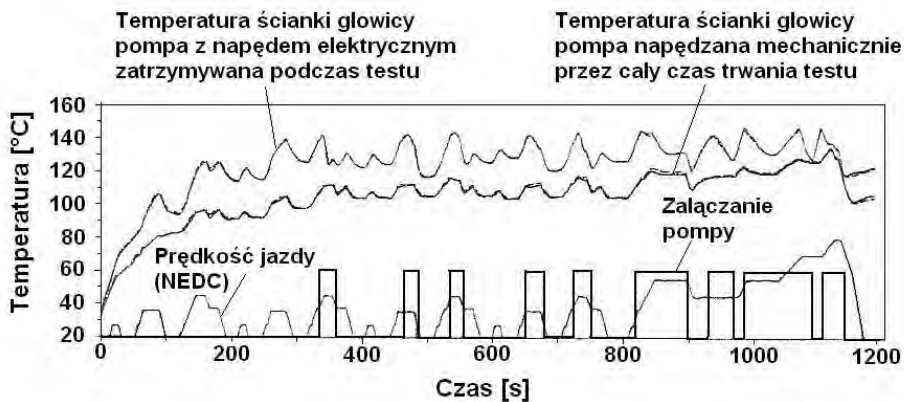
Przy zatrzymanej pompie cieczy chłodzącej, podczas pierwszej fazy miejskiej testu ($0 \div 195 \text{ s}$), nastąpił wzrost temperatury cieczy o około 10°C , a oleju od 2 do 5°C . Wobec takich przyrostów można spodziewać się skrócenia okresu osiągania temperatury regulowanej o około 70 s. Autorzy wspominają o spodziewanym zmniejszeniu strat tarcia czyli poprawie sprawności silnika.

Badania autorów publikacji [27] były również ukierunkowane na zmniejszenie zużycia paliwa przez okresowe zatrzymywanie pompy cieczy chłodzącej podczas badań silnika samochodu Opel Meriva o objętości skokowej $1,8 \text{ dm}^3$ z zapłonem iskrowym. Prowadzono badania w teście NEDC oraz w opracowanych własnych testach dla jazdy miejskiej i pozamiejskiej. W publikacji podane są procentowe zmniejszenia zużycia paliwa i emisji węglowodorów w spalinach dla różnych sposobów załączania i wyłączania pompy z pracy. Przy zatrzymaniu pompy cieczy chłodzącej podczas 90% czasu trwania 1 fazy miejskiej testu NEDC uzyskano zmniejszenie zużycia paliwa pokazane na rysunku 8.6.



Rys. 8.6. Porównanie zużycia paliwa podczas testu NEDC

Ze względu na niewielkie obciążenia silników samochodowych podczas jazdy miejskiej, pompa cieczy chłodzącej może być włączana w krótkich okresach czasu. Taki sposób jej sterowania pokazano na rysunku 8.7.



Rys. 8.7. Wpływ załączania pompy cieczy chłodzącej na temperaturę ścianki głowicy [27]

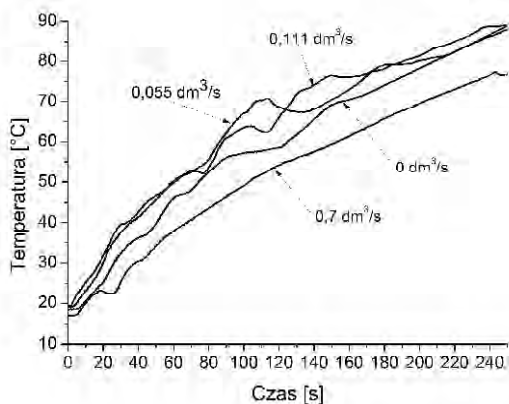
Temperatura ścianki głowicy przy wyłączaniu okresowym jest wyraźnie wyższa niż przy ciągłej pracy pompy, ale nie przekracza ustalonej przez konstruktorów wartości. Pompa nie musi pracować z pełną wydajnością. Zwykle nastawia się $1/3 \div 1/2$ wydajności.

Badania empiryczne autora miały na celu określenie dynamiki wzrostu temperatury ścianki komory spalania podczas rozgrzewania silnika dla różnych nastawianych wydajności pompy cieczy chłodzącej, które wykonano na hamowni podwoziowej z silnikiem typu M11920.

Przebiegi temperatury tulei cylindrowej podczas rozgrzewania różnią się w zależności od nastawionej wydajności pompy cieczy chłodzącej (rys. 8.8).

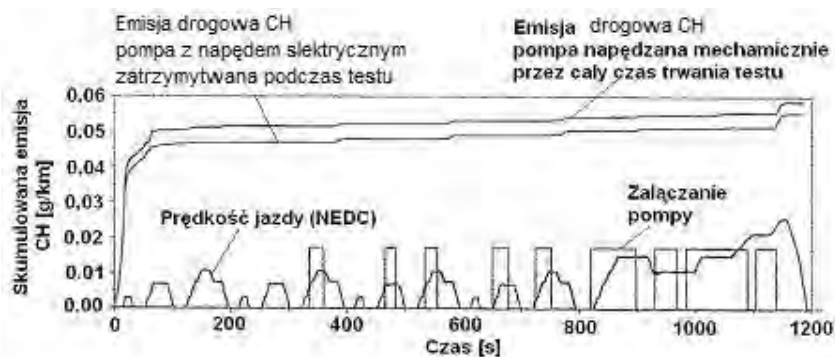
Podczas rozgrzewania silnika, przy bardzo małych przepływach cieczy ($0,05 \div 0,01 \text{ dm}^3/\text{s}$) temperatura tulei cylindrowej znacznie się wahała. Przyczyną było obciążenie nie rozgrzanego silnika i występujące przy tym trudności z utrzymaniem stałej prędkości obrotowej, a także pulsacyjny przepływ cieczy chłodzącej wywołany wpływem powstającego w niemal stojącej cieczy zjawiska termosyfonowego. Jednak wprowadzenie niewielkiego przepływu miało korzystny skutek w postaci skrócenia procesu rozgrzewania silnika

w porównaniu z przypadkiem całkowicie zatrzymanej pompy. Tak małe przepływy mogą być osiągnięte tylko w pompie z niezależnym napędem, gdyż dotyczą prędkości wirnika pompy znacznie poniżej prędkości biegu jałowego silnika.



Rys. 8.8. Przebiegi temperatury tulei cylindrowej podczas rozgrzewania silnika w zależności od nastawionej wydajności pompy cieczy chłodzącej

Zastosowanie zatrzymywania pompy skutkuje zmniejszeniem emisji węglowodorów przez poprawę przygotowania mieszanki oraz lepsze spalanie w silniku, którego ścianki mają wyższe temperatury (rys. 8.9). Wyższa jest wówczas także temperatura spalin, co skraca czas rozgrzewania reaktora katalitycznego.



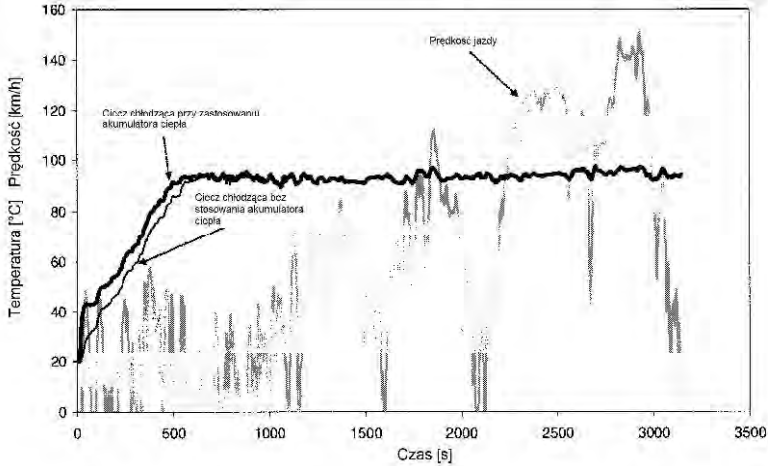
Rys. 8.9. Emisja drogową węglowodorów (CH) podczas testu typu NEDC

8.2. Wykorzystanie ciepła zgromadzonego podczas jazdy do podgrzania silnika przed rozruchem

8.2.1. Badania innych autorów

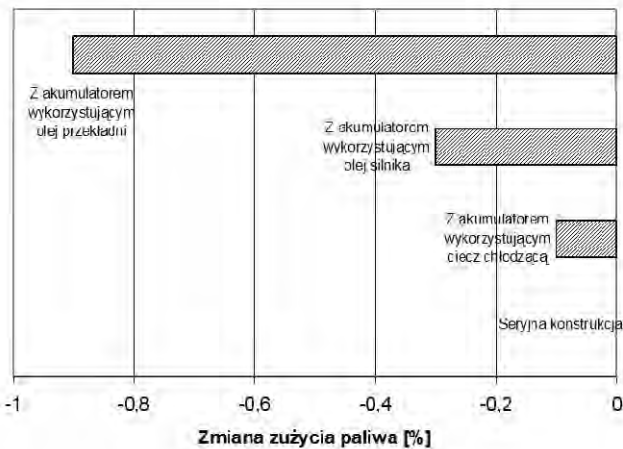
W literaturze rzadko spotyka się wzmianki o możliwościach akumulacji ciepła odprowadzanego przez układy chłodzenia silników samochodowych. Do nielicznych wyjątków należy koncepcja akumulatora ciepła opisanego w [79]. Natomiast szersze badania modelowe samochodu wyposażonego w akumulatory ciepła, wykorzystujące ciecz chłodzącą, olej smarowy oraz olej przekładni zostały przedstawione w [80]. Wykres obliczonej tem-

peratury cieczy chłodzącej uzyskany przez autorów tej pracy przedstawiono rysunku 8.10. Zastosowanie akumulatorów ciepła przyspieszyło nagrzewanie cieczy chłodzącej w jeździe miejskiej i autostradowej podczas badań na hamowni podwoziowej zgodnie z testem CADC¹⁾ (rys. 8.10).



Rys. 8.10. Przebiegi temperatury cieczy chłodzącej podczas badań zgodnie z testem CDAC z użyciem i bez akumulatora ciepła [80]

Zbadane w tym teście oszczędności w zużyciu paliwa dzięki podgrzewaniu różnych mediów przedstawiono na rysunku 8.11.



Rys. 8.11. Obliczone zmiany zużycia paliwa przez zastosowanie różnych akumulatorów ciepła w odniesieniu do samochodu bez zmian [80]

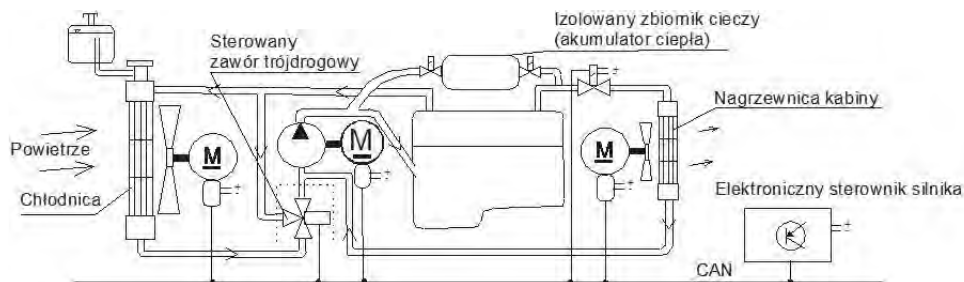
¹⁾ CADC (ang. *Common Artemis Drivig Cycle*) to test na hamowni podwoziowej zaproponowany w ramach projektu finansowanego przez Unię Europejską o nazwie ARTEMIS (ang. *Assessment and Reliability of Transport Emission Models and Inventory Systems*). Test składa się z 3 faz: miejskiej, pozamiejskiej i autostradowej każda po około 1000 s. Cały test trwa 52 minuty, podczas których samochód „przejeżdża” 51 km.

Małe oszczędności w zużyciu paliwa są spowodowane głównie przyjętym przez autorów pracy profilem prędkości w teście jezdnym (rys. 8.10) i długim czasem testu. W tego typu teście znaczna część czasu jazdy odbywa się w warunkach silnika nagrzanego do poziomu stabilizowanej przez termostat temperatury. Wobec tego początkowy okres rozgrzewania silnika nie ma znaczącego wpływu na zużycie paliwa. Jazdy miejskie tymczasem są krótsze i odbywają się z mniejszymi obciążeniami silnika (rozdział 3.4 – tablica 3.2 i rozdział 6.3), co powoduje zwiększenie wpływu nienagrzanego silnika na zużycie paliwa.

W energetyce lądowej wykorzystuje się akumulatory ciepła do wyrównywania obciążenia silników, lub kotłów, przy wahaniami poboru energii cieplnej. Temu celowi służą izolowane cieplnie zbiorniki, wypełnione wodą, o objętości od 50 do 75000 m³.

8.2.2. Akumulator ciepła wykorzystujący ciecz chłodzącą

Aby stworzyć możliwość wstępnego podgrzewania silnika przed kolejnym uruchomieniem, w celu zmniejszenia zużycia paliwa i emisji związków toksycznych zwłaszcza CO i HC, zaprojektowano układ chłodzenia z dodatkowym, izolowanym cieplnie zbiornikiem cieczy chłodzącej (akumulatorem ciepła) (rys. 8.12).



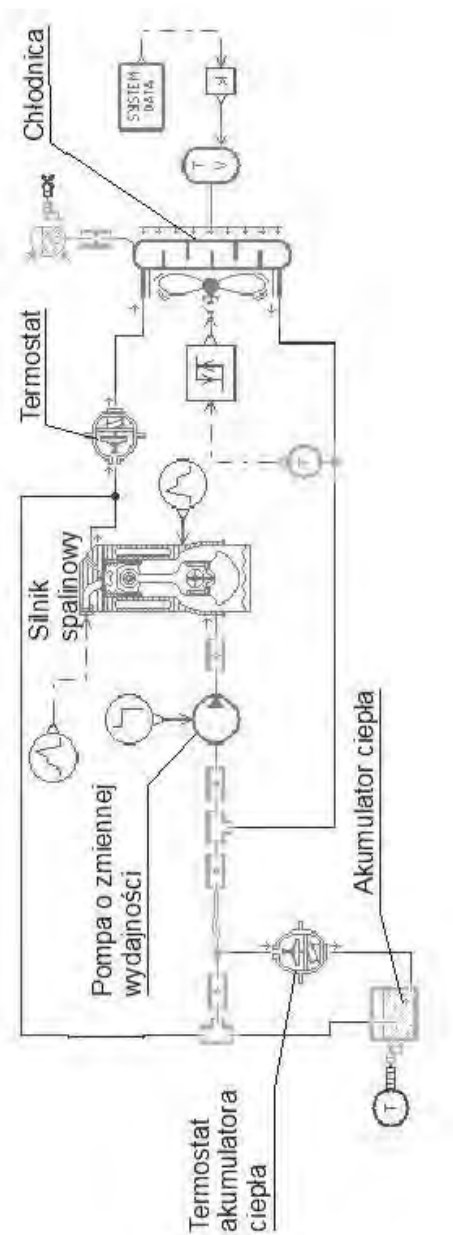
Rys. 8.12. Schemat układu chłodzenia nowej generacji z dodatkowym akumulatorem ciepła

W trakcie projektowania układu przedmiotem oddzielnych badań był dobór objętości dodatkowego zbiornika cieczy. W tym celu zbudowano model matematyczny symulujący pracę układu chłodzenia za pomocą programu AmeSim 7.0 firmy LMS [38], który zawiera dodatkowy zamknięty obieg ze zbiornikiem cieczy. Schemat modelu układu chłodzenia do badań symulacyjnych akumulacji energii cieplnej przedstawiono na rysunku 8.13.

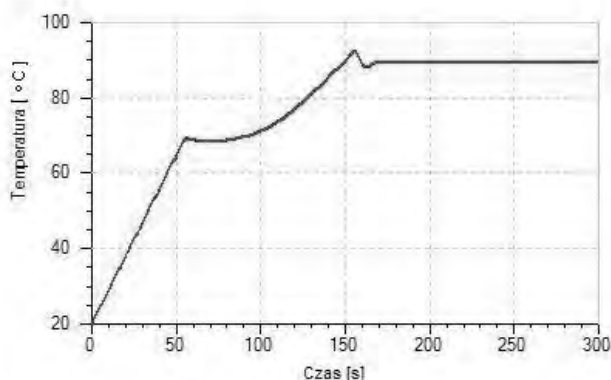
Sterowanie pracą układu chłodzenia zostało zaprojektowane w taki sposób, aby akumulacja ciepła rozpoczynała się po uzyskaniu przez ciecz chłodzącą opuszczającą głowicę temperatury 50°C. Za pomocą zaworu otwieranego samoczynnie włącza się do obiegu akumulator ciepła, rozpoczynając proces jego akumulacji.

Wykorzystanie zakumulowanego ciepła do podgrzewania cieczy chłodzącej silnik jest załączane przed uruchomieniem silnika albo w momencie jego uruchomienia, przez włączenie pompy cieczy chłodzącej przy zamkniętym obejściowym zaworze elektromagnetycznym pokazanym na rys. 8.15.

Podczas badań symulacyjnych zaprogramowano jazdę samochodu pod górę o nachyleniu 6%, z prędkością 45 km/h, przez 300 s. Temperatura cieczy chłodzącej, w chwili uruchomienia silnika, była równa temperaturze otoczenia i wynosiła 20°C. Temperatura początku otwierania termostatu została ustawiona na poziomie 88°C, a pełnego otwarcia - 100°C. Przebieg procesu nagrzewania silnika i akumulacji ciepła pokazano na rys. 8.14.

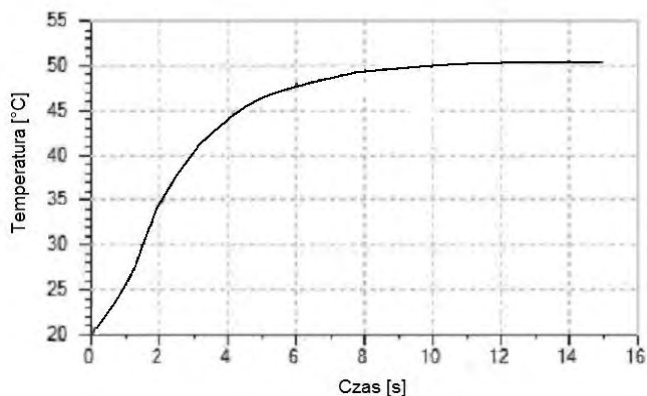


Rys. 8.13. Schemat symulacyjnego układu chłodzenia z akumulacją energii cieplnej. Schemat opracowany dla przypadku gromadzenia energii cieplnej



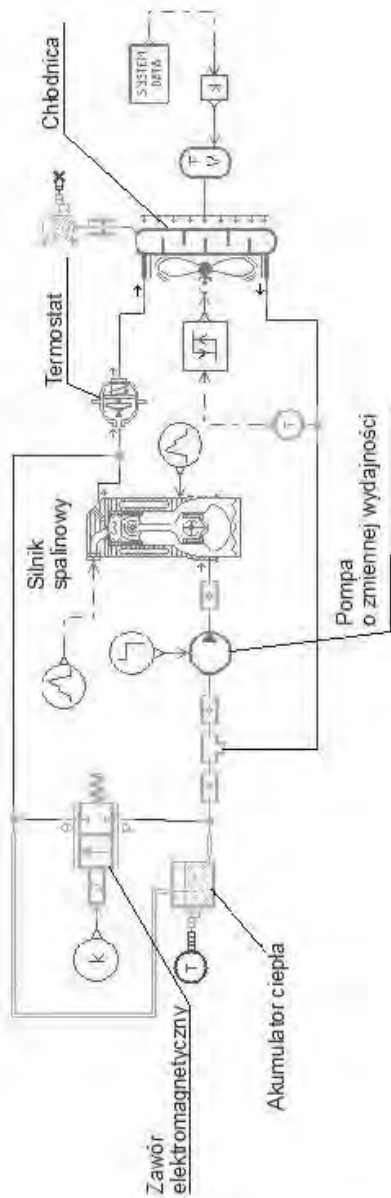
Rys. 8.14. Temperatura cieczy wypływającej z głowicy w czasie rozgrzewania silnika z włączoną akumulacją ciepła

Z przebiegu temperatury na rysunku wynika że proces akumulacji ciepła rozpoczęto po podniesieniu się temperatury cieczy chłodzącej do 70°C , co nastąpiło w 55 s od uruchomienia silnika. Po upływie 155 s rozpoczął pracę termostat, włączając przepływ cieczy chłodzącej przez chłodnicę. Ciepło zakumulowane w izolowanym cieplnie dodatkowym zbiorniku cieczy chłodzącej można wykorzystać do podgrzewania cieczy chłodzącej silnik przy jego kolejnym rozgrzewaniu przez włączenie pompy cieczy chłodzącej, przy zamkniętym obejściowym zaworze elektromagnetycznym. Schemat symulacyjnego układu chłodzenia do podgrzewania cieczy chłodzącej pokazano na rys. 8.15.



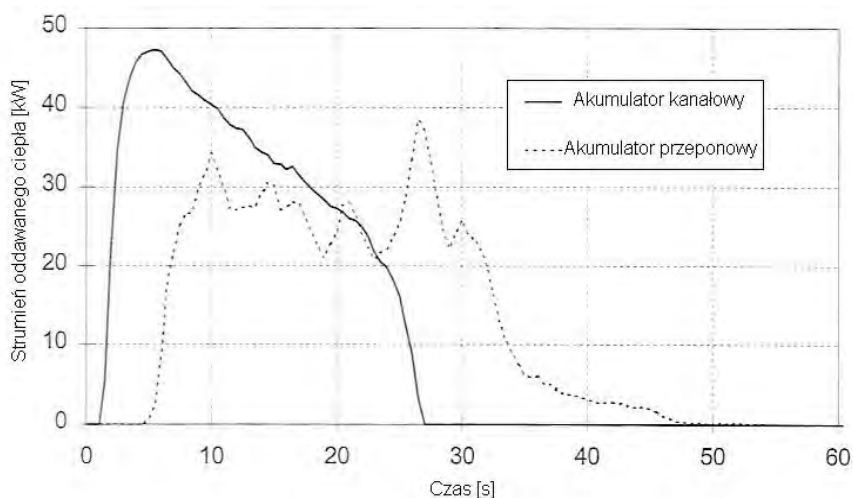
Rys. 8.16. Temperatura cieczy wypływającej z głowicy w czasie podgrzewania silnika po rozruchu z wykorzystaniem ciepła zakumulowanego

Badania symulacyjne tego układu wykazały, że aby podnieść temperaturę cieczy w układzie chłodzenia o 30°C w ciągu 10 s, w warunkach jazdy pod wzniesienie o nachyleniu 6% na III biegu, dodatkowy akumulator ciepła powinien mieć objętość około 5 dm^3 . Przebieg nagrzewania silnika ciepłem zakumulowanym w dodatkowym zbiorniku pokazano na rysunku 8.16. Temperatura początkowa cieczy opuszczającej głowicę wynosiła 20°C , a po nagraniu osiągnęła poziom 50°C . Bardzo krótki czas nagrzewania cieczy wynika głównie z pracy uruchomionego już silnika, a nie tylko z wykorzystania ciepła z akumulatora.



Rys. 8.15. Schemat symulacyjnego układu chłodzenia z akumulacją energii cieplnej; Schemat opracowany dla przypadku podgrzewania silnika przed rozruchem

Akumulator ciepła może mieć różne rozwiązania konstrukcyjne. Najprostszym jest metalowy zbiornik zaizolowany cieplnie. Inne rozwiązanie konstrukcyjne to zbiornik z wkładką metalową w postaci żeber lub kanałów. Żebra oddają zakumulowane wcześniej ciepło do przepływającej cieczy. Badane były też akumulatory, w których przestrzeń wewnętrzną jest podzielona przeponą [37]. Z jednej strony przepony płynie ciecz chłodząca, ogrzewając się od substancji oddającej ciepło, będącej po drugiej stronie przepony. Dynamika oddawania ciepła znacząco różni się w wymienionych konstrukcjach. Najszybsze rozładowanie akumulatora występuje w wymienniku z kanałami, a najwolniejsze – w przeponowym (rys. 8.17).

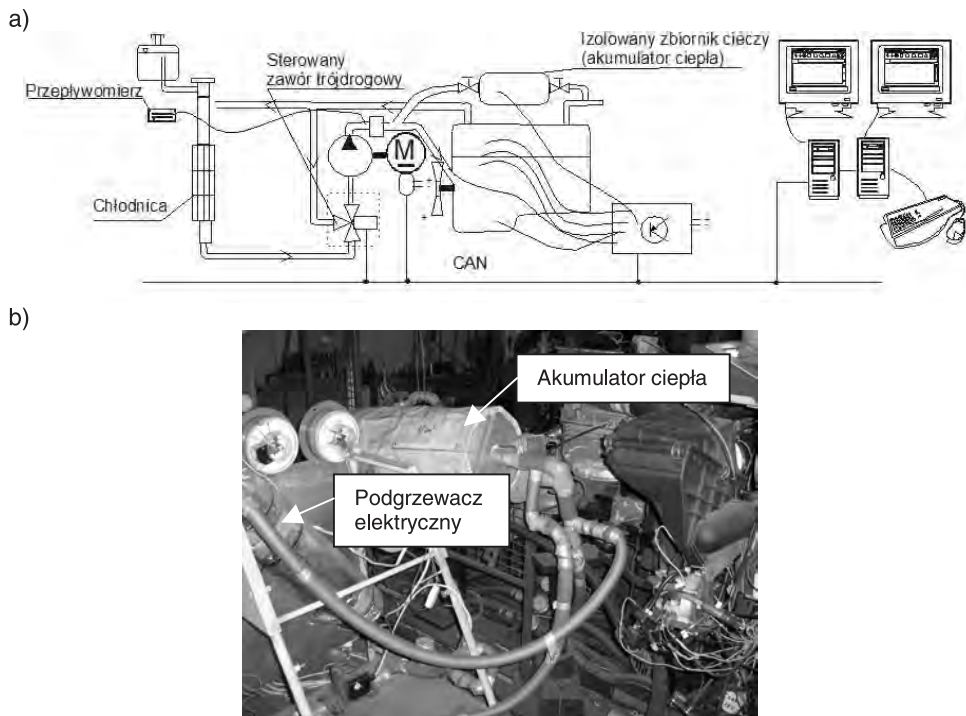


Rys. 8.17. Strumień ciepła oddawany podczas rozładowania akumulatora ciepła zależy od budowy wewnętrznej akumulatora [37]

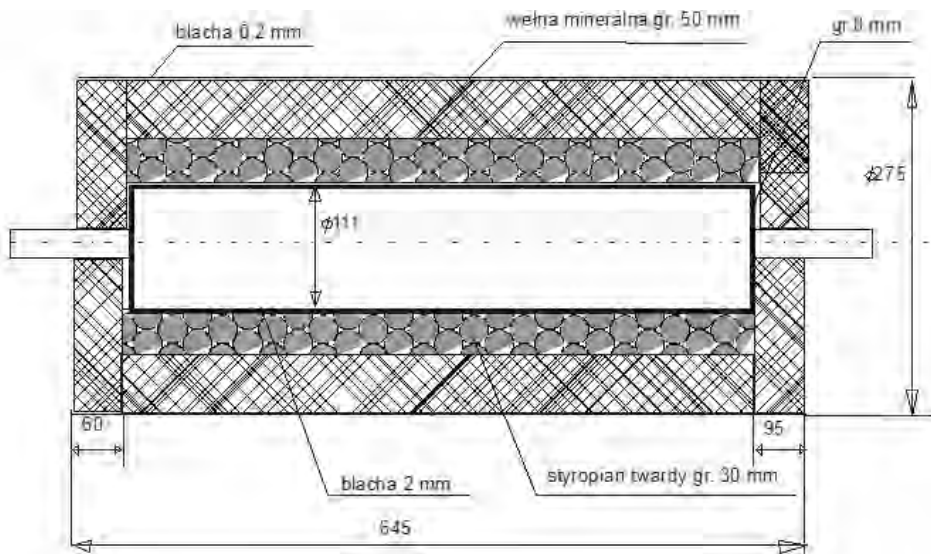
Aby zbadać przebieg stygnięcia i rozgrzewania tulei cylindrowych przeprowadzono pomiary na stanowisku laboratoryjnym z niezależnym napędem pompy cieczy chłodzącej. Stanowisko to zostało wyposażone w zaizolowany termicznie zbiornik o objętości $4,7 \text{ dm}^3$, będący akumulatorem ciepła. Schemat ogólny stanowiska, oraz widok akumulatora ciepła przedstawiono na rys. 8.18. Izolację akumulatora ciepła stanowi utwardzony styropian i wełna mineralna (rys. 8.19).

W celu skrócenia czasu podgrzewania cieczy w akumulatorze, zastosowano prototypowy podgrzewacz elektryczny cieczy chłodzącej silnik, składający się ze zbiornika i dwu grzałek elektrycznych, każda o mocy 2 kW (rys. 8.18 b).

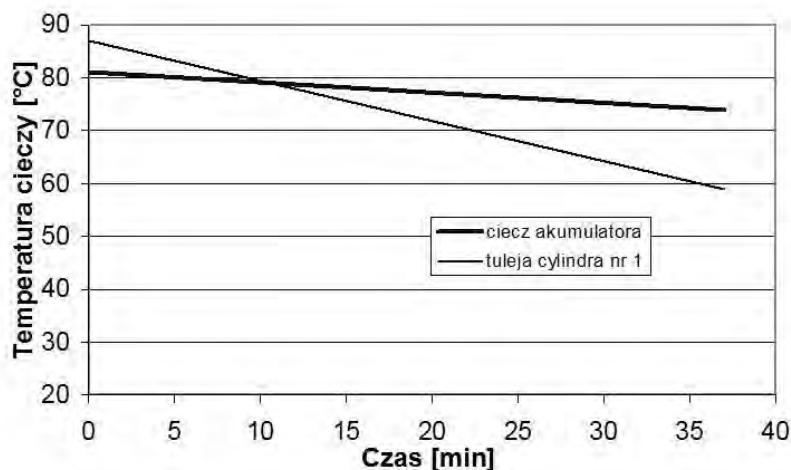
Dla identyfikacji właściwości dynamicznych układu gromadzenia i wykorzystania zakumulowanego ciepła przeprowadzono wstępne pomiary obniżania się temperatury cieczy chłodzącej w akumulatorze ciepła, a także spadku temperatury tulei cylindrowej (rys. 8.20).



Rys. 8.18. Stanowisko do badań układu chłodzenia z dodatkowym akumulatorem ciepła:
a – schemat, b – widok



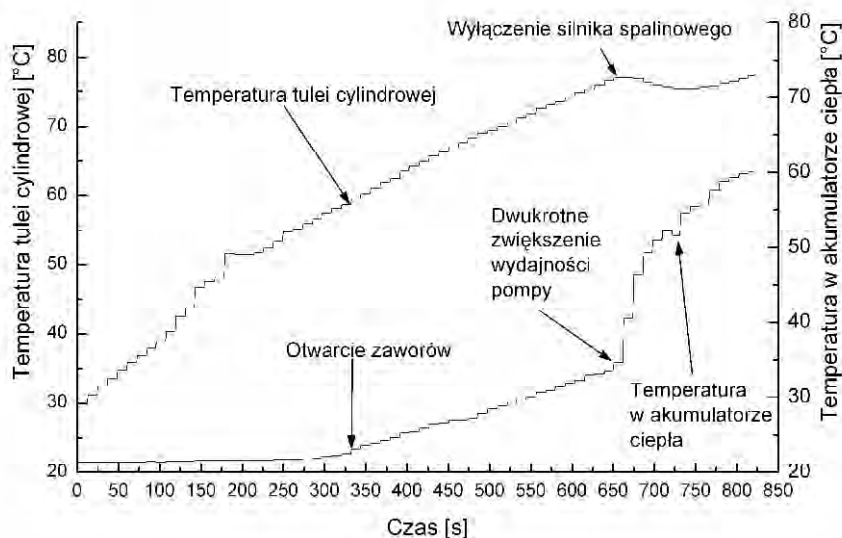
Rys. 8.19. Schemat budowy akumulatora ciepła



Rys. 8.20. Przebieg temperatury cieczy w akumulatorze ciepła i temperatury tulei cylindrowej

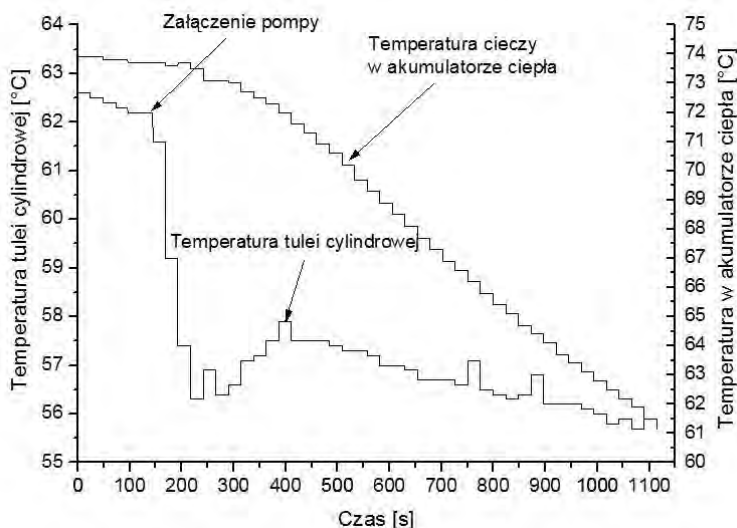
Po upływie 37 minut od chwili wyłączenia silnika, temperatura tulei cylindrowej obniżyła się o 29°C, natomiast cieczy w akumulatorze ciepła – o 7°C. Temperatura otoczenia podczas próby wynosiła 20°C. Choć różnice w zakresie spadku temperatury są duże, to trudno uznać to rozwiązanie za satysfakcjonujące.

Istotny wpływ na proces rozgrzewania i oddawania ciepła przez akumulator ma nastawiona wydajność pompy cieczy chłodzącej. Wykorzystanie ciepła zakumulowanego zależy od strategii sterowania pompą i zaworami odcinającymi. Przebieg temperatury tulei cylindrowej i cieczy w akumulatorze ciepła pokazano na rysunku 8.21.



Rys. 8.21. Przebieg temperatury cieczy podczas gromadzenia energii cieplnej (podgrzewanie) akumulatora

Po otwarciu zaworu, ciepła ciecz płynie do akumulatora, w wyniku czego temperatura cieczy w jego wnętrzu wolno wzrasta, ale dopiero dwukrotne zwiększenie wydajności pompy przetłaczającej powoduje szybki przyrost temperatury tej cieczy. Na rysunku 8.22. przedstawiono przebieg temperatury tulei cylindrowej i cieczy w akumulatorze podczas pobierania ciepła z akumulatora. Wykorzystanie ciepła wyraźnie zmniejsza efekt schładzania tulei cylindrowej zimną wodą z zewnętrznego obiegu chłodzenia.



Rys. 8.22. Przebieg temperatury cieczy podczas oddawania energii cieplnej (schładzanie) akumulatora

Akumulacja energii cieplnej związana jest z pojemnościami cieplnymi płynów i części metalowych otaczających przestrzeń chłodzącą kadłuba i głowicy silnika (tab. 8.1).

Tablica 8.1

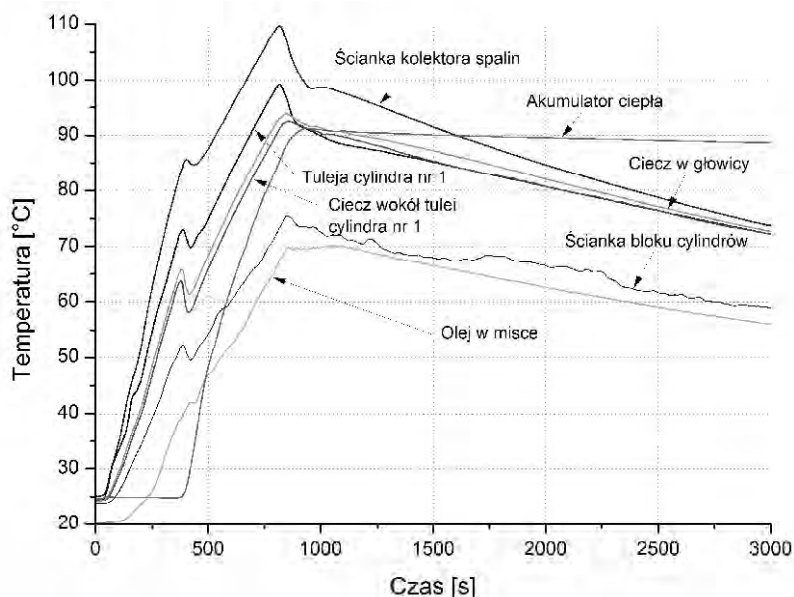
Akumulatory energii cieplnej

Część silnika i układu chłodzenia	Materiał	Ilość masy/ objętości	Ciepło właściwe [kJ/(kg·K)]	Pojemność cieplna [kJ/K]
Tuleje cylindrowe	żeliwo	5 kg	0,48	2,4
Głowica kompletna z układem rozrządu	stop Al, żeliwo, stal	27 kg	0,9	24,3
Ciecz chłodząca wewnątrz kadłuba i głowicy	woda	2,4 dm ³	4,19	10,0
Ciecz chłodząca w części układu chłodzenia poza silnikiem – przewody chłodnicze i inne	woda	7,2 dm ³	4,19	30,2
Ciecz chłodząca zbiornik izolowany cieplnie (akumulator ciepła)	woda	4,7 dm ³	4,19	19,7
Misa olejowa	olej	5,8 dm ³	2	11,6

Z danych zawartych w tablicy, zwłaszcza na temat pojemności cieplnych, wynika że akumulacja ciepła w wodzie wewnątrz silnika, czy metalu jest co najmniej dwa razy mniejsza niż w zewnętrznej (poza silnikiem) części układu chłodzenia. Powoduje to znaczne

schłodzenie tulei cylindrowych w chwili otwarcia „dużego” obiegu cieczy chłodzącej, po jego niedługim postoju. Pożądane byłoby zwiększenie pojemności cieplnej całego układu a szczególnie mas w pobliżu komory spalania. Ze względu na ograniczoną przestrzeń w komorze silnika samochodu, korzystne byłoby zastosowanie do akumulacji ciepła materiałów zmieniających stan skupienia pomiędzy fazą stałą i ciekłą, w stosowanym w układach chłodzenia zakresie temperatur. Przy uwalnianiu zmagazynowanego uprzednio ciepła następuje powrót do fazy stałej. Substancje zmieniające stan skupienia są jednak droższe, mniej trwałe, i mają niższą wartość ciepła właściwego niż używane w silnikach cieczy chłodzące. Przeszkodą w użyciu niektórych z tych związków jest ich szkodliwość dla środowiska

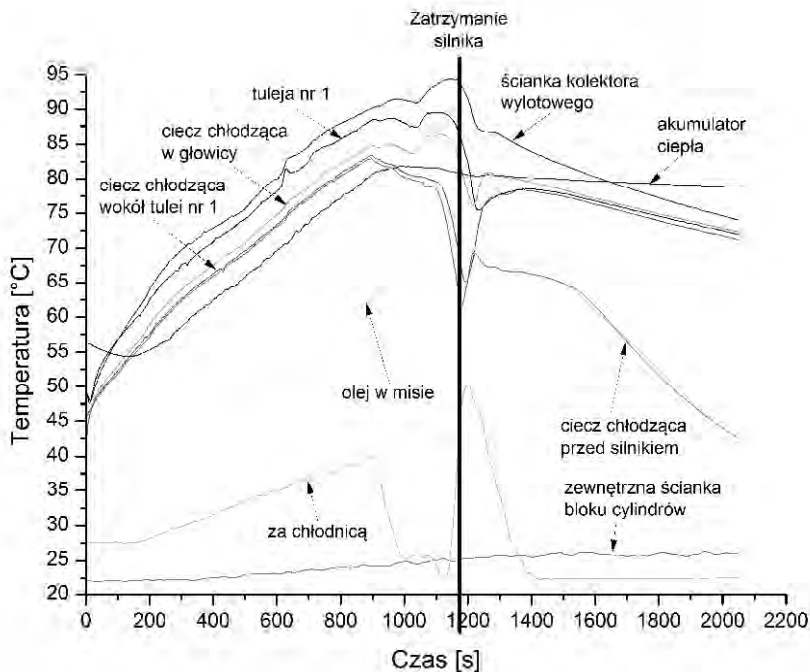
Na rysunku 8.23 przedstawiono wyniki pomiarów wybranych temperatur podczas rozgrzewania i stygnięcia silnika na hamowni silnikowej. Podczas rozgrzewania silnik był obciążony momentem 40 N·m przy prędkości obrotowej 2000 obr/min. Nagła zmiana przebiegu krzywych podczas rozgrzewania była wynikiem korekty nastawy obciążenia silnika na hamowni. Po zatrzymaniu silnika najszybciej stygła ciecz przed silnikiem z powodu działania jeszcze przez chwilę układu centralnego chłodzenia hamowni i ścianka kolektora wylotowego z powodu małej jego pojemności cieplnej. Najwolniej obniżała się temperatura cieczy w akumulatorze ciepła.



Rys. 8.23. Rozgrzewanie (40 N·m 2000 obr/min) i stygnięcie silnika po zatrzymaniu

Jakkolwiek zgromadzenie energii cieplnej w akumulatorze ciepła wymaga niewielkiego przedłużenia czasu rozgrzewania części silnika podczas pracy silnika z dużym obciążeniem (na rys. 8.23 jest to 770 s od uruchomienia silnika przy temperaturze początkowej 25°C) – to przy biegu jałowym czas nagrzewania wyraźnie się wydłuża. Na rysunku 8.24 przedstawiono rozgrzewanie silnika podgrzanego wstępnie przed rozruchem do temperatury 45°C. Przy otwartym obiegu akumulatora ciepła i układu podgrzewania reduktora parownika proces nagrzewania jest bardzo powolny. Głównym tego powodem jest niska temperatura procesu spalania i duża pojemność cieplna dołączonych do układu chłodzenia

dotychczasowych obiegów. Zadana w układzie regulacji temperaturę 82°C uzyskano dopiero po upływie 1000 s od rozruchu, podczas gdy przy jeździe na drodze bez akumulacji ciepła uzyskuje się taką temperaturę cieczy opuszczającej głowicę już po około 300 s od rozruchu, przy temperaturze początkowej cieczy chłodzącej 20°C .



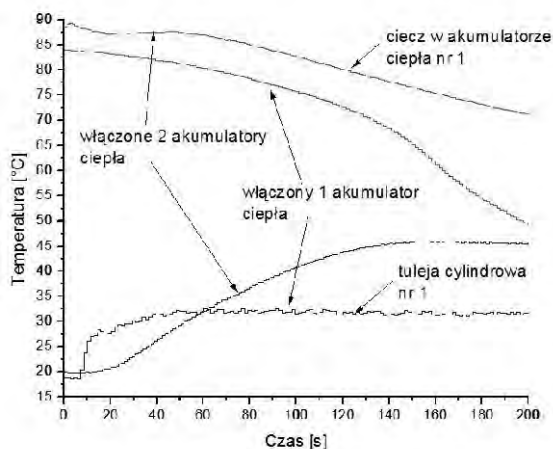
Rys. 8.24. Rozgrzewanie silnika oraz akumulatora ciepła przy pracy na biegu jałowym i ich schładzanie po zatrzymaniu silnika

Próba rozgrzewania na biegu jałowym wykazała mniejszą przydatność układu akumulacji ciepła przy jeździe w zatorze drogowym, gdzie bieg jałowy jest dominującym stanem pracy, lub silnik jest zatrzymany, jak to się dzieje w nowoczesnych samochodach (systemy „start-stop”).

Skoro różnica pomiędzy temperaturą cieczy w akumulatorze i temperaturą tulei cylindrowych jest coraz większa przy dłuższym postoju, ważne jest ich szybkie wyrównanie po załączeniu pompy z niezależnym napędem.

Dla rozpoznania możliwości podgrzania silnika przed rozruchem wykonano badania laboratoryjne nagrzewania tulei cylindrowych przy wykorzystaniu ciepła zakumulowanego w wodnym akumulatorze ciepła. Badania prowadzono dla stwierdzenia, czy możliwe jest takie podgrzanie tulei cylindrowych, które mogłoby zapewnić obniżenie emisji składników toksycznych w spalinach i zużycia paliwa w okresie następującym po podgrzaniu przy rozruchu. Temperatura cieczy w akumulatorze ciepła była stabilizowana, przed rozpoczęciem próby dodatkowym podgrzewaczem elektrycznym. Po zatrzymaniu całkowicie rozgrzanego silnika czekali, aż temperatura tulei cylindrowej obniży się. Pomiarzy rozpoczęto od różnych poziomów temperatury tulei cylindrowej nr 1 w zakresie $18\div 55^{\circ}\text{C}$. W trakcie badań rejestrowano temperaturę tulei i cieczy chłodzącej w akumulatorze ciepła jako funkcję czasu. (rys. 8.25÷8.27). Na rysunku 8.26 przedstawiono wpływ ilości cieczy

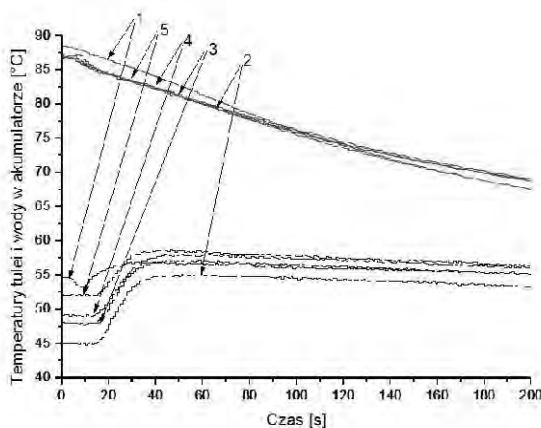
w akumulatorze na szybkość narastania temperatury tulei przy załączeniu podgrzewania. Włączano dwa akumulatory (podgrzewacz elektryczny potraktowano jako drugi akumulator, gdyż był połączony równolegle, a przed pomiarami przez pracę dodatkowej pompy wyrównano temperatury w obu akumulatorach). Szybkość podgrzewania tulei okazała się mniejsza niż przy wykorzystaniu tylko jednego akumulatora, natomiast osiągnięto wyższą temperaturę tulei (rys. 8.25.)



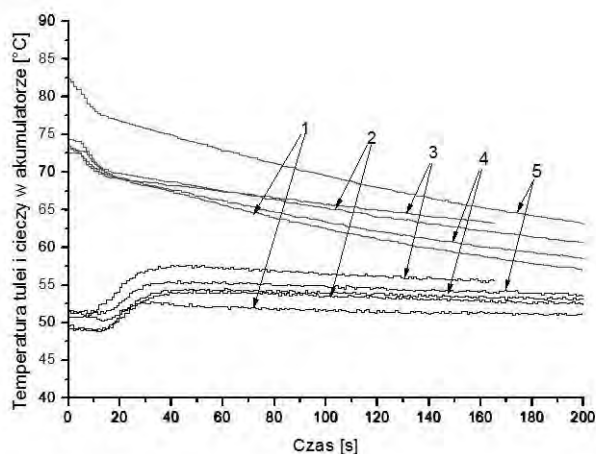
Rys. 8.25. Wykorzystanie zakumulowanego ciepła do nagrzania tulei cylindrowej

Z uwagi na to, że szybkość nagrzewania była mniejsza, a jest to istotny parametr użytkownika akumulatora ciepła w samochodzie oraz dlatego, że dwa akumulatory są zbyt duże i ciężkie do zastosowania w samochodzie osobowym, w dalszych badaniach używano jednego akumulatora.

Temperatury cylindra i cieczy wyrównały się w długim okresie czasu, gdyż silnik nie był uruchamiany (rys. 8.26 i 8.27).



Rys. 8.26. Wykorzystanie zakumulowanego ciepła do nagrzania tulei cylindrowej; linie czarne temperatura tulei nr 1, linie czerwone ciecz w akumulatorze ciepła, numery oznaczają kolejne pomiary



Rys. 8.27. Wykorzystanie zakumulowanego ciepła do nagrzania tulei cylindrowej. Linie dolne temperatura tulei nr 1, linie górne ciecz w akumulatorze ciepła, numery oznaczają kolejne pomiary

Wskaźnikiem skuteczności rozgrzewania silnika ciepłem zakumulowanym może być przyrost temperatury tulei cylindrowych przez zastosowanie podgrzewania. Temperatura tulei cylindrowych obniżała się po zatrzymaniu silnika na hamowni w laboratorium przy temperaturze otoczenia (17 ± 20)°C z prędkością $0,01^\circ\text{C/s}$, a cieczy w akumulatorze ciepła z prędkością $0,001^\circ\text{C/s}$, czyli dziesięciokrotnie wolniej.

W ewentualnym przyszłym wykorzystaniu akumulatora ciepła do poprawy właściwości ekologicznych samochodów, należy przewidzieć badania emisji składników toksycznych i zużycia paliwa z załączoną i wyłączoną akumulacją ciepła. Takie pomiary powinny być wykonane w różnych warunkach eksploatacyjnych. Ze względu na ograniczenia aparaturowe w ramach tej pracy przeprowadzono tylko badanie na hamowni silnikowej.

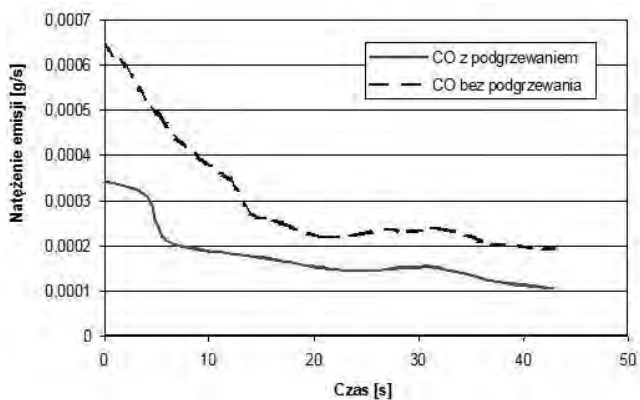
Sprawdzeniem wpływu podgrzania silnika ciepłem zakumulowanym w akumulatorze na stężenia związków toksycznych w spalinach opuszczających cylindry były próby rozruchów silnika M111920 z i bez podgrzania wstępnego. Po rozruchu silnik obciążano momentem obrotowym $32 \text{ N}\cdot\text{m}$ przy prędkości 2500 obr/min . Przebiegi czasowe natężeń emisji węglowodorów i tlenku węgla na początku próby zamieszczono na rys. 8.28.

Silnik uruchamiano wielokrotnie przy różnych temperaturach tulei cylindrowej – 18°C , 45°C i 85°C .

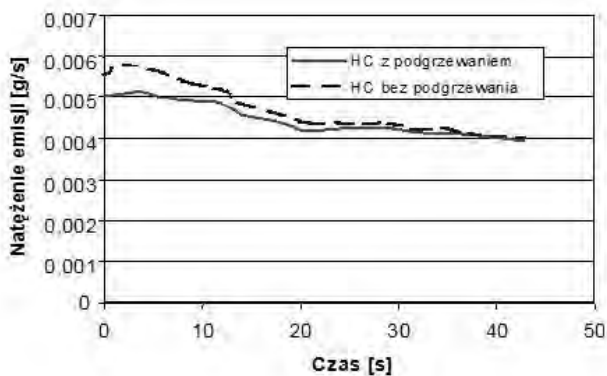
Obliczone na podstawie 10 prób rozruchu z pogrzeniem i 10 bez podgrzania (zimny rozruch), według metody podanej w rozdziale 5., średnie wartości emisji związków toksycznych, w ciągu pierwszych 25 s od rozruchu silnika, przedstawia rys. 8.29. Jako kryterium określające czas pomiaru przyjęto okres, w którym po rozruchu silnika występowało zwiększone natężenie emisji tlenku węgla i węglowodorów.

Zmniejszenie emisji tlenku węgla było około trzykrotne, a węglowodorów tylko o około 10%. To zmniejszenie nastąpiło wskutek poprawy procesu spalania, ponieważ reaktor katalityczny został zdemonstrowany na czas pomiarów. Z tych 20 rozruchów obliczono również zmniejszenia emisji w pełnych cyklach rozgrzewania silnika, to jest aż do pełnego otwarcia zaworu trójdrożnego. Zmniejszenie stężenia tlenku węgla z silnika pracującego przy wspomnianym częściowym obciążeniu w pełnych cyklach nagrzewania wynosiło 9%, a węglowodorów 6%.

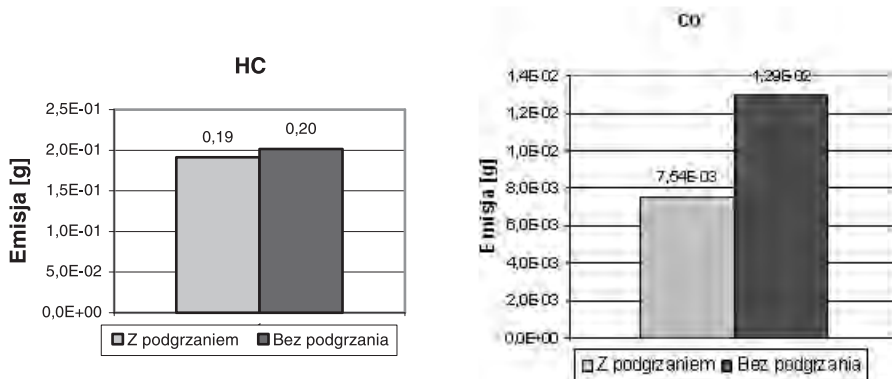
a)



b)



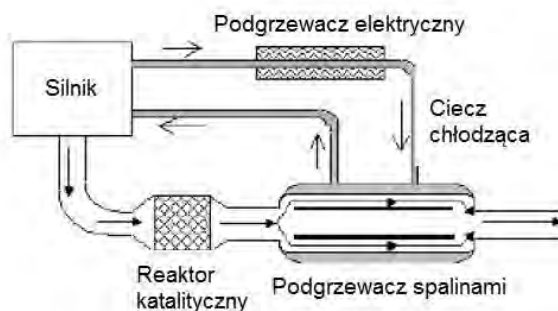
Rys. 8.28. Natężenie emisji tlenku węgla – a i węglowodorów – b po rozruchu silnika z podgrzewaniem ciepłem z akumulatora ciepła (temperatura tulei cylindrowej z podgrzewaniem – 37°C, bez podgrzania – 18°C)



Rys. 8.29. Emisja podczas pierwszych 40 s pracy silnika po rozruchu z podgrzewaniem i bez podgrzania silnika przed rozruchem

8.2.3. Bezpośrednie podgrzewanie cieczy chłodzącej spalinami

Bezpośrednie podgrzewanie cieczy chłodzącej spalinami zastosowała ostatnio firma Toyota w silniku ZI o pojemności 1,8 dm³ stosowanym w samochodach Prius [41]. Schemat tego typu układu do podgrzewania cieczy chłodzącej spalinami pokazano na rysunku 8.30.

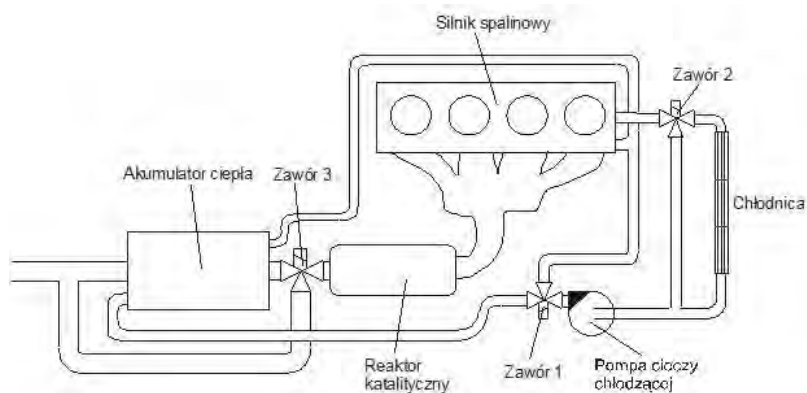


Rys. 8.30. Wykorzystanie ciepła spalin do rozgrzania silnika [41]

W tym układzie spaliny podgrzewają ciecz chłodzącą, bez zastosowania akumulatora ciepła. W opublikowanym referacie nie pokazano układu regulacji temperatury cieczy chłodzącej, którego zastosowanie jest konieczne w takim obiegu cieczy.

8.2.4. Wykorzystanie ciepła spalin do ładowania akumulatora ciepła

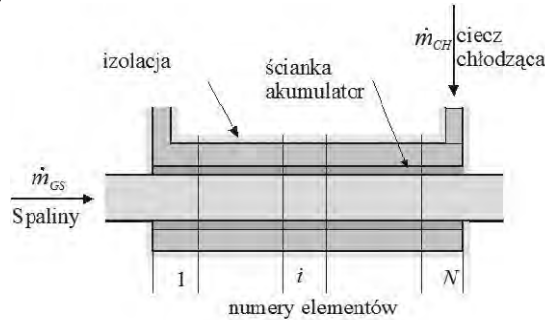
W ramach projektu badawczego 4T12D02730 w Katedrze Silników Spalinowych i Sprężarek prowadzone były prace dotyczące układów chłodzenia nowej generacji [15]. Jednym z nowych problemów jest zastosowanie akumulatora ciepła ładowanego energią spalin. Koncepcję układu chłodzenia silnika z takim akumulatorem przedstawiono na rysunku 8.31.



Rys. 8.31. Schemat zabudowy akumulatora ciepła ogrzewanego spalinami

Spaliny opuszczające cylindry przechodzą przez układ oczyszczania, a następnie do akumulatora ciepła, gdzie przekazują ciepło do cieczy chłodzącej krążącej w obiegu chłodzenia silnika. Ruch cieczy wywołany jest pompą obiegową napędzaną silnikiem elek-

trycznym. Aby zabezpieczyć akumulator przed przegrzaniem, zawór samoczynny otwiera obieg obejściowy po zgromadzeniu energii cieplnej. Schemat budowy akumulatora ciepła przedstawiono na rysunku 8.32.



Rys. 8.32. Schemat budowy akumulatora ciepła zasilanego spalinami

Dobór niezbędnych parametrów geometrycznych i fizycznych akumulatora, takich jak objętości od strony cieczy i gazów spalinowych, powierzchni wymiany ciepła, współczynników wymiany ciepła i czasów ładowania i rozładowania akumulatora, powinien odbywać się na podstawie badań symulacyjnych modelu tego układu. Taka procedura doboru parametrów układu pozwala na znaczne ograniczenie pomyłek w doborze parametrów projektowanego akumulatora. Jako metodę modelowania przyjęto metodę Grafów Wiązań (GW) i Równań Stanu (RS), która pozwala na jednolite modelowanie układów o różnej naturze fizycznej [15].

Model GW akumulatora ciepła (rys. 8.33), którego schemat pokazany jest na rysunku 8.32, zbudowano przy założeniu nieściśliwości spalin i pominięciu akumulacji ciepła w izolacji.

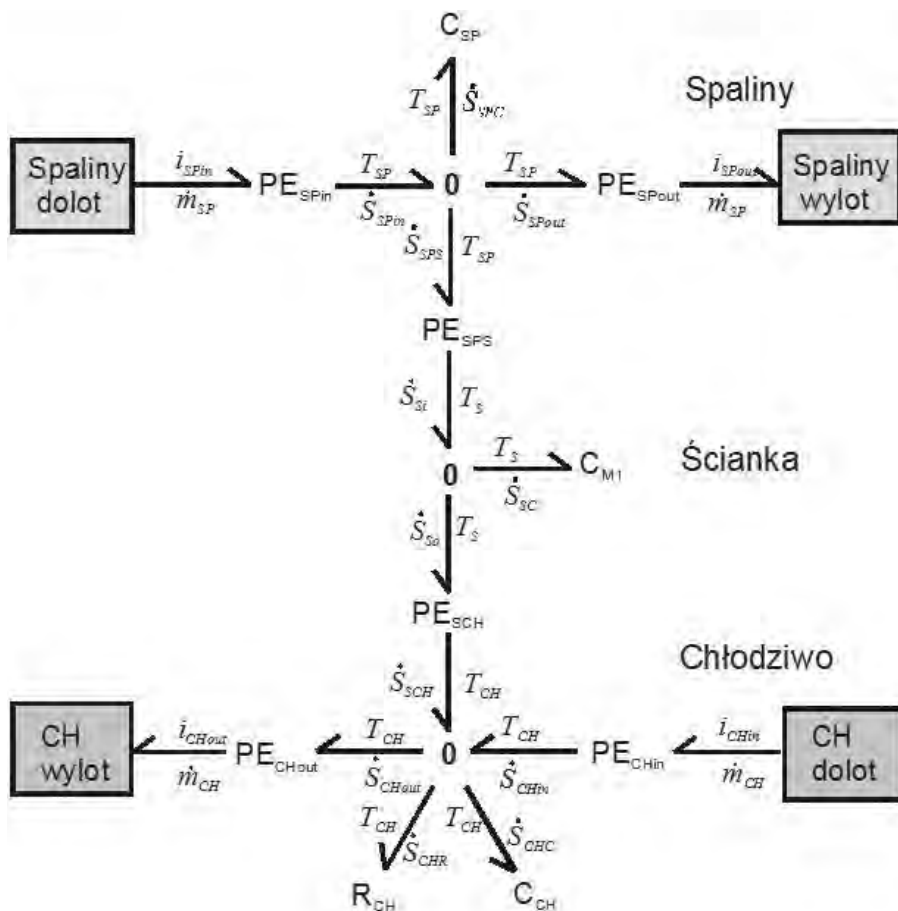
Wyjściowe równania stanu, dla poszczególnych elementów akumulatora, wynikają bezpośrednio z modelu GW przedstawionego na rys. 8.33. W modelu GW każdego elementu wyodrębniono trzy akumulatory energii:

- akumulator energii cieplnej w spalinach C_{SP} ,
- akumulator energii cieplnej w ściance C_{M1} ,
- akumulator energii cieplnej w cieczy chłodzącej C_{CH} ,

Dzieląc rozważany układ (rys. 8.32) na N jednakowych elementów, otrzyma się $3N$ wyjściowych równań stanu. Dla k -tego elementu wyjściowe równania stanu wynikające, bezpośrednio z modelu GW (rys. 8.33) są następujące:

$$\begin{aligned}
 T_{SP(k)} \dot{S}_{SPC(i)} &= i_{SPin(k)} \dot{m}_{SP} - i_{SPout(k)} \dot{m}_{SP} - T_{SP(k)} \dot{S}_{SPS(k)} \\
 T_{S(k)} \dot{S}_{SC(k)} &= T_{SP(k)} \dot{S}_{SPS(k)} - T_{CH(k)} \dot{S}_{SCH(k)} \\
 T_{CH(k)} \dot{S}_{SCH(k)} &= T_{CH(k)} \dot{S}_{SCH(k)} + i_{CHin(k)} \dot{m}_{CH} - i_{CHout(k)} \dot{m}_{CH} - T_{CH(k)} \dot{S}_{CHR(k)}
 \end{aligned} \tag{8.4}$$

gdzie: $T_{SP(k)}$ – temperatura spalin w k -tym elemencie,
 $i_{SPin(k)}$ – entalpia spalin doprowadzonych do k -tego elementu,
 $i_{SPout(k)}$ – entalpia spalin odprowadzanych z k -tego elementu,
 $T_{CH(k)}$ – temperatura cieczy chłodzącej w k -tym elemencie,
 $i_{CHin(k)}$ – entalpia cieczy chłodzącej doprowadzona do k -tego elementu,
 $i_{CHout(k)}$ – entalpia cieczy chłodzącej odprowadzana z k -tego elementu,
 $T_{S(k)}$ – temperatura metalowej ścianki k -tego elementu.



Rys. 8.33. Model (GW) elementu akumulatora ciepła ładowanego energią spalin

Dla k -tego elementu dla $k=(2... N-1)$ zachodzą związki dotyczące entalpii:

$$\begin{aligned}
 i_{SPin(k)} &= i_{SPout(k-1)} \\
 i_{SPout(k)} &= i_{SPin(k+1)} \\
 i_{CHin(k)} &= i_{CHout(k-1)} \\
 i_{CHout(k)} &= i_{CHin(k+1)}
 \end{aligned}
 \tag{8.5}$$

Równania (8.4) dla pierwszego elementu $k=1$ mają postać:

$$\begin{aligned}
 T_{SP(1)}\dot{S}_{SPC(1)} &= i_{SPin}(t)\dot{m}_{SP}(t) - i_{SPout(1)}\dot{m}_{SP}(t) - T_{SP(1)}\dot{S}_{SPS(1)} \\
 T_{S(1)}\dot{S}_{SC(1)} &= T_{SP(1)}\dot{S}_{SPS(1)} - T_{CH(1)}\dot{S}_{SCH(1)} \\
 T_{CH(1)}\dot{S}_{CHC(1)} &= T_{CH(1)}\dot{S}_{SCH(1)} + i_{CHout(2)}\dot{m}_{CH} - i_{CHout(1)}\dot{m}_{CH} - T_{CH(1)}\dot{S}_{CHR(1)}
 \end{aligned}
 \tag{8.6}$$

Równania (8.4) dla N -tego elementu $k=N$ mają postać:

$$\begin{aligned} T_{SP(N)}\dot{S}_{SPC(N)} &= i_{SPin(N)}\dot{m}_{SP} - i_{SPout(N)}\dot{m}_{SP} - T_{SP(N)}\dot{S}_{SPS(N)} \\ T_{S(N)}\dot{S}_{SC(N)} &= T_{SP(N)}\dot{S}_{SPS(N)} - T_{CH(i)}\dot{S}_{SCH(N)} \\ T_{CH(N)}\dot{S}_{SCH(N)} &= T_{CH(N)}\dot{S}_{SCH(N)} + i_{CH}(t)\dot{m}_{CH} - i_{CHout(N)}\dot{m}_{CH} - T_{CH(N)}\dot{S}_{CHR(N)} \end{aligned} \quad (8.7)$$

Wyjściowe równania stanu (8.4), (8.6) i (8.7) należy przekształcić do postaci (5.1).
Jako zmienne stanu przyjęto temperatury:

$$\mathbf{X} = [T_{SP(k)} \quad T_{S(k)} \quad T_{CH(k)}]^T, \text{ dla } k = (1...N) \quad (8.8)$$

Dla energii przekazywanej przez przepływający czynnik $\dot{m}[\text{kg/s}]$, przy założeniu że ciepło właściwe nie zależy od temperatury, przyjęto ogólną zależność:

$$i\dot{m} = c_p T \dot{m} \quad (8.9)$$

gdzie: i – entalpia,
 c_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu,
 T – temperatura.

Jako wektor niezależnych sterowań przyjęto:

$$\mathbf{U}(t) = [\dot{m}_{SP}(t), \dot{m}_{CH}(t), T_{SP}(t), T_{CH}(t)]^T \quad (8.10)$$

Elementami wektora \mathbf{Y} (wektor wyjść) mogą być dowolne parametry modelu będące funkcjami zmiennych stanu i elementów wektora sterowań, takie jak temperatury i strumienie ciepła. Te drugie parametry w modelu GW określa się ogólnym związkiem:

$$Q = T\dot{S} \quad (8.11)$$

Lewe strony równań (8.13), (8.6) i (8.7) zastąpiono ogólnym związkiem, przy założeniu że ciepło właściwe i masa elementu nie zależą od temperatury:

$$T\dot{S}_C = \dot{T}c_v m, \quad (8.12)$$

gdzie: c_v – ciepło właściwe przy stałej objętości,
 m – masa poszczególnego elementu.

Strumienie energii reprezentujące wymianę ciepła (rys. 8.33) wyrazić można następującymi podstawowymi zależnościami:

$$\begin{aligned} T_{SP}\dot{S}_{SPS} &= F_m \alpha_{SPS} (T_{SP} - T_{SPS}), \\ T_{SP}\dot{S}_{So} &= \frac{2F_m \lambda_m}{g_S} (T_{SPS} - T_S), \\ T_{CH}\dot{S}_{SCH} &= F_m \alpha_{SCH} (T_{SCH} - T_{CH}), \\ T_{CH}\dot{S}_{CHR} &= F_O k_{SO} (T_{CH} - T_O), \end{aligned} \quad (8.13)$$

gdzie: α_{SPS} , α_{SCH} – współczynniki przejmowania ciepła: od spalin do ścianki i od ścianki do cieczy chłodzącej,
 λ_m – współczynnik przewodzenia ścianki metalowej,

- k_{SO} – współczynnik przejmowania ciepła od cieczy chłodzącej do otoczenia przez osłonę izolacyjną,
 F_m – powierzchnia wymiany ciepła przez ściankę metalową,
 g_S – grubość ścianki metalowej,
 T_{SPS} – temperatura na powierzchni ścianki metalowej od strony spalin,
 T_{SCH} – temperatura na powierzchni ścianki metalowej od strony cieczy,
 T_O – temperatura otoczenia,
 F_O – powierzchnia wymiany ciepła przez izolację.

Temperatury na powierzchni metalowej ścianki wyznaczono jako funkcje zmiennych stanu przy następujących założeniach:

- przebieg temperatur w ściance jest liniowy, z czego wynika zależność:

$$\frac{2\lambda_m F_m}{g_S} (T_{SPS} - T_S) = \frac{2\lambda_m F_m}{g_S} (T_S - T_{SCH}) \quad (8.14)$$

- strumień ciepła przekazywany drogą przewodzenia jest równy strumieniowi przekazywanemu drogą konwekcyjną do cieczy chłodzącej, co oznacza:

$$\frac{2F_m \lambda_m}{g_S} (T_S - T_{SCH}) = F_m \alpha_{SCH} (T_{SCH} - T_{CH}) \quad (8.15)$$

Po przekształceniu równania (8.15) uzyskuje się zależność na temperaturę na powierzchni ścianki od strony cieczy:

$$T_{SCH} = T_S \frac{a_P}{a_P + a_{KCH}} + T_{CH} \frac{a_{KCH}}{a_P + a_{KCH}}; \quad a_P = \frac{2F_m \lambda_m}{g_S}; \quad a_{KCH} = F_m \alpha_{SCH} \quad (8.16)$$

Temperaturę ścianki na powierzchni od strony spalin wyznacza się z równania (8.17):

$$T_{SGS} = 2T_S - T_{SCH} \quad (8.17)$$

Podstawiając zależności od (8.10) do (8.17) do wyjściowych równań stanu (8.4), (8.6), (8.7) otrzymuje się układ 3N równań w postaci (5.1). Przy założeniu, że współczynniki wymiany ciepła nie zależą od temperatury, oraz natężenia przepływu obu czynników są stałe, równania stanu (5.1) są liniowe, co oznacza, że mogą być rozwiązywane w postaci:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U} \quad (8.18)$$

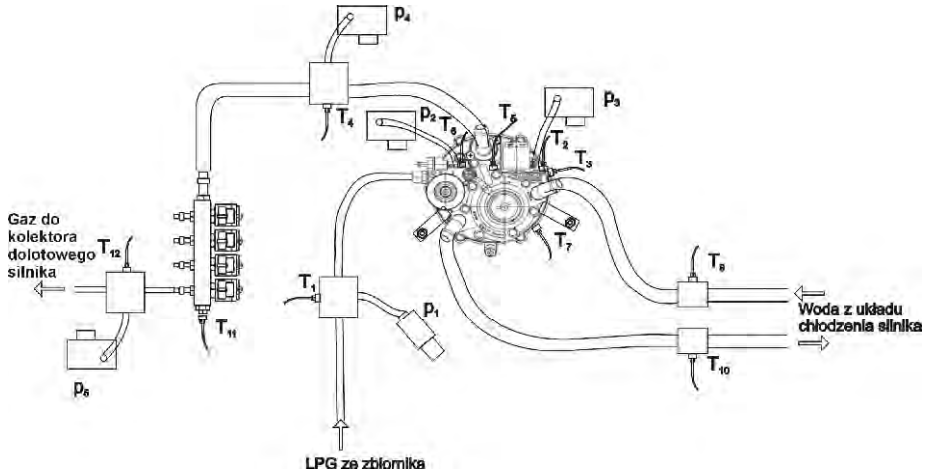
gdzie: \mathbf{A} , \mathbf{B} – macierze, których elementami są liczby rzeczywiste.

8.3. Badania wykorzystania ciepła odpadowego do odparowania paliwa LPG

Celem pomiarów przedstawionych w tym rozdziale, było przebadanie zjawisk nierównowagi cieplnej w instalacji LPG. Jest to konieczne do opracowania koncepcji wstępnego podgrzania reduktora parownika w instalacji zasilania LPG, dla skrócenia pracy z zasilaniem benzyną przy zimnym rozruchu. Skrócenie zasilania benzyną mogłoby zmniejszyć emisję toksycznych składników spalin w okresie rozgrzewania silnika. W pomiarach wyznaczono minimalne strumienie ciepła podgrzania dla zapewnienia stabilnej pracy silnika spalającego gaz.

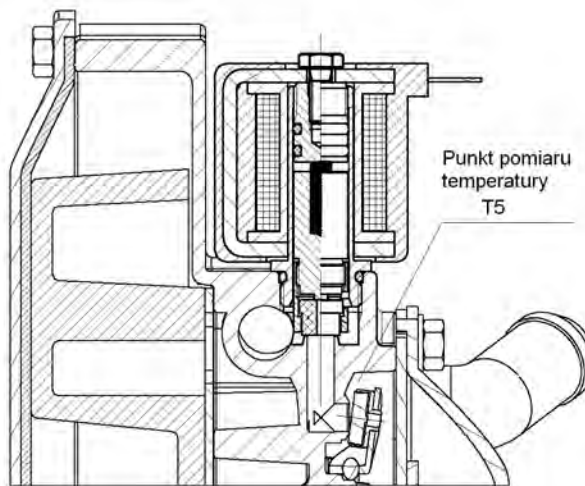
W silnikach zasilanych mieszaniną propanu i butanu czy metanem energia cieplna odprowadzana przez układ chłodzenia służy do ogrzewania reduktora-parownika układu zasilania LPG albo reduktora ciśnienia układu CNG.

Dla realizacji celu badań, hamownię silnika typu M11920 (opisaną w rozdziale 7.2) wyposażono w układ zasilania LPG produkcji firmy Elpigaz. Głównymi elementami układu zasilania gazowego są: zbiornik z osprzętem, reduktor-parownik typu Vega-i, zawory elektromagnetyczne gazu typu Stella, sterownik elektroniczny typu Stella Power (rys. 8.35).



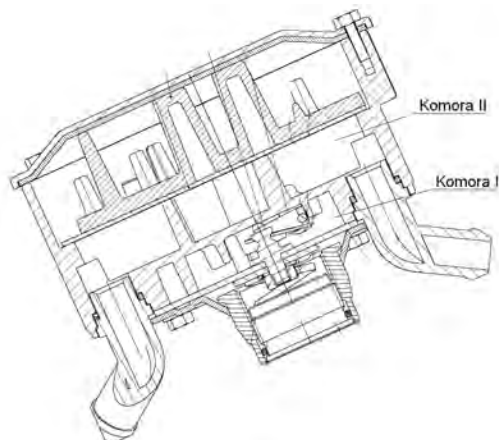
Rys. 8.34. Rozmieszczenie punktów pomiaru temperatur i ciśnienia w instalacji LPG na hamowni silnika typu M11920; T_1 – T_{10} – przetworniki temperatury, p_1 – p_4 – przetworniki ciśnienia

Prawidłowość pracy instalacji, na podstawie konsultacji z konstruktorem układu, oceniano według dwóch kluczowych temperatur: T_4 – za reduktorem parownikiem (rys. 8.34), oraz T_5 w pobliżu zaworu rozprężnego w reduktorze parowniku (rys. 8.35).



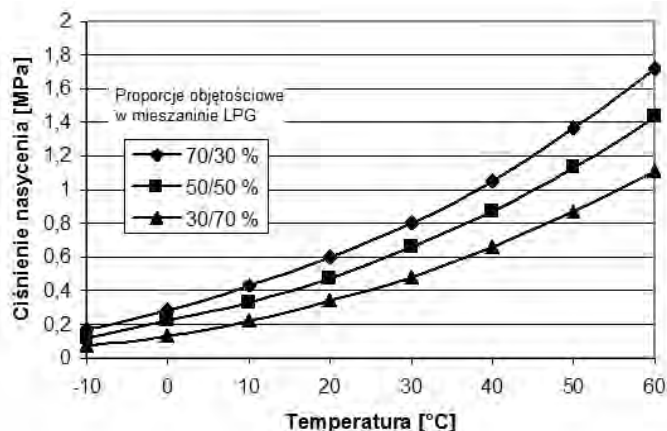
Rys. 8.35. Punkt pomiaru ocenianej temperatury T_5

Temperatura T_4 ma znaczenie dla wartości współczynnika oporu przepływu przez elektromagnetyczne zawory dawkujące gaz. Z kolei temperatura T_5 jest najniższa w całym układzie, gdy reduktor jest w stanach nierównowagi cieplnej. Temperatura T_5 jest tak niska, ponieważ LPG jako mieszanina faz przepływa z komory nr I do komory nr II przez zawór dławiący, w którym jest największy spadek ciśnienia (rys. 8.36).



Rys. 8.36. Komory w reduktorze parownika

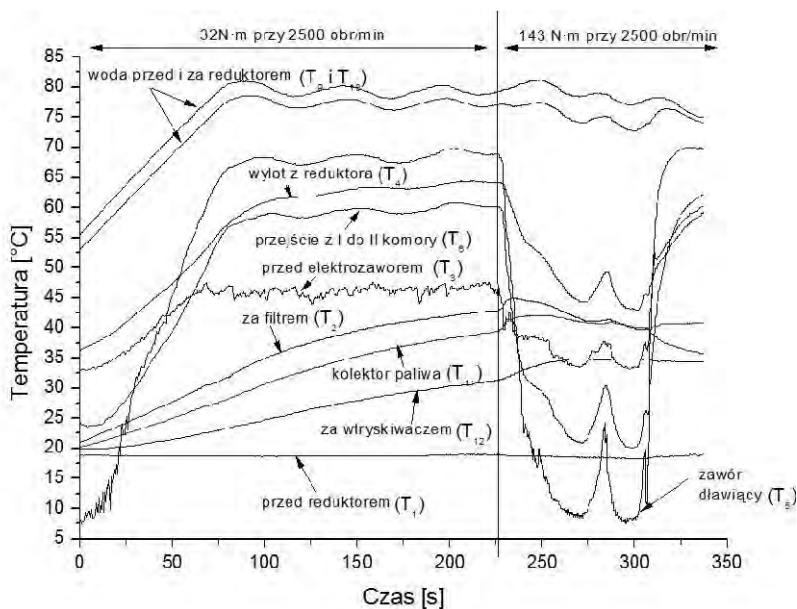
Zjawiska nierównowagi cieplnej po gwałtownym zwiększeniu zapotrzebowania silnika na gaz albo przy zmniejszeniu strumienia ciepła ogrzewającego reduktor-parownik były przedmiotem pomiarów w prezentowanej pracy. Wyznaczony na podstawie badań potrzebny strumień ciepła wynosi maksymalnie 0,1 kW na 1 kg/h odparowywanej mieszaniny i zależy od warunków pracy silnika i instalacji zasilania gazem. Proces parowania przebiega przy stałej temperaturze. Zdolność cieczy do parowania można ocenić przez prężność par gazu (rys. 8.37).



Rys. 8.37. Ciśnienia nasycenia par mieszanin propanu/butanu zmieszanych w różnych proporcjach (paliwo LPG) jako funkcja temperatury [88]

Przy stosowanym ciśnieniu wewnątrz parownika na poziomie 200 kPa parowanie butanu kończy się w temperaturze 0°C , a propanu $(-40)^{\circ}\text{C}$. Można stąd wnioskować, że w zależności od składu gazu (rys. 8.39) proces parowania ustaje w ujemnych temperaturach. Wydajność reduktora-parownika (strumień odparowanego gazu) dla silnika o objętości skokowej około 2 dm^3 wynosi $11\div 15\text{ kg/h}$. W warunkach ustalonych instalacja działa z dużym zapasem do granicy skraplania gazu, co można zauważyć na podstawie badań (rys. 8.38). Do 225 sekundy badań silnik pracował przy niewielkim obciążeniu odpowiadającym jeździe samochodu po płaskiej drodze z prędkością 80 km/h . Następnie obciążenie zwiększono do maksymalnego.

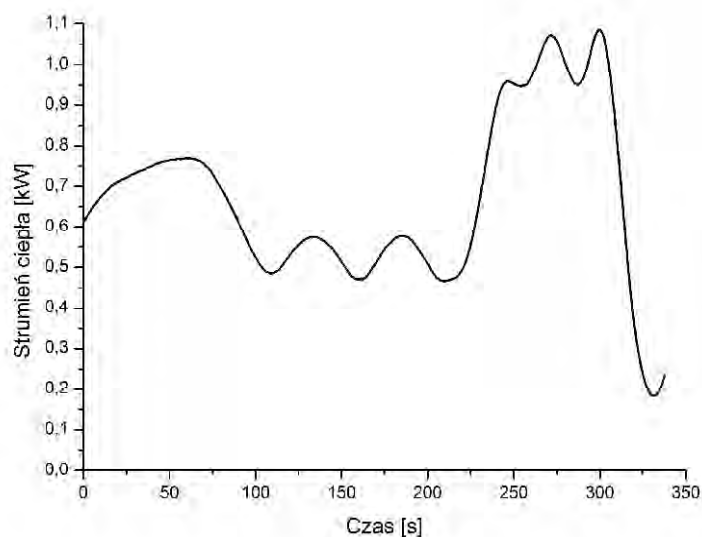
Temperatury LPG w wielu miejscach instalacji miały wysokie dodatnie wartości. Temperatura LPG wewnątrz reduktora parownika przy zaworze dławiącym po rozgrzaniu silnika osiągnęła 70°C . Dla nagle zwiększonego obciążenia silnika, do maksymalnego momentu obrotowego, przy tej samej prędkości obrotowej temperatura gazu w tym miejscu gwałtownie spadła do 7°C .



Rys. 8.38. Temperatury LPG oraz wody w różnych miejscach instalacji zasilania LPG dla dwóch różnych obciążeń silnika; punkty pomiaru temperatur pokazano na rys 8.1

Na podstawie zmierzonych temperatur cieczy chłodzącej silnik i jej natężenia przepływu przez reduktor-parownik, obliczono strumień ciepła doprowadzanego przez ciecz do odparowania gazu. Strumień zmienia się wraz ze zmianą wydajności reduktora-parownika (rys. 8.39).

Prowadząc badania reduktora-parownika, największy spadek temperatury T_5 zarejestrowano przy prędkości obrotowej około 3500 obr/min i zwiększeniu obciążenia z 44 do $150\text{ N}\cdot\text{m}$. Wówczas temperatura LPG w pobliżu zaworu rozprężnego obniżyła się z 52°C do 0°C na 10 s , a następnie ustabilizowała się na poziomie 7°C . Pomimo tak znacznych spadków temperatury wewnątrz reduktora-parownika temperatura gazu T_{12} za elektrozaworami gazowymi utrzymywała się powyżej 30°C .

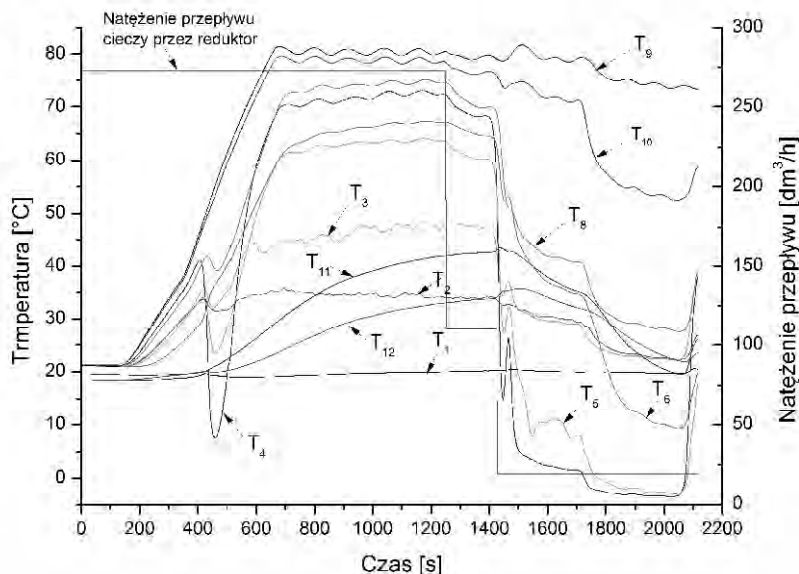


Rys. 8.39. Strumień ciepła doprowadzany do reduktora-parownika z układu chłodzenia silnika przy zmianach obciążenia silnika

W chwili zwiększania obciążenia silnika na hamowni, z powodu przesterowania silnika, nastąpił chwilowy przyrost prędkości obrotowej układu silnik-hamulec. Bezwładność hamulca wymusiła większe obciążenie silnika i większy przepływ gazu. Wywołało to gwałtowny spadek prawie wszystkich temperatur LPG w instalacji. Działo się tak w wielu kolejnych pomiarach i to gwałtowne zjawisko nie powodowało w silniku o tej objętości skokowej przerw w zasilaniu odparowanym gazem. Przy stałym maksymalnym momencie obrotowym silnika temperatury LPG były wyraźnie niższe niż przy małych wartościach momentu obrotowego odpowiadających typowym obciążeniom silników samochodowych, jednakże wyższe niż w chwili gwałtownego wzrostu momentu obrotowego.

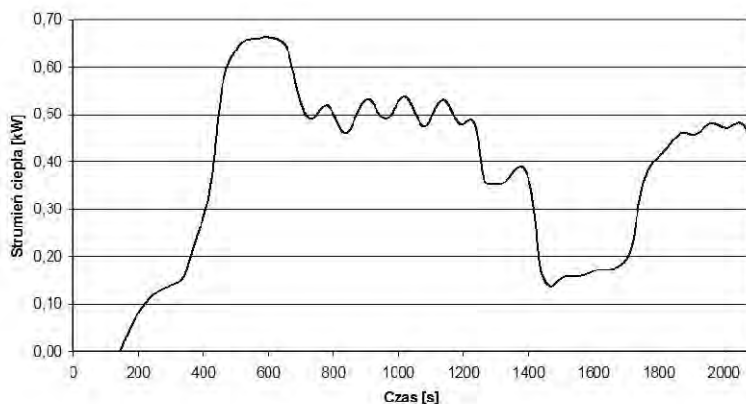
Dla określenia minimalnego strumienia ciepła niezbędnego do poprawnej pracy silnika używanego do podgrzewania reduktora-parownika, przeprowadzono również badania temperatur LPG dla zmniejszonego przepływu cieczy chłodzącej podgrzewającej reduktor-parownik. Zmniejszono przepływ od znamionowego 273 przez 110 do 19 dm³/h. Wykres zmiany temperatur w czasie pomiarów pokazano na rys. 8.40.

Podczas tak znacznego zmniejszenia przepływu cieczy ogrzewającej reduktor-parownik nie uzyskano niższych temperatur w kolektorze paliwa niż 20°C. Według [40] temperatura 20°C przed zaworami elektromagnetycznymi dawkującymi gaz (T_{11}) jest wystarczająca dla dobrego sterowania dawką gazu. Najniższą temperaturę (T_5) zarejestrowano w pobliżu zaworu rozprężnego w reduktorze parownika w miejscu wskazanym na rysunku 8.35.



Rys. 8.40. Temperatury propanu-butanu i cieczy chłodzącej silnik oraz natężenie przepływu wody w instalacji zasilania LPG: T_1 – przed reduktorem, T_2 – wejście do reduktora, T_3 – przy zaworze odcinającym, T_4 – pomiędzy I a II komorą, T_5 – zawór redukcyjny, T_6 – za reduktorem, T_7 – za filtrem fazy lotnej, T_8 – przed wtryskiwaczami, T_9 – ciecz przed reduktorem, T_{10} – ciecz za reduktorem, T_{11} – w kolektorze paliwa, T_{12} – za I zaworem gazu

W celu wyznaczenia strumienia ciepła pobieranego przez gaz skorzystano z opisanych wyżej pomiarów temperatur i pomiaru natężenia przepływu cieczy chłodzącej (rys. 8.41).

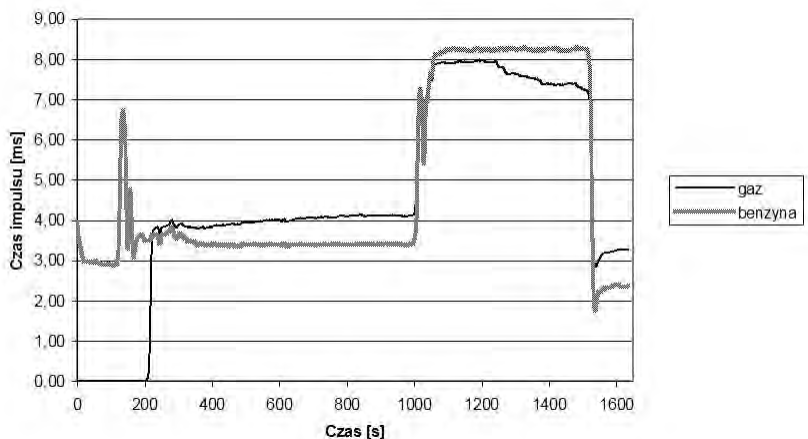


Rys. 8.41. Strumień ciepła doprowadzany do reduktora-parownika z układu chłodzenia silnika przy zmianach natężenia przepływu wody

W celu zbadania wartości strumienia ciepła doprowadzanego do reduktora-parownika przez ciecz chłodzącą, przy zmniejszonym przepływie cieczy, obliczono jego wartość, korzystając z opisanych wyżej pomiarów. Strumień ciepła był zmienny w czasie próby, co pokazano na rysunku 8.40. Zmiany te wynikały z następujących czynników:

- zmiany obciążenia silnika, a więc zmiany zużycia gazu,
- zmienianego zaworem dławiącym przepływu cieczy przez reduktor-parownik (rys. 8.40),
- zmian temperatur cieczy ogrzewającej reduktor-parownik.

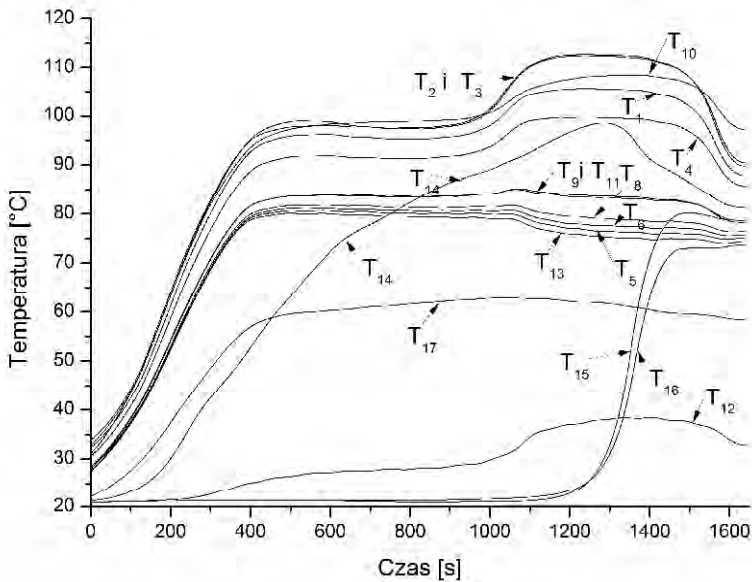
Zmniejszenie przepływu cieczy powodowało nagłe zmniejszenie strumienia dostarczanego ciepła, który częściowo powracał do wartości sprzed zmiany po upływie długiego czasu. Ale taki nagły spadek ilości dostarczanego ciepła natychmiast powodował obniżenie temperatury gazu w wielu punktach instalacji, również za reduktorem-parownikiem. Temperatura gazu dostarczanego do silnika, w końcowym okresie próby, była wyższa od temperatury gazu za filtrem fazy lotnej o 9°C i wynosiła 23°C . Minimalne ciepło na jednostkę masy gazu doprowadzane do reduktora wynosiło 144 kJ/kg .



Rys. 8.42. Czasy impulsu otwarcia wtryskiwaczy benzyny i gazu

Czas trwania impulsu otwarcia wtryskiwaczy gazu jest wprost proporcjonalny do czasu sygnału sterującego otwarciem wtryskiwaczy benzyny (rys. 8.42). Wynika to z przyjętej metody sterowania wtryskiem. Silnik został zasilony gazem w dwusetnej sekundzie i do tysięcznej sekundy pracował z niewielkim obciążeniem. W tysięcznej sekundzie pomiaru zwiększono obciążenie silnika do maksymalnego dla prędkości obrotowej 2500 obr/min . Nastąpił wówczas wzrost natężenia przepływu gazu w układzie zasilania LPG spowodowany wzrostem obciążenia silnika. Zmniejszyła się temperatura gazu odparowanego. Przy wzroście temperatury gazu należy zwiększyć czas otwarcia wtryskiwacza, a przy spadku zmniejszyć z powodu zmian gęstości gazu. Taka korekta została zastosowana na stanowisku i widać to po odchyleniu się od siebie linii wykresu w okresie pomiędzy 1250 , a 1400 sekundą (rys. 8.42).

Temperatury elementów silnika i cieczy obiegowych dla dwóch znacząco różnych obciążeń przy zasilaniu paliwem LPG pokazano na rys. 8.10. Temperatury tulei cylindrowych nie osiągały wartości większych niż podczas zasilania benzyną. Temperatury w wielu punktach pomiaru malały po włączeniu w 1200 sekundzie chłodzenia oleju wodą laboratoryjną. Dotyczy to nawet temperatury ścianki zewnętrznej bloku cylindrów (T_{17}). Najszybszy spadek miały temperatury tulei cylindrowych co wskazuje na ich przydatność do oceny zmian stanu cieplnego przy zmianach obciążenia silnika.



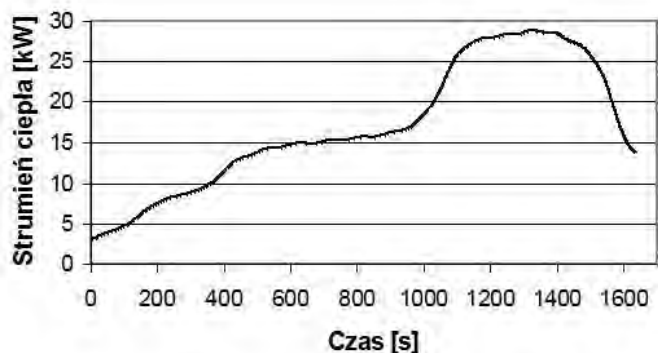
Rys. 8.43. Temperatury w różnych punktach układu chłodzenia silnika: Oznaczenia zgodne z podanymi na rys. 7.6;

T_1, T_2, T_3, T_4 – temperatury tulei cylindrowych, T_5, T_6, T_7, T_8 – temperatury cieczy wokół tulei cylindrowych, T_9 – ciecz w głowicy (tył silnika), T_{10} – ścianka kolektora spalin przy głowicy, T_{11} – ciecz opuszczająca głowicę, T_{12} – ciecz za chłodnicą, T_{13} – powrót cieczy do silnika, T_{14} – olej w misce, T_{15} – olej za silnikiem, T_{16} – olej przed silnikiem, T_{17} – ścianka bloku, T_{18} – ciecz chłodząca olej, T_{19} – woda laboratorium, T_{20} – akumulator ciepła

Na podstawie zmierzonych w wyżej opisanym badaniu temperatur i przepływu cieczy chłodzącej obliczono strumień ciepła odprowadzanego przez ciecz chłodzącą, wartości którego obrazuje rys. 8.44.

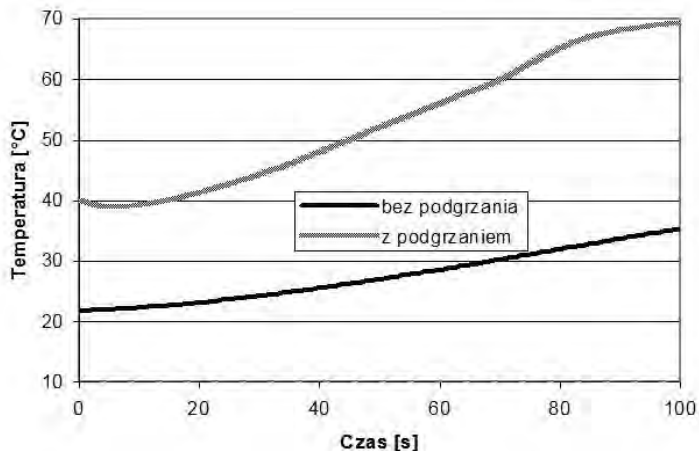
Przy zadanych obciążeniach, które były równoważne odpowiednio jeździe z prędkością 80 km/h na 5 biegu i jeździe pod maksymalne dopuszczalne wzniesienie na 5 biegu, strumień odprowadzanego ciepła wynosił 15 i 29 kW dla silnika pracującego odpowiednio z mocą 8,4 kW i 45,1 kW. Przy mniejszym obciążeniu, strumień ciepła potrzebny do odparowania gazu stanowił 3,3% będącego do dyspozycji w cieczy chłodzącej. Dla dużego obciążenia strumień ciepła potrzebny do odparowania gazu stanowił 1,6% strumienia ciepła będącego do dyspozycji.

Przeprowadzone pomiary wykazały, że strumień ciepła odbieranego przez reduktor-parownik LPG stanowi niewielką część ciepła odprowadzanego z silnika wraz z cieczą chłodzącą. Stwierdzono brak zakłóceń procesu parowania przy bardzo gwałtownym wzroście zapotrzebowania na gaz. Ilość ciepła zakumulowana w reduktorze-parowniku (wynikająca z jego pojemności cieplnej) okazała się wystarczająca do uzupełnienia braku ciepła w stanie dynamicznym. Jednocześnie tak duża pojemność cieplna wymaga długiego podgrzewania układu zasilania gazowego po rozruchu silnika. Nasuwa się spostrzeżenie o możliwości nagrzewania reduktora-parownika ciepłem z dodatkowego akumulatora ciepła dla skrócenia pracy z użyciem benzyny w okresie rozgrzewania silnika.



Rys. 8.44. Strumień ciepła odprowadzonego od silnika przez ciecz chłodzącą

Ciepło zgromadzone w akumulatorze ciepła umożliwia szybsze rozgrzanie reduktora parownika instalacji LPG a w związku z tym krótszy czas pracy podstawowego układu zasilania. Elektroniczny sterownik układu LPG przełącza rodzaj paliwa po przekroczeniu zadanej temperatury korpusu reduktora-parownika. Temperatura korpusu mierzona jest termistorem NTC. Przygotowując silnik do badań strumienia ciepła niezbędnego do odparowania gazu, zamontowano termoparę mierzącą ściankę korpusu. Po rozruchu zimnego silnika mierzono temperaturę ścianki reduktora parownika przy wstępnym podgrzaniu ciepłem zakumulowanym i bez podgrzania (rys. 8.45).



Rys. 8.45. Temperatura ścianki reduktora parownika przy wstępnym podgrzaniu ciepłem zakumulowanym w akumulatorze ciepła oraz bez podgrzania

Uzyskano skrócenie czasu nagrzewania reduktora parownika i związane z tym skrócenie oczekiwania na przełączenie z zasilania benzyną na zasilanie mieszaniną propanu i butanu o 27 s.

Rozdział 9

PODSUMOWANIE

9.1. Osiągnięte wyniki pracy

Przeprowadzone studia literaturowe, opracowane modele matematyczne, przeprowadzone badania z wykorzystaniem tych modeli, a także analiza pomiarów prowadzonych w warunkach rzeczywistych, pozwalają na sformułowanie spostrzeżenia o możliwościach innego niż dotychczas sterowania pracą układu chłodzenia cieczą. Przyczyni się to do poprawy sprawności samochodów osobowych i zmniejszenia ich uciążliwości dla środowiska. Przedstawiona w rozdziale 2 analiza literatury, równoległe z analizą stosowanych komercyjnych rozwiązań konstrukcyjnych, wskazuje na pojawiające się próby przetworzenia energii odpadowej (odprowadzanej do otoczenia energii cieplnej) w energię mechaniczną, albo elektryczną. W szczególności dotyczy to ustalonych cieplnie stanów pracy silnika. Prace te są jeszcze na etapach studialnych i nie są wprowadzone do seryjnych samochodów osobowych.

Pomiary, prowadzone w różnych warunkach testowych, jak i eksploatacyjnych, potwierdziły obecność dużych emisji związków toksycznych występujących w spalinach przy rozruchu nie nagrzanego silnika w stosunku do gorącego rozruchu. Wprawdzie w ostatnich latach dokonano wielkiego postępu w zmniejszeniu emisji toksycznych składników spalin. Niemniej, wspomniany stan pracy nie nagrzanego silnika, w dalszym ciągu, wpływa niekorzystnie na czystość powietrza, zwłaszcza podczas krótkich jazd miejskich przedzielonych kilkugodzinnymi postojami samochodu.

W pomiarach drogowych autor oceniał stan cieplny na podstawie temperatury cieczy chłodzącej opuszczającej głowicę. Badania wykazały że temperatura ścianki komory spalania byłaby bardziej właściwym parametrem oceny stanu cieplnego w układach chłodzenia nowej generacji, z zatrzymywaniem pompy cieczy chłodzącej oraz mieszaniem strumieni cieczy zimnej i gorącej.

Podczas badania w teście NEDC, przy ciepłym i zimnym rozruchu, stwierdzono duży rozrzut wartości zmierzonych emisji szkodliwych związków w spalinach pomiędzy egzemplarzami samochodów osobowych tego samego typu (przykładowo typu Mercedes klasy C, z silnikami o zapłonie iskrowym). Średnie odchylenie pomiaru było największe dla CO i sięgało 29%. Średnie odchylenie pomiaru dla CO₂ było najmniejsze i wynosiło tylko 7%. Wobec tak dużych różnic, występujących w warunkach laboratoryjnych, przebadanie samochodów w warunkach eksploatacyjnych, tak aby uzyskane wyniki były wiarygodne dla różnych typów samochodów nie było możliwe. Badania ograniczono do 4 typów samochodów osobowych wymienionych w rozdziale 3. z silnikami o mocy od 51 kW do 120 kW. Posługując się tymi samochodami, badano procesy rozgrzewania silnika i emisje toksycznych składników spalin podczas rozgrzewania

W ponad 100 testach drogowych, w okresie ponad roku, samochodu Honda Accord 2,0, przeprowadzono pomiary zużycia paliwa jako funkcji temperatury rozruchu silnika.

W przeprowadzonych badaniach początkową temperaturę zimnego rozruchu przed podgrzaniem przyjęto z przedziału (0÷10)°C.

Wykonane pomiary wykazały około 30% spadek objętościowego jednostkowego zużycia paliwa uzyskany po wzroście temperatury rozruchu od 0 do 30°C (rys. 4.15). Dalszy wzrost temperatury rozruchu, aż do temperatury dla w pełni nagrzanego silnika okazał się mniej efektywny. Powodował dalszy spadek jednostkowego zużycia paliwa. Jednak spadek ten nie przekraczał 6%

Średnie wartości emisji tlenku węgla (do 40 s po rozruchu) w przedziale temperatur rozruchu od 10 do 30°C malały o około 60%.

Na podstawie wykonanych pomiarów sformułowano wniosek dotyczący układów wstępnego podgrzewania silnika. Stwierdzono w nim, że podgrzanie silnika przed rozruchem od 10°C do 30°C powoduje istotny spadek zużycia paliwa w kolejnej jeździe, a także znaczący spadek emisji składników toksycznych spalin zaraz po rozruchu.

W pomiarach eksploatacyjnych stwierdzono że rozgrzewanie silnika samochodowego w warunkach jazdy miejskiej, przy temperaturach otoczenia od 2 do 20°C, trwa zazwyczaj od około 300 do 500 s. Odpowiada to odcinkowi przejechanej drogi 2,1÷3,4 km.

Przeprowadzone pomiary laboratoryjne i eksploatacyjne wykazały, że temperaturę cieczy chłodzącej podczas rozgrzewania (przy stałym obciążeniu silnika) można aproksymować równaniem prostej. Twierdzenie to pozostaje słuszne w znacznym zakresie zmiennej czasu. Współczynnik kierunkowy wyznaczonej prostej jest zależny od stopnia obciążenia silnika i poboru ciepła do układów wykorzystania ciepła oraz nastawy pompy cieczy z niezależnym napędem.

Ponadto, przeprowadzone pomiary wykazały, że podczas pierwszej godziny postoju samochodu, przy bezwietrznej pogodzie, temperatura cieczy chłodzącej spada ze średnią prędkością około 0,6°C/min. Początkowo, z uwagi na dużą różnicę temperatur silnika i otoczenia, zmianę temperatury należy opisać wykładniczą funkcją czasu. W następnych godzinach postoju możliwa jest aproksymacja liniowa. Na tym etapie stygnięcia, przy „stojącym” powietrzu, wpływ temperatury otoczenia jest mniej istotny.

Przyjętą w pracy graniczną temperaturę 30°C silniki osiągnęły pomiędzy 2. a 3. godziną postoju, zależnie od prędkości wiatru i temperatury otoczenia.

W pracy zaprezentowano autorski model matematyczny silnika i jego układu chłodzenia. Jako parametry wprowadzono masy cieczy obiegowych i masy metalowych części silnika.

Przeprowadzono (z użyciem własnego modelu matematycznego) symulację rozgrzewania silnika pracującego przy zatrzymanej pompie cieczy chłodzącej. Taki stan pracy układu chłodzenia jest stosowany na początku procesu rozgrzewania silnika. Napisany model pozwala obliczać temperatury części silnika bez ryzyka jego uszkodzenia. Modelowe obliczenia zweryfikowano w laboratorium.

Wymuszenie niewielkiego przepływu cieczy chłodzącej (0,05-0,01 dm³/s) miało korzystny skutek w postaci skrócenia procesu rozgrzewania silnika w porównaniu z przypadkiem całkowicie zatrzymanej pompy.

Oczekiwane małe przepływy mogą być osiągnięte tylko w obiegu z pompą o niezależnym napędzie.

Po zastosowaniu w układzie chłodzenia eksperymentalnego akumulatora ciepła, w badanym przedziale temperatur początkowych cieczy chłodzącej 44÷55°C, wystąpił przyrost temperatury tulei cylindra. Dla początkowej temperatury tulei cylindra równej 44°C wzrost ten wynosił 10°. Dla temperatury równej 55°C przyrost ten wynosił już jedynie 6°C.

Dla porównania wykazano, że podczas jazdy miejskiej samochodu lub jazdy na hamowni podwozowej według testu NEDC czas potrzebny do uzyskania podobnego wzrostu

temperatury cieczy chłodzącej wynosi około 50 s. W doświadczeniu z wykorzystaniem ciepła zakumulowanego czas ten zmniejsza się do 25 s. Uzyskane wyniki potwierdzają, że istnieje możliwość zmniejszenia zużycia paliwa podczas kolejnego rozgrzewania silnika. Po wstępnym rozgrzaniu silnika polegającym na równoczesnym załączeniu pompy i akumulatora ciepła zmniejszenie emisji tlenku węgla dla silnika pracującego pod częściowym obciążeniem w pełnych cyklach rozgrzewania wynosiło 9%. Równolegle zmniejszenie emisji węglowodorów wyniosło 6%. Największe spadki stężeń zmierzono w pierwszych sekundach nagrzewania silnika po rozruchu.

Pozytywny wpływ wykorzystania eksperymentalnego układu chłodzenia, stwierdzono także przy badaniu silnika zasilanego mieszaniną propanu i butanu. Nastąpiło kilkudziesięciosekundowe skrócenie czasu oczekiwania na przełączenie się instalacji zasilania silnika z zasilania benzyną na zasilanie gazem. Prace nad poprawą układu ogrzewania reduktora parownika będą kontynuowane.

9.2. Kierunki dalszych badań

Na podstawie zaprezentowanych badań autor stwierdza że ważny kierunek dalszych badań związany jest z wykonaniem kolejnych symulacji procesu rozgrzewania silnika. Nowe opracowane modele matematyczne powinny zostać poszerzone o inne typy silników.

Pożądanymi byłyby próby drogowe układu z różnymi sposobami załączania pompy cieczy chłodzącej.

Dla zastosowania akumulatora ciepła w seryjnych samochodach potrzebne są dalsze badania wyznaczonych statystycznie najczęściej czasów jazdy i czasów postojów. Pozwoli to dopracować algorytm sterowania podgrzewaniem silnika.

Kolejny istotny krok na drodze rozwoju systemów akumulacji ciepła związany jest z redukcją jego masy i zwiększeniem jego pojemności cieplnej. Możliwe jest zastosowanie substancji zmieniających fazę. Wymaga to dalszych prac nad ich trwałością i nieszkodliwością dla środowiska.

Bardzo obiecujące wyniki wykorzystania ciepła zakumulowanego do podgrzewania reduktora – parownika w instalacji zasilania paliwem LPG skłaniają autora do dalszych prac nad rozwojem instalacji podgrzewania paliw gazowych

Gromadzenie energii cieplnej powstającej podczas chłodzenia pozostaje aktualne również w zastosowaniu do samochodów wykorzystujących ogniwa paliwowe. Wymagają one wstępnego podgrzania przed rozruchem ogniwa i chłodzenia go w czasie pracy.

Zaprezentowana praca została ograniczona do silników z zapłonem iskrowym. Kolejne badania powinny dotyczyć silników o zapłonie samoczynnym czy silników z systemem spalania HCCI. W związku z wprowadzanymi nowymi rodzajami paliw silnikowych, a w szczególności biopaliw wymagających podgrzewania wykorzystanie ciepła odpadowego będzie koniecznością.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Balcerski A., Giernalczyk M., Kneba Z.: Prognozowanie parametrów rozkładów temperatury wody zaburtowej na założonych liniach żeglugowych, *Mar. Technol. Trans.* 1996 vol. 7 s. 23÷30.
- [2] Balcerski A.: Modele probabilistyczne w teorii projektowania i eksploatacji spalinowych siłowni okrętowych. Gdańsk, Fundacja Promocji Przemysłu Okrętowego i Gospodarki Morskiej 2007.
- [3] Bals R., Pfeifer E., Lewe P.: Direkte Abgaswärmenutzung am Ottomotor Wärmemanagement der Kraftfahrzeuges VI, Expertverlag Essen 2008, s. 50÷68.
- [4] Beichtbuchner A., Jauk T., Unterguggenberger P., Wimmer A., Eder A., Richter R., Winter G.: Vorausberechnung des termischen Verhaltens und des Kraftstoffverbrauchs im Motorwärmelauf. Wärmemanagement der Kraftfahrzeuges VI, Expertverlag Essen 2008, s. 281÷294.
- [5] Benson R. S., Whitehouse N. D.: *Internal Combustion Engine*. Pergamon press, Oxford, 1979. s.358÷360.
- [6] Bielaczyc P., Merksiz J., Pielecha J.: Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [7] Bielaczyc P., Merksiz J., Szczotka A.: An investigation of cold start and warm-ups phases with a SI engine for meeting new European emissions regulations. *Archiwum motoryzacji* 1999, nr 1/2, s. 67÷84.
- [8] Bielaczyc P.: Analiza wpływu fazy rozruchu i nagrzewania się silnika ZI na emisję toksycznych składników spalin. Praca doktorska. Polit. Poznańska, Wydz. Mechaniczny 2000.
- [9] Brzeżański M.: Emisja toksycznych składników spalin w fazie nagrzewania się silnika o zapłonie iskrowym z zastosowaniem akumulatora ciepła. Monografia nr 326, seria Mechanika, Kraków 2007.
- [10] Brzeżański M.: Spark ignition engine exhaust gas toxic components emission during warming up phase with use of heat storage. *Silniki Spalinowe 2007-SC3*, str. 112÷121.
- [11] Brzeżański M.: Pomiar temperatury w wybranych węzłach silnika spalinowego w fazie jego nagrzewania. *Fifth International Symposium Combustion Engines in Military Applications „Silwoj 2001”*, Jurata 2001.
- [12] Cantek L., Białas M., Kneba Z., Woronkin S.: Wykonanie i badanie wyciszzonego zespołu prądotwórczego ZAE-400/4.1988, Zlec.: Huta Stalowa Wola – Fabryka Maszyn Strzyżów.
- [13] Cantek L., Kneba Z.: Wykorzystanie ciepła odpadowego sprężarek. *Ciepłownictwo*. 1986 R. 18, nr 7÷8, s. 149÷150.
- [14] Cichy M., Kneba Z., Kropiwnicki J.: Zastosowanie grafów wiązań do modelowania układów chłodzenia silników spalinowych. *Archiwum Motoryzacji*. Nr 1, 2005. s.21÷34.
- [15] Cichy M., Kneba Z.: Modelowanie procesów cieplnych w złożonych systemach energetycznych załącznik sprawozdanie z projektu badawczego KBN nr 4T12D02730, Gdańsk 2009.
- [16] Cichy M., Makowski S.: Modele typu „czarna skrzynka” elektrycznych elementów napędu hybrydowego. *Przegląd Elektrotechniczny R. 82, Nr 4, 2000, s.16÷19*.
- [17] Cichy M.: Nowe teoretyczne ujęcie charakterystyki gęstości czasowej, *Silniki Spalinowe*. Nr 2÷3/1986 s. 75÷78.
- [18] Cichy M.: Modelowanie systemów energetycznych. Gdańsk, Wyd. Politechniki Gdańskiej, 2001.
- [19] Cichy M.: Nowe podejście do modelowania procesów cieplnych za pomocą grafów wiązań i równań stanu. *Badania i rozwój konstrukcji silnika Stirlinga*. Red. S. Żmudzkiego. Wyd. Szczecin, Politechnika Szczecińska, 2000.
- [20] Chłopek Z.: *Ochrona środowiska Naturalnego. Pojazdy samochodowe WKiŁ* Warszawa 2002.

- [21] Clemens H., Collisi J., Hoetger M.: Das Amovis Abwärmenutzungskonzept: 15 Jahre praktische Erfahrung mit Mikrodampfprozessen. Wärmemanagement der Kraftfahrzeuge VI, Expertverlag 2008 s. 32÷49.
- [22] De Larminat P., Thomas Y.: Automatyka - układy liniowe, t. 2, Identyfikacja. Warszawa, WNT, 1983. s.137.
- [23] Deussen N.: Einfluss der Starttemperatur auf den Kraftstoffverbrauch. Wärmemanagement des Kraftfahrzeuge V, Expertverlag Essen 2006, s.143÷162.
- [24] Dębicki M.: Teoria samochodu, teoria napędu. Warszawa WNT, 1971.
- [25] DIRECTIVE 98/69/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 13 October 1998 relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles and amending Council Directive 70/220/EEC.
- [26] Edwards S., Muller R., Feldhaus G., Finicdel T.: CO₂-Minderung bei einem Turbo-DI-Ottomotor durch optimiertes Thermomanagement. MTZ 1/2008.
- [27] Eifler G., Burkard M., Kawert F.: Demand-Controlled Engine Cooling Circuit Investigation and Simulation. MTZ worldwide Ausgabe Nr 2005-03.
- [28] Fink M.: Motorkühlung wird immer wichtiger. MTZ 6/2009 s.439.
- [29] Flik M., Edwards S., Pantow E.: Emissions Reduction in Commercial Vehicles via Thermomanagement 30. Internationales Wiener Motorensymposium 2009 VDI Verlag. 697–1 22.
- [30] Forissier M.: From Passive to Active Engine Cooling. Auto Technology 6/2001.
- [31] Freyman R. :Der Turbosteamer: Ein System zur Kraft-Wärme-Kopplung im Automobil. MTZ 5/2008.
- [32] Fuks J., Makowski S.: Konstrukcja i badania nowych stanowiskowych układów chłodzenia silników spalinowych. 1984. Rozprawa doktorska 1985. Politechnika Gdańska, Wydział Budowy Maszyn.
- [33] Ganser J., Kleppmann W., Kolb A. Schwelberger W, Trefzger B.: Cooling Circuit Development Using Design of Experiments. MTZ worldwide Ausgabe Nr.: 2004-09.
- [34] Genster A., Stephan W.: Always at the Correct Temperature Thermal Management with Electric Coolant Pump : MTZ worldwide Ausgabe Nr 2004-11.
- [35] Grigull U.: Technische termodynamik Samlung Groschen. De Gruyter, Berlin New York 1977.
- [36] Hess U., Mitterer A., Neugebauer S., Riegert P., Seider G.: Heat Management of the New BMW in Line 6 Cylinder Engine. MTZ worldwide Ausgabe Nr 2005 –11.
- [37] Hofmann P., Indra F.: Neues Wärmespeichersystem zur Verminderung der Kaltstartemissionen und Erhöhung des Komforts. Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges, Expertverlag Essen 1998, s.240÷258.
- [38] Imagine: Thermal-Hydraulic library; Engine cooling library. Roanne 2004.
- [39] Jażyński G.: Osprzęt silników zasilanych gazem. Serwis motoryzacyjny nr 4/2008. s. 28.
- [40] Kenisarin M., Mahkamov K.: Renewable & Sustainable Energy Reviews 11 (2007) s. 1913÷1965.
- [41] Kilman G., Harada O., Watenabe K., Alex D.: The 1.8L engine of the new Toyota Prius FISITA 2010 F2010-A-043 Budapeszt.
- [42] Kitte J., Tietze T., Jansch D., Bals R.: Modellierung und Simulation in Dymola/Modelica als Basis zur Entwicklung innovativer Wärmemanagementstrategien. Wärmemanagement der Kraftfahrzeuge VI, Expertverlag 2008, s. 252÷280.
- [43] Knauf B., Pantow E.: Design of a Cooling System with an Electrical Coolant Pump. MTZ worldwide Ausgabe Nr 2005-11.
- [44] Kneba Z., Model chłodnicy płytowej pracującej w układzie chłodzenia silnika samochodowego, Archiwum motoryzacji 05/2006.
- [45] Kneba Z., Ronkowski M. : Brushless DC motor modelling for the pump deive of a car IC engine cooling system, Seminarium naukowo-techniczne Technicon Gdańsk, Politechnika Gdańska, 2006.
- [46] Kneba Z., Ronkowski M.: Modelling of ic engine coolant system with permanent magnet brushless motor – bond graphs approach. Joint Czech – Polish Conference on Project GACR 102/06/1320 „Low Votage Electrical Machines” [Dokument elektroniczny], Brno November 2006/Brno University of Technology. Faculty of Electrical Engineering and Communication,

- Silesian University of Technology. Department of Electrical Machines and Devices, University of Žilina. Department of Power Electrical Systems.
- [47] Kneba Z.: Additional driven from crankshaft energy consumers and their influence on car performance. Proceedings. MOTOAUTO '02. Russe, 29÷31 October 2002. [Russe: Technol. Univ.] 2002, Vol. 2 Automobiles, tractors and industrial trucks.
- [48] Kneba Z.: Bond graph modeling of the new generation engine cooling systems = Zastosowanie metody grafów wiązań do modelowania nowej generacji układów chłodzenia silników spalinowych. Journal of KONES : Powertrain and Transport. Vol. 13, nr 1 2006.
- [49] Kneba Z.: Electronically controlled cooling systems for car engines. Proceedings. MOTOAUTO '02. Russe, 29÷31 October 2002. [Russe: Technol. Univ.] 2002 vol. 1 Internal combustion engines.
- [50] Kneba Z.: Engine temperature during warm-up influence of load and cooling system parameters. Journal of KONES 2001, Vol. 8, nr 1÷2.
- [51] Kneba Z.: Environmental impact of planned introduction of electrically driven water pump in passenger car engines. [CD-ROM] Conference proceedings. CESURA '03. International Conference on CLEAN, EFFICIENT & SAFE URBAN TRANSPORT. Gdańsk/Jurata, Poland, 4÷6 June 2003.
- [52] Kneba Z.: Heat transfer to car engine cooling system - influence of coolant flow through engine block XIX International Symposium: Research-Education-Technology: proceedings, Bremen, 24–25 September, 2009.
- [53] Kneba Z.: Influence of the engine cooling down period during short car stops on the average fuel consumption. Developments in mechanical engineering. Vol. 3. Eds. J.T. Cieśliński, A. Barylski. Gdańsk: Univ. Technol. Publ., 2009, s. 125÷131.
- [54] Kneba Z.: Kompleksowy model nowej generacji układu chłodzenia silnika spalinowego. II Kongres PTNSS Silniki Spalinowe – wydanie specjalne. 2007.
- [55] Kneba Z.: Koncepcja stanowiska do badań układów chłodzenia silników samochodowych. II Konferencja Naukowo-Techniczna „Problemy jakościowe, energetyczne i eksploatacyjne w maszynach cieplnych”. Bydgoszcz – Duszynki Zdrój, 2÷5 września 2004. Bydgoszcz: ATR 2004.
- [56] Kneba Z.: Modelowanie nowej generacji układów chłodzenia do silników samochodowych. V Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna Pojazd a Środowisko: Jedlnia-Letnisko, 13÷15 czerwca 2005. Red. nauk. J. Nita. Radom, Wyd. Politechniki Radomskiej, 2005.
- [57] Kneba Z.: Możliwości zmniejszenia mocy potrzebnej do napędu pompy cieczy chłodzącej silnika samochodowego Journal of KONES: Powertrain and Transport – Vol. 15, nr 3 (2008), s. 239÷244.
- [58] Kneba Z.: New generation cooling systems for car engines, BALTTEHMAŠ. Progressivnye Tehnologii, Mašiny i Mehanizmy v Mašinostroenii: sbornik naučnyh trudov Meždunarodnoj Baltijskoj Asociacii Mašinostroitelej. Red. L.I. Polišuk. Kaliningrad: Kaliningradskij Gosudarstvennyj Tehničeskij Universitet 2006.
- [59] Kneba Z.: Przydatność homologacyjnych testów jezdnych samochodów do badań układów chłodzenia ich silników spalinowych. II Konferencja Naukowo-Techniczna „Problemy jakościowe, energetyczne i eksploatacyjne w maszynach cieplnych”. Bydgoszcz – Duszynki Zdrój, 2÷5 września 2004. Bydgoszcz: ATR 2004.
- [60] Kneba Z.: Rozwiązania konstrukcyjne układów chłodzenia cieczą silników tłokowych. Journal of KONES: Powertrain and Transport. Vol. 15, nr 2 (2008), s. 183÷188.
- [61] Kneba Z. Śmieja M.: The automation on the test bed for engine cooling system testing. The 5th International Conference Mechatronic Systems and Materials: MSM-2009: abstracts, Vilnius, Lithuania, 23÷25 October, 2009.
- [62] Kneba Z.: The idea of the heat storage In heat accumulator for car engine preheating before start = Koncepcja wykorzystania ciepła zakumulowanego w cieczy chłodzącej do wstępnego podgrzania silnika samochodu przed kolejnym rozruchem. Silniki Spalinowe = Combustion Engines. R. 48, nr SC2, Mixture Formation, Ignition and Combustion 2009, s. 77÷83.
- [63] Kneba Z.: The influence of car engine start temperature on fuel consumption XVIII International Symposium, Research-Education-Technology Gdansk, 26–27, June 2008.

- [64] Kneba Z.: Wpływ fazy nagrzewania silnika samochodowego na zużycie paliwa. IX Śląskie Forum Motoryzacji, Śląsk 2007.
- [65] Kneba Z.: Wpływ załączonych dodatkowych odbiorników mocy na testowe wyniki analizy spalin samochodu osobowego. Archiwum Motoryzacji 2002 nr 4.
- [66] Kneba Z.: Zastosowanie silnika elektrycznego do napędu pompy cieczy chłodzącej w silnikach samochodowych. NAPĘDY I STEROWANIE 2004. X Jubileuszowe Seminarium towarzyszące X Targom Producentów, Kooperantów i Sprzedawców Zespołów Napędowych i Układów Sterowania. Gdańsk, 18.02.2004. Red. A. Balawender. Gdańsk: Politechnika Gdańska, Międzynar. Targi Gdańskie 2004.
- [67] Kneba Z.: Possibilities of car engine preheating using heat storage element. FISITA 2010 Budapest 30.05÷04.06.2010.
- [68] Kneba Z., Taryma S.: Identification of phase changing process of propanebutane mixture in evaporator of a car engine fuel system. FISITA 2010 Budapest 30.05÷04.06.2010.
- [69] Kobayashi H., Arisawa K., Yamada K., Yamashita Y., Hayashi K.: Heat storage device and engine. European Patent Application EP 1 983167 A1.
- [70] Kock F., Enke W.: Methodeneinsatz bei Wärmebilanzmessungen an Motoren zur Auslegung des Kühlsystems in der Automobilindustrie. Wärmemanagement der Kraftfahrzeuge V, Expertverlag 2008, s. 1÷31.
- [71] Koehler O., Ermisch N., Aberle W.: Verbrennungskraftmaschine und Arbeitsverfahren einer Verbrennungskraftmaschine Europäische Patentschrift 1041268 B1 18.01.2000.
- [72] Kropiwnicki J.: The application of spline function for approximation of engine characteristics. Archiwum Motoryzacji nr 4, 2000.
- [73] Kudo T., Ohashi T., Yatabe F., Fukushima S.: Warming-up system for vehicle United States Patent Application Publication 2009/0236435 A1 24.09.2009.
- [74] Kyungwook Ch., Kibum K., Kihyung L.: Effect of New Cooling System in a Diesel Engine on Engine Performance and Emission Characteristics SAE Congress and Exhibition 2009 paper 2009-01-0177.
- [75] Lang G., Petutschnig H., Puntigam W., Kitanoski F., Hager J.: Simulation des Aufwarmverhaltens von Verbrennungsmotor und Fahrzeug mittels Kopplung von Teilmodellen. Wärmemanagement der Kraftfahrzeuge V, Expertverlag 2006, pp. 38÷53.
- [76] Laske M., Ludwig J., Unseld G., Weiß A.: Cylinder Head Gaskets with Integrated Temperature Sensors Detecting Critical Component Temperatures in the Heart of the Engine MTZ worldwide Ausgabe Nr 2002-12.
- [77] Laurikko J.: Cold start emissions and excess fuel consumption in low ambient temperatures – Assessment of EU2, EU3 and EU4 passenger car performances. FISITA 2008, www.fisita2008.com/programme/programme/pdf/F2008-09-049.pdf.
- [78] Lipnicki Z., Rubaszewski A.: Współpraca akumulatora ciepła z układem chłodzenia silnika spalinowego. Archiwum Motoryzacji Nr 3/2000 s. 177÷186.
- [79] Lugs W.: Brennkraftmaschine mit einem Kuhlmittelkreislauf. Offenlegungsschrift Bundesrepublik Deutschland Deutsches Patent- und Markenamt DE 103 01 797 A1.
- [80] Lund Ch., Maisner W., Lange Ch., Beyer B.: Innovation durch Co-Simulation Wärmemanagement der Kraftfahrzeuge VI, Expertverlag 2008 s. 184÷186.
- [81] Merksiz J., Mazurek S., Pilecha J.: Pokładowe urządzenia rejestrujące w samochodach. Poznań, Wyd. Politechniki Poznańskiej 2007.
- [82] Merksiz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych. Poznań, Wyd. Politechniki Poznańskiej 1998.
- [83] Merksiz J.: Emisja benzenu z pojazdów samochodowych w warunkach miejskich i możliwości jej ograniczenia. Journal of KONES Internal Combustion Engines 2002 No. 34. ISSN 1231–4005 s. 202÷213.
- [84] Morikawa T., Ito S., Miyata Y., Arisawa K., Yoshikawa S., Shinpo Y.: Heat storage tank. United States Patent 6, 892, 681 B2.
- [85] Ngy-Srun Ap, Tarquis M.: Innovative Engine Cooling Systems Comparison. 2005 SAE World Congress Detroit Michigan April 11÷14, 2005 SAE Paper 2005-01-1378.

- [86] Opoka R., Wrzecioniarz P.: Układ chłodzenia silnika spalinowego chłodzonego cieczą. Opis patentowy 104973 Urząd Patentowy PRL 1.12.1978.
- [87] Prochowski Leon: Pojazdy samochodowe Mechanika ruchu. Warszawa WKiŁ 2005.
- [88] Ražnjević K.: Tablice cieplne z wykresami. Warszawa WNT 1966.
- [89] Richter R., Tonhauser J., Schreiner M.: Gesamtfahrzeug-Warmemenagement mit einem neuen Wärmebertrager-Prufstand.
- [90] Rikeit H.: Aspects of Passenger car fuel consumption Journal of KONES, Warszawa-Gdańsk 1998. s.145÷151.
- [91] Ronkowski M., Kneba Z.: Bond-graphs based modelling of hybrid energy systems with permanent magnet brushless machines. International XV Symposium Micromachines and Servosystems MiS 06, 17÷21 September 2006, Soplicowo, Electrotechnical Institute, Warsaw, Poland. Warszawa: Wyd. Książkowe Instytutu Elektrotechniki, 2006. s. 312÷319.
- [92] Ronkowski M.: Modelowanie i symulacja maszyn elektrycznych metodą grafów wiązań. Przegląd Elektrotechniczny, nr 10, 2004. s.944÷947.
- [93] Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego. PWN Warszawa 1990.
- [94] Stegmann B., Stolz I., Weinrich M., Bargende M., Widemann J.: Ein gesamtfahrzeugmodel zur Optimierung von Termomenagementmassnamen. Wärmemenagement der Kraftfahrzeuges VI, Expertverlag 2008, s. 101÷121.
- [95] Suzuki M., Arisawa K., Tabata M.: Internal combustion engine having heat accumulator, control of heat supply system and control method of internal combustion engine. United States Patent 6,532,911 B2 18.03.2003.
- [96] Thurfjell J.L.: Zasobnik ciepła dla chłodzonego płynem silnika spalinowego wewnętrznego spalania. Opis patentowy 178500 Urząd Patentowy Rzeczypospolitej Polskiej 31.05.2000.
- [97] Vetrovec J: Engine Cooling System with a Heat Load Averaging Capability SAE Paper 2008 nr 08HX-22.
- [98] Vasiliev L.L., Victor S., Burak V. S., Kulakov A. G., Mishkinis D. A., Bohan P. V.: Heat storage for a bus petrol internal-combustion engine. Rozdział w książce: Advances in Cold-Region Thermal Engineering and Sciences Springer Berlin/Heidelberg 1999. s. 585-594.
- [99] Will F.: A novel exhaust heat recovery system to reduce fuel consumption. FISITA 2010 F2010-A-073 Budapeszt.
- [100] www.MAN B&W.
- [101] Workshop Manual Honda Accord.
- [102] Yamazaki M.: Hot coolant type heat accumulating apparatus for a hybrid vehicle and heat accumulating method thereof. United States Patent 6,928,962 B2 16.08.2005.
- [103] Yutaka T.: Rapid warming device for internal combustion engine. Japan Patent JP111822393 (A).
- [*] Pomiary autora z pomocą Daimler-Benz Werk Bremen.

STUDIUM PROBLEMÓW ZARZĄDZANIA CIEPŁEM ODPAWOWYM SILNIKA W SAMOCHODACH OSOBOWYCH

W pracy przedstawiono zagadnienia sterowania ciepłem silnika spalinowego samochodu osobowego. Zbadano przebiegi czasowe procesów nagrzewania i stygnięcia cieczy obiegowych i części silnika. Na podstawie jazd miejskich, wykonanych okresie ponad roku, określono także wpływ temperatury rozruchu silnika na przebiegowe zużycie paliwa. Opracowano model matematyczny silnika, jego układu chłodzenia i smarowania, uwzględniający pojemności cieplne części silnika. Zaproponowano układy chłodzenia cieczą z pompą o niezależnym napędzie i akumulatorem ciepła dla szybszego rozgrzania silnika jazdy. Wykorzystując wspomniany akumulator, uzyskano na hamowni silnikowej niewielki (6 – 15°C) przyrost temperatury tulei cylindrowych przed rozruchem. Taki wzrost skutkowało kilkuprocentowym zmniejszeniem zawartości toksycznych składników w spalinach w wyniku podgrzania silnika przed rozruchem. Aby zrealizować podgrzewanie wstępne zastosowano pompę obiegową cieczy chłodzącej z napędem elektrycznym. Przebadano wpływ nastawionej wydajności pompy na ilość odprowadzanego ciepła i szybkość gromadzenia i oddawania energii cieplnej z akumulatora ciepła. Pozytywny wpływ wykorzystania eksperymentalnego układu chłodzenia, stwierdzono przy badaniu silnika zasilanego zarówno benzyną, jak i mieszaniną propanu i butanu. Nastąpiło kilkudziesięciosekundowe skrócenie czasu oczekiwania na przełączenie się instalacji zasilania silnika z benzyny na gaz po rozruchu zimnego silnika.

A STUDY ON PROBLEMS OF HEAT MENAGEMENT FROM PASSENGER CAR ENGINES

The problem of controlling heat from a passenger car engine is presented in the paper. The time-dependent cooling and heating processes of circulating liquids and engine parts were investigated. On the basis of urban drives done over more than a year, the influence of the temperature of the engine start-up on the operating fuel consumption was examined. A mathematical model of the engine and its cooling and lubrication systems, taking into account the heat capacities of the engine parts, was developed. Water cooling system with electric pump and heat accumulator was proposed. Such a cooling system using the coolant in the heat storage tank (heat accumulator) was examined in the paper as well. Using the accumulator, a small (6 – 15°C) cylinder liner temperature increase before the engine start on an engine test bed was obtained. Such an increase resulted in a few percent reduction in the toxic components in exhaust gases when the engine was pre-heated before its starting. In order to achieve the pre-heating, a coolant circulating pump with an electric drive was used. A positive impact of the use, of an experimental cooling system was found when testing the gasoline engine fueled by both petrol and a mixture of propane and butane. The waiting time, after the engine cold start, for switching the installation from petrol to gas has been shortened by a few tenths of seconds.

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI GDAŃSKIEJ

Wydanie I. Ark. wyd. 7,7, ark. druku 7,75, 114/632

Druk i oprawa: *EXPOL* P. Rybiński, J. Dąbek, Sp. Jawna
ul. Brzeska 4, 87-800 Włocławek, tel. 54 232 37 23