



*Łukasz Grabowski*

## Konwersja energii chemicznej paliwa na energię elektryczną w spalinowym autobusie miejskim



MONOGRAFIE

Konwersja energii chemicznej paliwa  
na energię elektryczną w spalinowym  
autobusie miejskim

# Monografie – Politechnika Lubelska

## Rada Naukowa Wydawnictwa Politechniki Lubelskiej

**Przewodnicząca:**  
Agnieszka RZEPKA

**Dyrektor CIN-T:**  
Katarzyna WEINPER

### **Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej:**

Magdalena CHOŁOJCZYK  
Karolina FAMULSKA-CIESIELSKA  
Jarosław GAJDA  
Anna KOŁTUNOWSKA  
Katarzyna PEŁKA-SMĘTEK  
Anna STROJEK

### **Przedstawiciele Dyscyplin Naukowych Politechniki Lubelskiej:**

Marzenna DUDZIŃSKA  
Małgorzata FRANUS  
Arkadiusz GOLA  
Paweł KARCZMAREK  
Beata KOWALSKA  
Anna KUCZMASZEWSKA  
Jarosław LATAJSKI  
Tomasz LIPECKI  
Zbigniew ŁAGODOWSKI  
Joanna PAWŁAT  
Lucjan PAWŁOWSKI  
Natalia PRZESMYCKA  
Magdalena RZEMIENIAK  
Mariusz ŚNIADKOWSKI

### **Przedstawiciele honorowi:**

Zhihong CAO, Chiny  
Miroslav GEJDOŠ, Słowacja  
Karol HENSEL, Słowacja  
Hrvoje KOZMAR, Chorwacja  
Frantisek KRCMA, Czechy  
Sergio Lujan MORA, Hiszpania  
Dilbar MUKHAMEDOVA, Uzbekistan  
Sirgii PAWŁOW, Ukraina  
Natalia SAVINA, Ukraina  
Natia SHENGELIA, Gruzja  
Daniele ZULLI, Włochy

Łukasz Grabowski

# Konwersja energii chemicznej paliwa na energię elektryczną w spalinowym autobusie miejskim



POLITECHNIKA  
LUBELSKA  
WYDAWNICTWO

Lublin 2023



## Recenzenci:

Prof. dr hab. inż. Marek Idzior, Politechnika Poznańska

dr hab. inż. Paweł Woś. prof. uczelni, Politechnika Rzeszowska

Praca została wydana w ramach projektu „Politechnika Lubelska – Regionalna Inicjatywa Doskonałości” finansowanego ze środków Ministerstwa Edukacji i Nauki (wcześniej Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego) na podstawie umowy nr 030/RID/2018/19.

Badania sfinansowano ze środków Programu Badań Stosowanych II Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w ramach projektu pt. „Opracowanie technologii autobusowych struktur fotowoltaicznych zmniejszających zużycie paliwa i emisję toksycznych składników spalin”, umowa nr PBS2/A6/16/2013.

Autor zdjęcia na okładce: Bartłomiej Smętek

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

ISBN: 978-83-7947-552-0

Wydawca: Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej

[www.wpl.pollub.pl](http://www.wpl.pollub.pl)

ul. Nadbystrzycka 36C, 20-618 Lublin

tel. (81) 538-46-59

Druk: Agencja Reklamowa TOP Agnieszka Łuczak

[www.agencjatop.pl](http://www.agencjatop.pl)

---

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL [www.bc.pollub.pl](http://www.bc.pollub.pl)

Książka udostępniona jest na licencji Creative Commons Uznanie autorstwa – na tych samych warunkach 4.0 Międzynarodowe (CC BY-SA 4.0)

Nakład: 50 egz.

## Spis treści

|                                                                                                                |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Streszczenie .....                                                                                             | 7  |
| Abstract.....                                                                                                  | 8  |
| Wykaz symboli i skrótów .....                                                                                  | 9  |
| 1. Wprowadzenie .....                                                                                          | 13 |
| 2. Stan wiedzy .....                                                                                           | 17 |
| 2.1. Problematyka procesu konwersji energii chemicznej paliwa na energię elektryczną.....                      | 17 |
| 2.1.1. Wpływ warunków ruchu autobusu miejskiego na sprawność konwersji energii .....                           | 17 |
| 2.1.2. Proces konwersji energii chemicznej paliwa na energię mechaniczną w silniku o zapłonie samoczynnym..... | 22 |
| 2.1.3. Proces konwersji energii mechanicznej na elektryczną w alternatorze.....                                | 27 |
| 2.2. Metody zmniejszenia obciążenia alternatora.....                                                           | 34 |
| 2.2.1. Ogniwa fotowoltaiczne jako nowe źródło energii elektrycznej na pokładzie pojazdu .....                  | 34 |
| 2.2.2. Rekuperacja energii kinetycznej i potencjalnej pojazdu.....                                             | 38 |
| 2.3. Podsumowanie .....                                                                                        | 39 |
| 3. Cel i zakres pracy .....                                                                                    | 41 |
| 4. Badania przetwarzania przetwarzania energii w warunkach ustalonych .....                                    | 45 |
| 4.1. Założenia modelu konwersji energii w spalinowym autobusie miejskim .....                                  | 45 |
| 4.2. Model autobusu miejskiego.....                                                                            | 51 |
| 4.3. Model warunków drogowych.....                                                                             | 54 |
| 5. Identyfikacja modelu przetwarzania energii w układzie silnik-alternator .....                               | 61 |
| 5.1. Identyfikacja modelu w silniku spalinowym o zapłonie samoczynnym ...                                      | 61 |
| 5.1.1. Założenia modelu konwersji energii w silniku spalinowym.....                                            | 61 |
| 5.1.2. Model silnika spalinowego .....                                                                         | 65 |
| 5.1.3. Model konwersji energii w silniku spalinowym .....                                                      | 71 |
| 5.2. Identyfikacja modelu konwersji energii w alternatorze .....                                               | 75 |
| 5.2.1. Założenia modelu konwersji energii w alternatorze .....                                                 | 75 |
| 5.2.2. Obiekt badań .....                                                                                      | 75 |
| 5.2.3. Plan badań.....                                                                                         | 76 |
| 5.2.4. Wyniki badań.....                                                                                       | 77 |
| 5.2.5. Model przetwarzania energii w alternatorze.....                                                         | 80 |
| 6. Badania przetwarzania energii elektrycznej w warunkach ustalonych.....                                      | 87 |
| 6.1. Obiekt badań .....                                                                                        | 87 |
| 6.2. Metodyka badawcza .....                                                                                   | 89 |
| 6.3. Plan badań .....                                                                                          | 91 |
| 6.4. Wyniki badań dla testu WHSC .....                                                                         | 92 |
| 7. Badania przetwarzania energii podczas testów jezdnych w warunkach hamownianych .....                        | 99 |
| 7.1. Wprowadzenie.....                                                                                         | 99 |

|                                                                                                         |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 7.2. Badania konwersji energii na hamowni podwoziowej .....                                             | 99  |
| 7.2.1. Obiekt badań .....                                                                               | 99  |
| 7.2.2. Stanowisko badawcze .....                                                                        | 99  |
| 7.2.3. Zakres badań .....                                                                               | 103 |
| 7.2.4. Wyniki badań uzyskane podczas cyklu jezdnego SORT2 .....                                         | 105 |
| 7.2.5. Wyniki badań z cyklu jezdnego WHVC .....                                                         | 111 |
| 7.2.6. Analiza wyników badań z cykli SORT 2 i WHVC .....                                                | 115 |
| 8. Badania konwersji energii w warunkach drogowych .....                                                | 135 |
| 8.1. Zakres badań .....                                                                                 | 136 |
| 8.2. Wyniki badań drogowych z cyklu jezdnego SORT2 .....                                                | 138 |
| 8.3. Analiza procesu konwersji energii w warunkach drogowych .....                                      | 141 |
| 8.3.1. Analiza sprawności konwersji energii .....                                                       | 144 |
| 8.3.2. Obliczenia energii oraz czasów poszczególnych stanów pracy .....                                 | 148 |
| 8.4. Analiza konwersji energii podczas przyspieszania pojazdu .....                                     | 155 |
| 8.4.1. Analiza wyników badań z procesu przyspieszania pojazdu .....                                     | 157 |
| 8.4.2. Wyznaczenie sprawności silnika i alternatorów podczas<br>przyspieszania .....                    | 161 |
| 9. Badania symulacyjne przetwarzania energii elektrycznej .....                                         | 167 |
| 9.1. Zakres badań symulacyjnych .....                                                                   | 167 |
| 9.2. Wyniki obliczeń i analiza .....                                                                    | 168 |
| 9.3. Wpływ masy pojazdu na sprawność generowania energii elektrycznej ..                                | 173 |
| 10. Podsumowanie .....                                                                                  | 175 |
| Bibliografia .....                                                                                      | 179 |
| 11. Załącznik nr 1. Pojazdowe stanowisko badawcze .....                                                 | 191 |
| 11.1. Hamownia podwoziowa .....                                                                         | 191 |
| 11.2. Układ rejestracji danych .....                                                                    | 193 |
| 11.3. Pomiar natężenia prądu .....                                                                      | 194 |
| 11.4. Układy pojazadowego obciążenia elektrycznego .....                                                | 196 |
| 11.5. Stanowisko do badań alternatorów .....                                                            | 198 |
| 12. Załącznik nr 2. Kody źródłowe programów do analizy danych<br>opracowanych programie NI Diadem ..... | 202 |

# Konwersja energii chemicznej paliwa na energię elektryczną w spalinowym autobusie miejskim

## Streszczenie

Prowadzone prace badawczo-rozwojowe w zakresie efektywności energetycznej pojazdów wynikają między innymi z wprowadzania ograniczeń związanych z emisją dwutlenku węgla. Do 2030 roku planowane jest obniżenie emisji tego związku o 40% w porównaniu do stanu z 1990 roku. Efektywność energetyczna wiąże się również z procesem konwersji energii zawartej paliwie na energię elektryczną. Dotyczy to zwłaszcza autobusów miejskich, w których zużycie energii elektrycznej jest największe ze wszystkich pojazdów wyposażonych w silniki spalinowe. Stosowane aktualnie metody wyznaczania sprawności wytwarzania energii elektrycznej na pokładach pojazdów opierają się na charakterystykach sprawności silnika i alternatora. Nie uwzględniają jednak wszystkich czynników wpływających na ten proces, a wynikających z warunków ruchu pojazdu.

Celem niniejszej pracy było wyznaczenie sprawności generowania energii elektrycznej na pokładzie autobusu miejskiego, w tym również określenie jak na ten proces wpływają warunki ruchu pojazdu, zmiany obciążenia silnika spalinowego oraz zmiany obciążenia elektrycznego alternatora.

W pracy opisano szereg eksperymentów obejmujących badania procesów konwersji: energii zawartej w paliwie na energię mechaniczną w silniku spalinowym o zapłonie samoczynnym, energii mechanicznej na energię elektryczną w alternatorze, energii zawartej w paliwie na energię elektryczną w warunkach ustalonych na hamowni podwoziowej, energii zawartej w paliwie na energię elektryczną w warunkach drogowych. Przeprowadzone analizy otrzymanych wyników umożliwiły wyjaśnienie, jak zmiany w czasie obciążenia silnika oraz alternatora wpływają na chwilową i sumaryczną sprawność konwersji energii paliwa na energię elektryczną. Średnia wartość sprawności w warunkach drogowych wyniosła około 30%. Przeprowadzone badania eksperymentalne były równocześnie badaniami identyfikacyjnymi, których wyniki posłużyły do opracowania modelu autobusu miejskiego w programie Vecto. Przeprowadzone z wykorzystaniem modelu obliczenia wykazały, że również masa pojazdu oraz zmiany nachylenia drogi istotnie wpływają na proces produkcji energii elektrycznej na pokładzie autobusu miejskiego.

**Słowa kluczowe:** energia, przetwarzanie energii, silnik spalinowy, alternator, autobus, testy drogowe, Vecto

## **Conversion of fuel chemical energy into electrical energy in city bus with diesel engine**

### **Abstract**

R&D activities to improve vehicle energy efficiency are triggered, e.g. by the introduced restrictions for carbon dioxide emissions. By 2030, this kind of emissions is going to be reduced by 40% compared to the 1990 emissions level. Energy efficiency also involves the process of converting fuel energy into electricity. This is especially true for urban buses whose electricity consumption is highest among all vehicles with internal combustion engines. The present methods to determine the efficiency of on-board electricity generation refer to engine and alternator efficiency characteristics but ignore all the factors that impact this process and result from vehicle's operating conditions.

This study focuses on determining the efficiency of on-board electricity generation, including how this process is impacted by vehicle's operating conditions, changes in load on the internal combustion engine and changes in electrical load on the alternator.

This paper describes a series of experiments to investigate the conversions of fuel energy into mechanical energy in a compression-ignition internal combustion engine, mechanical energy into electrical energy in an alternator, fuel energy into electrical energy under steady-state conditions on a chassis dynamometer, and fuel energy into electrical energy under operating conditions. The analyses of the results explained how changes in the load of the engine and alternator over time affect the instantaneous and total efficiency of the conversion of fuel energy into electricity. The average value of efficiency under operating conditions was about 30%. The experimental studies were identification studies whose results were applied to create a model of an urban bus in the Vecto software. The calculations based on the model showed that vehicle's weight and changes in road slopes also significantly affect the process of on-board electricity production in urban buses.

**Keywords:** energy, energy conversion, internal combustion engine, alternator, bus, road tests, Vecto

## Wykaz symboli i skrótów

|                |                                                                                        |
|----------------|----------------------------------------------------------------------------------------|
| $a$            | – przyspieszenie pojazdu [ $\text{m/s}^2$ ]                                            |
| APP            | – położenie dźwigni przyspiesznika [%]                                                 |
| $E_e$          | – energia elektryczna [kWh]                                                            |
| $E_{ed}$       | – energia elektryczna pochodząca z dodatkowego źródła [kWh]                            |
| $E_{eo}$       | – energia elektryczna z procesu hamowania silnikiem [kWh]                              |
| $E_{ep}$       | – energia elektryczna wygenerowana z paliwa [kWh]                                      |
| $E_f$          | – energia zawarta w paliwie [kWh]                                                      |
| $E_k$          | – energia kinetyczna pojazdu [kWh]                                                     |
| $E_m$          | – energia mechaniczna wygenerowana przez silnik [kWh]                                  |
| $E_p$          | – energia potencjalna pojazdu [kWh]                                                    |
| $g_e$          | – jednostkowe zużycie paliwa [ $\text{g/kWh}$ ]                                        |
| $G$            | – nachylenie drogi [ $\text{dm}^3$ ]                                                   |
| $G_c$          | – całkowite zużycie paliwa [ $\text{dm}^3$ ]                                           |
| $G_e$          | – godzinowe objętościowe zużycie paliwa [ $\text{dm}^3/\text{h}$ ]                     |
| $G_h$          | – godzinowe masowe zużycie paliwa [ $\text{kg/h}$ ]                                    |
| $G_{kWh}$      | – objętość paliwa przeznaczona do wytworzenia 1 kWh $E_e$ [ $\text{dm}^3/\text{kWh}$ ] |
| $I$            | – natężenie prądu w instalacji elektrycznej autobusu [A]                               |
| $K$            | – współczynnik oporu tarcia silnika [-]                                                |
| $k_o$          | – współczynnik generowanej energii elektrycznej podczas hamowania [-]                  |
| $m$            | – masa powietrza w cylindrze [kg]                                                      |
| $m_p$          | – masa paliwa w cylindrze [kg]                                                         |
| $M$            | – efektywny moment obrotowy silnika [Nm]                                               |
| $m_\varphi$    | – masa paliwa na cykl pracy silnika [kg]                                               |
| $m_v$          | – masa pojazdu [kg]                                                                    |
| $n$            | – prędkość obrotowa wału korbowego silnika [obr/min]                                   |
| $N$            | – siła napędowa na kołach [N]                                                          |
| $n_A$          | – prędkość obrotowa wału alternatora [obr/min]                                         |
| $p_{me}$       | – średnie ciśnienie indykowane [Pa]                                                    |
| $p_{m\varphi}$ | – średnie efektywne ciśnienie paliwa [Pa]                                              |
| $P_e$          | – moc elektryczna alternatora [kW]                                                     |
| $P_e$          | – moc przenoszona bezpośrednio przez koła na rolki hamowni [kW]                        |
| $P_f$          | – moc zawarta w paliwie [kW]                                                           |

|                 |                                                                                 |
|-----------------|---------------------------------------------------------------------------------|
| $P_m$           | – moc efektywna silnika [kW]                                                    |
| $P_{ma}$        | – moc mechaniczna na wale alternatora [kW]                                      |
| $P_T$           | – moc oporów tarcia silnika spalinowego [kW]                                    |
| $P_{TA}$        | – moc oporów alternatora [W]                                                    |
| $r_d$           | – promień dynamiczny koła [m]                                                   |
| $t$             | – czas [s]                                                                      |
| $U$             | – napięcie w instalacji elektrycznej autobusu [V]                               |
| $V$             | – prędkość pojazdu [km/h]                                                       |
| $V_s$           | – pojemność skokowa silnika [dm <sup>3</sup> ]                                  |
| $W_o$           | – wartość opałowa paliwa [MJ/kg]                                                |
| $W_u$           | – wartość opałowa paliwa [kWh/kg]                                               |
| $Z_e$           | – objętość paliwa zużytego na 1 kWh energii elektrycznej [dm <sup>3</sup> /kWh] |
| $\eta_A$        | – sprawność całkowita alternatora [%]                                           |
| $\eta_{AE}$     | – sprawność elektryczna alternatora [%]                                         |
| $\eta_c$        | – sprawność całkowita przetwarzania energii [%]                                 |
| $\eta_M$        | – sprawność mechaniczna alternatora [%]                                         |
| $\eta_{Mg}$     | – sprawność magnetyczna alternatora [%]                                         |
| $\eta_p$        | – sprawność przekładni pasowej [%]                                              |
| $\eta_s$        | – sprawność całkowita silnika spalinowego [%]                                   |
| $\eta_{sr}$     | – wartość średnia sprawności konwersji energii [%]                              |
| $\eta_w$        | – sprawność układu prostowniczego alternatora [%]                               |
| $\eta_v$        | – sprawność wolumetryczna silnika spalinowego [%]                               |
| $\rho_{ON}$     | – gęstość oleju napędowego [kg/m <sup>3</sup> ]                                 |
| $\Delta P_e$    | – zmiana mocy elektrycznej [kW]                                                 |
| $\Delta P_f$    | – zmiana mocy zawartej w paliwie [kW]                                           |
| $\Delta P_m$    | – zmiana mocy efektywnej silnika [kW]                                           |
| $\Delta P_{ma}$ | – zmiana mocy mechanicznej na wale alternatora [kW]                             |
| $\Delta \eta_c$ | – zmiana całkowitej sprawności generowania energii elektrycznej [%]             |
| $\lambda$       | – współczynnik nadmiaru powietrza [-]                                           |
| $\omega_k$      | – prędkość kątowna koła autobusu [rad/s]                                        |
| $\zeta$         | – współczynnik zmiany sprawność od mocy efektywnej silnika [%/kW]               |
| BDC             | – cykl jezdny Bangkok ( <i>Bangkok Driving Cycle</i> )                          |

|       |                                                                                                             |
|-------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| CNG   | – sprężony gaz ziemny ( <i>Compressed Natural Gas</i> )                                                     |
| ESC   | – europejski cykl stacjonarny ( <i>European Stationary Cycle</i> )                                          |
| ETC   | – europejski cykl jezdny ( <i>European Transient Cycle</i> )                                                |
| HDV   | – pojazdy ciężarowe ( <i>Heavy Duty Vehicle</i> )                                                           |
| MPPT  | – śledzenie punktów mocy maksymalnej ( <i>Maximum Power Point Tracking</i> )                                |
| NEDC  | – nowy europejski cykl jezdny ( <i>New European Driving Cycle</i> )                                         |
| OBD   | – pokładowy system diagnostyczny ( <i>On-Board Diagnostic</i> )                                             |
| SORT2 | – standardowy, drogowy cykl jezdny ( <i>Standardised On-Road Tests Cycles</i> )                             |
| TCO   | – całkowity koszt posiadania ( <i>Total Cost of Ownership</i> )                                             |
| WHSC  | – zharmonizowany cykl stacjonarny ( <i>World Harmonized Stationary Cycle</i> )                              |
| WLPT  | – zharmonizowany cykl jezdny pojazdów lekkich ( <i>Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure</i> ) |
| WHTC  | – zharmonizowany silnikowy cykl badawczy ( <i>World Harmonized Transient Cycle</i> )                        |
| WHVC  | – zharmonizowany cykl jezdny ( <i>World Harmonized Vehicle Cycle</i> )                                      |
| ZI    | – zapłon iskrowy                                                                                            |
| ZS    | – zapłon samoczynny                                                                                         |





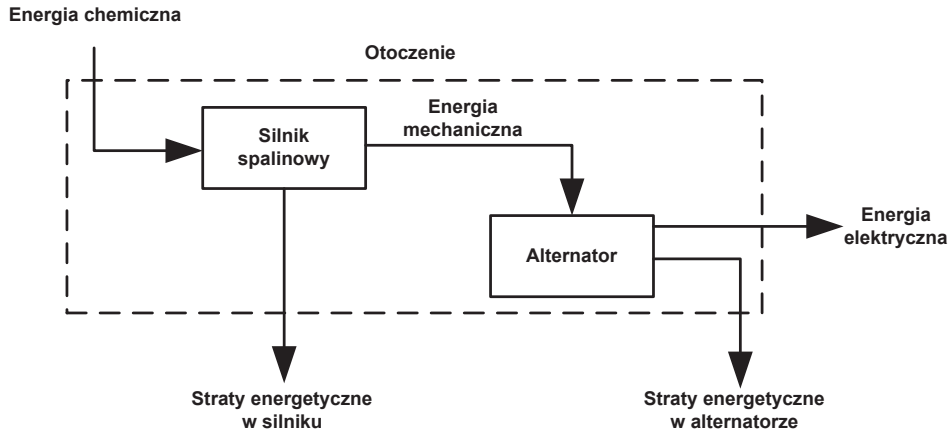
## 1. Wprowadzenie

Jednym ze wskaźników poziomu rozwoju cywilizacji jest jej zdolność do pozyskiwania, przetwarzania oraz magazynowania energii. Umiejętność zarządzania wytwarzaniem energii pozwoliła na epokowy skok w kierunku zastosowania paliw kopalnych. Wpłynęło to na rozwój rolnictwa, przemysłu, transportu, komunikacji, ekonomii, urbanizacji, jakości życia [1]. W latach 1971-2008 globalne zużycie energii zwiększyło się ponad dwukrotnie [2]. Zwiększenie to opierało się głównie na paliwach kopalnych i wynikało z procesów industrializacji Ameryki Północnej, Europy oraz Azji. Obecnie, na podstawie raportów opublikowanych przez *Energy Information Administration* [3], można wnioskować, że w najbliższych 20 latach nastąpi blisko 50% zwiększenie zużycia energii. W tym przypadku udział źródeł energii odnawialnej będzie większy niż w poprzednich dekadach.

Podobna sytuacja, w zakresie przytoczonego powyżej zwiększenia, występuje w przypadku zużycia energii elektrycznej  $E_e$  przez pojazdy wyposażone w silniki spalinowe. Jest to szczególnie zauważalne w autobusach miejskich, w których poza zużyciem paliwa na pokonanie oporów ruchu, istotna ilość paliwa jest niezbędna do wygenerowania energii elektrycznej  $E_e$  przeznaczonej do zasilania zamontowanych na pokładzie odbiorników [4]. W celu zapewnienia wymaganej mocy elektrycznej  $P_e$  obecnie są montowane trzy lub cztery alternatory, każdy o mocy równej 3 kW. Przekłada się to na zużycie energii elektrycznej osiągającej wartości na poziomie 25 kWh na dobę [5]. Dla porównania średnie dobowe zużycie energii w gospodarstwie domowym to około 6 kWh [6]. W przypadku autobusów prowadzone są także prace umożliwiające uzyskanie energii elektrycznej  $E_e$  ze źródeł odnawialnych, na przykład poprzez montaż instalacji fotowoltaicznych na dachu autobusu. Pierwotnym źródłem energii w większości eksploatowanych autobusów miejskich jest olej napędowy [7], który jest nadal jedną z najbardziej użytecznych form energii. Wysoka gęstość energetyczna tego paliwa wynika ze składu cząsteczki (udziały masowe wodoru i węgla), występujących wiązań oraz własności fizycznych w warunkach normalnych otoczenia.

Wytwarzanie energii elektrycznej  $E_e$  na pokładzie autobusu skutkuje zwiększonym zużyciem paliwa. Związane jest to z procesami przetwarzania energii w silniku i alternatorze, czyli zamianą energii chemicznej  $E_f$  zawartej w oleju napędowym na energię mechaniczną  $E_m$  oraz na energię elektryczną  $E_e$  w alternatorze. Proces konwersji został przedstawiony na rysunku 1.1. Wyznaczenie całkowitej sprawności  $\eta_c$  tego procesu wymaga jednak wykonania badań oraz analiz. Silnik spalinowy charakteryzuje się określoną sprawnością  $\eta_s$  będącą wynikiem głównie efektywności procesu roboczego oraz oporów mechanicznych stawianych przez zespół korbowo-tłokowy. Kolejnym podsystemem jest alternator, którego zadaniem jest zamiana energii kinetycznej doprowadzonej do wirnika na energię elektryczną. W jednym i drugim przypadku

mamy do czynienia z dyssypacją energii do otoczenia. Energia strat przekazywana jest do otoczenia przede wszystkim w postaci ciepła. Ilość wytworzonej energii elektrycznej wynika z całkowitej sprawności  $\eta_c$  będącej iloczynem sprawności silnika spalinowego  $\eta_s$  oraz alternatora  $\eta_A$ . Sprawność  $\eta_c$  zależy od warunków pracy określonych przez obciążenie silnika i alternatora oraz prędkość obrotową maszyn.



Rys. 1.1. Konwersja energii elektrycznej w autobusie miejskim

W warunkach ustalonych, przy niezmiennym obciążeniu mechanicznym silnika, elektrycznym alternatora oraz stałej prędkości obrotowej, uzyskanie całkowitej sprawności jest wynikiem efektywności działania kolejnych elementów (silnik, alternator). W warunkach rzeczywistych występuje bardzo duża zmienność w zakresie przytoczonych dwóch parametrów. Dlatego proces konwersji energii chemicznej na energię elektryczną zależy nie tylko od charakterystyk sprawności:

- silnika spalinowego,
  - alternatora,
- ale również od:
- warunków eksploatacji pojazdu, które charakteryzują się zmiennością:
    - obciążenia silnika oraz alternatora,
    - prędkości obrotowej silnika i alternatora.

Dodatkowo na sprawność procesu wytwarzania energii elektrycznej  $\eta_c$  na pokładzie wpływają:

- opory ruchu pojazdu eksploatowanego w warunkach miejskich, tj. opory wzniesienia i opory bezwładności, które będą przyczyniać się do zmian energii kinetycznej  $E_k$  i potencjalnej pojazdu  $E_p$ . Energia zakumulowana w masie pojazdu może być wykorzystana do produkcji energii elektrycznej  $E_e$  podczas hamowania pojazdu [8].

- wprowadzenie dodatkowego źródła energii elektrycznej. Nieliniowość charakterystyk silnika i alternatora wpływa na intensywność zmian sprawności  $\eta_s$  i  $\eta_A$ . W związku z tym doprowadzona z zewnątrz energia do zasilania urządzeń na pokładzie autobusu będzie zmniejszać zużycie paliwa  $G_e$ , ale jednocześnie wpływać na sprawność procesu generowania energii elektrycznej  $\eta_c$ . Nie jest jednoznaczne, że w każdych warunkach obciążenia silnika  $P_s$  i alternatora  $P_e$  wprowadzenie dodatkowego źródła energii będzie proporcjonalnie wpływać na zmniejszenie zużycia paliwa.
- warunki atmosferyczne, tj. temperatura i wilgotność powietrza, które zmieniają się zarówno w ujęciu dobowym (autobus miejski zwykle użytkowany od 4:00 do 23:00), jak również w ujęciu rocznym.

Powyższe ujęcie problematyki wytwarzania energii w autobusie zaburza założenia przyjętego w tym zakresie paradygmatu opartego na charakterystykach sprawności uzyskanych w warunkach statycznych. Eksploatacja autobusu w warunkach miejskich sprzyja częstym zmianom energii kinetycznej i potencjalnej pojazdu. Energia ta przez układ napędowy wraca do silnika, w tym również do wału alternatora.

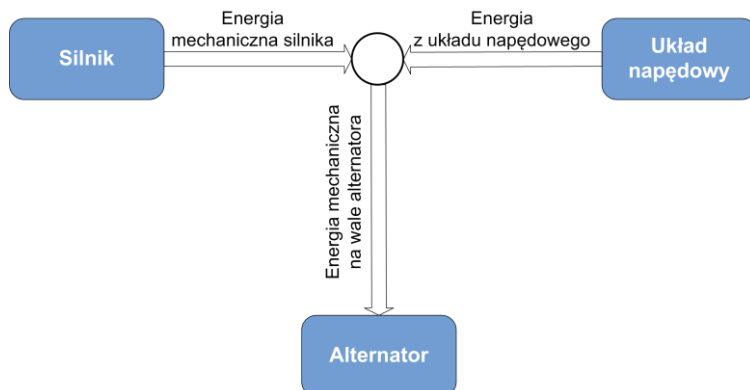
Przedmiotem niniejszej pracy jest określenie w ujęciu jakościowym i ilościowym w jaki sposób na pokładzie autobusu miejskiego przebiega proces konwersji energii zawartej w paliwie na energię elektryczną. Umożliwi to również uzyskanie odpowiedzi jaki jest koszt generowania tej energii.



## 2. Stan wiedzy

### 2.1. Problematyka procesu konwersji energii chemicznej paliwa na energię elektryczną

Proces konwersji energii chemicznej paliwa na energię elektryczną jest ściśle zależny od warunków ruchu pojazdu. W przypadku autobusu miejskiego zmiany prędkości pojazdu  $V$  powodują zmiany sprawności silnika spalinowego  $\eta_s$  oraz zmiany sprawności alternatorów  $\eta_A$ . Schematycznie przedstawiono ten proces na rysunku 2.1. Wynika z niego, że alternator może być napędzany przez silnik, gdzie energia pochodzi ze spalonego paliwa  $E_f$  lub może to być energia pochodząca z energii kinetycznej  $E_k$  zakumulowanej w masie pojazdu. Energia kinetyczna częściowo odzyskiwana jest podczas hamowania silnikiem lub podczas zjazdu ze wzniesienia. Ponadto występujące podczas eksploatacji zmiany prędkości pojazdu  $V$  powodują zmiany prędkości obrotowej wirnika alternatora  $n_A$ , która z kolei wpływa na jego sprawność  $\eta_A$ .



Rys. 2.1. Schemat przepływu energii do alternatora w autobusie miejskim

Proces konwersji energii chemicznej paliwa  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$  jest ściśle zależny od warunków ruchu pojazdu, z których wynika sprawność silnika oraz alternatora. Na kolejnych stronach przeprowadzono analizę stanu wiedzy w tym zakresie.

#### 2.1.1. Wpływ warunków ruchu autobusu miejskiego na sprawność konwersji energii

Silnik spalinowy zamontowany jako źródło napędu pojazdu pracuje w warunkach zmiennego obciążenia. Wynika to z wielu czynników, m.in. zmiennego natężenia ruchu pojazdów czy nachylenia drogi. Jednocześnie znaczący wpływ na zużycie paliwa ma sposób eksploatacji [9], w tym w szczególności technika jazdy rozumiana jako sposób sterowania dźwignią przyspiesznika.

Wymienione czynniki mają wpływ na średnie zużycie paliwa. Wynika to z faktu, że w warunkach drogowych silnik pracuje przy różnych sprawnościach ogólnych  $\eta_s$ . W związku z tym w niektórych badaniach zaproponowano metodologię stosowania dynamicznych współczynników korekcji do danych silnika w stanie ustalonym. Wynikowe, skorygowane dane reprezentują stan zwany stanem quasi-stacjonarnym. Aby uzyskać dane eksperymentalne ze stanów nieustalonych, badania silnika należy wykonać na hamowni podwoziowej lub w warunkach drogowych. Przykładowe wyniki zawarto w pracy [10], gdzie opisano model służący do wyznaczenia rzeczywistego zapotrzebowania na energię dla samochodu osobowego na podstawie kilku dostępnych danych wejściowych dotyczących eksploatacji pojazdu. Takie podejście okazało się słuszne dla pojazdów z napędem konwencjonalnym jak również alternatywnym. Dane wejściowe do analiz i obliczeń modelowych pochodziły z badań wykonanych na hamowni podwoziowej oraz badań drogowych. Opracowany model w założeniach umożliwia wyznaczenie zapotrzebowania pojazdu na energię zawartą w paliwie  $E_f$  podczas cyklu jezdny WLTP (*Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure*). Uwzględnia on wpływ warunków ruchu, stylu jazdy, topografii oraz dodatkowego obciążenia tak zwanych urządzeń pomocniczych (alternator, sprężarka klimatyzacji). Przeprowadzone badania wykazały, że w przypadku pojazdu z napędem konwencjonalnym, średnia różnica pomiędzy rzeczywistym zapotrzebowaniem na energię a wartościami uzyskanymi podczas testu WLTP dla pojazdu eksploatowanego w Szwajcarii to około 22% więcej niż podczas testu. Dla pojazdów z napędem hybrydowym oraz elektrycznym stwierdzono, że rzeczywiste zwiększenie zapotrzebowania na energię wynosi kolejno o 30% i 25% w porównaniu do testu WLTP. Wynika to z faktu, że rzeczywiste warunki eksploatacji powodują znaczące zwiększenie zapotrzebowania na energię w porównaniu z testami jezdny. Strumień energii w pojeździe jest uzależniony od ogólnie pojętych warunków ruchu, lokalizacji, co przekłada się na ogrzewanie lub chłodzenie przestrzeni pasażerskiej pojazdu, a to z kolei powoduje zwiększone zużycie energii elektrycznej  $E_e$  generowanej na pokładzie pojazdu.

Jak istotne są rzeczywiste warunki ruchu i ich wpływ na zużycie i sprawność przetwarzania energii w silniku  $\eta_s$  potwierdza praca [11]. Autorzy pracy opracowali mapy zużycia paliwa przez silnik autobusu miejskiego w stanach nieustalonych w rzeczywistych warunkach ruchu. Wyniki pochodziły z zamontowanego w pojeździe układu pomiaru emisji spalin tzw. PEMS (*Portable Emission Measurement System*) oraz z systemu OBD (*On-Board Diagnostic*). Uzyskane wyniki przedstawiono w postaci mapy zużycia paliwa  $g_e$  jako funkcję momentu obrotowego  $M$  oraz prędkości obrotowej wału korbowego  $n$ .

Można zauważyć, że najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa występuje dla środkowego zakresu pracy silnika, czyli jest to przedział od 185 do 205 g/kWh. Odpowiada on przedziałowi wartości ogólnej sprawności silnika  $\eta_s$  w zakresie od

41 do 45%. Najwyższą sprawność silnik wykazuje dla dużych prędkości obrotowych  $n$  i małych obciążeń  $M$  oraz małych prędkości obrotowych  $n$  i dużych wartości obciążeń. Największe wartości jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$  występują podczas eksploatacji przy małych obciążeniach silnika. Przyjęta przez autorów metoda analizy obejmuje godzinowe zużycie paliwa odniesione do mocy przekazywanej na koła pojazdu i nie uwzględnia napędu urządzeń dodatkowych.

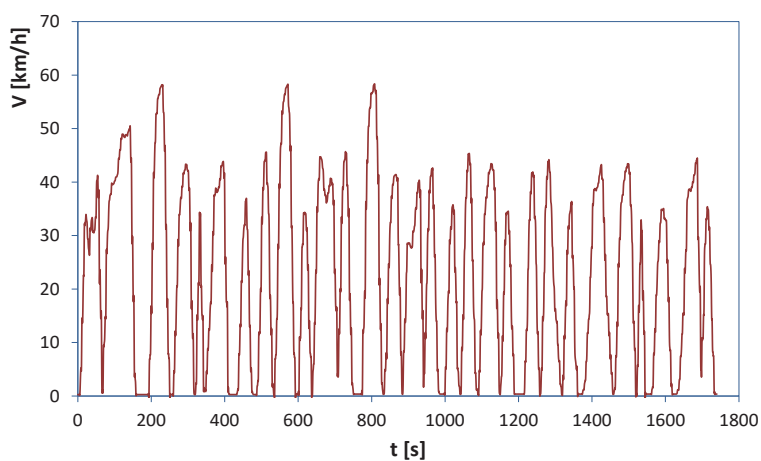
Przedmiotem dalszych analiz tej pracy było wyznaczenie względnej gęstości czasowej sprawności ogólnej silnika  $\eta_s$ . Określone zostały dla najczęściej występujących zakresów sprawności ogólnej silnika autobusu pracującego w warunkach miejskich. Podczas analizy uwzględniono wszystkie stany pracy silnika, zaś w drugim podejściu nie uwzględniono stanów pracy określonych przez zerową prędkość obrotową silnika  $n$ . Można zauważyć, że najczęściej silnik pracował ze sprawnością  $\eta_s$  w zakresie od 40 do 42,5%. Było to blisko 60% całego czasu pracy. Druga z kolei wartość, o wiele mniejsza, wynosząca około 17%, odpowiada sprawności ogólnej silnika w zakresie od 37,5 do 40%.

Zużycie energii w pojazdach, w tym w autobusach, wyrażone jest również w odniesieniu do pokonanej drogi w MJ/km. Jest to wskaźnik, który jest wyznaczany dla przykładowego cyklu jezdny, tak jak w przypadku emisji składników spalin. Takie podejście przedstawili autorzy prac [12, 13, 14]. Wyniki uzyskane w miastach na terenie Hiszpanii wykazują, że średnie zapotrzebowanie na energię chemiczną  $E_f$  na jeden kilometr pokonanej drogi wynosi około 22 MJ/km [15]. Z kolei autorzy raportu [16] przedstawili wyniki badań zużycia energii  $E_f$  przez autobusy podczas dwóch cykli jezdnych: *Braunschweig* i *Helsinki 3*. Tabela 2.1 zawiera zestawienie dla autobusów wyposażonych w silniki o zapłonie samoczynnym (ZS) oraz autobusów zasilanych sprężonym gazem ziemnym (CNG). Wyniki dotyczą pojazdów spełniających różne normy emisji spalin. Można zauważyć, że cykl *Braunschweig* cechuje się większym obciążaniem silnika pojazdu niż cykl *Helsinki 3*. Zużycie energii  $E_f$  w odniesieniu do pokonanej jednostkowej drogi wynosi kolejno 15,7 oraz 12,6 MJ/km dla autobusu spełniającego normę EEV (*Enhanced Environmentally-friendly Vehicle*). Wynika to z profili prędkości zaprezentowanych na rysunkach 2.4 i 2.5. Cykl jezdny *Helsinki 3* charakteryzuje się mniejszą zmiennością prędkości pojazdu  $V$  w czasie niż cykl *Braunschweig*. W tym przypadku proces przyspieszania pojazdu, gdzie występują dodatkowo opory bezwładności, jest przyczyną zwiększonego zapotrzebowania na energię. Spowodowane jest to również większą ilością przystanków na każdy kilometr drogi pokonanej przez autobus: *Braunschweig*: 2,65, *Helsinki 3*: 1,99.

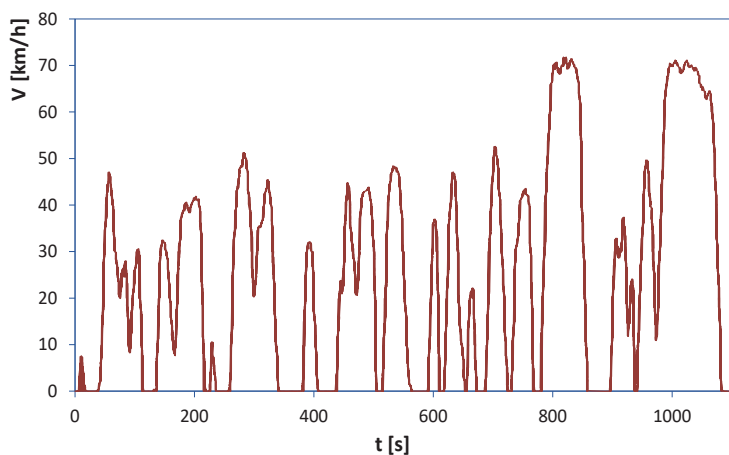


**Tab. 2.1. Zestawienie zużycia energii chemicznej  $E_f$  przez autobus, opracowano na podstawie [16]**

| Typ silnika i norma emisji spalin | Zużycie energii [MJ/km] |                   |
|-----------------------------------|-------------------------|-------------------|
|                                   | <i>Braunschweig</i>     | <i>Helsinki 3</i> |
| Diesel Euro I                     | 16,4                    | 13,2              |
| Diesel Euro II                    | 17,4                    | 14,0              |
| Diesel Euro III                   | 16,2                    | 13,0              |
| Diesel Euro IV                    | 16,4                    | 13,2              |
| Diesel Euro V**                   | 16,4                    | 13,2              |
| Diesel EEV                        | 15,7                    | 12,6              |
| CNG Euro II                       | 20,7                    | 16,7              |
| CNG Euro III                      | 22,1                    | 17,8              |
| CNG EEV                           | 21,9                    | 17,6              |



**Rys. 2.2. Przebieg prędkości testu jezdnego *Braunschweig*, opracowano na podstawie [17]**



**Rys. 2.3. Przebieg prędkości testu jezdnego *Helsinki 3*, opracowano na podstawie [18]**

Inne podejście do opracowania metodologii wyznaczania zużycia energii w warunkach rzeczywistych przez pojazdy wyposażone w silnik o ZS zawarto w pracy [19]. Procedura oparta została na badaniach eksperymentalnych silnika w stanie ustalonym. Na tej podstawie opracowano zależności wielomianowe sprawności silnika  $\eta_s$  jako funkcje prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  oraz momentu obrotowego silnika  $M$ . Następnie, analizując wyniki badań w stanach nieustalonych, wyznaczono współczynniki korygujące uwzględniające zjawiska dynamiczne, np. działanie turbosprężarki. Opracowana metodologia umożliwia wstępne wyznaczenie zużycia paliwa oraz emisji spalin silnika. Weryfikację przeprowadzono podczas symulacji testu ETC (*European Transient Cycle*) sześciocyldrowego silnika o ZS, o mocy maksymalnej 236 kW. Jest to silnik jaki może zostać zamontowany w autobusie miejskim. Autorzy tej pracy odnieśli się głównie do emisji spalin. Wykazano, że największe zwiększenie emisji, w porównaniu do stanów ustalonych, występuje w tzw. części miejskiej testu ETC. Jest to spowodowane dużymi zmiennościami mocy efektywnej silnika  $P_e$  oraz prędkości obrotowej wału korbowego  $n$ .

Inny sposób wyznaczania zużycia energii  $E_f$  przez silnik o zapłonie samoczynnym został zaprezentowany w pracy [20]. Autorzy zastosowali sieci neuronowe od opracowania modelu zużycia paliwa. Obiektem, na którym zostały wykonane badania identyfikacyjne był silnik o ZS, o mocy maksymalnej 450 kW. Uzyskane wyniki obliczeń charakteryzowały się współczynnikiem korelacji równym 0,99.

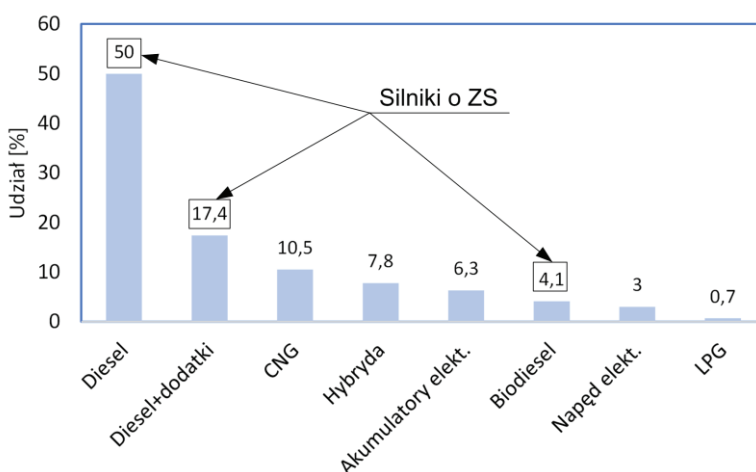
Należy również zwrócić uwagę na to, że od wielu lat publikowane są prace, w których autorzy porównują rzeczywiste wyniki uzyskane w warunkach drogowych z wynikami ze zdefiniowanych testów drogowych tj. ETC czy WHVC (*World Harmonized Vehicle Cycle*). Porównania te dotyczą zazwyczaj zużycia paliwa oraz emisji składników spalin. Takim przykładem może być praca [21]. Przedstawione wyniki dowodzą, że rzeczywiste obciążenie drogowe autobusu miejskiego nie jest skorelowane z cyklem ETC, czyli cyklem stosowanym podczas certyfikacji silników autobusów miejskich. W związku z tym rzeczywista emisja w warunkach miejskich nie będzie mniejsza od tej wyznaczonej podczas testu. Ze względu na fakt, że silnik pracuje najczęściej w warunkach małej prędkości obrotowej  $n$  oraz małych obciążeń  $P_e$ , to emisja tlenków azotu jest większa. Z kolei w pracy [22] autorzy przedstawili metodologię wyznaczania zużycia paliwa oraz emisji silnika pracującego w warunkach zmiennego obciążenia  $P_e$ . Zostały wprowadzone dodatkowe współczynniki korekcyjne, które umożliwiły obliczenie osiągnięć silnika na podstawie danych z ustalonych stanów pracy. Wykazano znaczący wpływ stanów nieustalonych na emisję składników spalin.

Podsumowując, należy stwierdzić, że warunki obciążenia pojazdu wpływają na proces konwersji energii zawartej w paliwie na energię mechaniczną przekazywaną na koła. Przekłada się to z kolei na zużycie paliwa oraz emisję składników toksycznych spalin. Jednocześnie wpływa na ogólną sprawność

konwersji energii paliwa na energię elektryczną, co zostało szerzej opisane w rozdziałach 2.1.2 i 2.1.3.

### 2.1.2. Proces konwersji energii chemicznej paliwa na energię mechaniczną w silniku o zapłonie samoczynnym

Źródłami napędu w autobusach miejskich mogą być silniki o ZS, silniki o ZI zasilane gazem, układy hybrydowe oraz silniki elektryczne. Jak przedstawiono w raporcie [7], opracowanym przez *International Association of Public Transport*, autobusy miejskie wyposażone w zespoły napędowe oparte o silnik o ZS stanowią nadal około 70% badanej populacji (rys. 2.4: Diesel, Diesel + dodatki, Biodiesel).

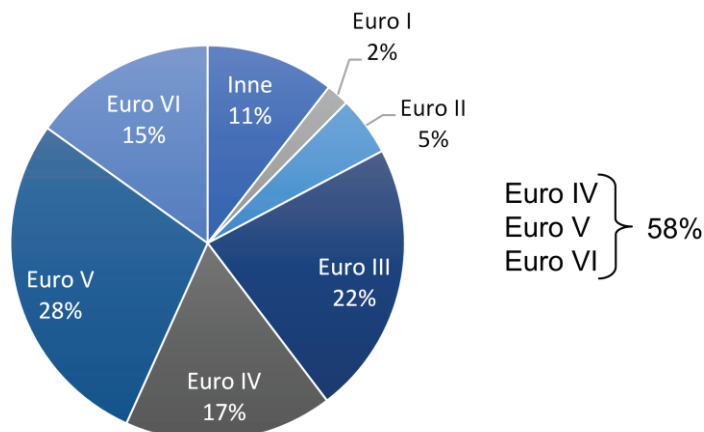


Rys. 2.4. Zespoły napędowe stosowane w autobusach miejskich, opracowano na podstawie [7]

Cytowany raport zawiera wyniki badań floty pojazdów ponad 320 przewoźników autobusowych w 46 krajach, w tym w 29 krajach europejskich. Wynika z niego, że liczba autobusów wyposażonych w silniki o ZS jest nadal znacząca. Silniki te to jednostki o pojemności skokowej zawierającej się w przedziale od 6 do 12 dm<sup>3</sup>. Pojazdy te tylko w 28% spełniają normę Euro V. Łącznie z pojazdami, które spełniają normę Euro IV stanowią 44% badanej populacji. Autobusy spełniające normy emisji spalin Euro III i Euro VI stanowią kolejne największe udziały, odpowiednio 23% i 17% (rys. 2.5). Należy jednak nadmienić, że w takich krajach jak: Austria, Litwa, Luksemburg, Norwegia, Korea Południowa czy Szwecja, co najmniej 80% autobusów spełnia normy emisji spalin Euro V lub Euro VI. [7].

O przewadze autobusów zasilanych olejem napędowych świadczy również całkowity koszt posiadania TCO (*Total Cost of Ownership*) [23], który składa się m.in. z ceny zakupu, kosztów utrzymania i napraw itp. i jest niższy

w porównaniu z autobusami hybrydowymi czy elektrycznymi. Prognozy na rok 2030 związane z wprowadzeniem do eksploatacji konkurencyjnych pod względem wartości TCO autobusów elektrycznych wraz z infrastrukturą ładowania przedstawiono w pracy [24].



**Rys. 2.5. Standard emisji autobusów miejskich, opracowano na podstawie [7]**

Jak wspomniano powyżej, jednym z istotnych składników całkowitych kosztów posiadania (TCO) jest paliwo, które stanowi w przypadku autobusów wyposażonych w silnik o ZS około 25–30% [25]. Dlatego też prowadzone są prace badawcze w zakresie procesu przetwarzania energii zawartej w paliwie [26, [27], [28], 29]. Oczywiście nie jest to jedyny czynnik, który przyczynia się do badań i rozwoju silników. Ważnym aspektem związanym z eksploatacją silników jest emisja toksycznych składników spalin takich jak: tlenki azotu, węglowodory, tlenek węgla czy cząstki stałe oraz emisja dwutlenku węgla [30, 31, 32].

Przedstawiona w pracy [33] analiza z zakresu emisji spalin przez autobusy miejskie została oparta na badaniach pojazdów w warunkach rzeczywistych, tj. podczas jazdy w mieście po standardowej linii autobusowej. Dodatkowo przeprowadzono również pomiary emisji autobusu zasilanego CNG. Odnosząc się do przedstawionych w tej pracy wyników emisji uzyskanych podczas zasilania autobusu olejem napędowym, należy zauważyć, że największa emisja występuje w przypadku tlenków azotu. Wynika to oczywiście z faktu, że w silniku o ZS stosuje się tak zwane jakościowe sterowanie składem mieszanki paliwowo-powietrznej w cylindrze. Oznacza to, że podczas pracy silnika skład mieszaniny zdefiniowany jako współczynnik składu mieszanki  $\lambda$  zależy od zapotrzebowania pojazdu na moc i zawsze jest powyżej jedności. Powoduje to, że przy dużym nadmiarze świeżego powietrza następuje intensywne wytwarzanie tlenków azotu. Drugim związkem toksycznym pod kątem emisji jest tlenek węgla. Również bardzo istotnym związkiem jest nietoksyczny dwutlenek węgla, którego

zwiększająca się ilość przyczynia się do zmian klimatu. Przedstawione w pracy [34] wyniki wykazały, że emisja CO<sub>2</sub> zależy od warunków eksploatacji i może zmieniać się nawet o 50% w zależności od obciążenia silnika. Jak wiadomo, ilość wyemitowanego przez silnik dwutlenku węgla jest wprost proporcjonalna do masy zużytego paliwa i wynosi 2,6 kg CO<sub>2</sub> na każdy spalony kilogram oleju napędowego. Wynika to ze składu chemicznego cząsteczki paliwa, czyli ilości wodoru i węgla.

Z przeprowadzonej analizy dotyczącej emisji można wnioskować, że jest ona zależna od ilości zużytego paliwa, a to z kolei wynika z procesu konwersji energii chemicznej paliwa na energię mechaniczną, dlatego problem dotyczący zużycia energii i sprawności jej przetwarzania jest szeroko badany i opisywany w literaturze [35, 36, 37, 38].

Przedstawiony w pracy [39] model zużycia paliwa jest opartym na mocy fizycznym modelem, który zawiera kolejne komponenty procesu. Składa się z modelu zapotrzebowania na moc, estymatora prędkości obrotowej wału korbowego silnika, modelu zużycia paliwa, modelu emisji spalin i układu oczyszczania spalin. Zużycie paliwa dla autobusu może zostać oszacowane za pomocą równania 2.1:

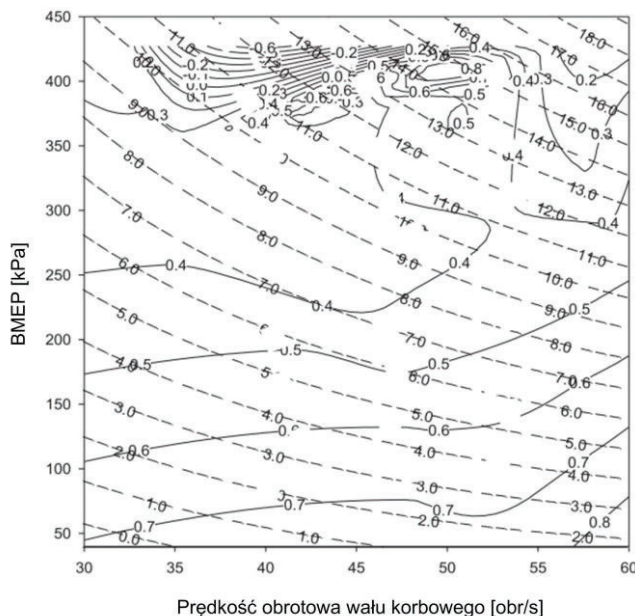
$$G_h = 0,006 \cdot (P_T \cdot n \cdot V_s + \frac{P_m}{\eta_s}) \cdot [1 + b_1 \cdot (\frac{n - n_0}{60})^2] \quad (2.1)$$

gdzie:  $G_h$  – godzinowe masowe zużycie paliwa [g/s],  $P_m$  – moc efektywna silnika [kW],  $P_T$  – opory tarcia silnika [-],  $n$  – prędkość obrotowa wału korbowego silnika [obr/min],  $V_s$  – pojemność skokowa silnika [dm<sup>3</sup>],  $\eta_s$  – sprawność silnika o ZS, przyjęto 0,45,  $b_1$  i  $C$  – parametry modelu:  $b_1 = 10^{-4}$ ,  $C = 0,00125$  dla dużego silnika diesla, 43,2 – wartość opałowa oleju napędowego [kJ/g].

Model ten wykorzystuje liniową zależność między zużyciem paliwa  $G_h$  a mocą silnika  $P_m$ . Ilość paliwa zależy od wymaganej mocy efektywnej  $P_m$  oraz prędkości obrotowej wału korbowego  $n$ . Pozostałe parametry modelu są stałe. Mnożąc obie strony równania 2.1 przez wartość opałową paliwa, uzyskamy zależność opisującą moc zawartą w paliwie jako funkcję mocy wynikającej z oporów ruchu pojazdu oraz napędu takich odbiorników jak sprężarka klimatyzacji czy alternator. W pracy [40] autorzy poddali analizie sposoby zmniejszenia zużycia energii  $E_f$  w pojeździe ciężarowym oraz w autobusie. Jednym z czynników określających zużycie paliwa były charakterystyki określane jako *fuel maps*, czyli warstwiczne wykresy godzinowego zużycia paliwa  $g_e$  stanowiące informację o sprawności ogólnej silnika. Uzyskane wyniki wykazały, że ze wszystkich analizowanych czynników właśnie sprawności silnika  $\eta_s$  oraz opory toczenia opon najbardziej wpływają na zużycie paliwa. Wykazano, że spośród wszystkich strat energii w pojeździe te dotyczące silnika są największe i wynoszą ponad 63%. Poprawa sprawności w tym zakresie ma większy wpływ na zużycie paliwa niż modyfikacje aerodynamiki, skrzyni biegów, redukcja masy

czy zmiana konstrukcji innych systemów. Przeprowadzone badania dowodzą, że w przypadku ciężarówki i autobusu dynamika ruchu jest zbliżona [40].

Wynika z tego, że tzw. mapy zużycia paliwa (rys. 2.6 i 2.7) będące informacją na temat masy paliwa  $m_p$  podawanego do silnika przy danej prędkości obrotowej  $n$  oraz obciążeniu wyrażonym przez  $M$ ,  $P_m$  lub  $BMEP$ , są informacją o sprawności przetwarzania energii w silniku  $\eta_s$ . Na rysunku 2.7 zawarto dodatkowo gęstość czasową występowania prędkości obrotowych wału korbowego. Wynika z niej, że ponad 40% to praca silnika na biegu jałowym.



**Rys. 2.6. Zależność sprawności silnika od efektywnego ciśnienia indykowanego oraz prędkości obrotowej wału korbowego, opracowano na podstawie [41]**

Mapy zużycia paliwa tworzone są na podstawie danych eksperymentalnych, które są otrzymywane w warunkach ustalonych lub nieustalonych [20]. Należy jednak zauważyć, że wyniki otrzymane w warunkach ustalonych lub nieustalonych mogą się różnić [22].

Badania w stanie ustalonym wykonywane są na hamowni silnikowej, jednak uzyskane w ten sposób charakterystyki nie obejmują wpływu takich procesów jak przyspieszanie, działanie systemów start/stop, czy też zimnego rozruchu [11]. Kolejnym ważnym czynnikiem wpływającym na pracę silnika o ZS w stanach nieustalonych jest opóźnienie turbosprężarki [19, 43]. Problematyka związana ze stanami nieustalonymi pracy silnika została opisana szerzej w rozdziale 2.1.2. Charakterystyki mogą zawierać masowe natężenie przepływu paliwa  $G_h$  (rys 2.10), jednostkowe zużycie paliwa  $G_e$  lub sprawność ogólną silnika  $\eta_s$  (rys. 2.11).





zmianie. Jedynym stanem, który można uznać za stan ustalony jest bieg jałowy silnika. Praca na biegu jałowym silnika może obejmować nawet 45% ogólnego czasu pracy autobusu miejskiego [5]. Z badań własnych autora wynika, że w tym stanie silnik zużywa około 12% energii zawartej w paliwie  $P_f$ , co wynika z godzinowego zużycia paliwa. Jednak w przypadku stanów nieustalonych, charakteryzujących się zmiennym obciążeniem silnika i zmienną prędkością obrotową wału korbowego  $n$ , sprawność silnika  $\eta_s$  może być mniejsza od tej określonej w charakterystykach statycznych.

### 2.1.3. Proces konwersji energii mechanicznej na elektryczną w alternatorze

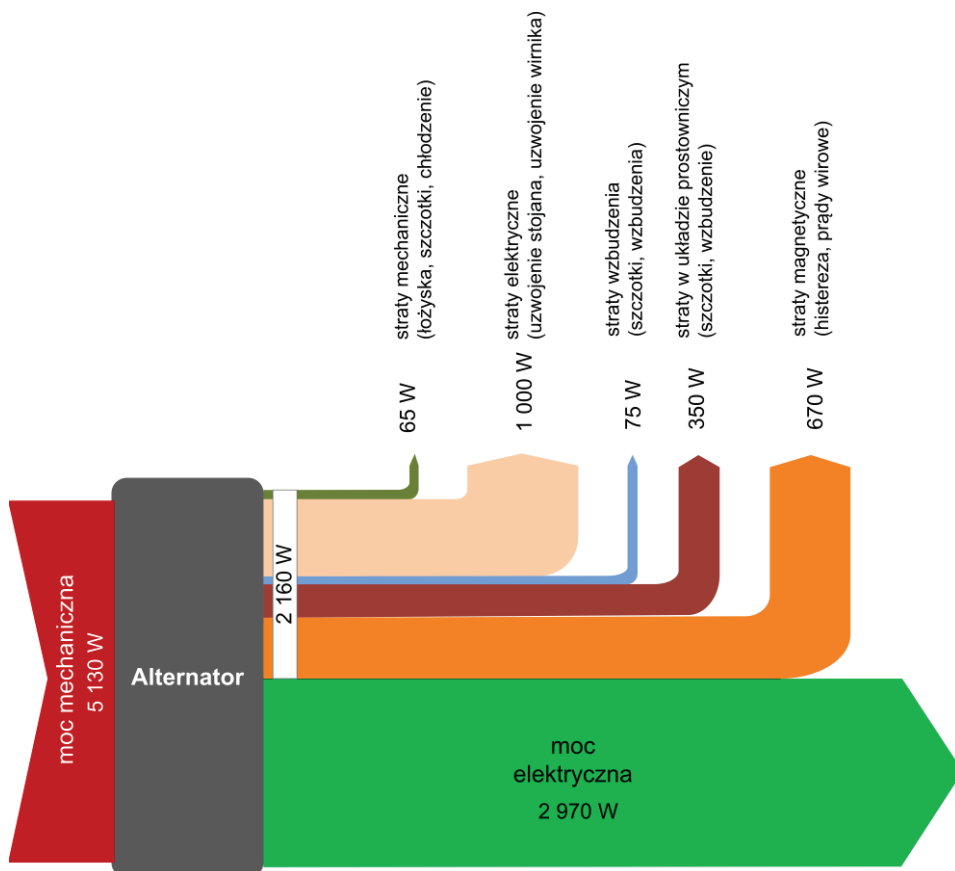
Generatory energii elektrycznej stosowane w autobusach to elektryczne maszyny synchroniczne o mocach  $P_e$  w zakresie od 3 do 5,5 kW [44]. Posiadają kompaktową konstrukcję, co ułatwia zabudowę na silniku oraz przeniesienie napędu z wału korbowego za pomocą przekładni pasowej. Alternator jest urządzeniem, którego zadaniem jest zamiana dostarczanej mocy mechanicznej  $P_m$  pochodzącej z wału korbowego silnika spalinowego na moc elektryczną  $E_e$ , niezbędną do zasilania odbiorników na pokładzie pojazdu.

Sprawność alternatora  $\eta_A$  wytwarzania mocy elektrycznej  $P_e$  wynika z warunków pracy alternatora. Przykładowy przepływ mocy podczas procesu konwersji energii mechanicznej  $E_m$  na energię elektryczną  $E_e$  przedstawiono na wykresie 2.8. Wyniki uzyskano przy prędkości obrotowej wirnika  $n_A$  równej 6 000 obr/min i maksymalnej mocy elektrycznej  $P_e$  [45].

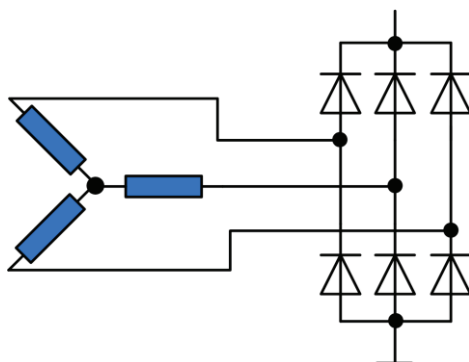
W tym przypadku moc mechaniczna  $P_m$  przekazywana do alternatora wynosi 5 130 W. Moc elektryczna  $P_e$  wynosi 2 970 W, co przekłada się na sprawność  $\eta_A$  o wartości 57,8%. Największe straty występują w uzwojeniach stojana i wirnika. Drugie co do wielkości to straty magnetyczne o wartości 670 W. Układ prostowniczy pobiera moc około 350 W. Straty mechaniczne i aerodynamiczne stanowią niewielki udział, ponieważ wynoszą w przybliżeniu 65 W.

Przyczyną strat energetycznych w alternatorze są procesy fizyczne zachodzące w elementach maszyny. Alternator jest bowiem trójfazową synchroniczną prądnicą generującą napięcie przemienne. Wirnik jest magnesnicą, natomiast stojan twornikiem. Wirnik zawiera 6 lub 8 biegunów pazurowych, na których nawinięte jest uzwojenie wzbudzenia. Zasada działania została oparta na zjawisku indukcji elektromagnetycznej. Z uwagi na standard napięcia stosowany w pojazdach, 12 V lub 24 V, alternator wyposażony jest w układ odpowiedzialny za regulację napięcia. Zespół prostowniczy składa się z półprzewodnikowych diod prostowniczych tworzących układ, który zamienia napięcie trójfazowe na napięcie stałe [46]. Schemat elektryczny zespołu prostowniczego zostały przedstawione na rysunku 2.9.





Rys. 2.8. Wykres Sankeya przepływu mocy przez alternator, opracowano na podstawie [45]



Rys. 2.9. Układ połączeń zespołu prostowniczego alternatora

W alternatorze pojazdowym sprawność  $\eta_A$  konwersji energii mechanicznej  $E_m$  na energię elektryczną  $E_e$  zależy zatem od strat mechanicznych, magnetycznych i elektrycznych [47], wzór 2.4:

$$\eta_A = \eta_M \cdot \eta_{Mg} \cdot \eta_E \quad (2.4)$$

gdzie:  $\eta_A$  – sprawność całkowita alternatora [%],  $\eta_M$  – sprawność mechaniczna alternatora [%],  $\eta_{Mg}$  – sprawność magnetyczna alternatora [%],  $\eta_{AE}$  – sprawność elektryczna alternatora [%].

Straty mechaniczne obejmują straty wynikające z tarcia w łożyskach tocznych, straty w szczotkach oraz generowane przez wirnik opory aerodynamiczne powietrza, które przepływa przez alternator. Sprawność mechaniczna  $\eta_A$  jest proporcjonalna do prędkości obrotowej wału alternatora  $n_A$ . Natomiast straty aerodynamiczne są funkcją prędkości obrotowej  $n_A$  w trzeciej potęgze.

Straty magnetyczne wynikają z histerezy i prądów wirowych wytwarzanych przez zmienne pole magnetyczne w materiale stojana i wirnika. Istnieją dwa rodzaje strat magnetycznych: histereza i straty wynikające z prądów wirowych. Straty uzwojenia są wytwarzane przez rezystancję w uzwojeniu wirnika i stojana i są proporcjonalne do wytwarzanej mocy oraz do masy materiału zastosowanego do budowy stojana i wirnika.

Największe straty energetyczne występują w uzwojeniach stojana. Są to tak zwane straty elektryczne, które powstają na skutek przepływu prądu przez uzwojenie o zdefiniowanej wartości rezystancji.

W tabeli 2.2 przedstawiono zależności matematyczne opisujące straty w alternatorze. Moc strat elektrycznych zależy od rezystancji  $R$  uzwojeń oraz natężenia prądu  $I$ . Znaczenie ma również, w tej grupie strat, konstrukcja zespołu prostowniczego. Z kolei straty magnetyczne wynikają z indukcji pola magnetycznego oraz prędkości obrotowej wirnika alternatora. Są to drugie co do wielkości straty. Najmniejsze co do wartości są straty wynikające z tarcia w łożyskach oraz opory aerodynamiczne wynikające z procesu chłodzenia alternatora.

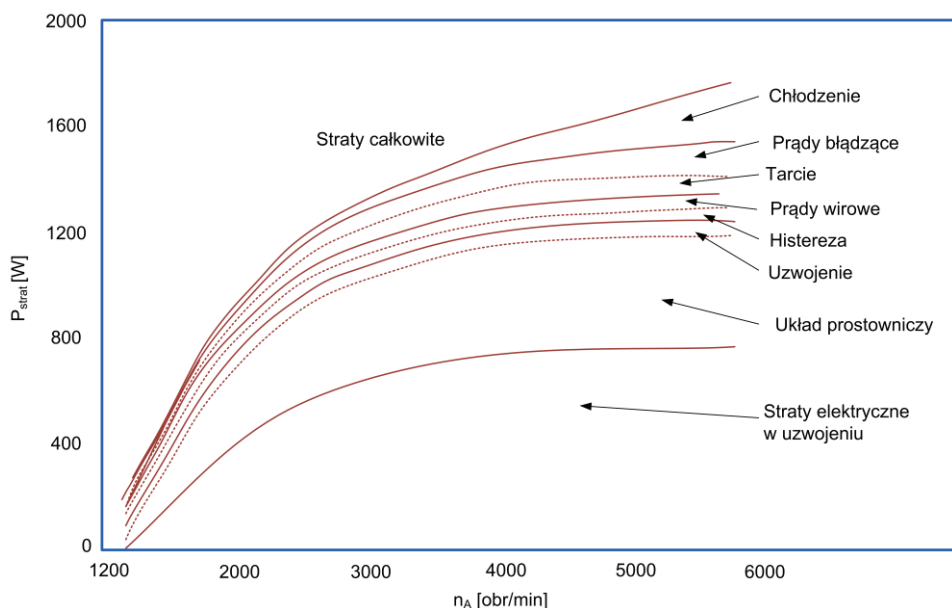
**Tab. 2.2. Zestawienie zależności opisujących moc poszczególnych strat w alternatorze [48]**

| Elektryczne                                           |                                               |
|-------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|
| Uzwojenie stojana                                     | $P_{stojan} = (I)^2 (R_{stojan})$             |
| Uzwojenie wirnika                                     | $P_{wirnik} = (I)^2 (R_{wirnik})$             |
| Zmniejszanie napięcia diody na diodach prostowniczych | $P_{dioda} = (V_d)(i_{dioda})$                |
| Regulator napięcia                                    | $P_{regulator} = (V_d)(i_{regulator})$        |
| Szczotki                                              | $P_{szczotki} = (i_{field})^2 (R_{szczotki})$ |
| Magnetyczne                                           |                                               |
| Prądy wirowe                                          | $P_{wirowe} = (k)(T)^2 (RPM)^2 (B)^2$         |
| Histereza                                             | $P_{histereza} = (k)(RPM)(B)^2$               |

**Tab. 2.2. Zestawienie zależności opisujących moc poszczególnych strat w alternatorze, ciąg dalszy [48]**

|                    |                                           |
|--------------------|-------------------------------------------|
| Pozostałe          | $P_{pozostałe} = (0,01)(P_{całkowite})^2$ |
| <b>Mechaniczne</b> |                                           |
| Łożyska            | $P_{łożyska} = (k)(RPM)$                  |
| Aerodynamika       | $P_{aerodynamika} = (k)(RPM)^3$           |

Powyższy opis przedstawia straty energetyczne w alternatorze w ujęciu modelowym, ponieważ w niektórych wzorach występuje stała oznaczona jako  $k$ , której wartość będzie determinowała ilość strat w sposób ilościowy. Wszystkie mechanizmy strat zależą od wartości natężenia prądu wyjściowego i prędkości obrotowej. Na rysunku 2.10 przedstawiono straty typowego alternatora w warunkach pełnej mocy  $P_e$ . Jak można zauważyć, dwa największe źródła strat w alternatorze to straty w rezystancji stojana oraz w układzie prostowniczym.

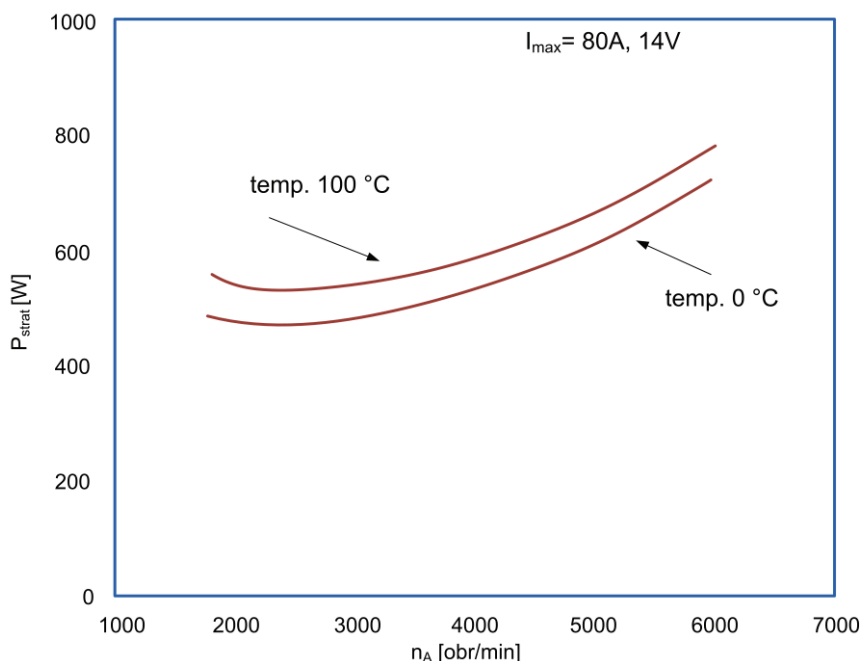


**Rys. 2.10. Straty występujące w alternatorze, opracowano na podstawie [48]**

Każdy z wyżej wymienionych rodzajów strat zależy od prędkości obrotowej wału alternatora  $n_A$ , natężenia prądu  $I$  oraz wartości generowanego napięcia  $U$ .

Jak wykazują wyniki badań opisane w pracach [49, 50] na sprawność ogólną alternatora  $\eta_A$  istotny wpływ wywiera stan cieplny elementów alternatora. Cytowane badania zostały przeprowadzone przy stałej temperaturze wynoszącej 50°C. W warunkach rzeczywistych temperatura pracującego alternatora zmienia się wraz z warunkami otoczenia oraz obciążeniem. W niektórych rozwiązaniach wraz ze zwiększeniem temperatury zmniejszane jest napięcie generowane przez

alternator. Zmiany te mogą się zawierać w przedziale od 28,56 V dla temperatury  $-40^{\circ}\text{C}$ , do 27,02 V dla  $110^{\circ}\text{C}$  [51]. Nawet niewielkie zmniejszenie napięcia powoduje istotne zmniejszenie mocy elektrycznej, a przez to zmniejszenie sprawności. Wpływ temperatury otoczenia alternatora na wielkość strat przedstawiono na rysunku 2.11. Wynika z niego, że w całym zakresie prędkości obrotowej występuje zwiększenie strat na skutek zwiększonej temperatury otoczenia.

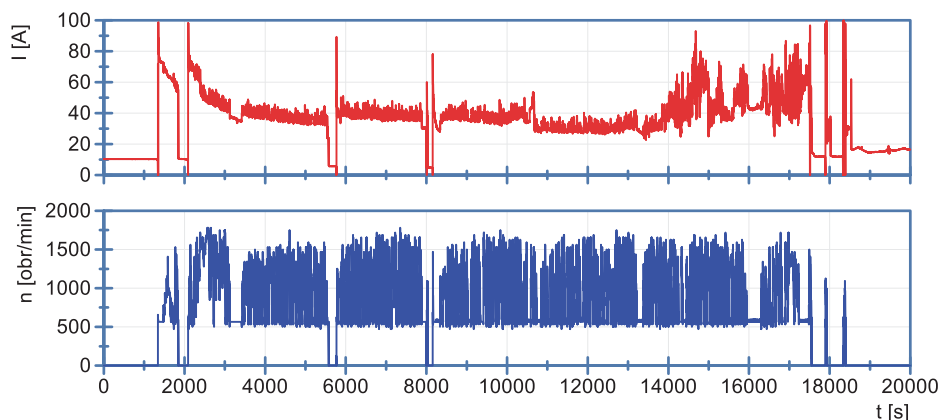


**Rys. 2.11. Wpływ temperatury otoczenia na całkowite straty w alternatorze, opracowano na podstawie [48]**

W warunkach eksploatacyjnych wartości parametrów konstrukcyjnych alternatora są stałe, a sprawność  $\eta_A$  całkowitą generatora można zapisać jako następującą funkcję dwóch zmiennych:

$$\eta_A = f(n_A, I_e), U = \text{const.} \quad (2.5)$$

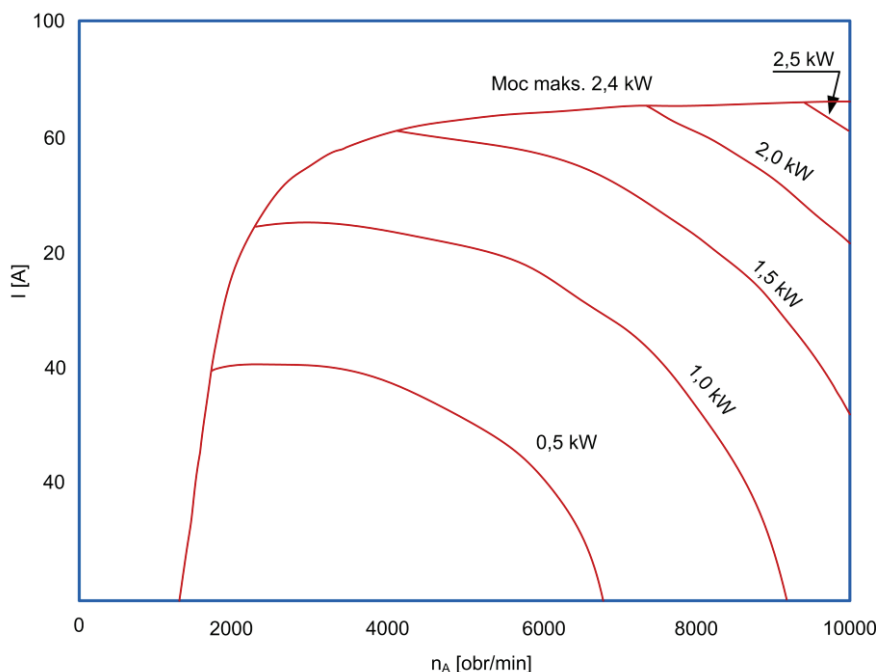
Pomijając wpływ temperatury na wartość napięcia  $U$ , można na tej podstawie stwierdzić, że całkowita sprawność zależy od chwilowych wartości natężenia prądu  $I$  oraz prędkości obrotowej  $n_A$ . Z badań własnych przeprowadzonych w warunkach eksploatacyjnych autobusu wynika, że natężenie prądu  $I$  nie zmienia się tak intensywnie jak prędkość obrotowa wału alternatora  $n_A$  (rys. 2.12).



**Rys. 2.12. Zmiany natężenia prądu w instalacji autobusu oraz zmiany prędkości obrotowej wału korbowego**

Badania przeprowadzono podczas eksploatacji autobusu w warunkach miejskich. Można zauważyć, że zmiany prędkości obrotowej wału korbowego silnika  $n$  występują wielokrotnie częściej w pełnym zakresie (500–1 600 obr/min), niż zmiany natężenia prądu  $I$ . Natężenie prądu  $I$  jest największe po rozruchu silnika, ponieważ niezbędne jest uzupełnienie energii elektrycznej w akumulatorze.

W zastosowaniach motoryzacyjnych alternator pracuje głównie w zakresie częściowych obciążeń, gdzie sprawność  $\eta_A$  może wynosić do 75% [52, 53, 54, 55]. Sprawność przetwarzania energii w alternatorze jest przedstawiana za pomocą wykresów warstwicznych [45, 47, 48], prezentowana w funkcji prędkości obrotowej wału alternatora  $n_A$  oraz natężenia prądu  $I$  lub generowanej mocy elektrycznej  $P_e$ . Przykładowe charakterystyki zostały zawarte w pracy [52]. Jedną z nich przedstawia wartości sprawności całkowitej alternatora  $\eta_A$ . Jest to charakterystyka alternatora firmy Bosch, z której wynika, że maksymalna sprawność wynosi około 60%. Wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej wirnika  $n_A$  oraz obciążenia elektrycznego alternatora sprawność maleje do wartości około 35%.



Rys. 2.13. Charakterystyka strat energetycznych alternatora, opracowano na podstawie [48]

Rysunek 2.13 przedstawia charakterystykę sumarycznej mocy strat [48]. W jednym i drugim przypadku można zauważyć, że najmniejsze straty energetyczne, a co się z tym wiąże, największa sprawność całkowita alternatora, występują w zakresach małych natężeń prądów  $I$  oraz małych prędkości obrotowych  $n_A$ . Wynika to z faktu, że straty energetyczne w alternatorze są funkcją prędkości obrotowej  $n_A$  (magnetyczne i mechaniczne) oraz natężenia prądu  $I$  (elektryczne). Najmniejszą sprawność  $\eta_A$  uzyskano w zakresie dużych wartości prędkości  $n_A$  oraz przy małym natężeniu prądu  $I$  i wyniosła ona około 10%. Na rysunku 2.13 największe straty energetyczne występuje w górnym, prawym rogu wykresu, tj. przy maksymalnej prędkości obrotowej  $n_A$  oraz maksymalnym natężeniu prądu  $I$ .

Podsumowując, alternatory stosowane w pojazdach to urządzenia, których sprawność zmienia się przede wszystkim w zależności od obciążenia elektrycznego oraz prędkości obrotowej wirnika. W warunkach eksploatacyjnych autobusu miejskiego konwersja energii mechanicznej  $E_m$  na elektryczną  $E_e$  zachodzi ze sprawnością w zakresie od 10 do 70% w zależności od zastosowanej konstrukcji. Obszar maksymalnej sprawności występuje z reguły w zakresie małych prędkości obrotowych oraz małych obciążeń elektrycznych. Wraz ze zwiększaniem się wartości tych dwóch czynników następuje nieproporcjonalne zwiększenie mocy strat mechanicznych, elektrycznych oraz magnetycznych.

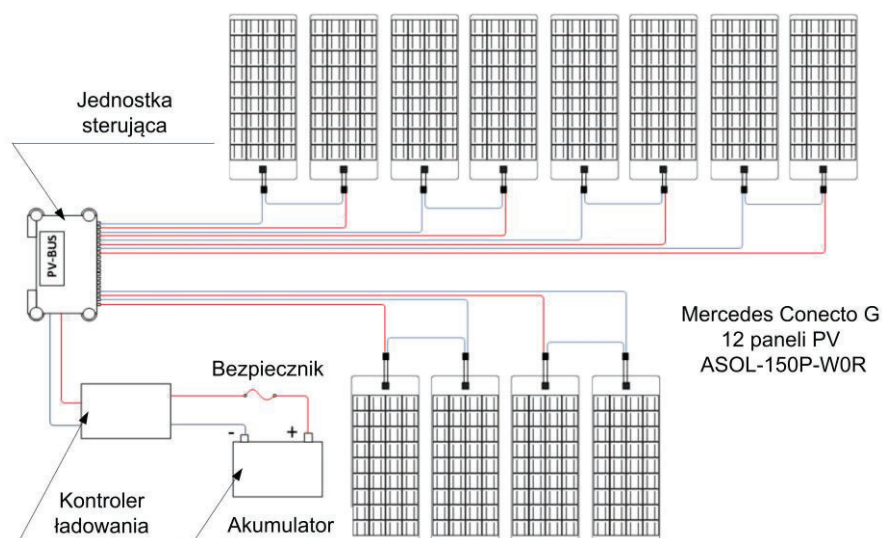
## 2.2. Metody zmniejszenia obciążenia alternatora

Z analizowanych wyników badań zawartych w pracy wynika, że urządzenia elektryczne zabudowane w autobusie zużywają ponad 20 kWh energii elektrycznej podczas jednego dnia eksploatacji. Jest to spowodowane ciągle zwiększającym się niezbędnym wyposażeniem pojazdów, do których możemy zaliczyć takie układy jak systemy audiowizualne, klimatyzacja czy biletomaty. Znaczące zapotrzebowanie na energię elektryczną  $E_e$  przyczynia się do prowadzenia prac badawczo-rozwojowych, których celem jest zmniejszenie obciążenia alternatora [56, 57, 58, 59, 60].

W niniejszym podrozdziale przedstawiono trzy wybrane technologie, które są stosowane lub prowadzone są prace badawcze w tym zakresie. Może to być nowe, dodatkowe źródło energii elektrycznej, np. w postaci ogniw fotowoltaicznych, lub układy umożliwiające zamianę energii kinetycznej pojazdu na energię elektryczną.

### 2.2.1. Ognia fotowoltaiczne jako nowe źródło energii elektrycznej na pokładzie pojazdu

Jedną z technologii, która umożliwia zmniejszenie zużycia paliwa wynikającego z generowania niezbędnej energii elektrycznej  $E_e$  jest zastosowanie ogniw fotowoltaicznych na pokładzie pojazdu. W pracy [5] zaprezentowano wyniki badań takiego systemu zamontowanego na dachu autobusu. Badania przeprowadzono w warunkach rzeczywistych. Wykazano, że system fotowoltaiczny o mocy 1,8 kWp może wyprodukować w czasie jednego roku 418 kWh energii elektrycznej. Stanowi to około 20% rocznego zapotrzebowania na energię elektryczną  $E_e$  w autobusie wyposażonym w silnik o ZS. Przykłady wykorzystania tej technologii jako źródła energii elektrycznej  $E_e$  można znaleźć w pracach [62, 63, 64, 65]. W autobusie miejskim, gdzie dostępna powierzchnia dachu wynosi około 20 m<sup>2</sup>, zastosowanie instalacji fotowoltaicznych umożliwia wygenerowanie energii  $E_e$  zapewniającej zasilanie urządzeń pokładowych. Na rysunku 2.19 przedstawiono schemat takiego systemu. Jest to system opracowany w ramach projektu nr PBS2/A6/16/2013, pt. „Opracowanie technologii autobusowych struktur fotowoltaicznych zmniejszających zużycie paliwa i emisję toksycznych składników spalin”. System ten składa się z 12 sztuk modułów fotowoltaicznych o oznaczeniu ASOL-150P-W0R i łącznej mocy równej 1,8 kWp. Opracowany demonstrator został wyposażony w układy sterowania z zastosowaniem funkcji MPPT (*Maximum Power Point Tracking*) oraz układy pomiarowe umożliwiające rejestrację danych takich jak zużycie energii elektrycznej  $E_e$  przez autobus czy natężenie promieniowania słonecznego.



**Rys. 2.14. Schemat demonstracyjnej instalacji fotowoltaicznej przeznaczonej do autobusu miejskiego [66]**

Koncepcja takiego systemu została zaprezentowana w pracy [58]. W artykule tym przedstawiono wyniki badań produkcji energii elektrycznej przez instalację fotowoltaiczną zainstalowaną w autobusie (rys. 2.15).



**Rys. 2.15. Instalacja fotowoltaiczna zamontowana w autobusie miejskim [58]**

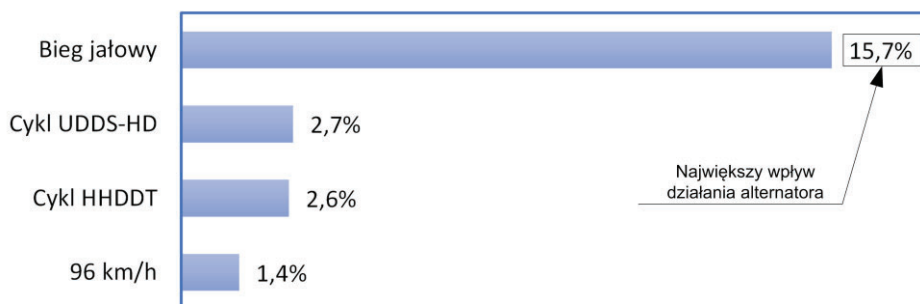


Testy zostały wykonane podczas użytkowania autobusu miejskiego Mercedes Conecto LF12. Pojazd był wyposażony w silnik o ZS spełniający normę emisji spalin Euro V. Analizie poddano wyniki pomiarów takie jak: zużycie paliwa  $G_e$ , zużycie energii elektrycznej  $E_e$ , prędkość obrotowa silnika  $n$  i prędkość pojazdu  $V$ . Zbadano również ilość energii słonecznej docierającej do dachu autobusu oraz energii elektrycznej wytwarzanej z zainstalowanych modułów fotowoltaicznych. Autorzy wykazali, że w warunkach nasłonecznienia na terenie Polski, system fotowoltaiczny mógłby pokryć 26% rocznego zapotrzebowania na energię elektryczną  $E_e$  autobusu miejskiego. Oszacowano, że dzięki temu możliwe jest zmniejszenie kosztów paliwa o 3%.

Prowadzone są również prace polegające na połączeniu technologii fotowoltaicznych oraz hybrydyzacji pojazdów [59], [60], [61], [62], [63], [64]. Jedno z przykładowych rozwiązań zaprezentowano w pracy [62], gdzie przedstawiono metodę miękkiej hybrydyzacji pojazdów konwencjonalnych z wykorzystaniem silników na kołach tylnych, instalacji fotowoltaicznej, dodatkowego akumulatora oraz układu sterowania. Wstępną ocenę korzyści uzyskiwanych w zakresie zużycia paliwa w zależności od stopnia łagodnej hybrydyzacji przeprowadzono poprzez analizę symulacyjną.

Innym przykładem jest zastosowanie instalacji fotowoltaicznej do zasilania samochodowej lodówki przeznaczonej do transportu szczepionek na terenie Kenii, w obszarach gdzie nie ma dostępu do energii elektrycznej [73]. Autorzy nie określili, czy taki system skutkuje oszczędnością paliwa, natomiast wykazali, że technologia może stanowić zabezpieczenie energetyczne.

Z kolei w raporcie [74] zawarto wyniki badań pojazdu ciężarowego na hamowni podwoziowej. Przeprowadzono testy podczas zasilania odbiorników elektrycznych energią pochodzącą z alternatora oraz energią z zewnętrznego źródła. Natężenie prądu  $I$  wynosiło 100 A. Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunku 2.16. Wynika z niego, że największą różnicę można zaobserwować podczas pracy silnika na biegu jałowym.



Rys. 2.16. Procentowe zwiększenie zużycia paliwa przy obciążeniu alternatora 100 A, opracowano na podstawie [74]

Przeprowadzone badania wykazały zmniejszenie zużycia paliwa podczas zmniejszenia obciążenia elektrycznego alternatora. Najmniejszą różnicę, wynoszącą 1,4%, zaobserwowano przy stałej prędkości pojazdu  $V = 6$  km/h, a maksymalną 15,7% podczas pracy silnika na biegu jałowym. Poprawę odnotowano również w cyklach jezdnych. W zależności od cyklu od 2,6 do 2,7%. Podczas realizacji testów jezdnych odbiorniki elektryczne klimatyzacji były zasilane ze źródła zewnętrznego. W tym przypadku zużycie paliwa zmniejszyło się o 4–5% przy stałych warunkach obciążenia (96 km/h). Według autorów raportu w przyszłości klimatyzacja może być zasilana energią pochodzącą z instalacji fotowoltaicznej, co stanowi dodatkową szansę na zmniejszenie zużycia paliwa.

Podobne analizy zostały przedstawione w pracach [75], [76], [77]. W pierwszej z nich zawarto ocenę możliwości zasilania samochodowego agregatu chłodniczego energią elektryczną pochodzącą z zabudowanego w pojeździe systemu fotowoltaicznego. Wyniki porównano z jednostką chłodniczą zasilaną olejem napędowym. W przypadku naczepy chłodniczej wykazano kilkunastoletni okres zwrotu inwestycji. Dalsza analiza została przedstawiona dla innych zastosowań obejmujących dostawy typu catering czy transport na terenie lotnisk. W każdym przypadku opisano typowy profil dostawy, obciążenia energetyczne i ewentualny system fotowoltaiczny.

W pracy [70] przedstawiono kompleksową analizę dotyczącą zastosowania technologii fotowoltaicznych na pokładzie pojazdu w celu zmniejszenia zużycia paliwa i emisji gazów cieplarnianych. Porównano różne aspekty hybrydowych pojazdów napędzanych energią słoneczną z konwencjonalnymi pojazdami z silnikiem spalinowym. Podczas analizy wzięto pod uwagę różne lokalizacje na terenie Stanów Zjednoczonych, rozmiary pojazdów, różne modele jazdy i różne scenariusze kosztów. Wyniki, uzależnione od lokalizacji, uzyskane w czasie jednego roku, wskazują na zwiększenie zasięgu od 2,9 do 9,5% dla pojazdu osobowego o masie około 2 000 kg.

Ogniwa fotowoltaiczne są również proponowane jako dodatkowe źródło zasilania pojazdów elektrycznych oraz hybrydowych [76]. W tego typu konstrukcjach również występuje duże zapotrzebowanie na energię elektryczną, która jest niezbędna do zasilania takich samych odbiorników, jak w przypadku pojazdów wyposażonych w silniki spalinowe. Jest to jeden z wielu testowanych sposobów na ograniczenie śladu węglowego transportu drogowego. W cytowanym artykule [76] zaprezentowano model umożliwiający oszacowanie wpływu temperatury ogniw fotowoltaicznych zainstalowanych w pojeździe na produkcję energii elektrycznej. Wyniki wykazały, że najbardziej krytyczny jest czas parkowania, podczas którego zwiększenie temperatury ogniw fotowoltaicznych prowadzi do istotnego zmniejszenia ich wydajności. Autorzy podkreślają jednak, że energia elektryczna wytwarzana przez ogniwa fotowoltaiczne może stanowić większość energii zużywanej podczas miejskiego użytkowania pojazdu. Dotyczy to samochodu osobowego, gdzie codzienne zużycie

energii elektrycznej wynosi do 2 kWh w przypadku intensywnej eksploatacji jako taksówka.

Z przeprowadzonej analizy stanu wiedzy wynika, że instalacja fotowoltaiczna zastosowana w autobusach miejskich może spowodować zmniejszenie zużycia paliwa maksymalnie o 9%. Oszczędności uzależnione są od natężenia promieniowania słonecznego, dostępnej powierzchni na pojeździe oraz zużycia energii elektrycznej. Zużycie paliwa może zostać zmniejszone od 2 do 9%. Jest również uzależnione od warunków eksploatacji pojazdu, które przekładają się na sprawność silnika spalinowego wynikającą z występujących stanów obciążenia silnika.

### **2.2.2. Rekuperacja energii kinetycznej i potencjalnej pojazdu**

Odzyskiwanie energii zgromadzonej w pojeździe jest stosowane powszechnie w pojazdach wyposażonych w elektryczny lub hybrydowy zespół napędowy. W tym przypadku energia kinetyczna oraz energia potencjalna jest zamieniana na energię elektryczną i magazynowana w akumulatorach. Odzysk energii traconej w postaci ciepła, w klasycznym zespole napędowym, znacząco przyczynia się do poprawy bilansu energetycznego pojazdu [72]. Ilość energii, która zostanie odzyskana zależy w dużym stopniu od warunków ruchu (profilu prędkości pojazdu), a w mniejszym stopniu od topografii terenu [10]. Dlatego też autobus miejski jest idealnym pojazdem do zastosowania tego typu systemów. Oszczędności paliwa mogą wynosić nawet 30% w porównaniu z klasycznym pojazdem wyposażonym w silnik o ZS [79]. Tak duże oszczędności wymagają zakupu autobusu z hybrydowym układem napędowym, którego cena jest o około 250 000 złotych wyższa od autobusu z konwencjonalnym napędem, natomiast montaż autobusowej instalacji fotowoltaicznej to koszt około 30 000 złotych (dane z 2022 roku).

Poza układami hybrydowymi stosowane są również tak zwane miękkie hybrydy (*Mild Hybrid*). Według klasyfikacji zawartej w pracy [81] jest to rozwiązanie, w którym silnik elektryczny jest sprzężony równolegle z zespołem napędowym i generuje około 10% mocy silnika spalinowego. W tym przypadku pojazd wyposażony jest w dodatkowe urządzenie będące alternatorem oraz generatorem energii mechanicznej. Urządzenie to napędza silnik spalinowy, przez co zmniejsza ilość paliwa niezbędną do wytworzenia wymaganej mocy. Energia elektryczna jest gromadzona w dodatkowych bateriach i pochodzi z procesu hamowania pojazdu. Jest to również interesujące z uwagi na postawione w Europie cele związane z emisją. Oczekiwana w 2021 roku emisja dwutlenku węgla wynosiła poniżej 95 g/km [82]. Według danych literaturowych takie rozwiązanie umożliwia zmniejszenie zużycia paliwa o 30% w porównaniu do klasycznych układów napędowych [81, 83].

Rekuperacja może być też z powodzeniem realizowana w klasycznych pojazdach, z wykorzystaniem już zabudowanych układów. W artykule [83] przedstawiono metodę polegającą na produkcji energii elektrycznej z energii zakumulowanej w pojeździe. Autorzy zaproponowali, aby podczas procesu hamowania silnikiem obciążać alternator, a energię gromadzić w akumulatorze. Produkcja energii elektrycznej pochodzi z alternatora wyłącznie podczas przyspieszania oraz jazdy ze stałą prędkością, kiedy silnik jest zasilany paliwem. Przeprowadzone obliczenia dla cykli jezdnych NEDC (*New European Driving Cycle*) oraz BDC (*Bangkok Driving Cycle*) wykazały możliwość zmniejszenia zużycia paliwa w zakresie od 3 do 7% [93]. Oszczędności zależą od profilu prędkości pojazdu oraz obciążenia elektrycznego. Należy również zauważyć, że zastosowanie dużych wartości natężeń prądów ładujących akumulator zmniejsza jego trwałość.

Rozwinięciem opisanego powyżej układu jest wprowadzenie dodatkowego magazynu energii elektrycznej w postaci superkondensatorów [54]. Koncepcja ta pozwala na efektywną rekuperację energii kinetycznej lub potencjalnej pojazdu, również w konwencjonalnych pojazdach napędzanych silnikiem spalinowym. Jedną z zalet takiego rozwiązania jest możliwość ładowania i rozładowywania zastosowanych kondensatorów natężeniami prądu o dużych wartościach. Autorzy nie zawarli w cytowanej powyżej pracy informacji na temat potencjalnego zmniejszenia zużycia paliwa.

Jeszcze inne podejście do magazynowania i wykorzystania energii kinetycznej lub potencjalnej pojazdu opisano w pracy zawierającej wyniki z projektu *Energy Efficient Vehicles for Road Transport* zrealizowanego w ramach 7 Programu Ramowego [85]. Autorzy przedstawili szeroką koncepcję zarządzania energią w pojeździe, w tym również w zakresie wykorzystania energii hamowania. Przewidywana oszczędność wyniosła około 10%, a uzyskane oszczędności wynikające z odzysku energii zakumulowanej w pojeździe to około 3%.

### 2.3. Podsumowanie

Z przeprowadzonej analizy wynika, że proces konwersji energii zawartej w paliwie  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$  zależy od kilku głównych czynników. Pierwszym ogniwem tego procesu jest silnik spalinowy. Charakterystyka sprawności ogólnej silnika  $\eta_s$  jest funkcją prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  oraz momentu efektywnego  $M$ . Podobnie jest w przypadku alternatora, którego sprawność konwersji energii mechanicznej na elektryczną  $\eta_A$  to również funkcja prędkości obrotowej wirnika  $n_A$  oraz natężenia prądu  $I$ . Dodatkowo proces ten może zostać uzupełniony o energię elektryczną  $E_{ed}$  pochodzącą z zewnętrznego źródła, co może znacząco wpłynąć na sprawność konwersji energii. Możliwe jest również pozyskiwanie energii elektrycznej  $E_e$  poprzez rekuperację energii kinetycznej  $E_k$  i potencjalnej  $E_p$  pojazdu oraz magazynowanie jej

w akumulatorach lub superkondensatorach. Uzupełniając to o fakt, że eksploatacja autobusu charakteryzuje się dużą zmiennością pracy silnika, można jednoznacznie stwierdzić, że produkcja energii elektrycznej  $E_e$  na pokładzie autobusu jest procesem skomplikowanym i zależnym od wielu czynników. Dlatego też przedmiotem dalszych rozważań zaprezentowanych w niniejszej pracy jest analiza tego procesu i określenie jego sprawności w różnych warunkach eksploatacji.

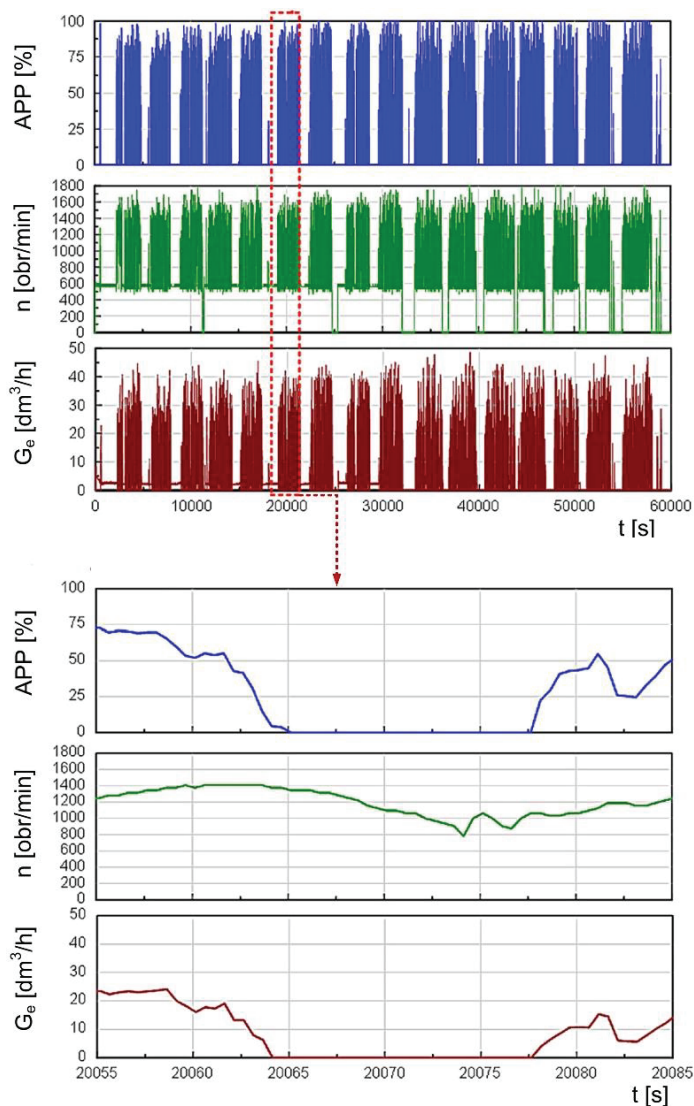
### 3. Cel i zakres pracy

Prowadzone prace badawczo-rozwojowe w zakresie efektywności energetycznej pojazdów są między innymi wynikiem wprowadzania nowych wymagań związanych z ograniczaniem emisji dwutlenku węgla. Sektor transportu drogowego odpowiada za emisje blisko 27% wszystkich gazów cieplarnianych w Europie [78]. Do 2030 roku planowane jest obniżenie emisji tych związków o 40% w porównaniu do stanu z 1990 roku. Dlatego strategia Unii Europejskiej w tym zakresie skupia się na poprawie sprawności energetycznej pojazdów. Jednym ze sposobów jest zmniejszenie zużycia energii niezbędnej do napędu alternatorów lub odpowiednie zarządzanie pracą alternatorów tzn. produkcja energii elektrycznej z zasobów energii zakumulowanej w masie autobusu lub zastosowanie dodatkowych źródeł jak np. ogniwa fotowoltaiczne. W tym przypadku niezbędna jest wiedza na temat procesu wytwarzania energii elektrycznej na pokładzie pojazdu oraz wiedza w zakresie czynników, które wpływają na sprawność tego procesu. Do takich czynników należy zaliczyć:

- sprawność silnika spalinowego,
- sprawność alternatora,
- akumulowanie i odzyskiwanie energii kinetycznej autobusu,
- występowanie dodatkowego źródła energii elektrycznej.

Proponowane obecnie metody wyznaczania sprawności wytwarzania energii elektrycznej opierają się na charakterystykach silnika i alternatora. Nie uwzględniają jednak wszystkich czynników wpływających na ten proces. Do tych najbardziej istotnych można zaliczyć zmiany prędkości obrotowej wału korbowego silnika, obciążenia silnika i alternatora, zmienne warunki drogowe takie jak nachylenie drogi czy średnia prędkość ruchu w warunkach miejskich, jak również masa pojazdu zmieniająca się wraz z liczbą pasażerów.

Przykładowe wyniki oparte na badaniach własnych [8] zaprezentowano na rysunku 3.1. Badania wykonano w warunkach. Obiektem badań był autobus miejski Mercedes Conecto 12LF. Przedstawione wyniki to położenie dźwigni przyspiesznika *APP*, prędkość obrotowa silnika *n* oraz godzinowe zużycie paliwa  $G_e$  zarejestrowane podczas jednego dnia eksploatacji. Łączny czas pracy autobusu to około 16 godzin. Wykres z lewej strony zawiera charakterystyczne przerwy, które są wynikiem postoju autobusu na przystanku końcowym. Zmiana obciążenia silnika reprezentowana przez położenie dźwigni przyspiesznika oraz godzinowe zużycie paliwa zawiera się w przedziale od 0 do 100%. Zmiany prędkości obrotowej wału – od biegu jałowego do około 1 700 obr/min. Wynika z tego, że eksploatacja autobusu miejskiego charakteryzuje się znaczącą zmiennością warunków, co ma wpływ na sprawność procesu wytwarzania energii elektrycznej.



**Rys. 3.1. Zmiany obciążenia silnika oraz prędkości obrotowej wału korbowego autobusu miejskiego w funkcji czasu [8]**

Głównym celem niniejszej pracy było wyznaczenie sprawności generowania energii elektrycznej na pokładzie autobusu miejskiego. Celem szczegółowym było określenie w sposób jakościowy i ilościowy jak warunki ruchu pojazdu, zmiany obciążenia silnika spalinowego oraz obciążenia elektryczne alternatora wpływają na proces konwersji energii chemicznej paliwa na energię elektryczną.



Przeprowadzone prace badawcze obejmowały:

- opracowanie założeń modelu przetwarzania energii zawartej w paliwie na energię elektryczną na pokładzie autobusu z silnikiem o ZS,
- analizę procesu konwersji energii w silniku spalinowym o ZS – identyfikacja modelu sprawności silnika,
- analizę procesu konwersji energii w alternatorze – identyfikacja modelu sprawności alternatora,
- badania procesu konwersji energii w warunkach ustalonych na hamowni podwoziowej – wyznaczenie sprawności w warunkach ustalonych,
- badania procesu konwersji energii podczas testów jezdnych na hamowni podwoziowej – wyznaczenie sprawności w symulowanych warunkach drogowych bez udziału energii zakumulowanej w masie autobusu,
- badania procesu konwersji energii podczas testów jezdnych w warunkach drogowych,
- badania modelowe procesu konwersji energii elektrycznej – wyznaczenie wpływu warunków ruchu (prędkość pojazdu, nachylenie drogi, masa pojazdu) na sprawność procesu konwersji energii.

Badania eksperymentalne przeprowadzono w autobusie miejskim, spełniającym normę emisji spalin Euro IV, wyposażonym w dodatkowe układy pomiarowe oraz możliwość zmiany obciążenia elektrycznego alternatorów. Podczas badań wykonano pomiary zużycia paliwa dla różnych wartości mocy elektrycznej generowanej przez alternatory. Rejestrowano również napięcie i natężenie prądu w instalacji elektrycznej pojazdu.

Badania symulacyjne wykonano wykorzystując oprogramowanie Vecto, które jest przeznaczone do szacowania zużycia paliwa oraz emisji dwutlenku węgla przez autobusy miejskie oraz pojazdy ciężarowe. Na podstawie uzyskanych różnic zużycia paliwa obliczono sprawność analizowanego procesu konwersji energii. Przeprowadzone analizy miały również na celu określenie w jaki sposób dostarczenie energii elektrycznej z zewnętrznego źródła do odbiorników zamontowanych w pojeździe wpływa na sprawność procesu, w tym sprawność silnika spalinowego oraz alternatora.

Należy również nadmienić, że inspiracją do napisania niniejszej pracy był udział autora w projekcie pt. „Opracowanie technologii autobusowych struktur fotowoltaicznych zmniejszających zużycie paliwa i emisję toksycznych składników spalin”, finansowanym przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach Programu Badań Stosowanych. W czasie prowadzonych prac zidentyfikowano problem wpływu warunków ruchu pojazdu oraz dynamiki zmian obciążenia na proces konwersji energii w autobusie miejskim.





## 4. Badania przetwarzania przetwarzania energii w warunkach ustalonych

### 4.1. Założenia modelu konwersji energii w spalinowym autobusie miejskim

Model, opisujący proces konwersji energii chemicznej paliwa na energię elektryczną w warunkach ustalonych, powinien uwzględnić takie zjawiska jak akumulacja energii kinetycznej w masie pojazdu oraz w masach wirujących zespołu napędowego. Powinien umożliwiać określenie zależności pomiędzy energią zawartą w paliwie  $E_f$  a wytworzoną energią elektryczną  $E_e$ . Dodatkowo powinien uwzględniać strumień energii elektrycznej  $E_{ed}$  pochodzącej z zewnętrznego źródła, np. z ogniw fotowoltaicznych. Schemat tego procesu został przedstawiony na rysunku 4.1. Wynika z niego, że pierwszym etapem jest zamiana energii zawartej w paliwie  $E_f$  na energię mechaniczną  $E_m$ . W tym przypadku zależy to od sprawności ogólnej silnika  $\eta_s$ , która z kolei jest funkcją generowanej mocy efektywnej  $P_m$  oraz prędkości obrotowej wału korbowego  $n$ .

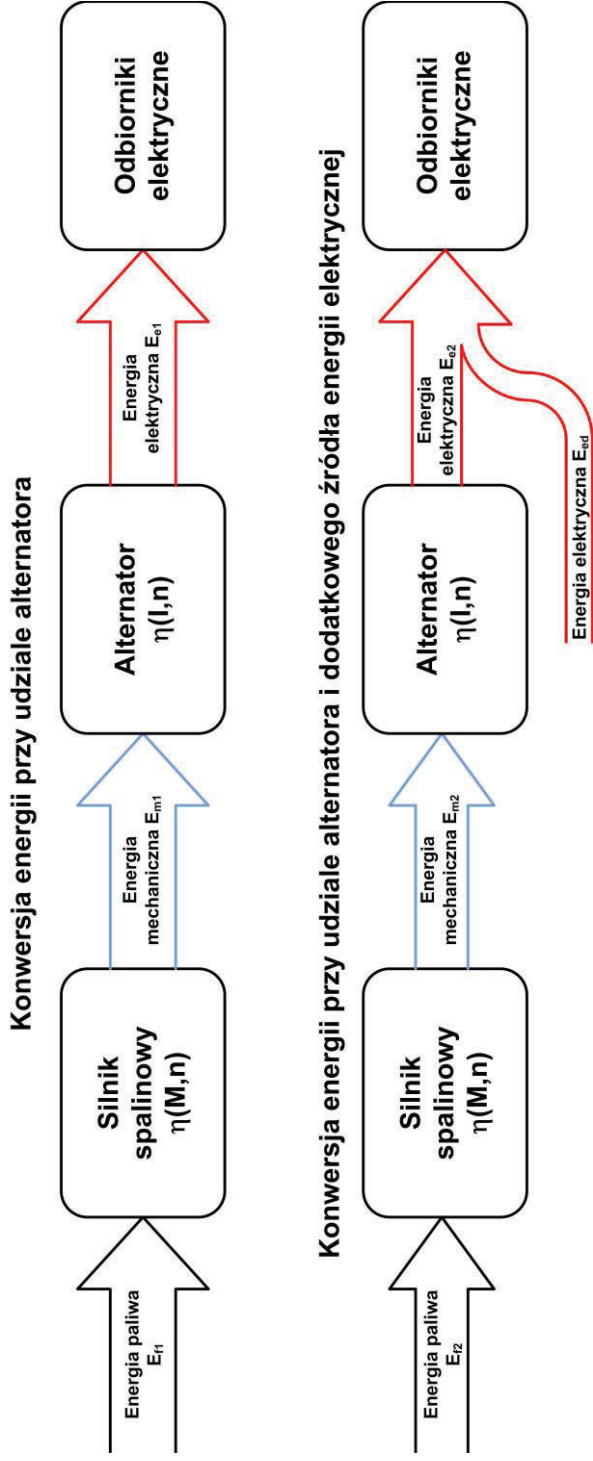
Kolejnym elementem jest alternator generujący energię elektryczną  $E_e$ . Jak wskazano w rozdziale drugim niniejszej pracy, straty energetyczne tego urządzenia zależą od aktualnej wartości natężenia prądu  $I$  oraz prędkości obrotowej wirnika  $n_A$ . Przyjęto, że pozostałe parametry modelu są stałe, ponieważ wynikają z wymiarów geometrycznych oraz własności fizycznych materiałów, z których jest zbudowany alternator. Pominięto obniżenie napięcia zakładając, że temperatura alternatora nie będzie przekraczać 80°C. Przyjęto, że akumulator jest w stanie naładowanym, a cała energia elektryczna  $E_e$  jest na bieżąco produkowana przez alternator lub zespół alternatorów. Na rysunku 4.1 przedstawiono dwa strumienie przepływu energii dla dwóch wariantów:

- energia elektryczna  $E_e$  produkowana jest przez alternator, który obciąża mechanicznie silnik spalinowy,
- energia elektryczna  $E_e$  produkowana jest przez alternator oraz pochodzi z dodatkowego źródła  $E_{ed}$  takiego jak panele fotowoltaiczne, akumulatory energii elektrycznej, itp.

W przypadku konwersji energii bez udziału zewnętrznego źródła sprawność można opisać równaniem 4.1. Jeżeli w bilansie energetycznym znajdzie się zewnętrzne źródło energii elektrycznej, to będzie się to wiązało ze zmianą zużycia paliwa (energii dostarczanej w paliwie). W tym przypadku sprawność w stałych warunkach obciążenia można opisać równaniem 4.2. Wartość sprawności  $\eta_{ed}$  będzie wynikała ze zmniejszonego zużycia energii.

$$\eta_c = \frac{E_{m1}}{E_{f1}} \cdot \frac{E_{e1}}{E_{m1}} \quad (4.1)$$

$$\eta_{ed} = \frac{E_{m2}}{E_{f2}} \cdot \frac{E_{e2}}{E_{m2}} \quad (4.2)$$

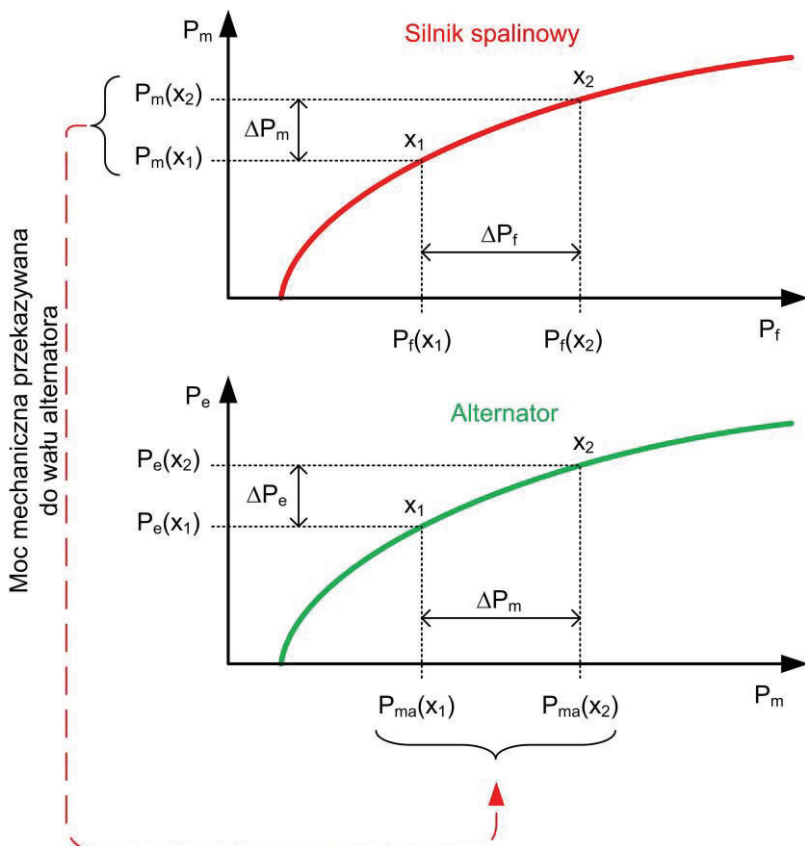


Rys. 4.1. Schemat procesu konwersji energii zawartej w paliwie na energię elektryczną w warunkach ustalonych

Analizę konwersji energii można przeprowadzać w ujęciu sumarycznym w odniesieniu do energii zużytej  $E_f$  i wygenerowanej energii elektrycznej  $E_e$  lub w odniesieniu do chwilowych wartości mocy zawartej w paliwie  $P_f$  oraz mocy elektrycznej  $P_e$ . Podejście w ujęciu energetycznym opisują wzory 4.1 i 4.2. Wzór opisujący ten proces w odniesieniu do mocy jest następujący:

$$\eta_c = \frac{P_m}{P_f} \cdot \frac{P_e}{P_m} \quad (4.3)$$

Drugi proponowany sposób analizy przedstawia rysunek 4.2, na którym zawarto przykładowe charakterystyki przetwarzania mocy. Silnik spalinowy jest reprezentowany przez zależność mocy mechanicznej  $P_m$  od mocy zawartej w paliwie  $P_f$ , natomiast alternator przez zależność mocy elektrycznej  $P_e$  od mocy efektywnej  $P_m$  wygenerowanej przez silnik. Dzięki temu możliwe jest również przeprowadzenie analizy w zakresie zmiany sprawności po wprowadzeniu dodatkowego źródła energii elektrycznej.

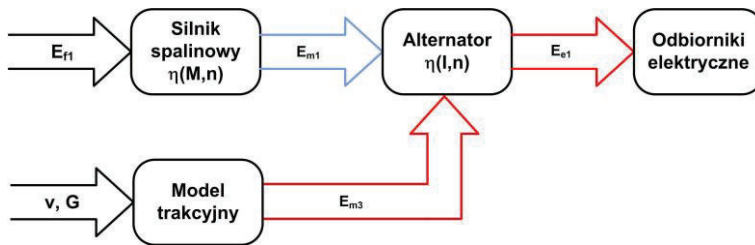


Rys. 4.2. Założenia modelu procesu konwersji energii zawartej w paliwie na energię elektryczną w warunkach ustalonych

Równanie 4.3 przedstawia metodę wyznaczania zmiany sprawności całkowitej generowania energii elektrycznej. Jest to iloczyn zmiany sprawności ogólnej silnika spalinowego oraz sprawności alternatora. Jest to istotne z uwagi na fakt, że charakterystyki przetwarzania energii, zarówno silnika spalinowego jak i alternatora, są nieliniowe. Może to skutkować tym, że stan obciążenia jednego i drugiego będzie wpływać na intensywność zmian sprawności.

$$\Delta\eta_c = \left[ \frac{\Delta P_m}{\Delta P_f} \cdot \frac{\Delta P_e}{\Delta P_{ma}} = \frac{P_m(x_2) - P_m(x_1)}{P_f(x_2) - P_f(x_1)} \cdot \frac{P_e(x_2) - P_e(x_1)}{P_{ma}(x_2) - P_{ma}(x_1)} \right] \cdot 100 \quad (4.4)$$

Na rysunku 4.3 przedstawiono schematycznie proces konwersji energii, który można opisać w następujący sposób: podczas eksploatacji pojazdu w warunkach miejskich, które cechują się dużą zmiennością obciążenia silnika, prędkości oraz nachylenia drogi, część energii napędzającej alternator pochodzi bezpośrednio od silnika, natomiast część pochodzi od energii kinetycznej i potencjalnej, która jest zakumulowana w pojeździe. Określenie udziałów źródeł energii oraz określenie wpływu masy pojazdu na proces generowania energii elektrycznej może zostać przeprowadzone dzięki badaniom symulacyjnym w wykorzystaniem zweryfikowanego modelu.



Rys. 4.3. Proces przetwarzania energii podczas eksploatacji autobusu miejskiego

Opracowanie modelu pojazdu wyposażonego w silnik spalinowy wykonano wykorzystując oprogramowanie Vecto, które jest narzędziem przeznaczonym do wykonywania obliczeń zużycia paliwa i emisji dwutlenku węgla przez pojazdy. Umożliwia modelowanie zespołu napędowego pojazdów ciężarowych oraz autobusów i przeprowadzania symulacji na różnych trasach, zdefiniowanych przez cykle jezdne. Oprogramowanie zostało napisane w języku C. Każdy z modułów, tj. silnik, pojazd czy skrzynia biegów posiada oddzielny graficzny interfejs użytkownika (rys. 4.4).

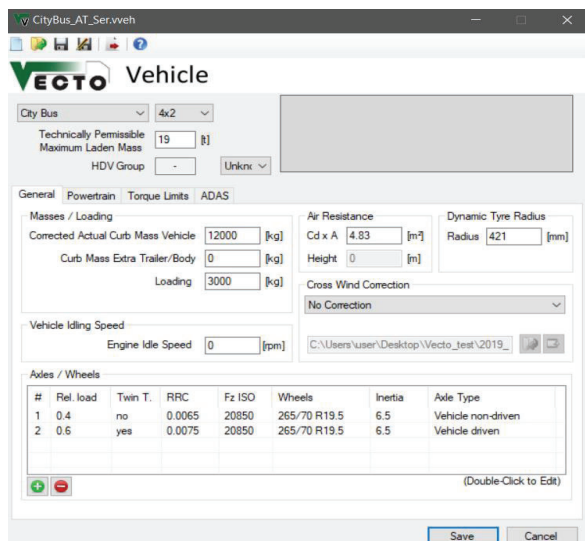
Oprogramowanie umożliwia wprowadzenie cykli jezdnych, które określają prędkość pojazdu i nachylenie drogi w funkcji czasu lub pokonanej drogi. Podczas symulacji prędkość obrotowa i moment obrotowy silnika są obliczane na podstawie zadanych warunków ruchu pojazdu, tj. prędkości i przyspieszenia. Dodatkowo wprowadzone są charakterystyki zużycia paliwa. Na tej podstawie obliczane jest zużycie paliwa oraz energii.

Należy również podkreślić, że Vecto jest otwartym, publicznie dostępnym oprogramowaniem, które zostało opracowane przez Komisję Europejską i jej Wspólne Centrum Badawcze jako główne narzędzie do obliczeń emisji CO<sub>2</sub> przez pojazdy ciężarowe oraz autobusy. Od 1 stycznia 2019 roku producenci tych pojazdów (HDV) są zobowiązani do stosowania oprogramowania Vecto podczas procesu certyfikacji, do wyznaczenia zużycia paliwa oraz emisji dwutlenku węgla.

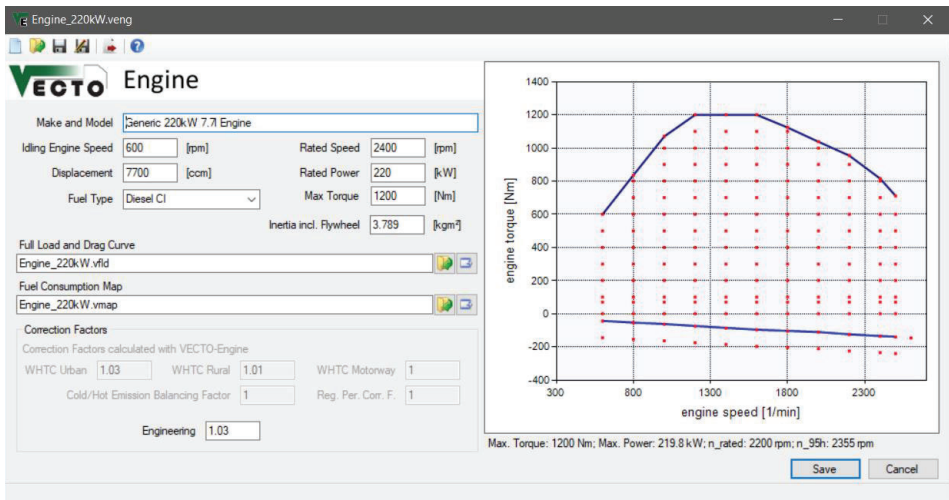
Oprogramowanie Vecto posiada zapisane charakterystyki zużycia paliwa silników o zapłonie samoczynnym stosowanych w autobusach miejskich oraz pojazdach ciężarowych. Na rysunku 4.4c przedstawiono widok okna programu Vecto Engine. Dane dotyczące silników, które mogą być stosowane w autobusach miejskich, zawarto w tabeli 4.1. Są to dane wprowadzone przez autorów oprogramowania. Oprogramowanie Vecto posiada charakterystyki zużycia paliwa dla kilku przykładowych silników. Niebieska linia na wykresie zawartym na rysunku 4.7c przedstawia charakterystykę zewnętrzną, linia niebieska na dole opisuje opory mechaniczne silnika, natomiast czerwone punkty odpowiadają warunkom pracy silnika, dla których zdefiniowano zużycie paliwa.

Tab. 4.1. Zestawienie parametrów silników z programu Vecto

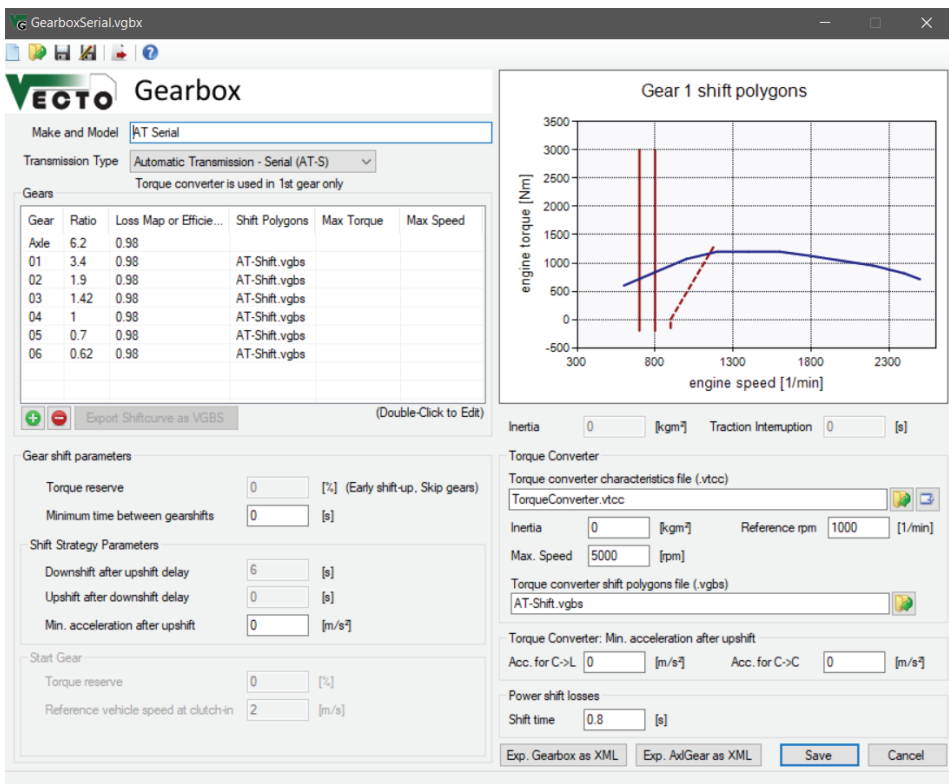
| Parametr                             | Silnik 1 | Silnik 2 | Silnik 3 | Silnik 4 |
|--------------------------------------|----------|----------|----------|----------|
| Moc maksymalna [kW]                  | 175      | 220      | 250      | 325      |
| Moment obrotowy maksymalny [Nm]      | 1 000    | 1 200    | 1 640    | 2 400    |
| Pojemność skokowa [cm <sup>3</sup> ] | 6 871    | 7 700    | 7 700    | 12 740   |



Rys. 4.4a. Okno modelowania pojazdu w programie Vecto

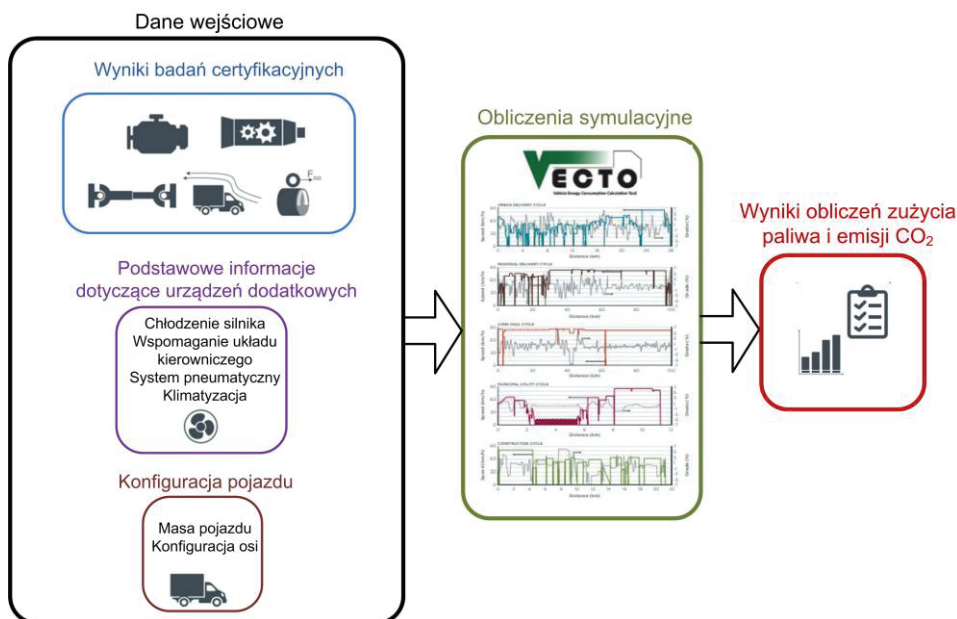


Rys. 4.4b. Okno modelowania silnika w programie Vecto



Rys. 4.4c. Okno modelowania skrzyni biegów w programie Vecto

Opracowano procedurę określania emisji CO<sub>2</sub> i zużycia paliwa przez poszczególne pojazdy ciężarowe. W rozporządzeniu Komisji (UE) 2017/2400 (6) określono metodykę opartą na Vecto, dzięki któremu można obliczyć emisję CO<sub>2</sub> i zużycie paliwa przez pojazdy ciężarowe oraz autobusy. Metodyka ta pozwala uwzględnić różnorodność sektora pojazdów ciężkich oraz wysoki stopień personalizacji poszczególnych pojazdów ciężkich. Począwszy od 1 lipca 2019 r., została ograniczona emisja dwutlenku węgla, określona dla czterech grup pojazdów ciężkich, które odpowiadają za około 65% emisji tego gazu przez pojazdy na terenie Unii Europejskiej [79]. Schemat działania zgodnie z opisaną procedurą przedstawiono na rysunku 4.5.



Rys. 4.5. Schemat procesu certyfikacji w oparciu o Vecto, na podstawie [88]

## 4.2. Model autobusu miejskiego

Jako reprezentatywny obiekt badań modelowych przyjęto autobus klasy MAXI. Jest to pojazd niskopodłogowy o masie całkowitej bez pasażerów w zakresie od 11 000 do 13 000 kg oraz długości od 10 do 12 m. Dopuszczalna masa całkowita wraz z pasażerami takiego pojazdu to 18 000 kg. Klasyfikacja autobusów została określona przepisami unijnymi zawartymi w dyrektywie 2001/85/WE [89] oraz Rozporządzeniu Ministra Infrastruktury z dnia 31 grudnia 2002 [90]. Przykładowy autobus tej klasy przedstawiono na rysunku 4.4.

Autobusy miejskie wyposażone są w automatyczne skrzynie biegów. Dlatego też przyjęto do obliczeń, że modelowany autobus posiadał sześciobiegową automatyczną przekładnię, która jest połączona z silnikiem za pomocą sprzęgła



hydrokinetycznego. Wartości przełożeń poszczególnych biegów zawarto w tabeli 4.1. Założono, że pojazd jest napędzany sześciocyndrowym, rzędownym silnikiem o mocy maksymalnej 225 kW. Jest to wartość mocy, jaka charakteryzuje jednostki napędowe stosowane w tego typu autobusach klasy MAXI.



**Rys. 4.6. Przykładowy autobus klasy MAXI firmy Solaris [91]**

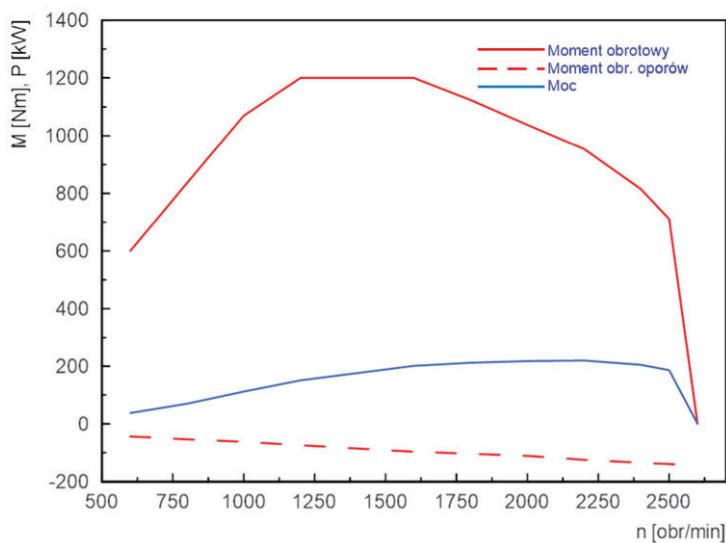
**Tab. 4.2. Wartości przełożeń modelu skrzyni biegów**

| Numer biegu [-] | Przełożenie [-] |
|-----------------|-----------------|
| 1               | 3,40            |
| 2               | 1,90            |
| 3               | 1,42            |
| 4               | 1,00            |
| 5               | 0,70            |
| 6               | 0,62            |

Na rysunku 4.5 przedstawiono zewnętrzną charakterystykę prędkościową silnika Vecto. Przedstawia ona zależność mocy i momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej. Dodatkowo na wykresie czerwoną linią przedstawiono opory mechaniczne oraz opory wynikające z wymiany ładunku. Opory te rosną wraz z prędkością obrotową wału korbowego.

Autobus posiada dwie osie, w tym tylną napędową. Przełożenie przekładni głównej wynosi 6,3. Pozostałe parametry autobusu, przyjęte na podstawie analizy konstrukcji autobusów klasy MAXI, zawarto w tabeli 4.2.

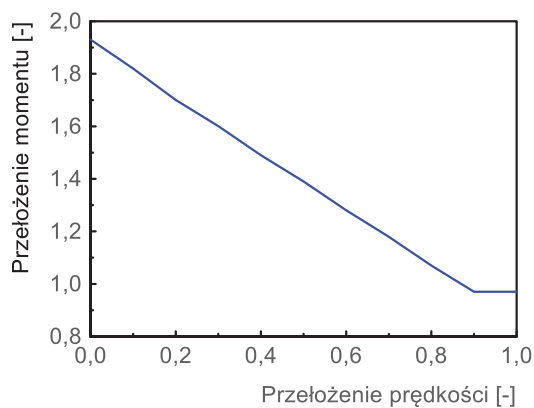
Na rysunku 4.6 przedstawiono charakterystykę modelu sprzęgła hydrokinetycznego. Wynika z niej, że bezpośrednie przekazanie momentu obrotowego występuje przy przełożeniu od 0,9 do 1,0.



**Rys. 4.7. Charakterystyka zewnętrzna prędkościowa eksploatacyjna silnika Vecto**

**Tab. 4.3. Parametry modelu pojazdu**

| Parametr                            | Wartość |
|-------------------------------------|---------|
| Długość [m]                         | 12,00   |
| Szerokość [m]                       | 2,55    |
| Wysokość [m]                        | 3,15    |
| Rozstaw osi – oś przednia [m]       | 5,90    |
| Masa całkowita pojazdu [kg]         | 12 000  |
| Dopuszczalna masa całkowita [kg]    | 18 000  |
| Współczynnik oporu aerodynamicznego | 0,70    |



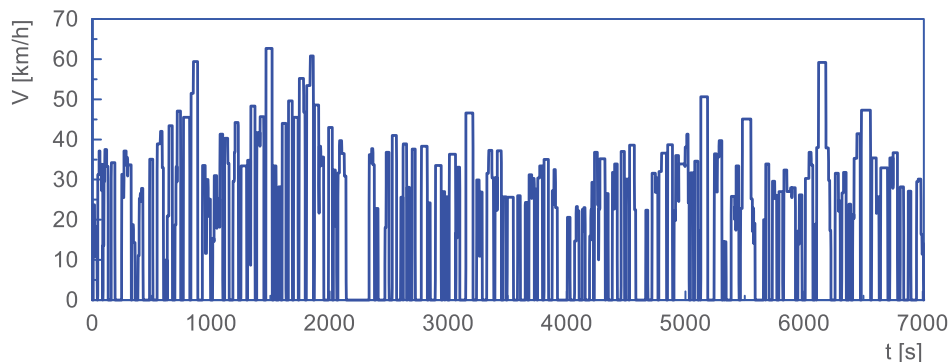
**Rys. 4.8. Charakterystyka modelu sprzęgła hydrokinetycznego**

### 4.3. Model warunków drogowych

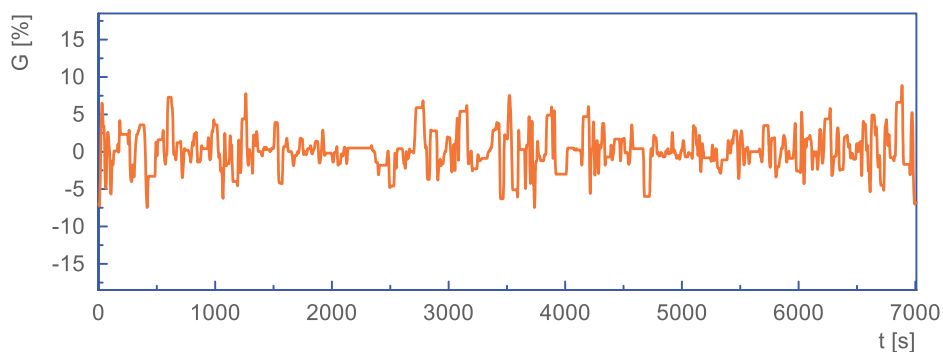
Eksploracja autobusu w warunkach jazdy miejskiej charakteryzuje się nieustannym magazynowaniem w jego masie i oddawaniem energii kinetycznej i potencjalnej. Zgromadzona energia kinetyczna i potencjalna odzyskiwana jest podczas tzw. hamowania silnikiem, czyli stanu pracy, który charakteryzuje się zerowym zużyciem paliwa i prędkością pojazdu większą od zera. Energia ta jest wykorzystywana do napędu pojazdu oraz do napędu odbiorników napędzanych z wału korbowego silnika, między innymi zespołu alternatorów. Jazda w warunkach miejskich to duża liczba przyspieszeń i opóźnień pojazdu, co przekłada się bezpośrednio na zmienne obciążenie silnika. Można przewidywać, że taki rodzaj eksploatacji znacząco wpłynie na średnią wartość sprawności przetwarzania energii chemicznej zawartej w paliwie na energię elektryczną. Wynika to z faktu, że energia zakumulowana w masie pojazdu jest przekazywana do alternatora. W związku z tym opracowano model opisujący zmiany warunków drogowych.

Warunki obciążenia drogowego odwzorowano za pomocą cykli jezdnych. Cykle jezdne, np. SORT (*Standardised On-Road Tests cycles*) czy WHVC (*World Harmonized Vehicle Cycle*) to szereg czasowy prędkości pojazdu rejestrowanych w kolejnych (jednakowo rozłożonych) punktach czasowych [92], [93]. Stanowią one typowe wzorce jazdy pojazdu w warunkach miejskich i pozamiejskich. Profile prędkości pojazdów są istotnym wkładem do najnowocześniejszych modeli obliczeniowych emisji i zużycia energii przez pojazdy. Cykle jezdne są wynikiem syntezy występujących w rzeczywistości warunków jazdy takich jak prędkość, przyspieszenie czy nachylenie drogi [94], [95]. Producenci pojazdów wykorzystują cykle jezdne podczas projektowania pojazdów, ich certyfikacji jak również w procesie marketingu. Profil prędkości w czasie może stanowić korzystny, oparty na badaniach laboratoryjnych, wyznacznik do szacowania zużycia paliwa i emisji zanieczyszczeń przez autobusy miejskie [96], [97]. Oprogramowanie Vecto zawiera kilka testów, które są przeznaczone do symulacji jazdy autobusu miejskiego. Są to testy: Vecto Urban, Vecto Suburban, Vecto Urban Delivery, Vecto Interurban. Każdy z nich zawiera informację o aktualnej prędkości, czasie postoju oraz nachyleniu drogi.

Pierwszym testem jezdny, który został zastosowany jest test o nazwie Vecto Urban. Czas jazdy w tym przypadku to około 7 000 sekund. Dystans pokonywany przez pojazd to 38 km. Prędkość maksymalna wynosi 60 km/h. Profil zadanej prędkości przedstawiony na rysunku 4.9 jest charakterystyczny dla autobusu miejskiego. Zadawana prędkość to prędkość, którą powinien rozwinąć pojazd i wyraża intencje kierowcy. Ze względu na bezwładność pojazdu. ograniczenia mocy silnika i skrzyni biegów, prędkość pojazdu dopiero po pewnym (krótkim, trwającym sekundy) czasie osiąga zadaną przez kierowcę wartość. Nachylenie drogi w modelach testów Vecto zmienia się od -8 do 8% (rys. 4.10).



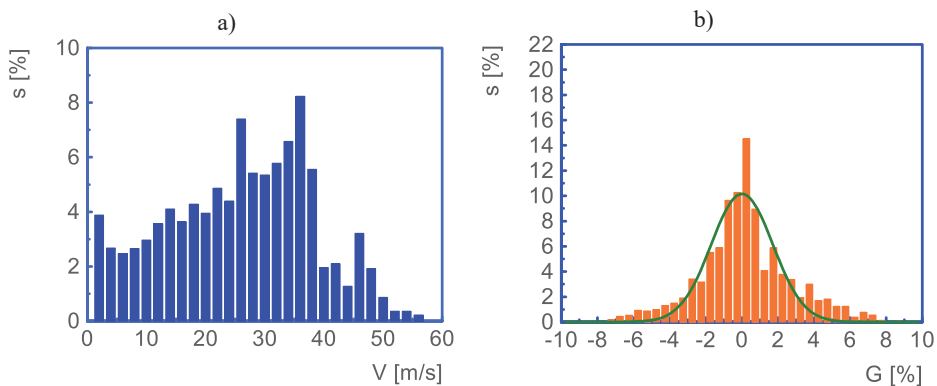
**Rys. 4.9. Zadana prędkość jazdy w funkcji czasu w teście Vecto Urban**



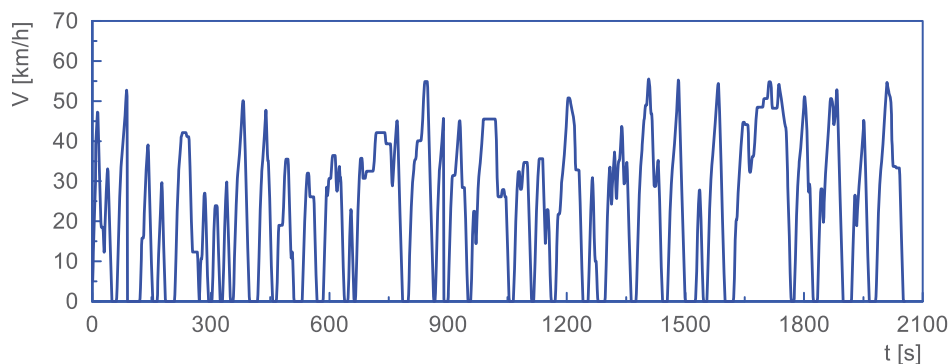
**Rys. 4.10. Nachylenie drogi w funkcji czasu w teście Vecto Urban**

Na rysunku 4.11a przedstawiono gęstość czasową prędkości pojazdu dla testu Urban. Wyznaczenie tych procentowych wartości przeprowadzono zgodnie z normą DIN 45667. W analizie nie ujęto postojów, które obejmują około 36% całkowitego czasu testu. Można zauważyć, że dominujący udział czasu jazdy obejmuje prędkość poniżej 40 km/h. Największy udział prędkości pojazdu, wynoszący około 8% występuje dla wartości 36 km/h. Udział prędkości powyżej 40 km/h stanowi zaledwie około 11%. W przypadku analizy zmian nachylenia drogi uzyskano rozkład przedstawiony na rysunku 4.11b. Największy udział procentowy przypada odcinkom w zakresie nachylenia drogi od -1 do 1%. Występujący dość duży zakres zmian wartości od -8 do 8% umożliwia weryfikację założeń eksperymentu cyfrowego dotyczącego wpływu udziału energii zmagazynowanej w masie pojazdu na efektywność przetwarzania energii zawartej w paliwie na energię elektryczną.

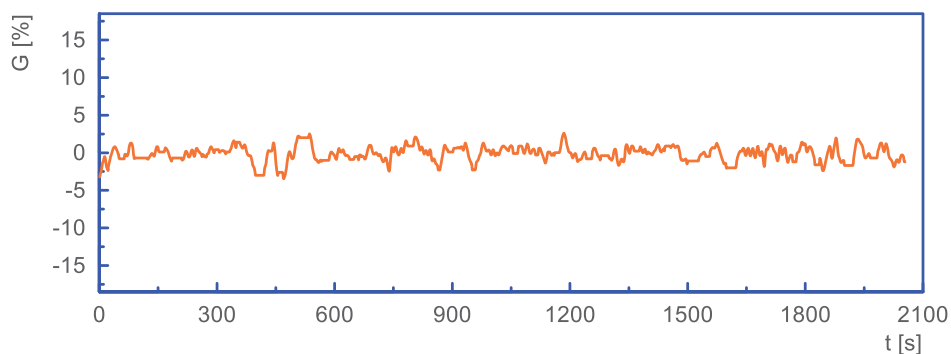
Drugim testem, który został zastosowany podczas obliczeń to test o nazwie Vecto Suburban. Czas jazdy w tym przypadku to około 2100 sekund. Dystans pokonywany przez pojazd był równy 23 km. Prędkość maksymalna wynosi 55 km/h (rys. 4.12). Nachylenie drogi zmieniało się w zakresie od -3 do 3% (rys. 4.13).



**Rys. 4.11. Gęstości czasowe dla testu Vecto Urban:**  
a) dla prędkości pojazdu, b) dla nachylenia drogi



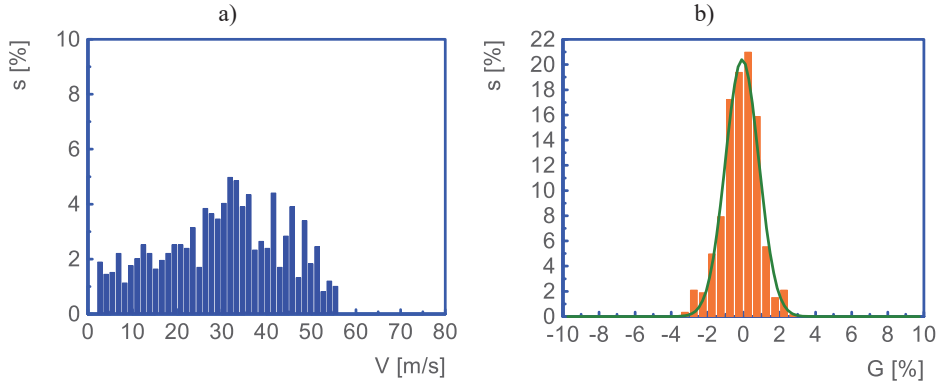
**Rys. 4.12. Zadawana prędkość w funkcji czasu w teście Vecto Suburban**



**Rys. 4.13. Nachylenie drogi w funkcji czasu w teście Vecto Suburban**

Wyznaczoną gęstość czasową prędkości pojazdu w cyklu Vecto Suburban cechuje największy udział procentowy prędkości w zakresie od 25 do 35 km/h, podobnie jak podczas cyklu Vecto Urban. Różnica występuje natomiast dla

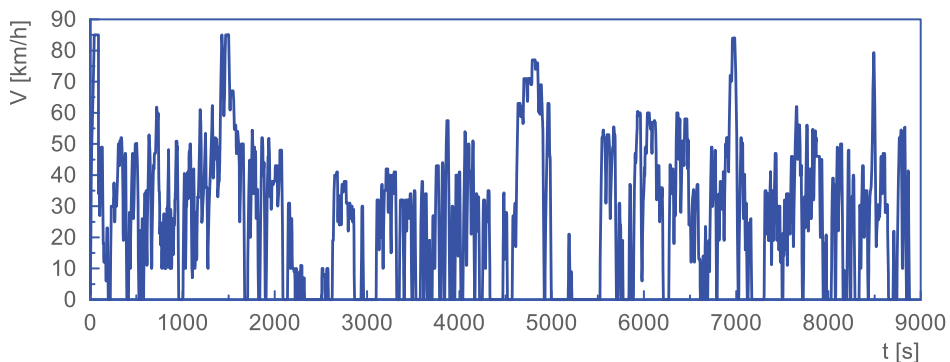
nachylenia drogi (rys. 4.14b). Nachylenie drogi charakteryzuje się największym, ponad 20% udziałem w zakresie od -1 do 1%. Wyznaczona częstotliwość występowania poszczególnych prędkości pojazdu wykazuje rozkład symetryczny o skośności bliskiej wartości zero.



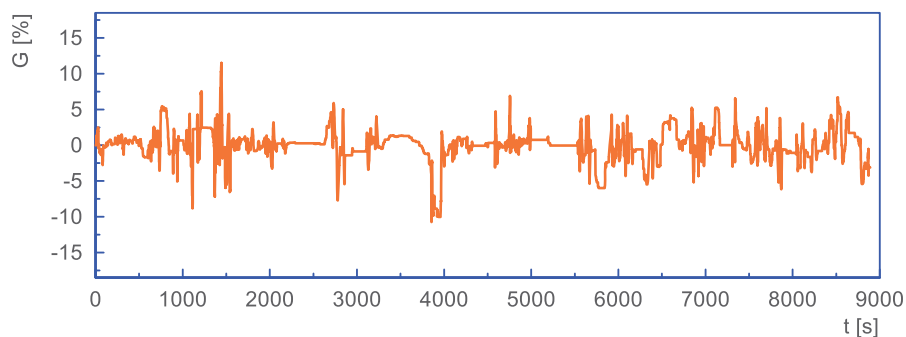
**Rys. 4.14. Gęstości czasowe dla testu Vecto Suburban:**  
a) dla prędkości pojazdu, b) dla nachylenia drogi

Kolejny test jezdny to Vecto Urban Delivery (rys. 4.15). Cykl jezdny trwa blisko 9 000 sekund. W tym czasie autobus pokonuje około 74 km. Średnia prędkość pojazdu wynosi 26 km/h, a maksymalna 85 km/h. Nachylenie drogi zmienia się w zakresie od -10 do 10% (rys. 4.16).

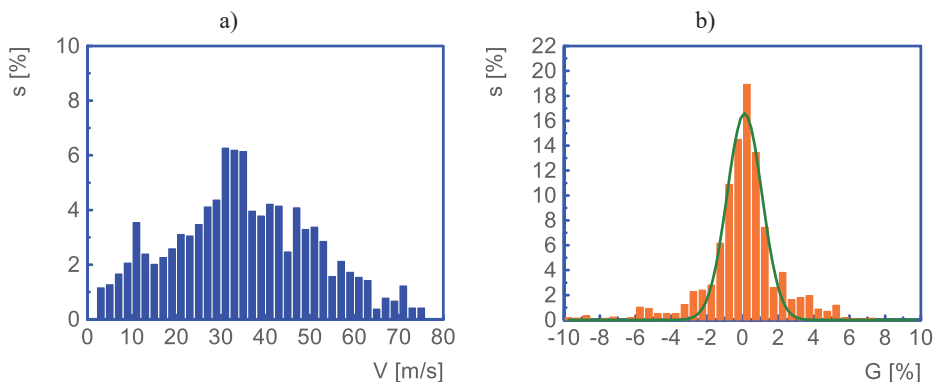
Gęstości czasowe prędkości oraz nachylenie drogi przedstawiono na rysunku 4.17. Największy udział prędkości występuje w zakresie od 30 do 35 km/h (rys. 4.17a). W przypadku testu Vecto Urban Delivery, podobnie jak w przypadku testu Vecto Urban, występuje większy zakres zmian nachylenia drogi, od -8 do 8% (rys. 4.17b).



**Rys. 4.15. Profil zadanej prędkości w czasie dla testu Vecto Urban Delivery**

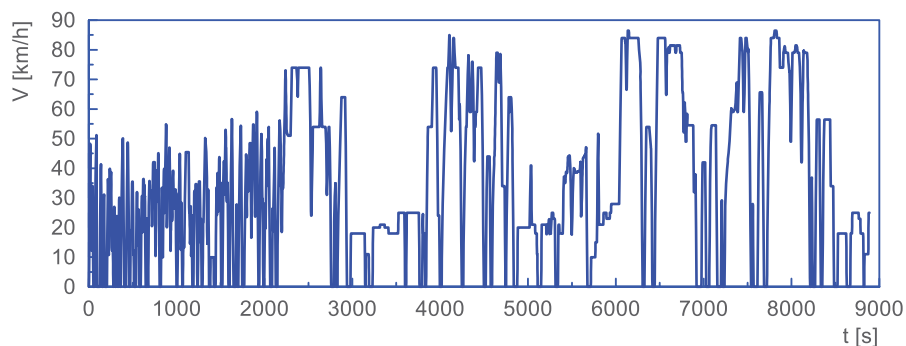


**Rys. 4.16. Nachylenie drogi w czasie dla testu Vecto Urban Delivery**

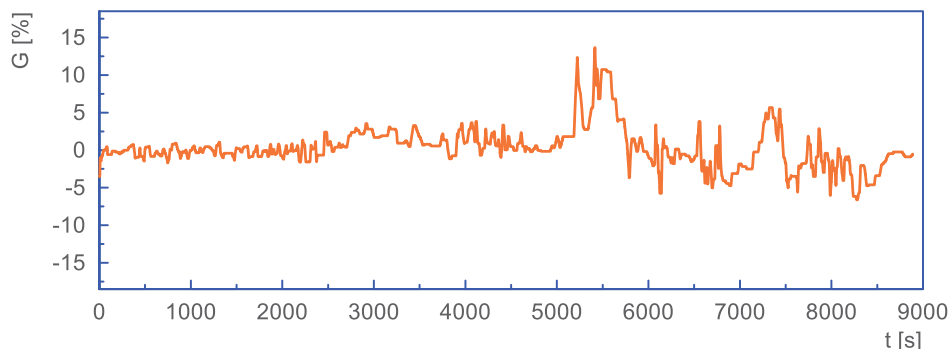


**Rys. 4.17. Gęstości czasowe dla testu Vecto Urban Delivery:**  
a) dla prędkości pojazdu, b) dla nachylenia drogi

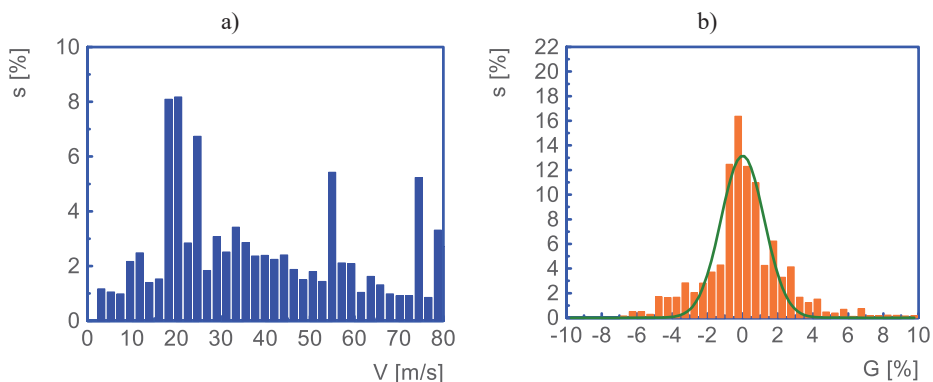
Ostatnim zastosowanym testem jest cykl Vecto Interurban (rys. 4.18). Cykl ten trwa około 9 000 sekund. Dystans pokonywany przez pojazd wynosi 97 km. Prędkość średnia to 35 km/h, a maksymalna 86 km/h. Podczas pokonywania drogi w pierwszej połowie cykl ten charakteryzuje się małymi zmianami nachylenia drogi w zakresie od -2 do 2% (rys. 4.19). W drugiej części wartości te osiągają nawet chwilowo 10%.



**Rys. 4.18. Profil prędkości w czasie dla testu Vecto Interurban**



**Rys. 4.19. Nachylenie drogi w czasie dla testu Vecto Interurban**



**Rys. 4.20. Gęstości czasowe dla testu Vecto Interurban:**  
a) dla prędkości pojazdu, b) dla nachylenia drogi

Odnosząc się do prędkości można zauważyć, że dla trzech pierwszych cykli (Vecto Urban, Vecto Suburban, Vecto Urban Delivery) najdłuższy sumaryczny czas pracy występuje dla zakresu prędkości w przedziale od 30 do 40 km/h, natomiast w teście Vecto Interurban występuje największy udział prędkości w zakresie od 70 do 80 km/h. Nachylenie drogi jest większe w przypadku cykli Vecto Suburban oraz Vecto Urban Delivery. W tych dwóch przypadkach mamy do czynienia z mniejszymi wartościami kątów nachylenia drogi oraz większym skupieniem zbiorowości wokół zera (większe wartości kurtozy).

Pozostałe dwa testy, tj. Vecto Urban i Vecto Interurban, charakteryzują się większymi kątami oraz większym rozproszeniem wyników (mniejsze wartości kurtozy). W związku z powyższym cykle Vecto Suburban oraz Vecto Urban Delivery są cyklami, gdzie wpływ zmian energii potencjalnej pojazdu może intensywniej wpływać na zużycie paliwa.

Model autobusu miejskiego umożliwiający obliczenie zużycia paliwa w zależności od mocy elektrycznej generowanej przez alternatory powinien obejmować wszystkie czynniki, które na to wpływają. Należy do nich zaliczyć



sprawności silnika i alternatora oraz obciążenia pojazdu wynikające z prędkości, nachylenia drogi oraz masy pojazdu. Dlatego też przyjęty model warunków drogowych obejmuje zmiany prędkości pojazdu oraz nachylenia drogi. Warunki otoczenia przyjęto jako stałe bez wpływu wiatru oraz zmian temperatury.

Proponowany w niniejszym rozdziale model przetwarzania energii paliwa na energię mechaniczną, a następnie elektryczną wymaga uzupełnienia o charakterystyki sprawności silnika spalinowego napędzającego autobus oraz sprawności alternatorów. W związku z tym w kolejnym rozdziale przedstawiono wyniki pomiarów oraz analizy, na podstawie których opracowano wyżej przytoczone zależności.

## 5. Identyfikacja modelu przetwarzania energii w układzie silnik-alternator

### 5.1. Identyfikacja modelu w silniku spalinowym o zapłonie samoczynnym

#### 5.1.1. Założenia modelu konwersji energii w silniku spalinowym

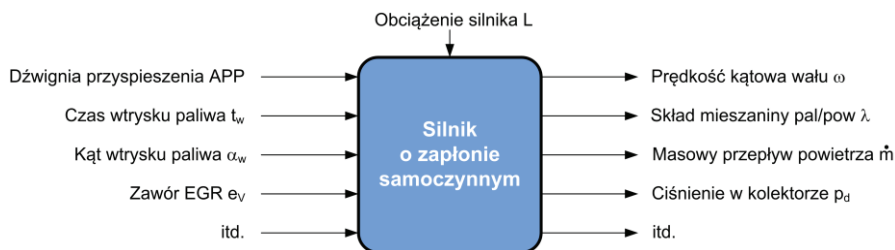
Modelowanie silników spalinowych jest stosowane powszechnie podczas prac badawczo-rozwojowych związanych zarówno z silnikami jak i pojazdami [98], [99], [100], [101], [113]. Są to modele zero- i jednowymiarowe [102], [103], jak również modele oparte na numerycznej mechanice płynów (*Computational Fluid Dynamics*) [104], [105]. Opisanie za pomocą równań matematycznych procesów, zjawisk czy zależności umożliwia określenie odpowiedzi danego układu

w różnych warunkach pracy. W przypadku silnika modelowanie może odnosić się do poszczególnych układów: zasilania [106], smarowania [107] oraz procesów: napełniania [108], spalania [109], wymiany ładunku w komorze spalania [110], jak również do silnika w ujęciu ogólnym, na przykład do modelowania sprawności całkowitej silnika. Przez sprawność ogólną silnika  $\eta_s$  należy rozumieć moc efektywną na wale korbowym silnika  $P_m$  odniesioną do mocy dostarczonej w postaci paliwa  $P_f$ . Zależność tę opisuje równanie 5.1.

$$\eta_s = \frac{P_m}{P_f} \quad (5.1)$$

Należy zauważyć, że silniki spalinowe w pojazdach wyróżniają się dwiema istotnymi właściwościami. Po pierwsze, proces roboczy (obieg Otto, obieg Diesla) charakteryzuje się dużymi zmianami ciśnienia i temperatury. Po drugie, warunki brzegowe wpływające na proces spalania, tj. ciśnienie w kolektorze dolotowym czy skład mieszanki paliwowo-powietrznej, są zmienne w czasie. Nawiązując do procesów termodynamicznych, czas ich trwania jest zbyt krótki, aby można je uwzględnić podczas modelowania przetwarzania energii [111].

Jak przedstawiono na rysunku 5.1 silnik można traktować jak „czarną skrzynkę” o określonej liczbie sygnałów wyjściowych, wejściowych oraz zakłóceń [111].



Rys. 5.1. Model silnika o zapłonie samoczynnym. Sygnały wejściowe i wyjściowe

W przypadku silników o ZS wyposażonych w turbosprężarkę występuje sprzężenie pomiędzy wałem korbowym silnika z układem wylotowym, co jest dodatkowym utrudnieniem podczas opisu matematycznego. Takie podejście jest szeroko stosowane do modelowania procesów sterowania silnikiem [112].

Podstawowym celem działania silnika spalinowego jest wytwarzanie mocy efektywnej  $P_m$ . Prędkość obrotowa wału korbowego  $n$  jest zmienna w czasie jednego cyklu. Średni moment obrotowy silnika  $M$  jest nieliniową funkcją wielu zmiennych. Są to: masa paliwa w cylindrze  $m$ , prędkość obrotowa silnika  $n$ , współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$ , udział recyrkulacji spalin  $EGR$  itp. (równanie 5.2).

$$M = f(m_p, n, \lambda, EGR, \dots) \quad (5.2)$$

Na wartość momentu obrotowego w danych warunkach prędkości obrotowej można wpływać poprzez ilość i skład mieszanki w cylindrze. W pracach [103], [105] zawarto znormalizowany opis średniego ciśnienia indykowanego  $p_{me}$ :

$$p_{me} = \frac{M \cdot 4}{V_s} \pi \quad (5.3)$$

oraz średniego efektywnego ciśnienia paliwa  $p_{m\varphi}$  (*fuel mean effective pressure*):

$$p_{m\varphi} = \frac{W_o \cdot m_p}{V_s} \quad (5.4)$$

Sprawność silnika  $\eta_e$  można zapisać jako:

$$\eta_e = \frac{p_{me}}{p_{mp}} = \frac{M \cdot 4\pi}{H_{l.} \cdot m_p} \quad (5.5)$$

W związku z założeniem, że niniejsza analiza dotyczy problemu konwersji energii przez silnik w stanie ustalonym, można przyjąć, że opis matematyczny w zakresie przetwarzania mocy zawartej w paliwie  $P_f$  na moc efektywną  $P_m$  może zostać ograniczony do zależności 5.6:

$$P_m = f(P_f, n) \quad (5.6)$$

lub w uproszczonej postaci, która odnosi się do stałej prędkości obrotowej wału korbowego:

$$P_m = f(P_f) \quad (5.7)$$

Wynika z tego, że moc mechaniczna  $P_m$ , którą otrzymujemy na wale silnika, dla ustalonego stanu pracy zależy od mocy wtryskiwanego paliwa  $P_m$ , a to z kolei jest wynikiem zapotrzebowania na moment obrotowy  $M$ . Prędkość obrotowa  $n$  to informacja o ilości cykli pracy silnika w jednostce czasu. Te dwie wielkości można uznać za istotne podczas modelowania przetwarzania energii w silniku.

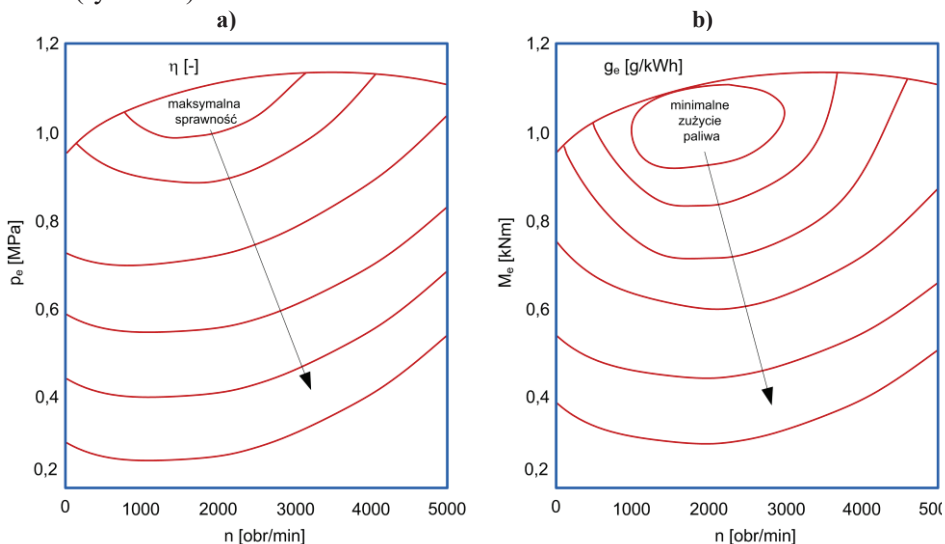
Jednocześnie można przyjąć wariant modelu, w którym odnosimy się do paliwa zużywanego na jeden cykl pracy.

Schematycznie model zamiany mocy zawartej w paliwie  $P_f$  na moc efektywną  $P_m$  został przedstawiony na rysunku 5.2. Wielkościami wejściowymi do modelu są prędkość obrotowa wału korbowego  $n$  oraz moc chemiczna strumienia wtryskiwanego paliwa  $P_f$ , natomiast wyjściowymi moc efektywna  $P_m$  oraz sprawność  $\eta_s$ .



Rys. 5.2. Model przetwarzania energii w silniku spalinyowym

W przypadku silników stosowanych w pojazdach istnieją charakterystyki sprawności będące funkcją ilości podawanego zużywanego paliwa  $g_e$  oraz prędkości obrotowej wału korbowego  $n$ . Przykładowe charakterystyki zostały przedstawione na rysunku 5.3. Mogą to być wykresy warstwiczne zawierające zależność sprawności ogólnej silnika od średniego ciśnienia indykowanego oraz prędkości obrotowej wału korbowego (rys. 5.3a) lub jako zależność sprawności ogólnej silnika od efektywnego momentu obrotowego oraz prędkości obrotowej wału korbowego (rys. 5.3b). Strzałki na rysunkach przedstawiają kierunek zmieszania sprawności silnika (rys. 5.3a) i zwiększania jednostkowego zużycia paliwa (rys. 5.3b).

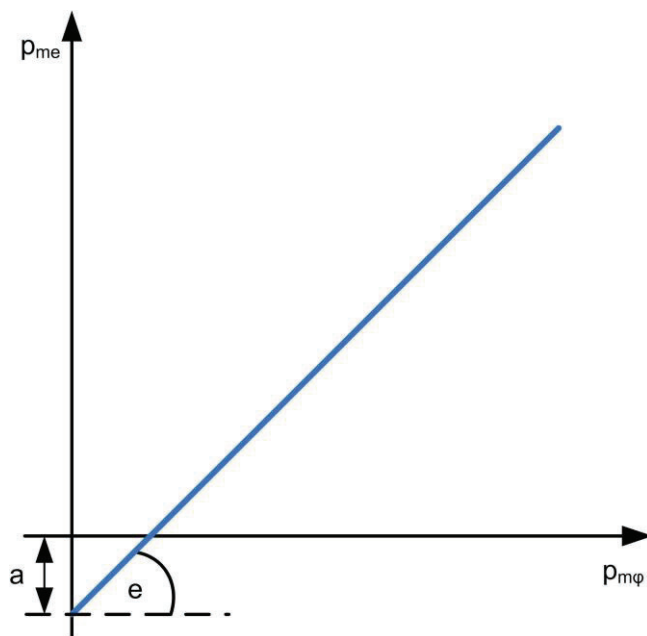


Rys. 5.3. Metody prezentowania sprawności silnika

Innym podejściem do opisu sprawności silnika  $\eta_s$ , zwłaszcza silników o ZS jest zastosowanie aproksymacji Willansa [114], [115], [116], [117]. Linia Willansa to graficzna reprezentacja zależności między mocą zawartą w paliwie  $P_f$  (w większości przypadków masowym natężeniem przepływu paliwa) a mocą efektywną silnika  $P_m$  lub momentu obrotowego  $M$ . Ekstrapolacja krzywej poniżej zera osi OY umożliwia oszacowanie strat mechanicznych silnika [118]. Linie Willansa są zwykle lekko zakrzywione i mają wyraźną zmianę nachylenia przy pełnym obciążeniu [119]. Przykładowa linia Willansa została przedstawiona na rysunku 5.4. Krzywą Willansa można opisać za pomocą równania 5.8 [111]:

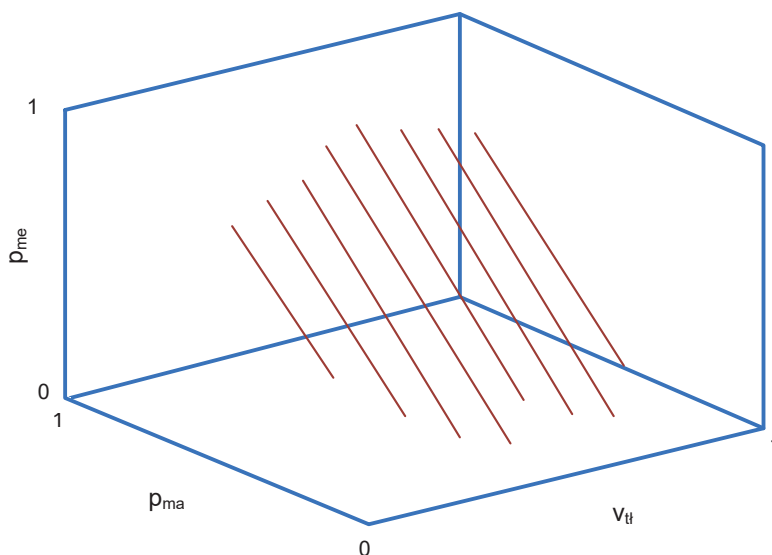
$$p_{me} = e(m_p, n, \lambda, \zeta, \alpha_p, EGR, \dots) \cdot p_{m\phi} - a(n, m, T, \dots) \quad (5.8)$$

Współczynnik kierunkowy prostej  $e$  opisuje własności termodynamiczne silnika natomiast  $a$  opory mechaniczne oraz straty związane z wymianą ładunku. Jeżeli założymy, że silnik pracuje w stanie ustalonym w takim znaczeniu, że nie zmienia się prędkość obrotowa wału korbowego to masa wtryskiwanego paliwa  $m_p$  jest proporcjonalna do uzyskiwanego średniego ciśnienia indykowanego  $p_{me}$ . Wyraz wolny  $a$  równania 5.8 to informacja o stratach mechanicznych.



Rys. 5.4. Modelowa linia Willansa

Na rysunku 5.5 przedstawiono przykładowe linie Willansa dla różnych średnich prędkości tłoka. Takie podejście to problemu opisu efektywności silnika zaprezentowano w pracy [120]. Symbol  $p_{me}$  oznacza średnie ciśnienie efektywne, natomiast  $p_{ma}$  to średnie ciśnienie dostępne.



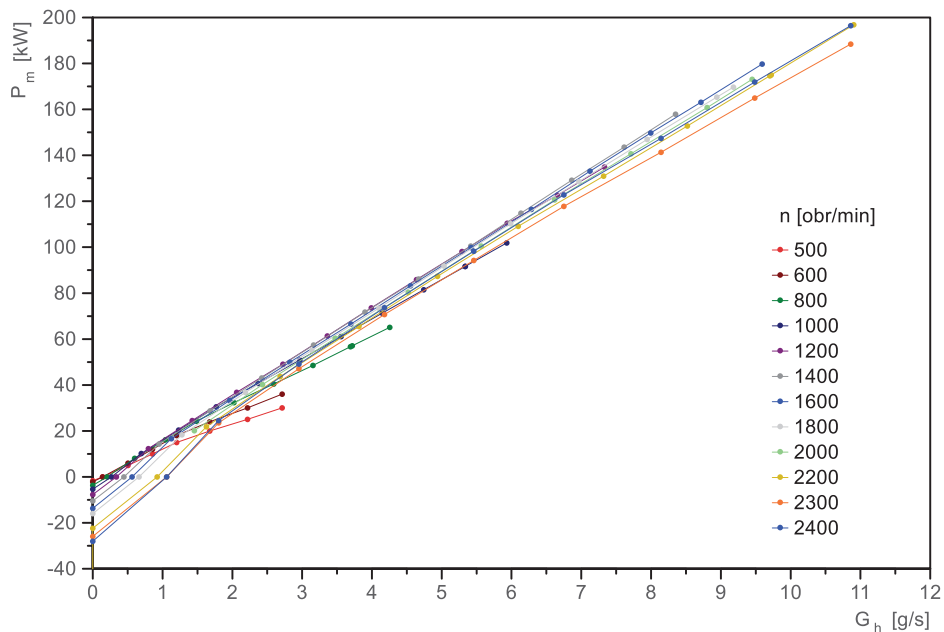
**Rys. 5.5. Linie Willansa dla różnych wartości średniej prędkości tłoka, opracowano na podstawie [120]**

Prezentowane w pracy [120] podejście do modelowania przemiany energii chemicznej w paliwie na energię mechaniczną zostało rozbudowane w stosunku do standardowej metodologii Willansa o szczegółowy opis modelu tarcia. Innym podejściem, które zaprezentowano w pracy [114] jest zastosowanie opisu matematycznego za pomocą wielomianu drugiego stopnia.

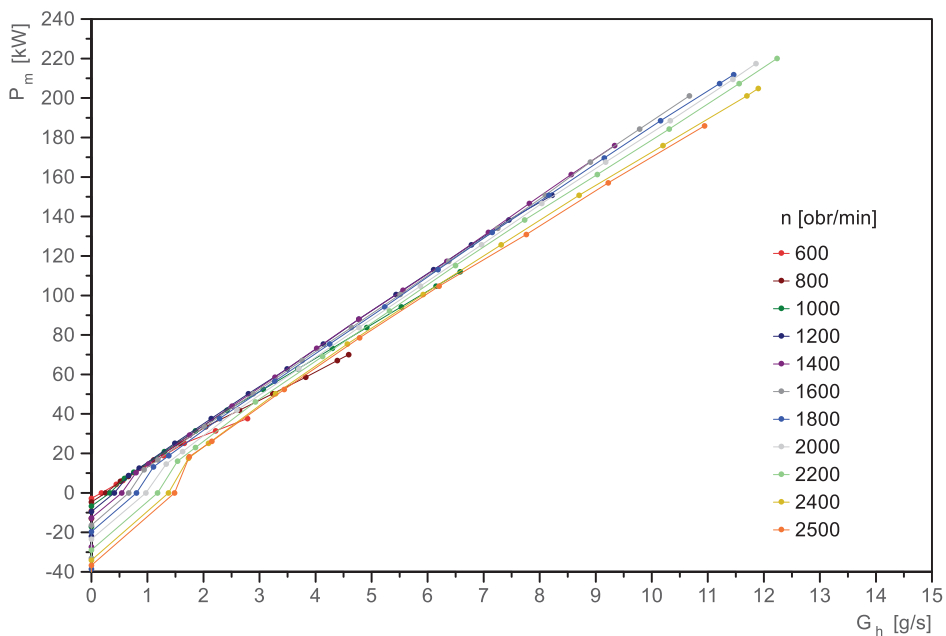
Podsumowując, powyższą analizę w zakresie przetwarzania energii w silniku spalinowym o ZS zdecydowano się oprzeć na charakterystykach zużycia paliwa. Przyjęto je jako reprezentatywne do analizy modelu przetwarzania mocy zawartej w paliwie na energię mechaniczną w silniku spalinowym o ZS.

### **5.1.2. Model silnika spalinowego**

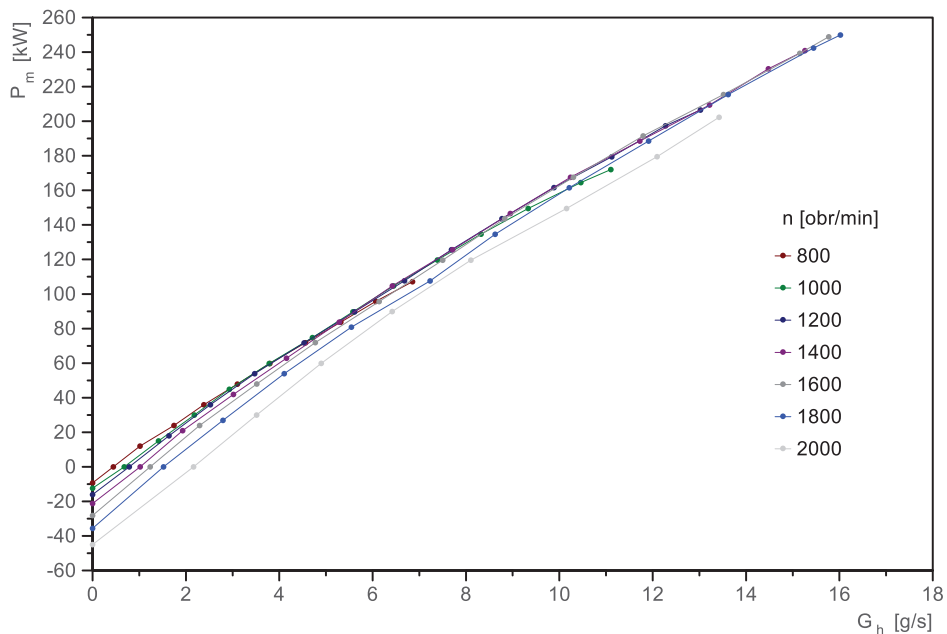
Charakterystyki silników, których podstawowe dane zawarto w tabeli 4.1, zostały pobrane z programu Vecto. W programie nie są dostępne precyzyjne informacje o producencie oraz jakie jest oznaczenie silnika. Można przyjąć, że wszystkie silniki to jednostki napędowe autobusów lub pojazdów ciężarowych. Nawiązując do kształtu charakterystyk silników o ZS można je przedstawić jako zależność mocy silnika od godzinowego zużycia paliwa. Zależności mocy efektywnej  $P_m$  od godzinowego zużycia paliwa  $G_h$  dla czterech przykładowych silników o mocach od 175 do 325 kW zawarto na rysunkach 5.6–5.9. Poszczególne krzywe odpowiadają kolejnym prędkościom obrotowym wału korbowego  $n$ .



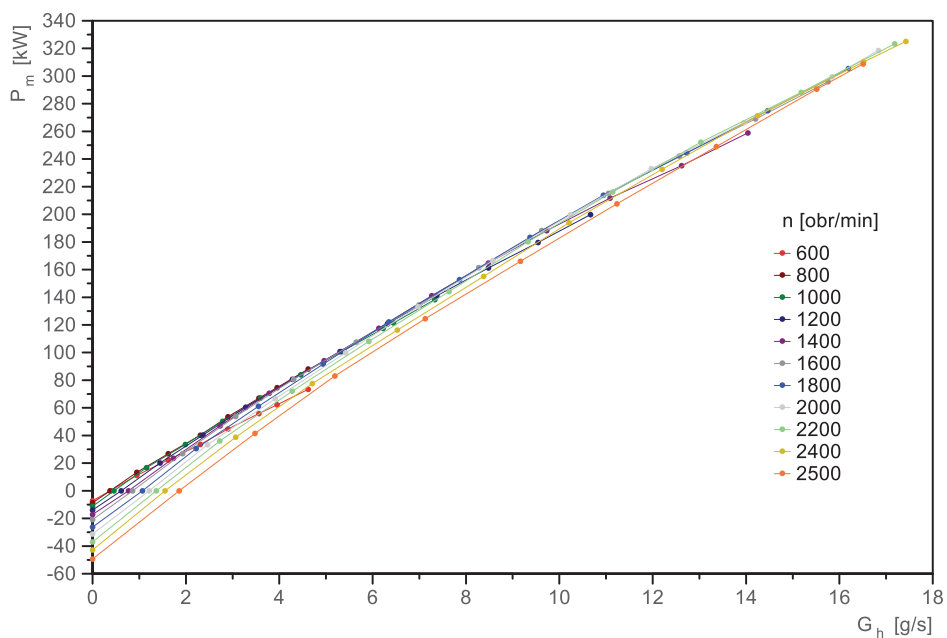
**Rys. 5.6. Zależność mocy efektywnej od godzinowego zużycia paliwa dla silnika o mocy maksymalnej 175 kW**



**Rys. 5.7. Zależność mocy efektywnej od godzinowego zużycia paliwa dla silnika o mocy maksymalnej 220 kW**



**Rys. 5.8. Zależność mocy efektywnej od godzinowego zużycia paliwa dla silnika o mocy maksymalnej 250 kW**



**Rys. 5.9. Zależność mocy efektywnej od godzinowego zużycia paliwa dla silnika o mocy maksymalnej 325 kW**



Analizując przedstawione na wykresach 5.6–5.9 zależności należy zauważyć, że w przypadku wszystkich czterech silników krzywe opisujące zmianę mocy efektywnej  $P_m$  w funkcji godzinowego masowego zużycia paliwa  $G_h$  mają zbliżony kształt niezależnie od prędkości obrotowej  $n$ . Na wykresach różnymi kolorami oznaczono kolejne wartości prędkości obrotowych wału korbowego  $n$ . Uzyskane wartości kątów pomiędzy krzywymi a osią OX, dla różnych prędkości są zmienne. Oznacza to, że uzyskiwana sprawność silnika  $\eta_s$  zależy od prędkości obrotowej wału  $n$ . W zakresie obciążeń wynikających z pokonywania oporów mechanicznych silnika  $P_T$  oraz ze sprawności wolumetrycznej silnika  $\eta_s$ , moc efektywna  $P_m$  na wale korbowym jest ujemna. Należy zwrócić uwagę, że w tym zakresie zmiana zapotrzebowania na moc efektywną  $P_m$  może wpływać intensywniej na zużycie paliwa niż w przypadku średnich i dużych obciążeń silnika, gdzie kształt charakterystyki jest dużo bardziej liniowy. Powyższy opis stanowi podstawę do dalszej analizy przetwarzania energii chemicznej paliwa na energię mechaniczną.

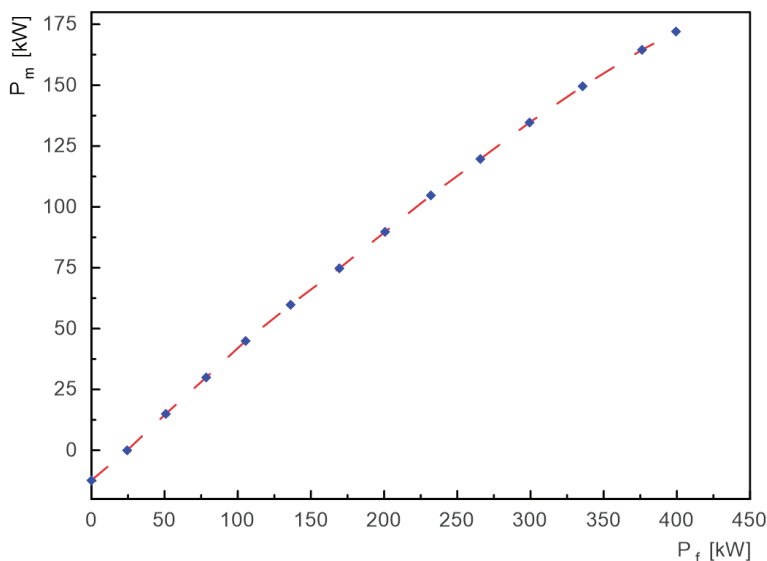
Opierając się na charakterystykach silników z programu Vecto opracowano model konwersji mocy zawartej w paliwie  $P_f$  na moc efektywną  $P_m$ . W celu przedstawienia procedury obliczeniowej wybrano jeden z punktów pracy silnika o mocy maksymalnej 250 kW (silnik 1, tabela 4.3), określony przez jedną wartość prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  równą 1200 obr/min. Następnie obliczono moc zawartą w paliwie  $P_f$  korzystając z równania 5.9:

$$P_f = G_e \cdot W_o \quad (5.9)$$

Uzyskana krzywa, zaprezentowana na rysunku 5.10, to zależność mocy mechanicznej od mocy zawartej w paliwie, które zasila silnik. Niebieskie punkty to wartości podane w programie Vecto dla silnika o mocy 250 kW. Czerwona linia łącząca punkty to aproksymacja za pomocą wielomianu drugiego stopnia przy współczynniku determinacji  $R^2$  równym 0,99.

Nawiązując do opisu analizowanej zależności za pomocą wielomianu drugiego stopnia, uzyskano następującą postać:

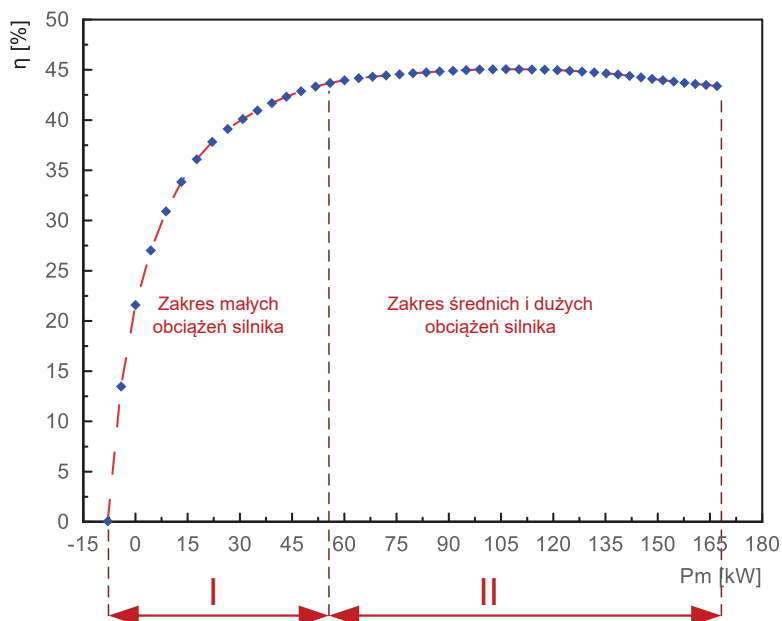
$$P_m = -0,000248P_f^2 + 0,566P_f - 13,11 \quad (5.10)$$



**Rys. 5.10. Przykładowa zależność mocy mechanicznej od mocy chemicznej paliwa**

Korzystając z równania 5.1 obliczono sprawność całkowitą silnika  $\eta_s$ . Na rysunku 5.11 przedstawiono obliczoną sprawność  $\eta_s$  jako funkcję mocy zawartej w paliwie  $P_f$ .

W celu uzyskania równomiernie rozmieszczonych punktów pośrednich na charakterystyce wykonano interpolację metodą Akima [121], [122], [123], [124] uzyskując w ten sposób 50 punktów w analizowanym zakresie  $P_m$  (rys. 5.10). W zakresie wartości  $P_m$  oznaczonym jako I, który można przypisać do małych obciążeń silnika (do 30% mocy efektywnej), nawet niewielka zmiana zapotrzebowania na moc efektywną  $P_m$  znacząco wpływa na zmianę sprawności silnika  $\eta_s$ . Uzyskane wartości znajdują się w zakresie od 0 do 23% dla warunków pracy, gdzie silnik pokonuje tylko opory wewnętrzne. Natomiast w zakresie średnich i dużych obciążeń (od 30 do 100% mocy efektywnej, obszar oznaczony jako II) zmiana sprawności jest nieznaczna i zawiera się w przedziale od 43 do 45%.



Rys. 5.11. Zależność sprawności od mocy silnika

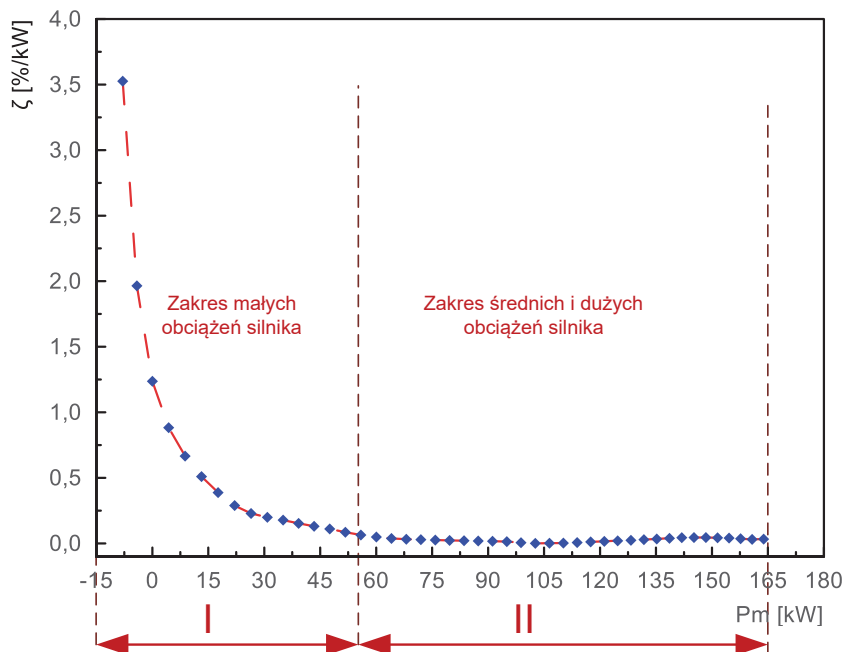
Można na tej podstawie wnioskować, że powyżej 30% maksymalnej dawki paliwa zmiana zapotrzebowania na moc efektywną  $P_m$ , w tym przypadku zmiana obciążenia elektrycznego  $P_e$ , nie wpływa znacząco na zmianę sprawności silnika  $\eta_s$ . Zmiana obciążenia  $P_m$  ma natomiast znaczenie, jeśli silnik pracuje w zakresie małych obciążeń (zakres I). W tym przypadku zmiana zapotrzebowania na moc  $P_m$  zmienia istotnie wartość sprawności  $\eta_s$ , z jaką silnik przetwarza energię.

W celu zilustrowania intensywności zmian sprawności silnika spalinowego o ZS  $\eta_s$  wynikających ze zmian zapotrzebowania na moc efektywną  $P_m$  wyznaczono wartość współczynnika  $\zeta$  będącego zmianą sprawności pomiędzy kolejnymi punktami pomiarowymi podzieloną przez zmianę mocy mechanicznej silnika (równanie 5.11). Oznacza to, że zaproponowany wskaźnik  $\zeta$  umożliwia zaprezentowanie wpływu zmiany mocy efektywnej  $P_m$  silnika na jego sprawność  $\zeta$ :

$$\zeta = \frac{\Delta\eta}{\Delta P_m} = \left| \frac{\eta_{n+1} - \eta_n}{P_{m_{n+1}} - P_{m_n}} \right| \left[ \frac{\%}{kW} \right] \quad (5.11)$$

Tak wyznaczony wskaźnik przedstawiono na wykresie 5.12 jako zależność od mocy efektywnej silnika  $\eta_s$ . Z otrzymanej zależności wynika, że przy prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  równej 1200 obr/min i maksymalnej mocy efektywnej  $P_m$  o wartości 165 kW występują znaczące zmiany sprawności w zakresie mocy  $P_m$  od -12 do około 53 kW. Wartość mocy  $P_m$  w zakresie od -12

do 0 kW to moc wynikająca ze strat mechanicznych silnika, w tym również napędu odbiorników takich jak: alternator, sprężarka klimatyzacji, pompa układu chłodzenia, itd. Zakres ten to również straty związane z wymianą ładunku w cylindrze. Dla tego zakresu pracy silnika wykazano największą intensywność zmian sprawności  $\zeta$  wynoszącą od 3,5 do 1,5 %/kW (zakres  $P_m$  od -12 do 0 kW). Oznacza to, że każde zmniejszenie zapotrzebowania na moc silnika  $P_m$  o 1 kW powoduje względnie dużą zmianę sprawności, w tym przypadku zmniejszenie jej o kilka procent. Ten obszar obciążeń silnika ma szczególne znaczenie, ponieważ odpowiada pracy silnika na biegu jałowym, który może wynosić nawet 40% czasu pracy silnika w autobusie miejskim. W związku z tym zmniejszenie obciążenia pochodzącego od alternatorów może powodować zmniejszenie zużycia paliwa, ale silnik będzie pracował ze zmienioną, niższą sprawnością. W przypadku zakresu pracy silnika od 60 kW do wartości maksymalnej 165 kW, zmiana zapotrzebowania na moc mechaniczną nie wpływa tak znacząco na sprawność silnika. Uzyskano wartości poniżej 0,1 %/kW.

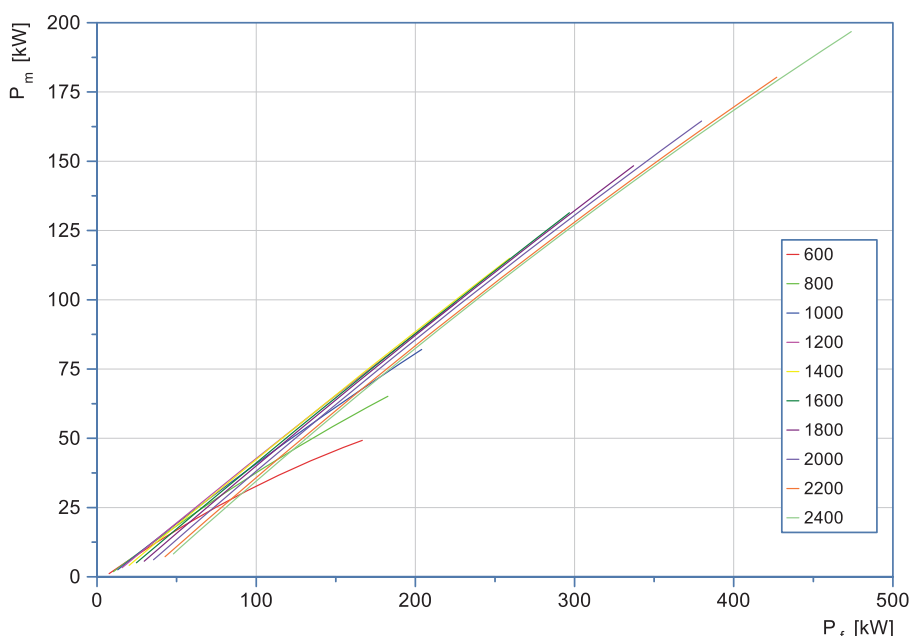


Rys. 5.12. Zależność zmiany sprawności  $\zeta$  od mocy mechanicznej silnika  $P_m$  przy  $n = 1200$  obr/min

### 5.1.3. Model konwersji energii w silniku spalinowym

Na rysunku 5.13 przedstawiono zależność mocy efektywnej  $P_m$  uzyskiwanej na wale silnika od mocy paliwa dostarczanej do silnika  $P_m$ . Poszczególne krzywe

odnoszą się do kolejnych wartości prędkości obrotowych wału korbowego  $n$ . Wraz ze zwiększaniem prędkości  $n$  silnik generuje większy zakres mocy efektywnych  $P_m$ . Ograniczenie mocy maksymalnej uzyskiwanej dla kolejnych prędkości obrotowych wału korbowego wynika z charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej silnika. Należy zwrócić uwagę, że przy prędkościach  $n$  równych 600, 800 i 1000 obr/min występuje zauważalne zmniejszenie sprawności silnika, co jest widoczne w odchyleniu krzywych w kierunku osi OX. Przebieg pozostałych krzywych jest prawie niezmieniony. Różnią się one oczywiście wartością mocy maksymalnej, która wynika z ilości wykonanych cykli pracy w jednostce czasu.



**Rys. 5.13. Zależność mocy mechanicznej  $P_m$  generowanej przez silnik od mocy paliwa  $P_f$  dla różnych prędkości obrotowych**

Zestawienie parametrów modelu  $P_m(P_f)$  opisanego równaniem 5.12 zawarto w tabeli 5.1.

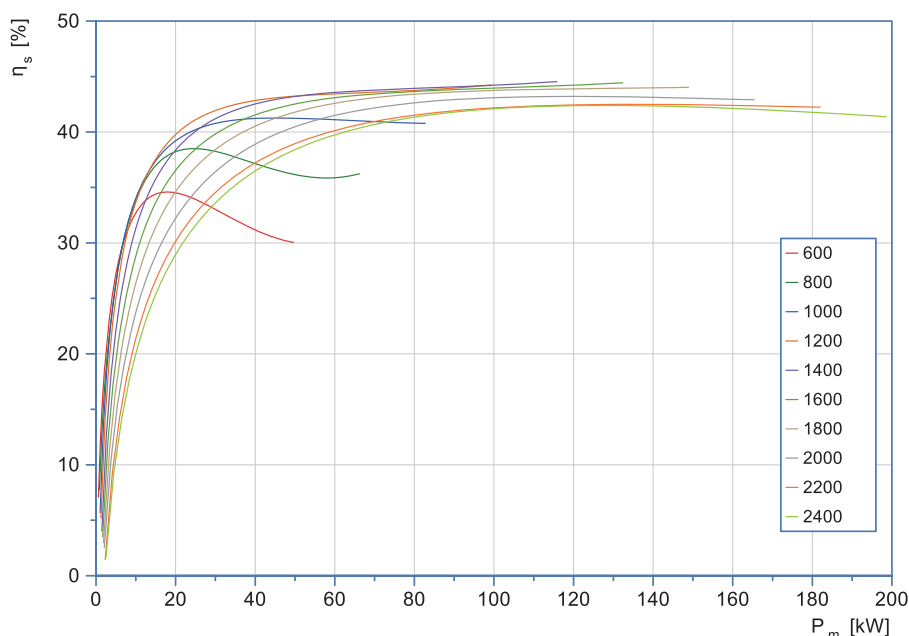
$$P_m = aP_f^2 + bP_f + c \quad (5.12)$$

Tab. 5.1. Zestawienie parametrów funkcji  $P_m(P_f)$  oraz wartości mocy  $P_m$  i  $P_f$

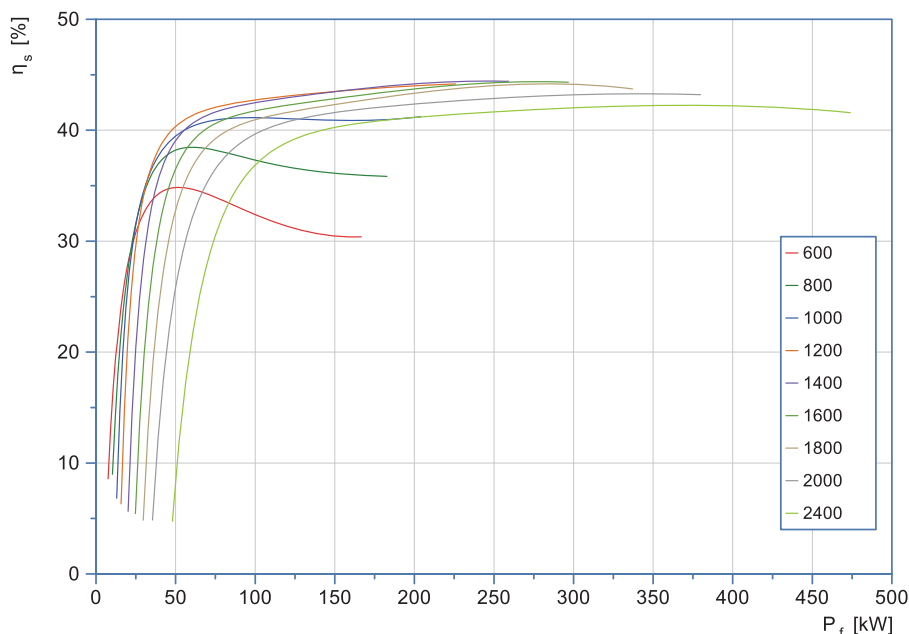
| $n$<br>[obr/min] | $a$<br>[ $\frac{1}{\text{kW}}$ ] | $b$<br>[-] | $c$<br>[kW] | $R^2$ | $P_{fmax}$<br>[kW] | $P_{mmax}$<br>[kW] |
|------------------|----------------------------------|------------|-------------|-------|--------------------|--------------------|
| 600              | - 0,0205                         | 2,210      | 6,30        | 0,999 | 49,6               | 166,7              |
| 800              | - 3,74E-04                       | 0,439      | -2,63       | 0,999 | 66,2               | 182,8              |
| 1000             | - 2,27E-04                       | 0,466      | -3,52       | 0,999 | 82,7               | 204,0              |
| 1200             | - 1,00E-04                       | 0,480      | -4,29       | 0,999 | 99,3               | 225,8              |
| 1400             | - 9,61E-05                       | 0,491      | -5,78       | 0,999 | 115,8              | 259,3              |
| 1600             | - 7,76E-05                       | 0,489      | -7,02       | 0,999 | 132,4              | 296,8              |
| 1800             | - 1,04E-04                       | 0,502      | -9,17       | 0,999 | 148,9              | 337,1              |
| 2000             | - 1,28E-04                       | 0,513      | -11,93      | 0,999 | 165,4              | 379,8              |
| 2200             | - 1,50E-04                       | 0,521      | -14,78      | 0,999 | 182,0              | 427,1              |
| 2400             | - 1,65E-04                       | 0,529      | -16,72      | 0,999 | 198,5              | 473,9              |

Zróżnicowanie w zakresie mocy zawartej w paliwie  $P_f$  od 0 do około 50 kW wynika z oporów mechanicznych generowanych przez silnik, które z kolei są zależne od prędkości obrotowej wału korbowego. Z wykresu 5.13 wynika, że zawierają się one w przedziale od 20 do 45 kW mocy  $P_f$ . Również w tym zakresie występuje największe zróżnicowanie charakterystyk pomiędzy poszczególnymi prędkościami. Różnice występują do około 125 kW mocy zawartej w paliwie  $P_f$ .

Na wykresach 5.14 i 5.15 przedstawiono sprawność całkowitą silnika o zapłonie samoczynnym  $\eta_s$ .



Rys. 5.14. Zależność sprawności ogólnej silnika  $\eta_s$  od mocy mechanicznej  $P_m$  dla różnych prędkości obrotowych  $n$



**Rys. 5.15. Zależność sprawności ogólnej silnika  $\eta_s$  od mocy paliwa  $P_f$  dla różnych prędkości obrotowych  $n$**

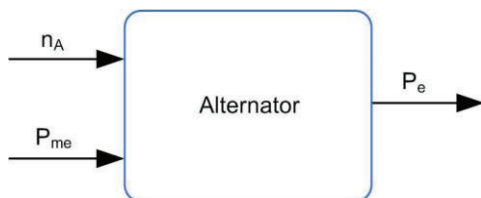
Pierwszy z nich (rys. 5.14) przedstawia zależność sprawności  $\eta_s$  od mocy efektywnej silnika  $P_m$ , drugi natomiast (rys. 5.15) to sprawność  $\eta_s$  jako funkcja mocy paliwa  $P_f$ . Obliczona sprawność zmienia się w zakresie od około 5 do 44%. Jej wartość zwiększa się wraz z mocą efektywną generowaną przez silnik. W przypadku zmian sprawności w funkcji mocy efektywnej  $P_m$  należy zauważyć, że wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  maksymalna sprawność silnika jest osiągana dla większych wartości mocy. Największe zmiany występują w zakresie  $P_m$  od 0 do 75 kW. Powyżej 75 kW, dla zakresu prędkości wału  $n$  1200–2400 obr/min uzyskiwana sprawność znajduje się w przedziale od 42 do 44%. Należy również zauważyć, że podczas pracy na biegu jałowym (ponad 40% czasu pracy autobusu w warunkach miejskich) silnik już przy obciążeniu około 12 kW działa ze sprawnością  $\eta_s$  ponad 30%.

Przechodząc do analizy wykresu 5.15, który przedstawia zależność sprawności ogólnej silnika  $\eta_s$  od mocy paliwa  $P_f$ , dla kolejnych prędkości obrotowych wału  $n$  należy zauważyć, że w tym przypadku również mamy do czynienia z dwoma charakterystycznymi obszarami. W zakresie  $P_f$  od 0 do około 90 kW występuje intensywne zwiększanie sprawności wraz ze zwiększaniem ilości podawanego paliwa. Zmiany są zbliżone dla wszystkich prędkości obrotowych wału korbowego silnika. Od wartości mocy paliwa  $P_f$  równej 100 kW następuje ustabilizowanie zmian sprawności ogólnej silnika, a różnice w odniesieniu do poszczególnych prędkości obrotowych nie przekraczają 5%.

## 5.2. Identyfikacja modelu konwersji energii w alternatorze

### 5.2.1. Założenia modelu konwersji energii w alternatorze

Nawiązując do założeń zawartych w zakresie niniejszej pracy niezbędne było określenie, w jaki sposób, zarówno ilościowy jak i jakościowy, następuje zamiana energii mechanicznej  $E_m$  na energię elektryczną  $E_e$  w alternatorze zamontowanym w autobusie miejskim. Założono, że opracowany model będzie umożliwiał wyznaczenie mocy elektrycznej w zależności od prędkości obrotowej wirnika alternatora  $n_A$ , mocy mechanicznej  $P_{me}$  doprowadzonej do koła pasowego alternatora. Model przetwarzania mocy mechanicznej  $P_{me}$  na moc elektryczną  $P_e$  przedstawiono schematycznie na rysunku 5.16. Wielkościami wejściowymi do modelu są prędkość obrotowa  $n_A$  oraz moc mechaniczna  $P_{me}$ , natomiast wyjściowa jest moc elektryczna  $P_e$ .



Rys. 5.16. Model przetwarzania mocy w alternatorze

Zgodnie z założeniami model przetwarzania energii w alternatorze jest funkcją prędkości obrotowej wału alternatora  $n_A$  oraz mocy mechanicznej  $P_{me}$  doprowadzonej do koła pasowego alternatora (równanie 5.13).

$$P_e = f(P_{me}, n_A) \quad (5.13)$$

Badania identyfikacyjne przeprowadzono na stanowisku opisanym szczegółowo w Załączniku nr 1.

### 5.2.2. Obiekt badań

Obiektem badań był alternator firmy Bosch BR28-N1 (rysunek 5.17). Jest to alternator o napięciu znamionowym 28 V oraz maksymalnym natężeniu prądu 150 A. Montowany jest między innymi w autobusach marki Solaris.





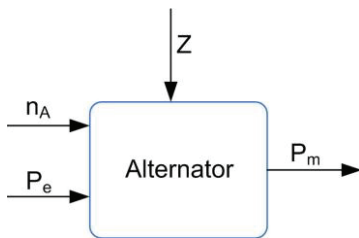
Rys. 5.17. Widok alternatora zamontowanego na stanowisku badawczym

### 5.2.3. Plan badań

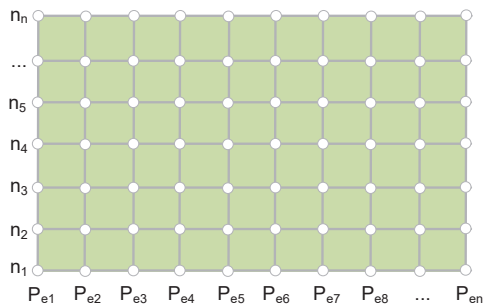
Badania miały na celu określenie sprawności w warunkach stacjonarnych. Przy niezmiennych wartościach mocy elektrycznej  $P_e$  oraz prędkości obrotowej wirnika alternatora  $n_A$  wykonywano pomiar mocy mechanicznej  $P_{me}$  napędzającej alternator. Metodę pomiaru mocy mechanicznej  $P_{me}$  opisano w Załączniku nr 1.

Plan badań zaprezentowano na rysunku 5.19. Obejmował on wykonanie badań dla dwóch niezależnych wielkości wejściowych, tj. prędkości obrotowej wirnika alternatora  $n_A$  (2 000–10 000 obr/min, co 1 000 obr/min) oraz mocy elektrycznej  $P_e$  (100–4 200 W, co 100 W).

Przytoczony powyżej zakres zmienności parametrów wejściowych wynikał z przeprowadzonych badań wstępnych, wykonanych na pokładzie autobusu. Zależną wielkością wyjściową była moc mechaniczna napędzająca alternator  $P_m$ . Plan badań określono jako statyczny, ponieważ zmienne zależne i niezależne były stałe w czasie (rys. 5.18).



Rys. 5.18. Obiekt badań – struktura



Rys. 5.19. Punkty pomiarowe według ustalonego planu badań

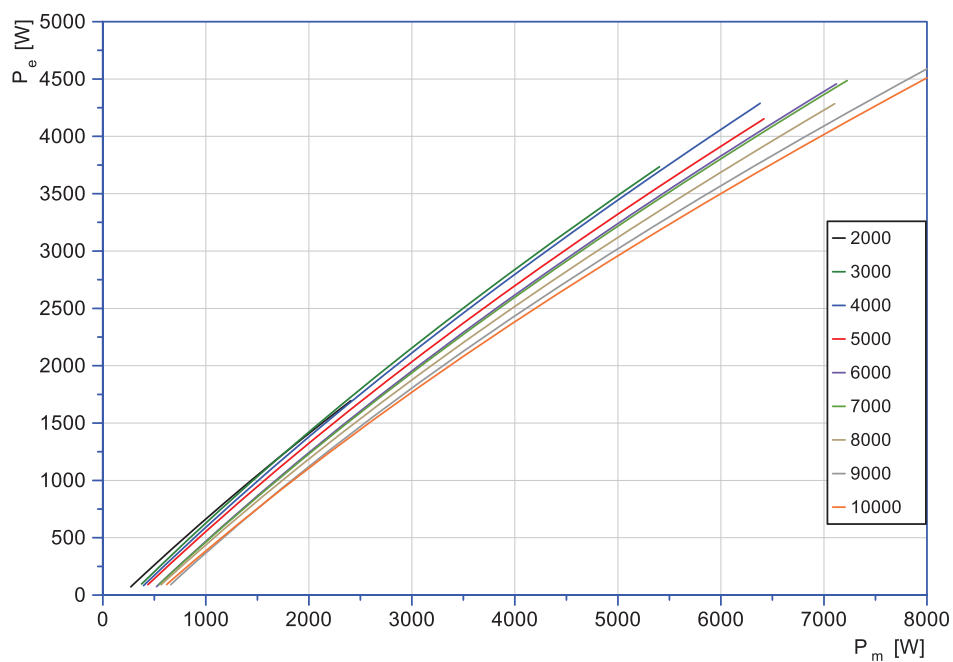
Ze względu na krótki czas kolejnych pomiarów, pomijalne koszty oraz zaledwie dwie zmienne wejściowe, zrealizowano zdeterminowany, kompletny plan badań. W każdym punkcie pomiarowym zarejestrowano wyniki pięciokrotnie.

#### 5.2.4. Wyniki badań

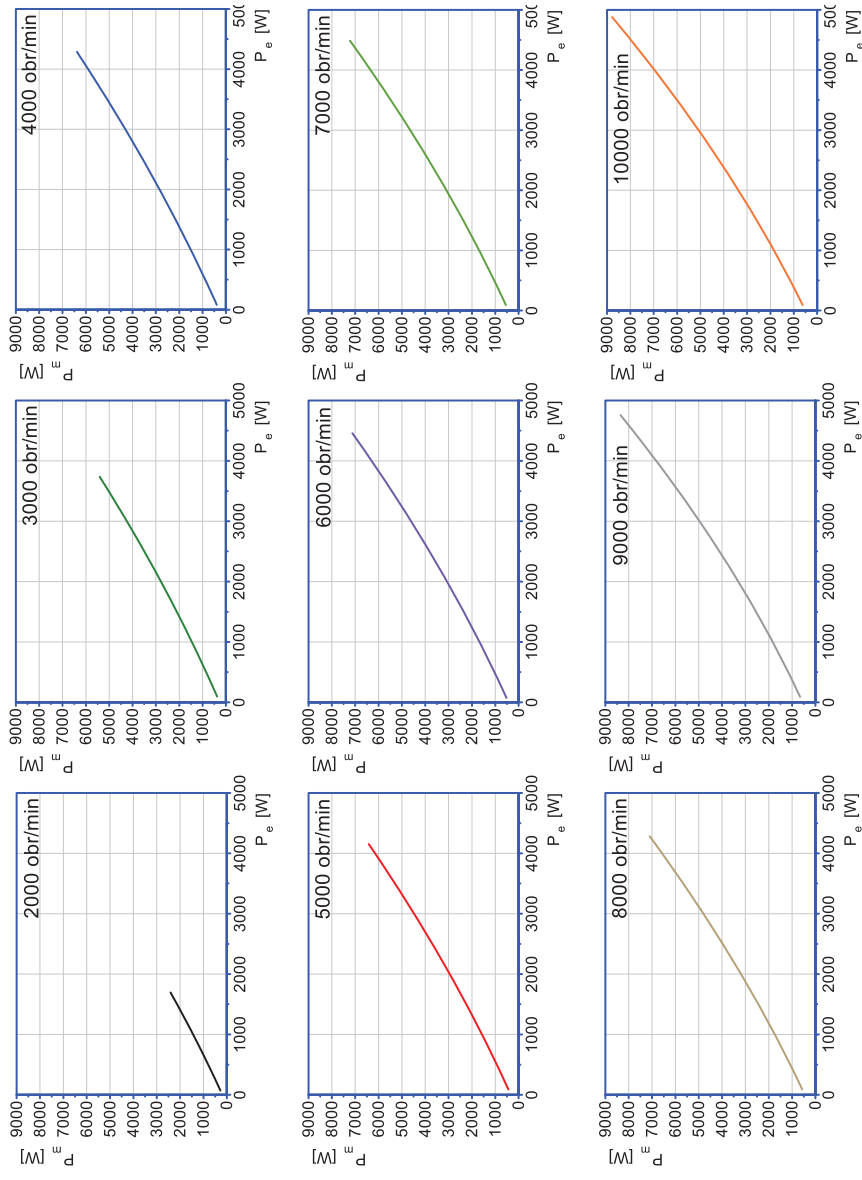
Wyniki badań alternatora przedstawiono na rysunkach 5.20 i 5.21. Obejmują one zależności uzyskanej mocy mechanicznej w funkcji obciążenia elektrycznego dla kolejnych prędkości obrotowych wirnika alternatora. Opis metody wyznaczenia mocy zawarto w rozdziale dotyczącym stanowisk badawczych (Załącznik nr 1).

Moc elektryczna  $P_e$  jaką generował alternator zawierała się w przedziale od 100 do 4 200 W, natomiast moc mechaniczna  $P_{me}$  od 400 do 7 200 W. W przypadku dwóch pierwszych wartości prędkości obrotowej  $n_A$  (2 000 i 3 000 obr/min) uzyskano mniejsze wartości  $P_e$  (rys. 5.20). Dla 2 000 obr/min otrzymano maksymalnie 1 700 W, natomiast dla  $n_A$  wynoszącej 3 000 obr/min uzyskano 3 700 W. Począwszy od 4 000 obr/min alternator generował maksymalną moc elektryczną  $P_e$  równą 4 200 W. Należy nadmienić, że również z tego powodu, pomimo przełożenia pomiędzy wałem silnika a wałem alternatora powyżej 3:1, w autobusach stosowane są dwa lub trzy alternatory. Umożliwia to zapewnienie wymaganej mocy elektrycznej podczas pracy silnika na biegu jałowym, którego czas pracy może wynosić nawet 40% całkowitego czasu pracy autobusu.

Odnosząc się do uzyskanych charakterystyk zawartych na rysunkach 5.20 i 5.21 należy zauważyć, że potrzebna moc mechaniczna  $P_{me}$  zwiększa się wraz z mocą elektryczną  $P_e$ . Zależność tę można opisać za pomocą funkcji kwadratowej. Jednocześnie moc mechaniczna  $P_{me}$  niezbędna do uzyskania mocy elektrycznej  $P_e$  wzrasta dla kolejnych wartości prędkości obrotowych. Minimalne wartości mocy mechanicznej  $P_{me}$  zawierają się w przedziale od 400 do 600 W, w warunkach zapotrzebowania mocy elektrycznej wynoszącej około 120 W. Dla maksymalnej mocy elektrycznej  $P_e$  równej 4 200 W (150 A i 28 V) moc mechaniczna  $P_{me}$  niezbędna do napędu alternatora wynosi od 6 100 do 7 200 W. Oznacza to, że niezbędna moc przekazywana na wał alternatora  $P_{me}$  zwiększa się wraz z prędkością obrotową, w całym zakresie zadawanych  $P_e$ .



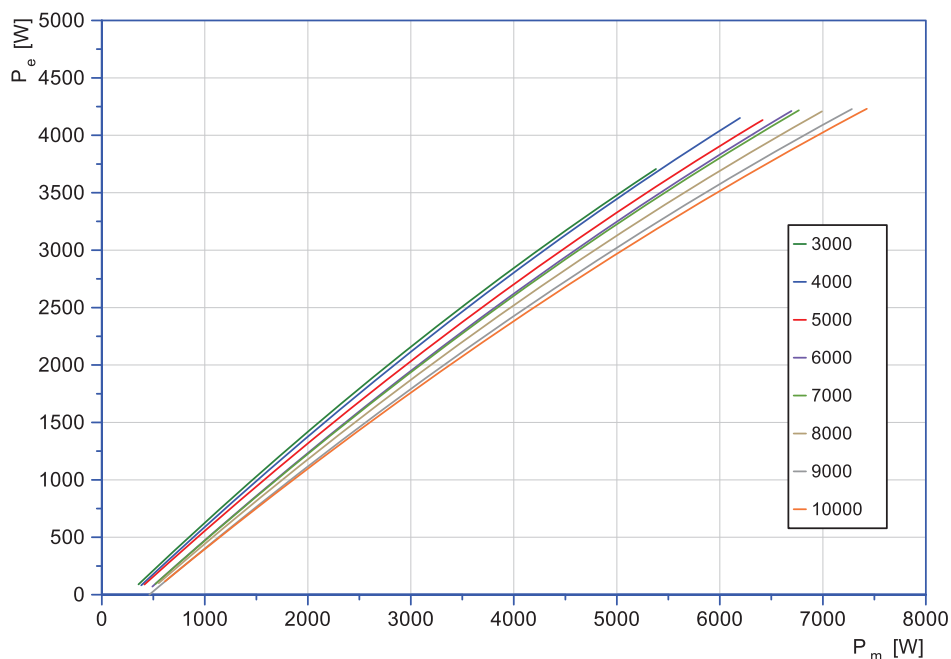
**Rys. 5.20. Zależność mocy mechanicznej  $P_m$  od mocy elektrycznej  $P_e$  dla kolejnych prędkości obrotowych wirnika alternatora  $n_A$**



Rys. 5.21. Zależność wynikowej mocy mechanicznej  $P_m$  od zadanej mocy elektrycznej  $P_e$  dla kolejnych wartości prędkości obrotowej wirnika alternatora  $n_4$

### 5.2.5. Model przetwarzania energii w alternatorze

Na rysunku 5.22 zawarto opracowane wyniki analizy dla założonych prędkości obrotowych wirnika  $n_A$  w zakresie od 2 000 do 10 000 obr/min. Są to charakterystyki mocy elektrycznej  $P_e$  w funkcji mocy mechanicznej  $P_{me}$  przekazywanej do wału alternatora za pomocą przekładni pasowej.



Rys. 5.22. Zależności uzyskanych mocy elektrycznych  $P_e$  od napędowej mocy mechanicznej  $P_{me}$

Przedstawione zależności zostały opisane za pomocą funkcji wielomianowej drugiego stopnia w postaci (równanie 5.14). Uzyskane współczynniki determinacji oraz współczynniki równań zostały zawarte w tabeli 5.2.

$$P_e = aP_m^2 + bP_m + c \quad (5.14)$$

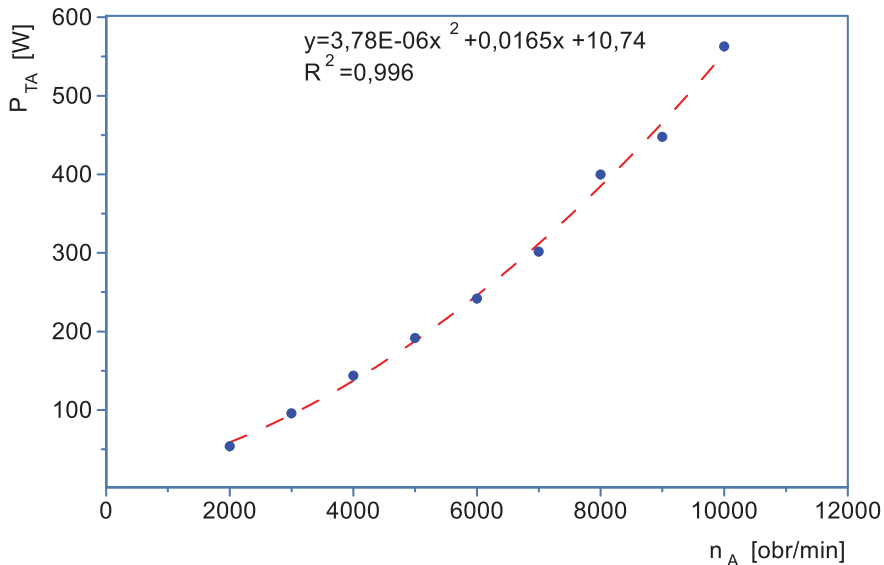
Bliskie jedności wartości współczynników determinacji świadczą o tym, że prawie 100% zmiennej  $P_e$  jest wyjaśniane przez zmienną  $P_{me}$ . Dla kolejnych prędkości obrotowych  $n_A$  kształt krzywych jest zbliżony, o czym świadczą zbliżone do siebie wartości współczynników równań w tabeli 5.2. Kształt paraboli wskazuje, że zwiększanie zadanej mocy elektrycznej  $P_e$  będzie wiązało się z pokonaniem większych oporów, czyli zwiększeniem mocy mechanicznej  $P_{me}$  na wale alternatora.

Tab. 5.2. Zestawienie parametrów funkcji  $P_e(P_m)$

| $n_A$<br>[obr/min] | $a$<br>[ $\frac{1}{W}$ ] | $b$<br>[-] | $c$<br>[W] | $R^2$ |
|--------------------|--------------------------|------------|------------|-------|
| 2000               | -4,64E-05                | 0,888      | -259,34    | 0,994 |
| 3000               | -2,62E-05                | 0,871      | -218,06    | 0,999 |
| 4000               | -2,40E-05                | 0,858      | -243,84    | 0,998 |
| 5000               | -2,28E-05                | 0,830      | -251,47    | 0,998 |
| 6000               | -2,20E-05                | 0,826      | -330,03    | 0,998 |
| 7000               | -2,21E-05                | 0,821      | -328,43    | 0,996 |
| 8000               | -2,14E-05                | 0,799      | -334,90    | 0,999 |
| 9000               | -2,00E-05                | 0,775      | -353,10    | 0,994 |
| 10000              | -1,91E-05                | 0,757      | -341,62    | 0,998 |

Miejsca zerowe krzywych zawartych na rysunku 5.22 można interpretować jako wartość mocy wynikającej z oporów mechanicznych i aerodynamicznych napędzanego alternatora niegenerującego mocy elektrycznej  $P_e$ .

Zależność mocy mechanicznej  $P_{TA}$  niezbędnej do pokonania oporów mechanicznych oraz aerodynamicznych związanych z chłodzeniem alternatora zawarto na rysunku 5.23. Opory te wzrastają wraz z prędkością obrotową. Minimalną wartość uzyskano dla  $n_A = 2\ 000$  obr/min i wynosiła ona około 65 W. Maksymalna wartość wynosiła 570 W dla  $n_A = 10\ 000$  obr/min. Zależność oporów mechanicznych od prędkości obrotowej wirnika alternatora  $n_A$  opisano wielomianem drugiego stopnia, ze współczynnikiem korelacji bliskim jedności.



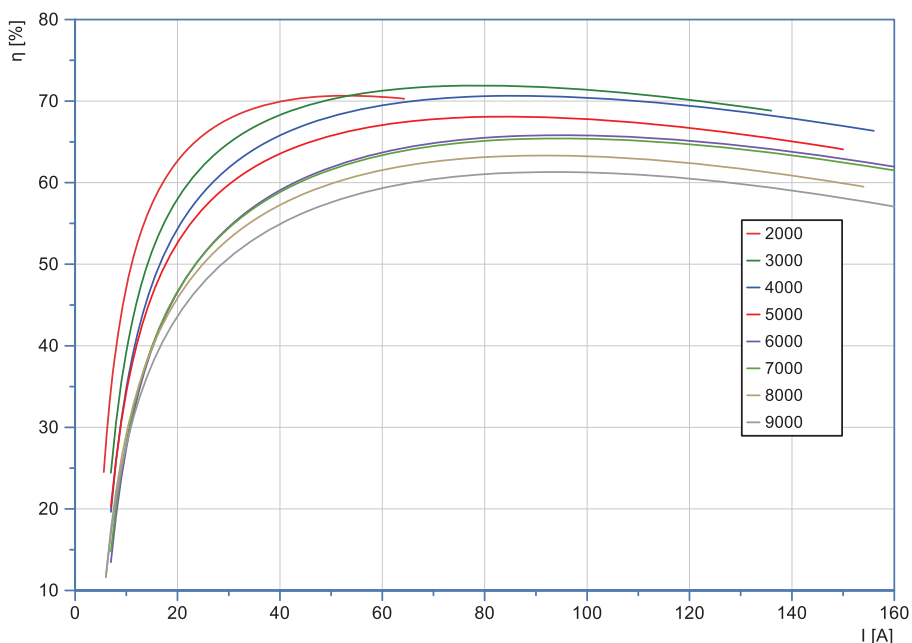
Rys. 5.23. Zależność oporów mechanicznych i aerodynamicznych od prędkości obrotowej

Na rysunku 5.24 zostały przedstawione sprawności ogólne  $\eta_A$  w funkcji natężenia prądu  $I$  dla różnych prędkości obrotowych  $n_A$ . Przytoczona powyżej sprawność  $\eta_A$  została zdefiniowana jako stosunek mocy elektrycznej  $P_e$  do mocy mechanicznej napędzającej alternator  $P_{me}$  (równanie 5.13). Jest to sprawność ogólna, całkowita, wynikająca ze składowych sprawności mechanicznej, elektrycznej i magnetycznej.

$$\eta_A = \frac{P_e}{P_{me}} \quad (5.13)$$

Sprawność tę można natomiast zapisać jako iloczyn sprawności cząstkowych w następującej postaci:

$$\eta_A = \eta_m \cdot \eta_e \cdot \eta_w \quad (5.14)$$



**Rys. 5.24. Zależność sprawności alternatora od natężenia prądu dla różnych prędkości obrotowych**

Wszystkie krzywe sprawności  $\eta_A$  mają zbliżony kształt charakteryzujący się maksymalną sprawnością w warunkach średniego obciążenia elektrycznego. Jedynie w przypadku  $n_A$  w zakresie od 2 000 do 3 000 obr/min nie uzyskano maksymalnych mocy alternatora. Charakterystyczne jest to, że sprawność intensywnie rośnie począwszy od około 12% dla minimalnych wartości natężenia prądu  $I$ , do przedziału od 60 do 70% powyżej  $I = 60$  A. Przyczyną takiego kształtu mogą być straty o stałej wartości, niezależne od natężenia prądu  $I$ . Ich udział maleje wraz ze zwiększaniem mocy elektrycznej  $P_e$  alternatora. Takim

przykładem może być moc niezbędna do wzbudzenia alternatora czy moc pobierana przez układ prostowniczy. Ich udział przy mniejszych mocach elektrycznych jest znaczący.

Największą sprawność  $\eta_A$  w całym zakresie natężenia prądu  $I$  otrzymano dla  $n_A = 3\,000$  obr/min. Wraz ze zwiększaniem prędkości  $n_A$ , sprawność maleje. Jest to wynik zwiększających się oporów mechanicznych  $P_{TA}$ , które zależą nieliniowo od prędkości obrotowej  $n_A$  (rys. 5.23).

Można również zauważyć, że położenie maksymalnej wartości sprawności wraz ze zwiększaniem prędkości  $n_A$  przesuwa się w kierunku większych mocy elektrycznych. Natomiast dla małych obciążeń w zakresie do 30 A sprawność  $\eta_A$  wynosi poniżej 50%. W przypadku dwóch lub trzech alternatorów montowanych w autobusach, przy natężeniu prądu  $I$  nieprzekraczającym 20 A na każdym, mogą one pracować ze sprawnością ogólną poniżej 40%. Zwiększenie prędkości obrotowej, przy niezmiennym natężeniu prądu  $I$  powoduje pogorszenie przetwarzania energii. Dla badanego alternatora optymalny zakres sprawności występuje powyżej 40 A natężenia prądu.

Przebiegi sprawności  $\eta_A$  na rysunku 5.24 świadczą o tym, że zmiany w zakresie małych obciążeń mocą elektryczną ( $I < 50$  A,  $P_e < 1500$  W) są najbardziej intensywne. Dlatego też wprowadzenie w tym przypadku dodatkowego źródła energii elektrycznej będzie skutkowało znaczącym zmniejszeniem sprawności ogólnej przetwarzania energii mechanicznej  $E_m$  na energię elektryczną  $E_e$ . Natomiast w zakresie średnich i dużych obciążeń (powyżej 1 500 W mocy elektrycznej  $P_e$ ) zmiana tej sprawności nie przekracza 5% dla wybranej prędkości obrotowej.

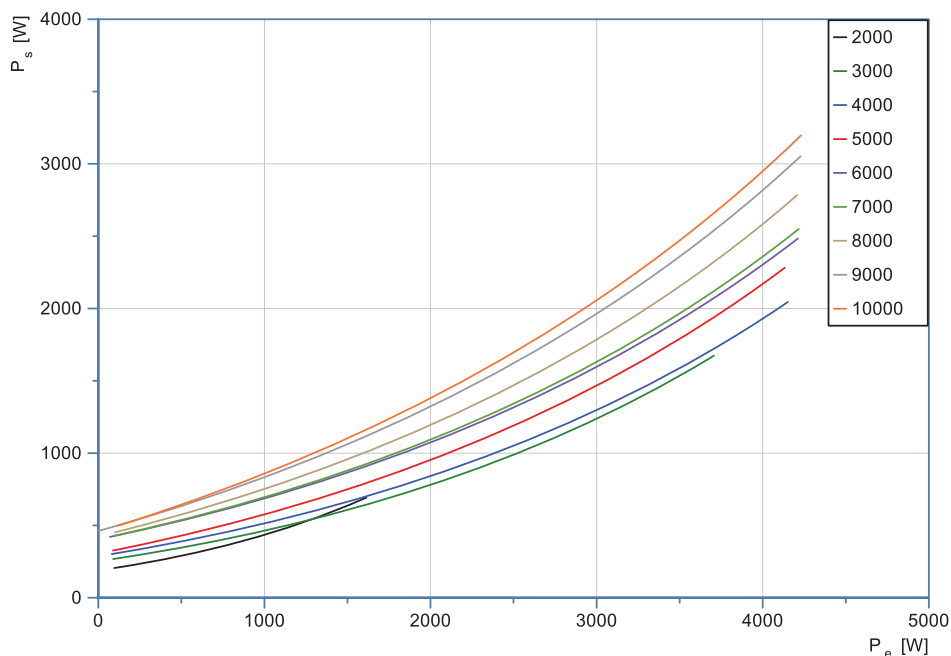
Podobnie jak w przypadku opisywanej sprawności przetwarzania energii  $\eta_s$  w silniku spalinowym, również alternator wykazuje podobne zależności. Jego sprawność ogólna jest najniższa w zakresie małego obciążenia  $P_e$  i wynosi 15%. Jednak zwiększa się intensywnie wraz ze zwiększaniem mocy elektrycznej  $P_e$ . Dla analizowanego przypadku sprawność alternatora  $\eta_A$  zwiększa się wraz z mocą elektryczną  $P_e$  do około 60%. Wartość ta jest uzyskiwana przy mocy równej około  $P_e = 1\,500$  W (50 A). Następnie zmiany sprawności  $\eta_A$  są mniejsze. Wartość maksymalna  $\eta_A$  równa 70% występuje przy natężeniu prądu 70 A. Następnie nieznacznie maleje wraz ze zwiększaniem obciążenia elektrycznego do około  $\eta_A = 58\%$  przy  $P_e = 4\,500$  W.

Można na tej podstawie wnioskować, że wprowadzenie dodatkowego źródła energii elektrycznej w postaci instalacji fotowoltaicznej lub systemu odzyskiwania energii hamowania owszem zmniejszy obciążenie alternatora, ale może powodować znaczące pogorszenie sprawności produkcji energii elektrycznej z energii mechanicznej. Nowy punkt pracy alternatora zdefiniowany przez mniejsze obciążenie elektryczne charakteryzuje się bowiem zmniejszonym zapotrzebowaniem na moc mechaniczną napędzającą alternator oraz zmienioną sprawnością ogólną. Zmiana sprawności będzie dotyczyła tylko zmiany



sprawności elektrycznej i magnetycznej. Sprawność mechaniczna oraz sprawność wynikająca ze wzbudzenia alternatora pozostaje bez zmian.

Kolejnym etapem analizy uzyskanych wyników było obliczenie całkowitej mocy strat  $P_s$ . Na wykresie 5.25 zawarto wykres tej mocy jako funkcji mocy elektrycznej  $P_e$ .



**Rys. 5.25. Moc strat  $P_s$  w funkcji mocy elektrycznej  $P_e$  dla kolejnych wartości prędkości obrotowych  $n_A$**

Moc strat  $P_s$  obliczono jako różnicę pomiędzy przekazywaną do wału mocą mechaniczną  $P_{ma}$  a produkowaną mocą elektryczną  $P_e$ :

$$P_s = P_{ma} - P_e \quad (5.15)$$

Uzyskane charakterystyki mają kształt parabol. Zakres zmian mocy strat  $P_s$  zawiera się w przedziale od około 500 W dla oporów mechanicznych oraz aerodynamicznych (działanie wentylatora) przy mocy elektrycznej  $P_e = 0$ , do około 3 000 W dla maksymalnej, uzyskanej mocy elektrycznej  $P_e$  wynoszącej 4 500 W. Nawiązując do wpływu prędkości obrotowej wału alternatora  $n_A$  na moc strat  $P_s$  można zauważyć, że wpływa znacząco na ich wartość. Wynika to z faktu, że zarówno straty mechaniczne, aerodynamiczne oraz magnetyczne są funkcją prędkości obrotowej.

Podsumowując rozważania dotyczące modelu przetwarzania energii mechanicznej  $P_m$  na energię elektryczną  $P_e$  należy podkreślić, że odnosi się on do całkowitej sprawności alternatora  $\eta_A$ . Wyznaczono moc strat mechanicznych,

której wartość reprezentuje zapotrzebowanie mocy niezbędnej na pokonanie oporów tarcia oraz oporów aerodynamicznych. Sprawność przetwarzania energii  $\eta_A$  zmienia się wraz ze zmianą mocy elektrycznej  $P_e$ , w przypadku każdej prędkości obrotowej wirnika  $n_A$ .

W zakresie małych obciążeń elektrycznych, do około 15% znamionowego obciążenia, otrzymano sprawność w przedziale od 10 do 40%. Przy średnich i maksymalnych wartościach mocy elektrycznej  $P_e$  sprawność  $\eta_A$  zwiększa się do około 65%. Największą sprawność uzyskano dla prędkości obrotowych wirnika alternatora  $n_A$  w zakresie od 3 000 do 4 000 obr/min

W przypadku dodatkowego źródła energii elektrycznej zmniejszenie zużycia paliwa będzie zależało nieliniowo od aktualnych wartości obciążenia elektrycznego  $P_e$  i prędkości obrotowej wirnika alternatora  $n_A$ . Analogicznie, jak w przypadku przetwarzania energii w silniku spalinowym.



## 6. Badania przetwarzania energii elektrycznej w warunkach ustalonych

W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki badań przetwarzania energii w autobusie miejskim w warunkach ustalonych. Przeprowadzenie badań umożliwiających określenie sprawności silnika spalinowego zamontowanego w autobusie miejskim wymagało opracowania dedykowanego stanowiska i systemu pomiarowego. W celu uzyskania stabilnych i powtarzalnych warunków eksperymentu wykorzystano hamownię podwoziową. Ponadto przygotowano obciążenie elektryczne, które zapewniło dodatkowe obciążenie alternatorów zamontowanych w badanym pojeździe. Szczegółowy opis opracowanego stanowiska znajduje się w Załączniku nr 1.

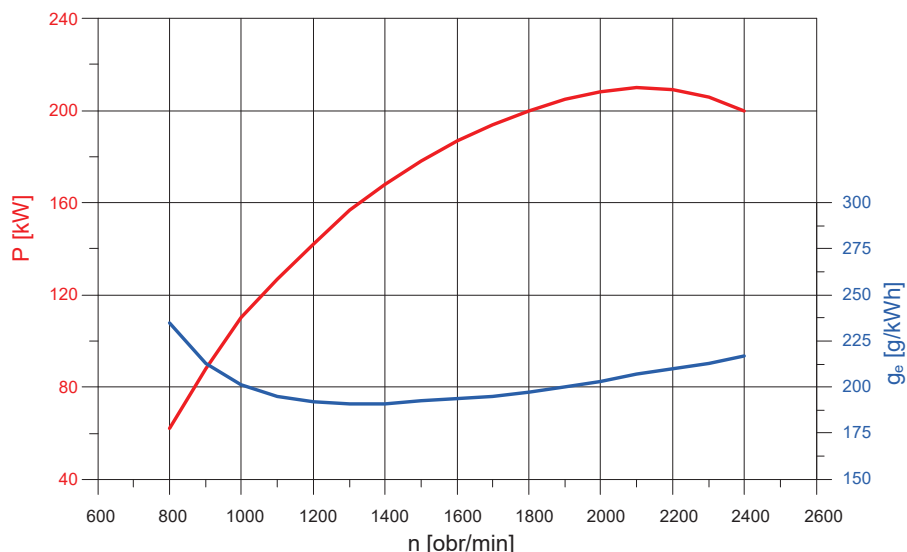
### 6.1. Obiekt badań

Obiektem badań był autobus miejski Mercedes Conecto LF (rys. 6.1) będący na wyposażeniu Miejskiego Przedsiębiorstwa Komunikacyjnego w Lublinie. Jest to 12-metrowy, niskopodłogowy autobus o konstrukcji wykonanej ze spawanych profili zamkniętych, mogący przewozić maksymalnie 94 osoby (26 miejsc siedzących i 68 stojących). Silnik znajduje się w lewym tylnym narożniku pojazdu. Jest to jednostka o oznaczeniu OM 926 LA, rzędowa, 6-cylindrowa, o zapłonie samoczynnym, mocy maksymalnej 205 kW (278 KM) i pojemności skokowej 7,23 dm<sup>3</sup>. Średnie zużycie paliwa wynosi 39 dm<sup>3</sup> na 100 km. Norma czystości spalin Euro IV jest osiągnięta dzięki zastosowaniu technologii BlueTec, czyli poprzez wtrysk płynu AdBlue w katalizatorze, co umożliwia dopalenie spalin.

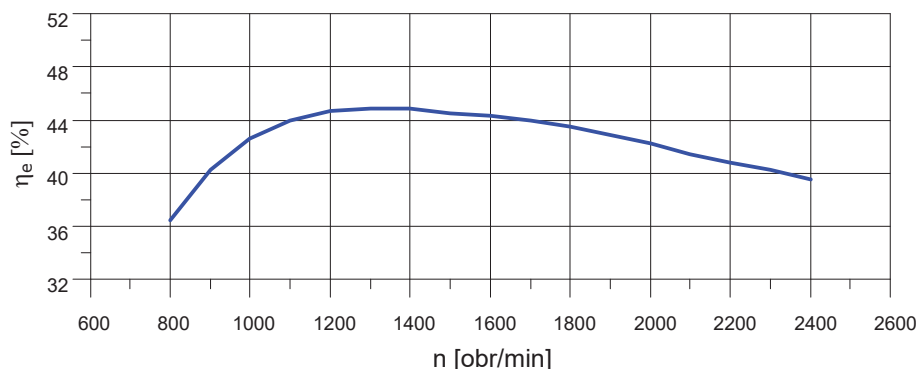


Rys. 6.1. Autobus miejski Mercedes Conecto LF

Na rysunku 6.2 przedstawiono charakterystykę mocy i jednostkowego zużycia paliwa badanej jednostki. Na podstawie tych danych wyznaczono sprawność ogólną silnika (rys. 6.3).



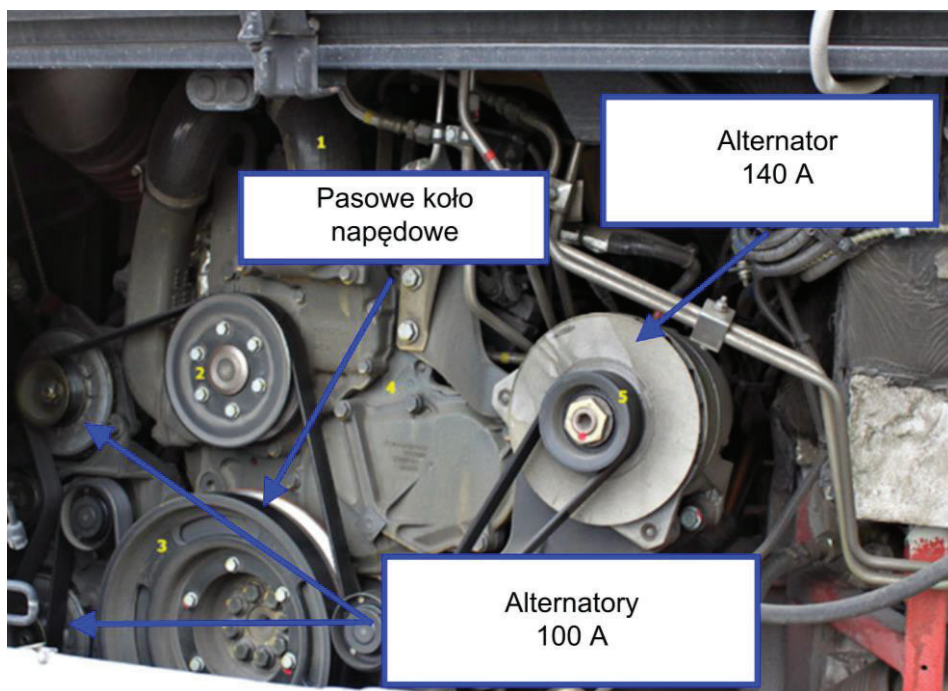
Rys. 6.2. Charakterystyka zewnętrzna eksploatacyjna mocy i jednostkowego zużycia paliwa



Rys. 6.3. Charakterystyka zewnętrzna eksploatacyjna sprawności ogólnej

Napęd z silnika przenoszony jest za pomocą 4-biegowej automatycznej skrzyni biegów Voith 854.3 (przełożenia: bieg 1. – 5,3; bieg 2. – 1,43; bieg 3. – 1,0; bieg 4. – 0,7), a następnie do mostu napędowego ZF AV-132 (przełożenie: 7,38) z przekładnią główną umieszczoną w zabudowie lewego nadkola. Autobus posiada zawieszenie pneumatyczne sterowane elektronicznie z opcją przykłąku.

W autobusie znajdowały się fabrycznie zamontowane trzy alternatory: dwa generujące maksymalne natężenie prądu równe 100 A każdy oraz trzeci – 140 A (rys. 6.4).



Rys. 6.4. Komora silnika autobusu z zaznaczonymi alternatorami [58]

## 6.2. Metodyka badawcza

Badania przeprowadzono w ustalonych warunkach pracy silnika i alternatora. Cykl badań oznaczał określoną przez procedurę test WHSC liczbę punktów pracy o ustalonej prędkości obrotowej wału korbowego i momencie obrotowym [125, 126, 127]. Przez stan ustalony rozumie się w tym przypadku stałą prędkość pojazdu (stałą prędkość obrotowa wału korbowego silnika) oraz stałe położenie dźwigni przyspiesznika (APP), co w przypadku silnika o ZS jest tożsame ze stałą dawką paliwa.

Szczegółowy zakres prac w ramach testów sprawności silnika ustalono wzorując się na procedurach dotyczących realizacji cyklu WHSC. Zgodnie z wytycznymi zawartymi w *Regulaminie nr 49* jest to procedura, podczas której określana jest emisja składników toksycznych spalin. Test ten zastąpił test ESC i przeznaczony jest dla silników, które spełniają normy emisji spalin Euro VI [120]. Jest to jedna z nowszych procedur badawczych, dlatego też została przyjęta podczas eksperymentu. Cykl badawczy w warunkach ustalonych testu WHSC składa się z kilku znormalizowanych faz prędkości obrotowej wału korbowego i obciążenia, które przelicza się na wartości odniesienia dla konkretnego badanego silnika w oparciu o krzywą odwzorowania parametrów pracy silnika [128]. W każdej fazie silnik musi pracować przez wyznaczony czas, przy czym prędkość

obrotowa i obciążenie są zmieniane co 20 s z dokładnością do 1 s. W celu zatwierdzenia przebiegu testowego przeprowadza się analizę regresji pomiędzy wartościami odniesienia i wartościami rzeczywistymi prędkości, momentu obrotowego i mocy po zakończeniu badania [125]. Podczas badań wykonuje się pomiary wartości stężeń wybranych składników spalin, natężenie przepływu spalin oraz mocy silnika. Zmodyfikowano zakres ze względu na potrzebę wykonania w każdym punkcie pracy silnika pomiarów z różnymi wartościami obciążenia elektrycznego instalacji autobusu, tj.: 0,4, 1,6 oraz 2,8 kW. Uzyskane wyniki badań umożliwiły określenie, jaka ilość paliwa jest wykorzystywana tylko na przetwarzanie energii zawartej w paliwie na energię elektryczną.

W celu określenia punktów pracy silnika prędkość obrotową silnika  $n_{ref}$  ustalono na podstawie poniższego równania [125]:

$$n_{ref} = n_{norm} \cdot (0,45 \cdot n_{lo} + 0,45 \cdot n_{pref} + 0,1 \cdot n_{hi} - n_{idle}) \cdot 2,0327 + n_{idle} \quad (6.1)$$

gdzie:  $n_{lo}$  – najniższa prędkość obrotowa wału korbowego, przy której moc osiąga wartość 55% maksymalnej mocy silnika [obr/min],  $n_{pref}$  – prędkość obrotowa wału korbowego, przy której całka maksymalnego momentu obrotowego stanowi 51% całkowitej całki z przedziału  $n_{idle}$  do  $n_{95b}$  [obr/min],  $n_{hi}$  – najwyższa prędkość wału korbowego, przy której moc osiąga wartość 70% maksymalnej mocy [obr/min],  $n_{idle}$  – prędkość biegu jałowego [obr/min],  $n_{95b}$  – najwyższa prędkość wału korbowego, przy której moc osiąga wartość 95% maksymalnej mocy [obr/min] [125].

Wartość znormalizowanego momentu obrotowego obliczono ze wzoru:

$$M_{norm,i} = \frac{M_{act}(n_{act})}{M_{max}(n_{act})} \quad (6.2)$$

gdzie:  $M_{norm,i}$  – znormalizowany moment obrotowy [-],  $n_{act}$  – aktualna prędkość obrotowa wału korbowego silnika [obr/min],  $M_{act}(n_{act})$  – aktualny moment obrotowy przy aktualnej prędkości obrotowej wału korbowego [Nm],  $M_{max}(n_{act})$  – maksymalny moment obrotowy przy aktualnej prędkości obrotowej wału korbowego [Nm] [125].

Wartość momentu obrotowego  $M_{ref,i}$  wyznaczono z zależności 6.3 [117]:

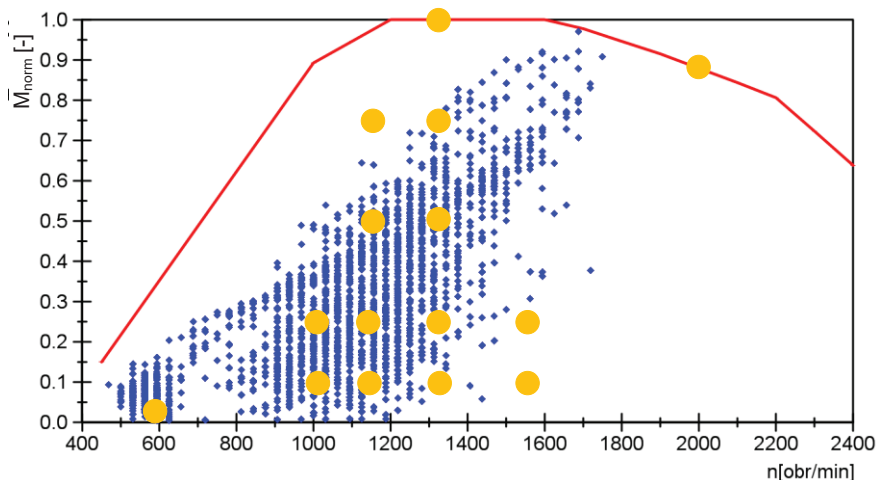
$$M_{ref,i} = \frac{M_{norm,i}}{100} \cdot M_{max,i} + M_{f,i} - M_{r,i} \quad (6.3)$$

gdzie:  $M_{norm,i}$  – znormalizowany moment obrotowy [%],  $M_{max,i}$  – maksymalny moment obrotowy z krzywej odwzorowania [Nm],  $M_{f,i}$  – moment obrotowy pochłaniany przez wyposażenie dodatkowe/urządzenia, jakie należy zamontować [Nm],  $M_{r,i}$  – moment obrotowy pochłaniany przez wyposażenie dodatkowe/urządzenia, jakie należy zdemontować [Nm] [125].

### 6.3. Plan badań

Zgodnie z opisanymi powyżej procedurami badawczymi opracowano plan testów w warunkach ustalonych. W każdym punkcie pomiarowym silnik pracował przez określony czas. Z uwagi na zastosowane stanowisko badawcze zrealizowano część punktów badawczych. Uzyskane wyniki badań umożliwiły obliczenie jaka ilość paliwa jest wykorzystywana do wygenerowania energii elektrycznej.

Na rysunku 6.5 przedstawiono wyniki obliczeń punktów badawczych wzorowanych na teście WHSC. Jest to znormalizowany moment obrotowy w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Linia czerwona oznacza przebieg momentu obrotowego odpowiadający charakterystyce zewnętrznej eksploatacyjnej silnika podawanej przez producenta. Obliczone, oznaczone kolorem żółtym, punkty badawcze, przedstawiono na tle niebieskich punktów, które reprezentują wyniki pomiarów obciążenia silnika występującego podczas eksploatacji autobusu w warunkach miejskich.



Rys. 6.5. Znormalizowany moment obrotowy w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego wraz z zaznaczonymi punktami badawczymi [44]

Jak można zauważyć, wyznaczone według procedury WHSC, punkty pracy silnika (żółte punkty na wykresie 6.5) znajdują się w około 50% zakresu obciążeń występujących podczas jazdy miejskiej (niebieskie punkty na wykresie 6.5). Dodatkowo wykonano pomiary podczas pracy silnika na biegu jałowym oraz przy maksymalnym momencie obrotowym generowanym przy prędkości obrotowej wału korbowego silnika  $n$  równej 2 000 obr/min. W tabeli 6.1 zawarto wyznaczone punkty badawcze opracowane na podstawie testu WHSC.



Tab. 6.1. Zestawienie punktów badawczych na podstawie wytycznych testu WHSC

|                                 |      | Prędkość obrotowa wału korbowego $n$ [obr/min] |       |       |       |       |       |
|---------------------------------|------|------------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                                 |      | 562                                            | 1 011 | 1 165 | 1 319 | 1 550 | 2 000 |
| Moment znormalizowany $M_n$ [-] | 0,10 | X                                              | X     | X     | X     | X     |       |
|                                 | 0,25 |                                                | X     | X     | X     | X     |       |
|                                 | 0,50 |                                                |       | X     | X     |       |       |
|                                 | 0,75 |                                                |       | X     | X     |       |       |
|                                 | 1,00 |                                                |       |       |       |       | X     |

W czasie realizacji badań utrzymywano stabilną temperaturę silnika oraz opon współpracujących z rolkami hamowni podwoziowej stosując dmuchawy. Temperatura otoczenia wynosiła 15°C, ciśnienie 1 010 hPa, a wilgotność względna powietrza 70%.

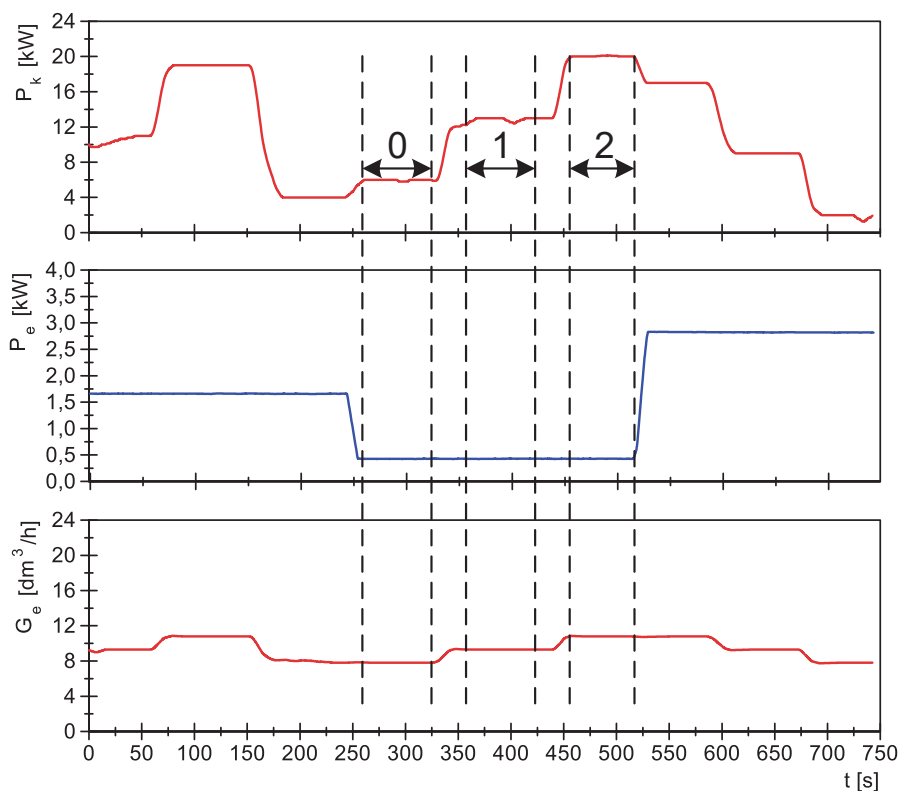
Podczas wykonywania badań zarejestrowano następujące dane:

- moc na kołach  $P_k$  [kW],
- moment obrotowy  $M$  [Nm],
- prędkość obrotową wału korbowego silnika  $n$  [obr/min],
- położenie dźwigni przyspiesznika  $APP$  [%],
- godzinowe zużycie paliwa  $G_e$  [dm<sup>3</sup>/h],
- masowe natężenie przepływu dwutlenku węgla  $m_{CO_2}$  [g/s],
- napięcie w instalacji elektrycznej autobusu  $U$  [V],
- natężenie prądu w instalacji elektrycznej autobusu  $I$  [A].

#### 6.4. Wyniki badań dla testu WHSC

Na podstawie przeprowadzonych badań w stanach ustalonych wyznaczono ilości paliwa oraz dwutlenku węgla, wynikające z obciążenia odbiornikami elektrycznymi na pokładzie autobusu. Analizie poddano moc silnika  $P_s$ , moc elektryczną  $P_e$ , godzinowe, objętościowe zużycie paliwa  $G_e$ .

Na rysunku 6.6 przedstawiono wyniki pomiarów wybranego punktu pomiarowego, określonego za pomocą prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  oraz znormalizowanego momentu obrotowego  $M_n$ . Wykres 6.6 przedstawia zmiany w czasie kolejno: mocy na kołach  $P_k$  autobusu, mocy elektrycznej generowanej przez alternatory  $P_k$ , godzinowego zużycia paliwa  $G_e$  oraz masowego natężenia przepływu dwutlenku węgla zawartego w spalinach  $m_{CO_2}$ . Podczas badań zmieniano obciążenie elektryczne  $P_e$  za pomocą dodatkowego odbiornika w postaci żarówek. Obciążenie elektryczne  $P_e$  wynosiło kolejno  $P_{e1} = 0,4$  kW,  $P_{e2} = 1,6$  kW,  $P_{e3} = 2,8$  kW. Dla każdego przypadku wykonano pomiary dla trzech ustawień dźwigni przyspiesznika  $APP$ , co było tożsame ze zmianą godzinowego zużycia paliwa  $G_e$  oraz zmianą mocy na kołach autobusu  $P_k$ .

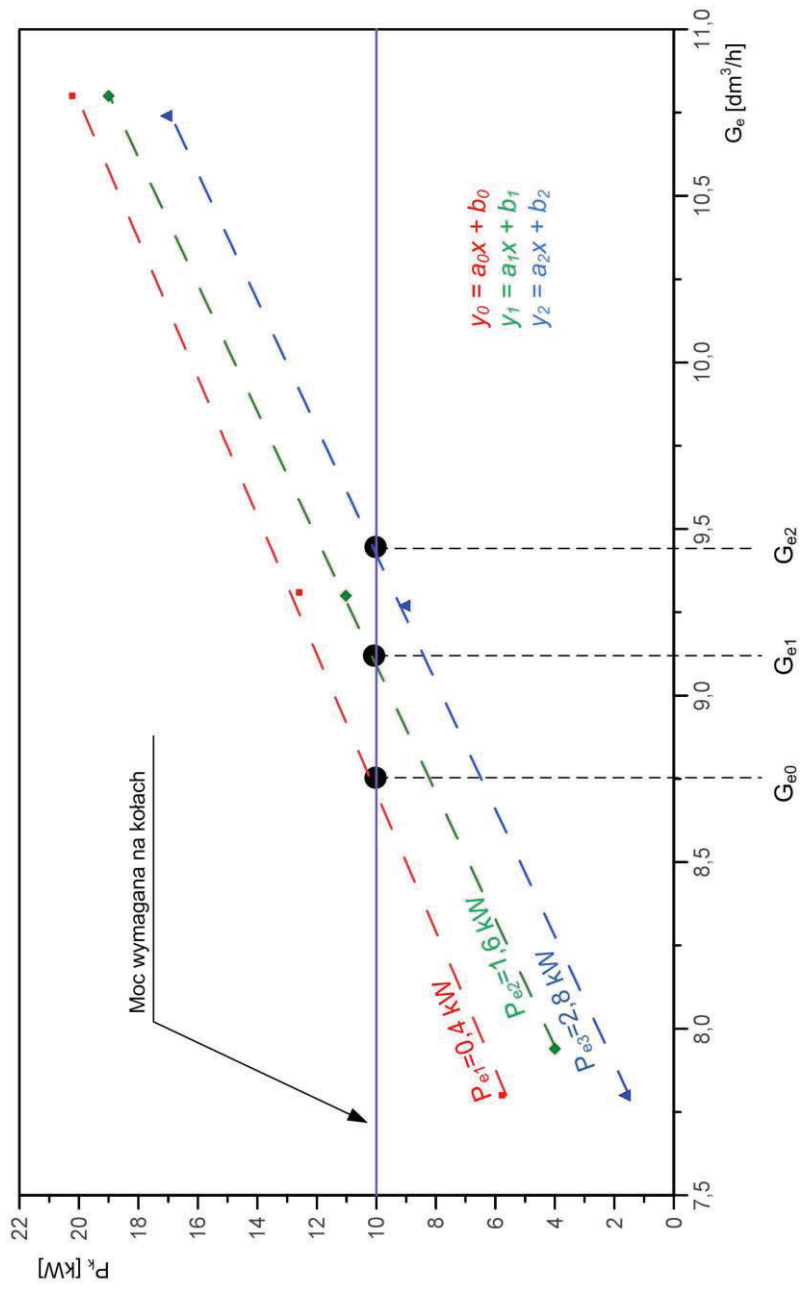


**Rys. 6.6.** Przykładowe wyniki badań w punkcie pomiarowym:  $n = 1\,011$  obr/min,  $M_n = 0,1$

Czas rejestracji w poszczególnych punktach badawczych wynosił minimum 25 sekund. Na rysunku 6.6 oddzielono liniami przerywanymi przykładowe trzy warianty ustawień dźwigni przyspieszenia  $APP$ , przy obciążeniu elektrycznym  $P_e$  równym 2,8 kW. Założono, że zmiana  $APP$  w poszczególnych punktach badawczych była na tyle mała, że nie wpływała na zmianę sprawności silnika, zaś zmiana obciążenia elektrycznego zmieniała istotnie sprawność alternatora.

Przerywana linia czerwona odpowiada mocy elektrycznej  $P_{e1} = 0,4$  kW, zielona  $P_{e2} = 1,6$  kW, niebieska  $P_{e3} = 2,8$  kW. W każdym punkcie badawczym przeprowadzono analizę. Na podstawie uzyskanych wyników opracowano zależności mocy na kołach autobusu  $P_k$  od godzinowego zużycia paliwa  $G_e$ . Bazując na cyklu WHSC poprowadzono prostą poziomą, odpowiadającą mocy wymaganej w danym punkcie pomiarowym.

Na rysunku 6.7 przedstawiono graficzny sposób analizy wyników dla wybranego punktu pomiarowego.



Rys. 6.7. Moc na kołach autobusu w funkcji godzinowego zużycia paliwa dla trzech obciążeń elektrycznych, dla punktu badawczego zdefiniowanego przez:  $n = 1011$  obr/min,  $M_n = 0,1$

Analiza polegała na rozwiązaniu trzech układów równań z dwiema niewiadomymi (równania 6.4–6.5). W ten sposób ustalono, ile paliwa jest zużywane na produkcję energii elektrycznej. Różnica ta wynika z faktu, że dla każdego obciążenia elektrycznego  $P_{el,2,3}$  starano się uzyskać tę samą wartość mocy na kołach autobusu  $P_k$ , co z kolei umożliwiło osiągnięcie zadanej prędkości pojazdu  $V$  i było wynikiem zmienionego zużycia paliwa  $G_e$ .

$$\begin{cases} y_0 = b_p \\ y_0 = a_0 x_0 + b_0 \end{cases} \quad (6.4)$$

$$\begin{cases} y_1 = b_p \\ y_1 = a_1 x_1 + b_1 \end{cases} \quad (6.5)$$

$$\begin{cases} y_1 = b_p \\ y_2 = a_2 x_2 + b_2 \end{cases} \quad (6.6)$$

gdzie:  $b_p$  – wartość mocy wymaganej na kołach,  $y_{0,1,2}$  – wartość funkcji dla kolejnego obciążenia,  $a_{0,1,2}$  – współczynniki kierunkowe prostych,  $b_{0,1,2}$  – wyrazy wolne.

Przyjęta metodologia obliczeń [44] umożliwiła wyznaczenie godzinowego zużycia paliwa  $G_e$  w każdym przypadku obciążenia elektrycznego  $P_{el,2,3}$ . Następnie, na podstawie uzyskanych wartości  $G_e$ , obliczono objętość paliwa niezbędną do wygenerowania 1 kWh energii elektrycznej (równania 6.7 i 6.8).

$$G_{kWh1} = (G_{e1} - G_{e0}) / (P_{e2} - P_{e1}) \quad (6.7)$$

$$G_{kWh2} = (G_{e2} - G_{e1}) / (P_{e2} - P_{e1}) \quad (6.8)$$

gdzie:  $G_{kWh1,2}$  – objętość paliwa zużyta do wygenerowania 1 kWh energii elektrycznej [ $\text{dm}^3/\text{kWh}$ ],  $G_{e0,1,2}$  – godzinowe zużycie paliwa [ $\text{dm}^3/\text{h}$ ],  $P_{el,2,3}$  – kolejne moce elektryczne alternatora [kW].

Zestawienie wyników analizy, przedstawiające ilość paliwa niezbędną do wygenerowania jednej kWh energii elektrycznej przedstawiono w tabeli 6.2.

**Tab. 6.2. Charakterystyka jednostkowego zużycia paliwa wyrażonego w  $\text{dm}^3/\text{kWh}$  spalonego na potrzeby wytwarzania energii elektrycznej**

|                                 |      | Prędkość obrotowa wału korbowego $n$ [obr/min] |       |       |       |       |       |
|---------------------------------|------|------------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                                 |      | 562                                            | 1 011 | 1 165 | 1 319 | 1 550 | 2 000 |
| Moment znormalizowany $M_n$ [-] | 0,10 | 0,360                                          | -     | -     | -     | -     | -     |
|                                 | 0,25 | -                                              | 0,320 | 0,364 | 0,436 | 0,411 | -     |
|                                 | 0,50 | -                                              | 0,370 | 0,368 | 0,435 | 0,432 | -     |
|                                 | 0,75 | -                                              | -     | 0,361 | 0,481 | -     | -     |
|                                 | 1,00 | -                                              | -     | 0,434 | 0,563 | -     | -     |
|                                 | 1,00 | -                                              | -     | -     | 0,710 | -     | 0,678 |

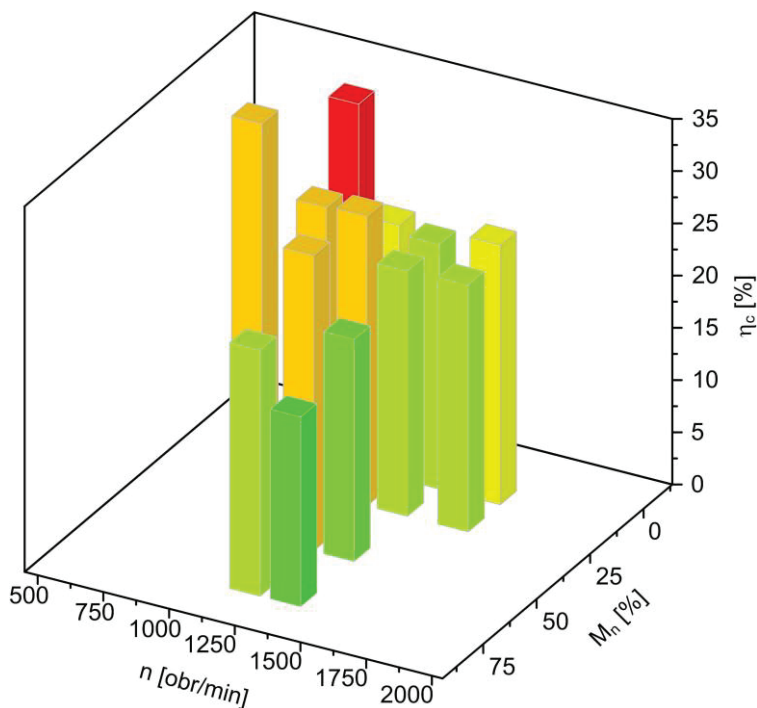
**Tab. 6.3. Sprawność wytwarzania energii elektrycznej w spalinowym autobusie miejskim uzyskana w warunkach ustalonych**

|                                    |      | Prędkość obrotowa |        |        |        |        |        |
|------------------------------------|------|-------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                                    |      | 562               | 1 011  | 1 165  | 1 319  | 1 550  | 2 000  |
| Moment<br>znormalizowany $M_n$ [-] | 0,10 | 28,39%            | -      | -      | -      | -      | -      |
|                                    | 0,25 | -                 | 31,87% | 27,41% | 23,43% | 24,84% | -      |
|                                    | 0,50 | -                 | 27,58% | 27,72% | 23,46% | 23,62% | -      |
|                                    | 0,75 | -                 | -      | 28,29% | 21,25% | -      | -      |
|                                    | 1,00 | -                 | -      | 23,54% | 18,13% | -      | -      |
|                                    | 1,00 | -                 | -      | -      | 14,38% | -      | 15,06% |

Opierając się na wynikach zawartych w tabeli 6.2, obliczono sprawność generowania energii elektrycznej na pokładzie autobusu, korzystając ze wzoru:

$$\eta_c = \frac{1}{\rho_{ON} G_{kWh} W_o} 100 \quad (6.9)$$

W tabeli 6.3 oraz na rysunku 6.8 przedstawiono wyniki uzyskanych wartości sprawności przetwarzania energii zawartej w paliwie  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$ .



**Rys. 6.8. Sprawność produkcji energii elektrycznej w funkcji obciążenia silnika oraz prędkości obrotowej wału korbowego**

Największą sprawność otrzymano podczas pracy jednostki napędowej dla małych obciążeń silnika  $M_n = 0,1$  i  $M_n = 0,25$  oraz małych prędkości wału korbowego ( $n = 1011$  i  $n = 1165$  obr/min). Wynika to z faktu, że przy tych obciążeniach silnik przetwarza paliwo ze sprawnością  $\eta_s$  wynoszącą 40–42%, natomiast alternatory również działały ze sprawnością  $\eta_A$  zbliżoną do maksymalnej tj. 78%.

Dla kolejnego punktu badawczego oznaczonego jako  $n = 1011$  obr/min oraz obciążenia  $M_n = 0,25$  uzyskano zbliżoną wartość sprawności  $\eta_c$ . Przy najmniejszym obciążeniu silnika oznaczonym w planie badań jako 0, które odpowiadało pracy na biegu jałowym, uzyskano wartość  $\eta_c = 28\%$ .

Zwiększanie prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  oraz zwiększanie obciążenia silnika  $M_n$  skutkuje zmniejszeniem sprawności  $\eta_c$ . Jest to widoczne dla czterech wartości obciążeń silnika  $M_n$  uzyskanych przy prędkości wału korbowego  $n = 1165$  obr/min. W tym przypadku sprawność  $\eta_c$  zmniejszyła się do wartości 23% dla obciążenia silnika  $M_n = 0,75$ . Kolejny zakres punktów badawczych, dla prędkości obrotowej  $n = 1319$  obr/min, charakteryzuje się wartościami  $\eta_c$  w zakresie 23–14%. Wraz ze zwiększaniem obciążenia  $M_n$  sprawność  $\eta_c$  maleje, osiągając wartość  $\eta_c = 14\%$ . Zbliżoną wartość sprawności, która wynosiła  $\eta_c = 15\%$ , uzyskano dla najwyższych wartości prędkości obrotowej  $n = 2000$  obr/min i obciążenia  $M_n = 1,00$ .

Przedstawione w tabeli 6.3 wartości sprawności  $\eta_c$  stanowią informację na temat ilości energii chemicznej  $E_f$ , która jest potrzebna do wygenerowania energii elektrycznej  $E_e$  na pokładzie autobusu w warunkach ustalonych. Wartość ta nie uwzględnia w pełni wszystkich procesów występujących podczas eksploatacji pojazdu. Dlatego też wykonano kolejne badania, których celem było wyjaśnienie, w jaki sposób można analizować proces przetwarzania energii w autobusie miejskim uwzględniając aspekty związane z magazynowaniem energii kinetycznej w masie autobusu.



## **7. Badania przetwarzania energii podczas testów jezdnych w warunkach hamownianych**

### **7.1. Wprowadzenie**

Eksploracja autobusu miejskiego w warunkach rzeczywistych wiąże się z dużą różnorodnością prędkości, obciążenia silnika, itp. [129, 130, 131, 132]. Zmiany te wpływają na sprawność generowania energii, zarówno tej niezbędnej do napędu pojazdu jak i tej, która jest wykorzystywana do zasilania tak zwanych odbiorników dodatkowych. Są to między innymi: sprężarka klimatyzacji, silnik hydrauliczny wentylatora chłodnicy, jak również alternatory, których łączna moc elektryczna może wynosić do 10 kW [133, 134].

### **7.2. Badania konwersji energii na hamowni podwoziowej**

#### **7.2.1. Obiekt badań**

Obiektem badań był autobus miejski Mercedes Conecto. Jest to autobus klasy MAXI o długości 12 m. Posiada dwie osie, w tym tylna jest osią napędową. Silnik to jednostka o mocy 205 kW, połączona za pomocą sprzęgła hydrokinetycznego z czterostopniową, automatyczną skrzynią biegów. Dopuszczalna masa całkowita pojazdu wraz z dodatkowym obciążeniem wynosi 18 000 kg. Model ten produkowany jest od 2002 roku. Testowany egzemplarz pochodził z 2009 roku. Szczegółowy opis pojazdu znajduje się w rozdziale 6. Pojazd zamontowany na stanowisku przedstawiono na rysunku 7.1.



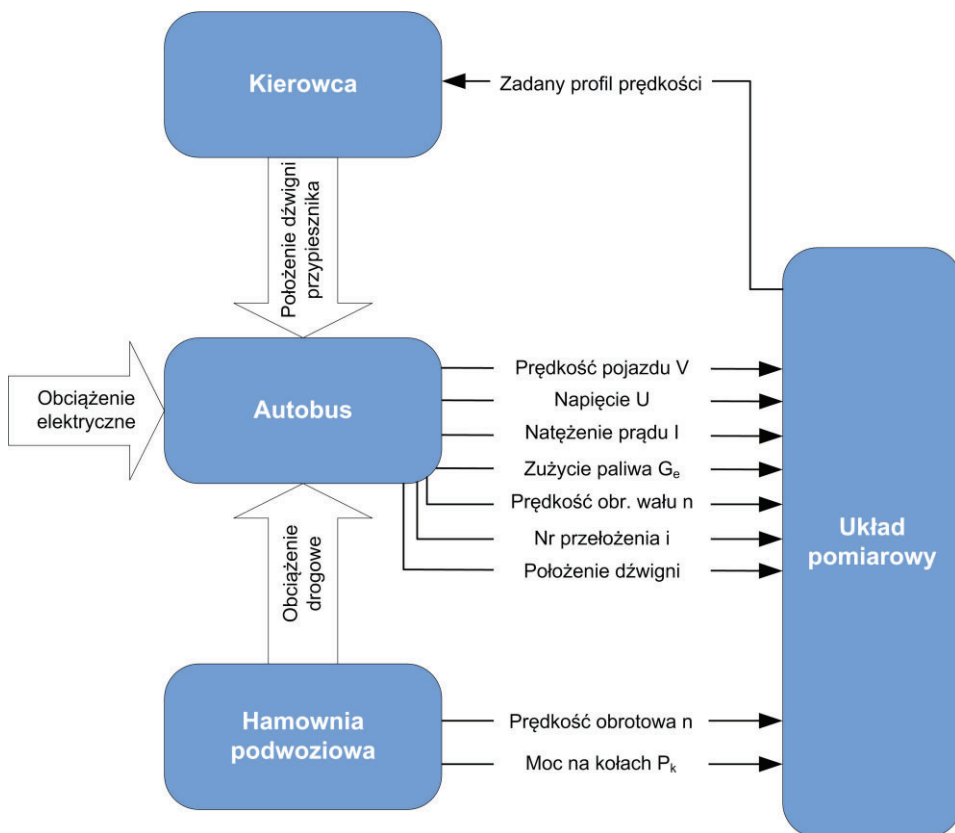
**Rys. 7.1. Autobus Mercedes Conecto na hamowni podwoziowej**

#### **7.2.2. Stanowisko badawcze**

Stanowisko badawcze zostało opisane w Załączniku nr 1. Do wygenerowania obciążenia pojazdu, które symulowało warunki drogowe, zastosowano hamownię podwoziową MAHA LPS 3000 LKW [135]. Pojazd został wyposażony w układy pomiarowo-rejestrujące firmy National Instruments. Rysunek 7.2 przedstawia

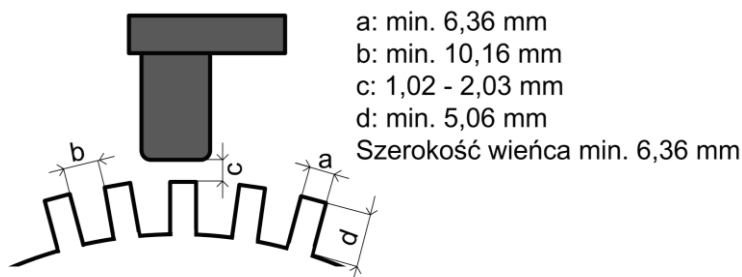


schemat opracowanego układu badawczego. Układ ten umożliwił realizację zadanego profilu prędkości wynikającego z przyjętego cyklu jezdny.



Rys. 7.2. Schemat układu badawczego na hamowni silnikowej

Charakterystyka zrealizowanych cykli została przedstawiona w następnym podrozdziale. Na podstawie wyświetlanego na monitorze profilu prędkości  $V$  kierowca autobusu dostosowywał prędkość pojazdu. Podczas badań zmieniano również obciążenie alternatorów  $P_e$  zamontowanych w pojeździe. Rejestracja wszystkich mierzonych danych pochodzących z autobusu oraz z hamowni podwoziowej odbywała się z częstotliwością  $f$  równą 10 Hz. Dodatkowo, w celu precyzyjnego pomiaru prędkości pojazdu  $V$ , zamontowano czujnik prędkości obrotowej wału hamowni podwoziowej. Czujnik Honeywell 1GT101 (rys. 7.3). Czujnik wykorzystuje efekt Halla. Jest przystosowany do częstotliwości maksymalnych wynoszących 100 kHz. W tabeli 2.11 przedstawiono podstawowe wielkości charakteryzujące czujnik magnetoindukcyjny Honeywell.



Rys. 7.3. Czujnik magnetoindukcyjny Honeywell 1GT101, opracowano na podstawie [136]

Tab. 7.1. Charakterystyka czujnika magnetoindukcyjnego Honeywell

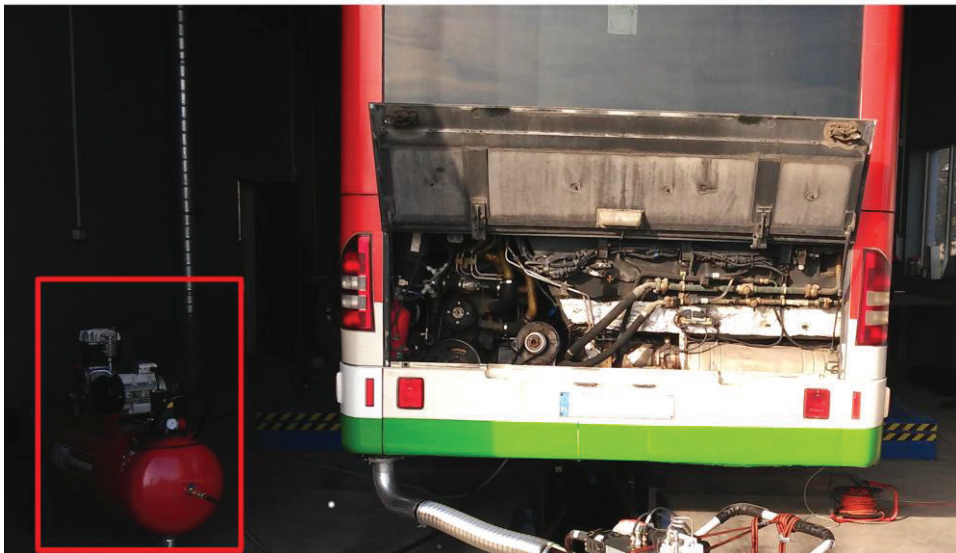
| Parametr                      | Wartość     |
|-------------------------------|-------------|
| Napięcie zasilania [V]        | +4,5 do +24 |
| Pobór prądu [mA]              | 10          |
| Prąd wyjściowy [mA]           | 40          |
| Czas narastania/opadania [ms] | 15/1,0      |
| Zakres temperatur pracy [°C]  | -40 do +150 |

Prawidłową temperaturę silnika oraz opon, które podczas badań współpracowały z rolkami hamowni utrzymywano za pomocą dwóch dmuchaw ustawionych po dwóch stronach autobusu (rys. 7.4). Było to niezbędne z uwagi na uzyskanie stałej wartości współczynnika tarcia podczas wykonywania testu jezdnego. Dodatkowo jedna z dmuchaw wymuszała zwiększony przepływ powietrza przez chłodnice silnika. Temperaturę opon mierzono metodą bezstykową, za pomocą pirometru. Temperatura opon nie przekraczała 40°C.

a)



b)



Rys. 7.4. Stanowisko badawcze: a) dmuchawa chłodząca koło oraz rolkę hamowni,  
b) zewnętrzne źródło sprężonego powietrza

### 7.2.3. Zakres badań

Badania procesu konwersji energii chemicznej zawartej w paliwie  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$  przeprowadzono opierając się na badawczych cyklach jezdnych. Były to standardowy drogowy cykl jezdny SORT2 oraz zharmonizowany cykl jezdny WHVC. Szczegółowy opis tych testów znajduje się w dalszej części pracy. W celu zweryfikowania jak wpływa wartość generowanej mocy elektrycznej  $P_e$  na zużycie paliwa  $G_e$  przeprowadzono badania dla kilku wartości mocy elektrycznej  $P_e$  generowanej przez alternatory zamontowane w pojeździe. Opis sposobu generowania dodatkowego obciążenia elektrycznego  $P_e$  znajduje się w Załączniku nr 1. Zakres badań został przedstawiony w tabeli 7.2. Każdy z testów przeprowadzono trzykrotnie dla każdego obciążenia elektrycznego. Analizie poddano uśrednione przebiegi czasowe zmierzonych wielkości.

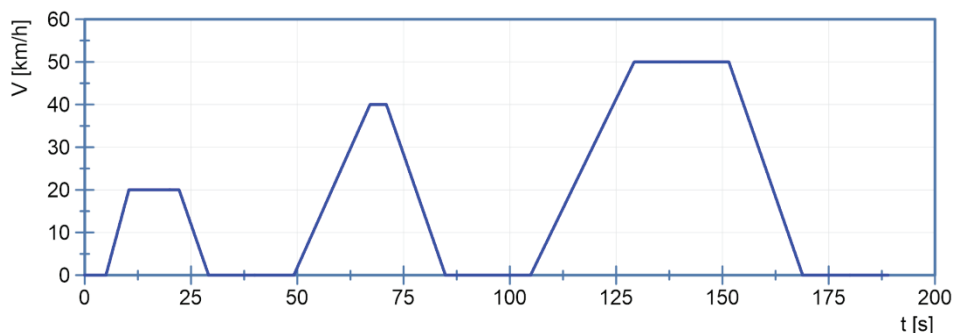
Tab. 7.2. Zakres badań na hamowni podwoziowej

|                           |       | Test jezdny |      |
|---------------------------|-------|-------------|------|
|                           |       | SORT2       | WHVC |
| Moc elektryczna $P_e$ [W] | 430   | x           | x    |
|                           | 1 650 | x           | x    |
|                           | 2 800 | x           | x    |

#### 7.2.3.1. Cykl jezdny SORT2

Jest to metoda badawcza opracowana przez Międzynarodową Organizację Transportu Publicznego UITP (*The International Organisation for Public Transport*) służąca do pomiaru zużycia paliwa [137]. Wyniki zużycia paliwa uzyskane podczas testu SORT2 służą między innymi do porównywania ofert autobusów przedstawianych przewoźnikom. Przez wielu członków organizacji UITP cykl jezdny SORT jest uważany za niezawodną metodę, która służy do porównania zużycia paliwa różnych producentów autobusów w zaproszeniu do składania ofert [138]. Pierwsze prace nad projektowaniem cyklu SORT rozpoczęły się pod koniec 2000 roku, a pierwsza oficjalna publikacja została wydana przez UITP w 2004 roku. W związku z powyższym cykl ten stał się istotnym punktem odniesienia dla sektora transportu autobusowego przy ocenie zużycia paliwa. Procedura testowa SORT umożliwia ocenę nie tylko silnika, ale konstrukcji całego autobusu [13, 139]. Profil prędkości dla cyklu SORT2 zawarto na rysunku 7.5.

Czas trwania testu SORT2 wynosi 189 sekund. Test składa się z trzech etapów. Każdy z nich różni się osiąganą prędkością maksymalną, która wynosi kolejno 20, 40 i 50 km/h



**Rys. 7.5. Profil prędkość pojazdu cyklu jezdny SORT2**

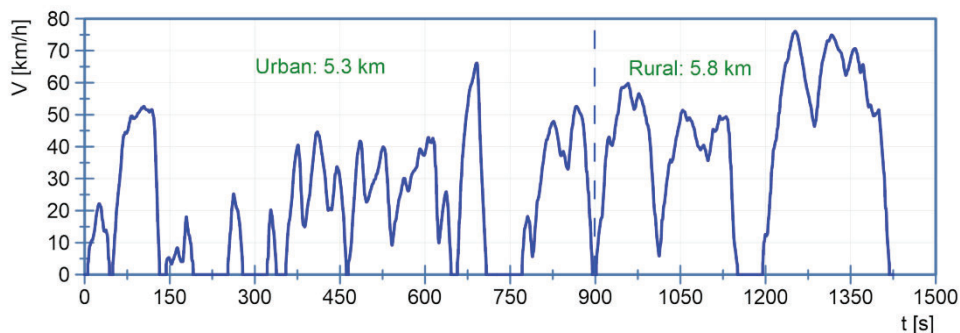
Podstawowe wartości charakterystyczne dla tego testu to:

- dystans: 0,92 km,
- udział czasu pracy na biegu jałowym: 34,5%,
- prędkość średnia: 17,9 km/h,
- prędkość maksymalna: 50 km/h,
- przyspieszenie maksymalne: 1,03 m/s<sup>2</sup>.

#### **7.2.3.2. Cykl jezdny WHVC**

Międzynarodowy zharmonizowany cykl pojazdu WHVC to test hamowniany opracowany w oparciu o pewien zestaw danych wykorzystywanych do rozwoju międzynarodowego zharmonizowanego cyklu niestacjonarnego WHTC. Test WHVC jest cyklem stosowanym dla pojazdów ciężkich (HDV) i opiera się na emisyjnym, silnikowym, zharmonizowanym cyklu badawczym realizowanym na hamowni silnikowej WHTC. Został zawarty w przepisach wydanych przez Europejską Komisję Gospodarczą Organizacji Narodów Zjednoczonych [140, 141]. Test jezdny WHVC jest syntezą występujących w warunkach drogowych prędkości pojazdu i składa się z trzech etapów: miejskiego (*Urban*), pozamiejskiego (*Rural*) oraz autostradowego (*Motorway*). Stosowany jest podczas realizacji badań pojazdowych oraz podczas modelowania [40, 142].

Wyniki z cyklu jezdny WHVC mogą być wykorzystywane w celach badawczych do porównywania poszczególnych poziomów emisji składników toksycznych spalin oraz zużycia paliwa [143, 144, 145]. Wartość emisji prezentowana jest w jednostce g/km, ale może być przeliczana z g/km na g/kWh, w oparciu o szacunkową pracę wykonaną podczas cyklu testowego. Prędkość pojazdu w zrealizowanym cyklu jezdny WHVC pokazano na rysunku 7.6.



Rys. 7.6. Profil prędkości pojazdu cyklu jezdnego WHVC

Czas całego testu WHVC wynosi 1800 sekund. Test składa się z trzech etapów reprezentujących jazdę po terenach miejskich, pozamiejskich i autostradach:

- I etap – 900 sekund – reprezentuje jazdę miejską ze średnią prędkością 21,3 km/h przy maksymalnej prędkości 66,2 km/h. Etap ten obejmuje częste ruszanie, zatrzymywanie się i jazdę na biegu jałowym.
- II etap – 481 sekund – reprezentuje jazdę po terenie pozamiejskim ze średnią prędkością 43,6 km/h przy maksymalnej prędkości 75,9 km/h.

Średnia prędkość etapu I i II wynosi 29 km/h.

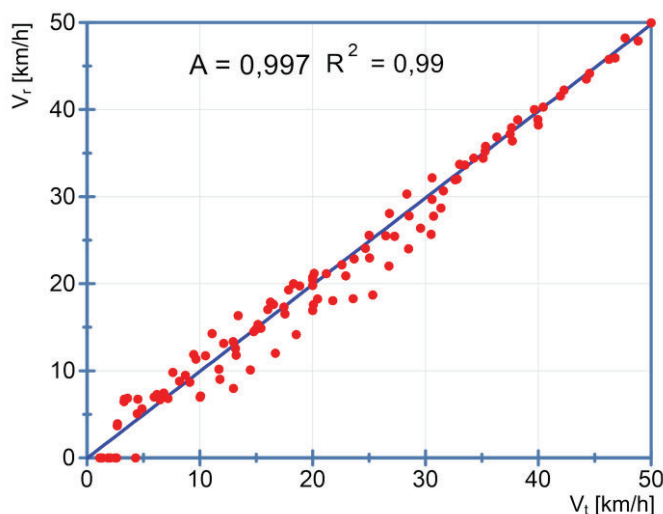
- III etap – 419 sekund – reprezentuje jazdę po autostradzie ze średnią prędkością 76,7 km/h przy maksymalnej prędkości 87,8 km/h.

Przedstawiony na rysunku 7.6 profil prędkości nie obejmuje testu pozamiejskiego z uwagi na fakt, że nie został on zrealizowany podczas badań. Zrealizowano etapy I i II, o nazwach *Urban* i *Rural* oraz część etapu III. Wynika to z faktu, że etap III cyklu jezdnego WHVC zawiera prędkości, które nie występują podczas eksploatacji autobusu miejskiego.

#### 7.2.4. Wyniki badań uzyskane podczas cyklu jezdnego SORT2

Na rysunkach 7.8–7.10 zaprezentowano wyniki pomiarów uzyskanych podczas realizacji cyklu SORT2. Przebieg poszczególnych, zmierzonych wartości przedstawiono w funkcji czasu. W każdym przypadku był to jeden cykl SORT2. Są to przebiegi czasowe uzyskane dla kolejnych wartości obciążeń alternatorów 430, 1 650 i 2 800 W. Wykresy zawierają następujące wielkości:

- prędkość pojazdu –  $V$  [km/h],
- moc na kołach –  $P_k$  [kW],
- natężenie prądu –  $I$  [A],
- napięcie –  $U$  [V],
- zużycie paliwa –  $G_e$  [dm<sup>3</sup>/h],
- położenie dźwigni przyspiesznika –  $APP$  [%].



**Rys. 7.7. Prędkość zmierzona  $V_r$  pojazdu w funkcji prędkości założonej  $V_t$  oraz linia regresji dla cyklu jezdnego SORT2**

Wartość chwilowej prędkości pojazdu  $V$  odpowiadała założonemu profilowi z dokładnością do 1,5 km/h. Dodatkowo opracowano regresję stanowiącą zestawienie prędkości założonej  $V_t$  z uzyskaną  $V_r$ . Odwzorowanie prędkości podczas testu zweryfikowano poprzez wykonanie analizy regresji. Uzyskane wartości współczynnika determinacji 0,99 oraz współczynnika kierunkowego prostej 1,01 zawierają się w dopuszczalnym przedziale. Potwierdza to prawidłowość wykonania testu jezdnego, zgodnie z metodologią weryfikacji przedstawioną w pracy [125]. Współczynnik kierunkowy linii regresji  $a$  powinien zawierać się w przedziale od 0,95 do 1,03, natomiast współczynnik determinacji  $R^2$  powinien być większy lub równy 0,99.

Moc  $P_k$ , którą zarejestrowano podczas realizacji badań, zawierała się w przedziale od 0 do około 32 kW. Pierwszy etap testu skutkował maksymalną wartością wynoszącą 18 kW, drugi 25 kW, natomiast trzeci 32 kW. Można zauważyć dla wszystkich powyższych przypadków, że podczas hamowania silnikiem wartość mocy  $P_k$  była mniejsza od zera. Świadczy to o tym, że w takim stanie pracy następowało odzyskiwanie energii zgromadzonej w masach wirujących zespołu napędowego oraz masie rolek hamowni. Potwierdza to również uzyskana w tym czasie zerowa wartość zużycia paliwa  $G_e$ .

Wartości natężenia prądu  $I$  wynosiły kolejno: 15, 60 oraz 103 A. Otrzymane wartości były wynikiem działania urządzeń elektrycznych niezbędnych do prawidłowej pracy autobusu oraz dodatkowych obciążeń elektrycznych  $P_e$ . Moce elektryczne  $P_e$ , zgodnie z tabelą 7.2, wynosiły 430, 1 650 i 2 800 W. Podczas badań wartość mocy zmieniała się o około 0,5 A.

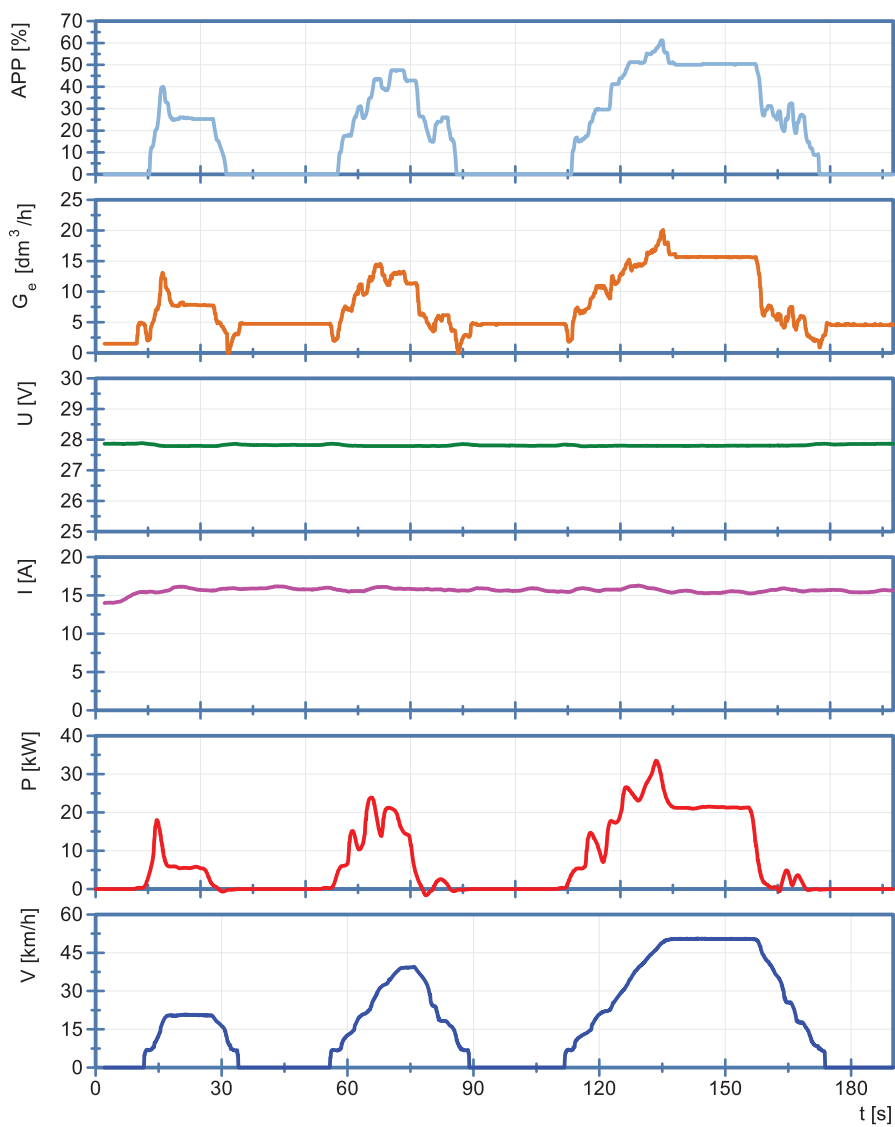


Średnia wartość napięcia  $U$  w instalacji elektrycznej nieznacznie różniła się dla kolejnych obciążeń elektrycznych  $P_e$  podczas trzech testów. Podczas pierwszego testu wynosiła 27,8 V ( $P_e = 430$  W), dla drugiego 27,7 V ( $P_e = 1\,650$  W) oraz 27,5 V ( $P_e = 2\,800$  W). W każdym przypadku regulatory napięcia zastosowane w alternatorach utrzymywały stabilne napięcie, dopuszczając do niewielkich odchyłek w zakresie  $\pm 0,18$  V.

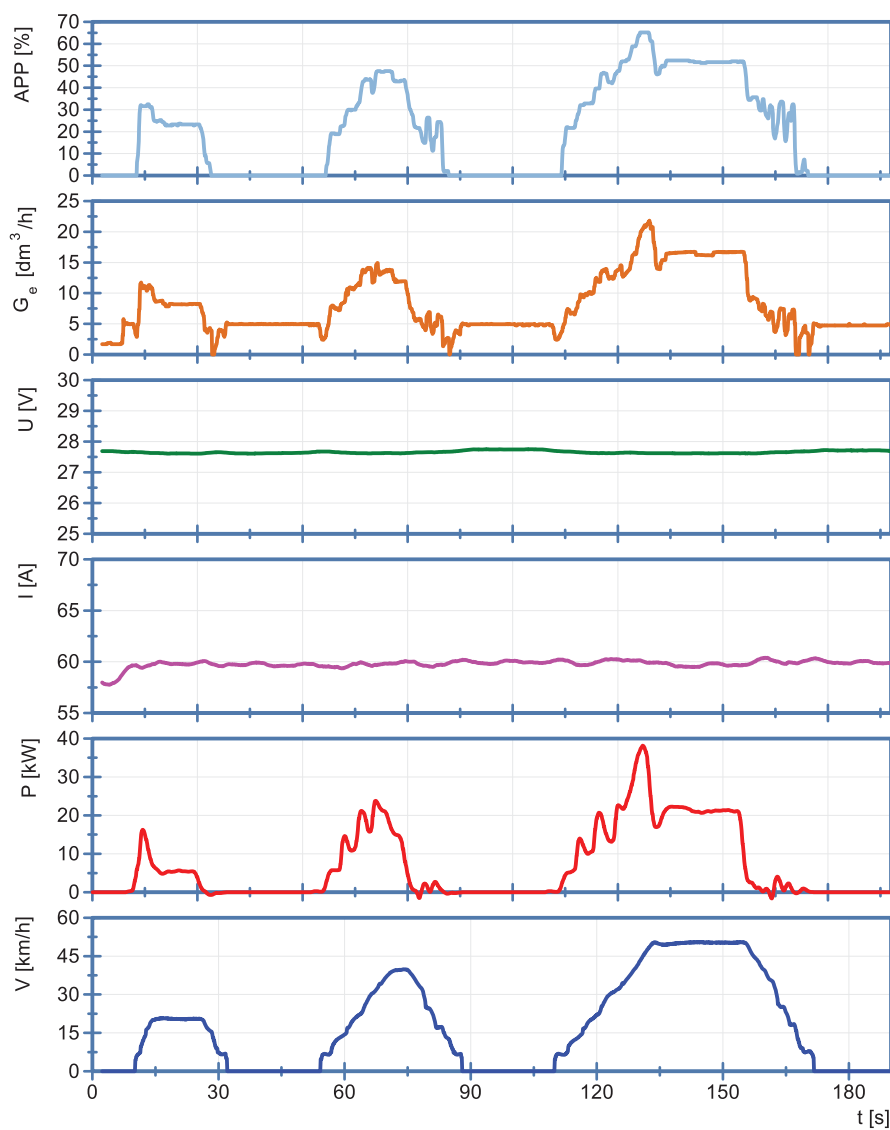
Zarejestrowane zużycie paliwa  $G_e$  zawierało się w zakresie od 0 do około 20 dm<sup>3</sup>/h. Dla pierwszego trapezu prędkości uzyskano wartość maksymalną równą około 13 dm<sup>3</sup>/h, drugiego 15 dm<sup>3</sup>/h, natomiast trzeciego 20 dm<sup>3</sup>/h. Podczas ostatnich faz ruchu opóźnionego każdego z trapezów profilu prędkości zarejestrowano zerowe zużycie paliwa  $G_e$  będące wynikiem procesu hamowania silnikiem.

Przedstawione na kolejnych trzech wykresach 7.8–7.10 położenia dźwigni przyspiesznika, oznaczone jako  $APP$ , wyrażone jako wartość procentowa, zmieniały się od 0 do 60%. Pierwszy etap przeprowadzonego cyklu jezdnygo SORT2 to maksymalnie 40%, drugi to maksymalnie 38%, natomiast trzeci 60%.

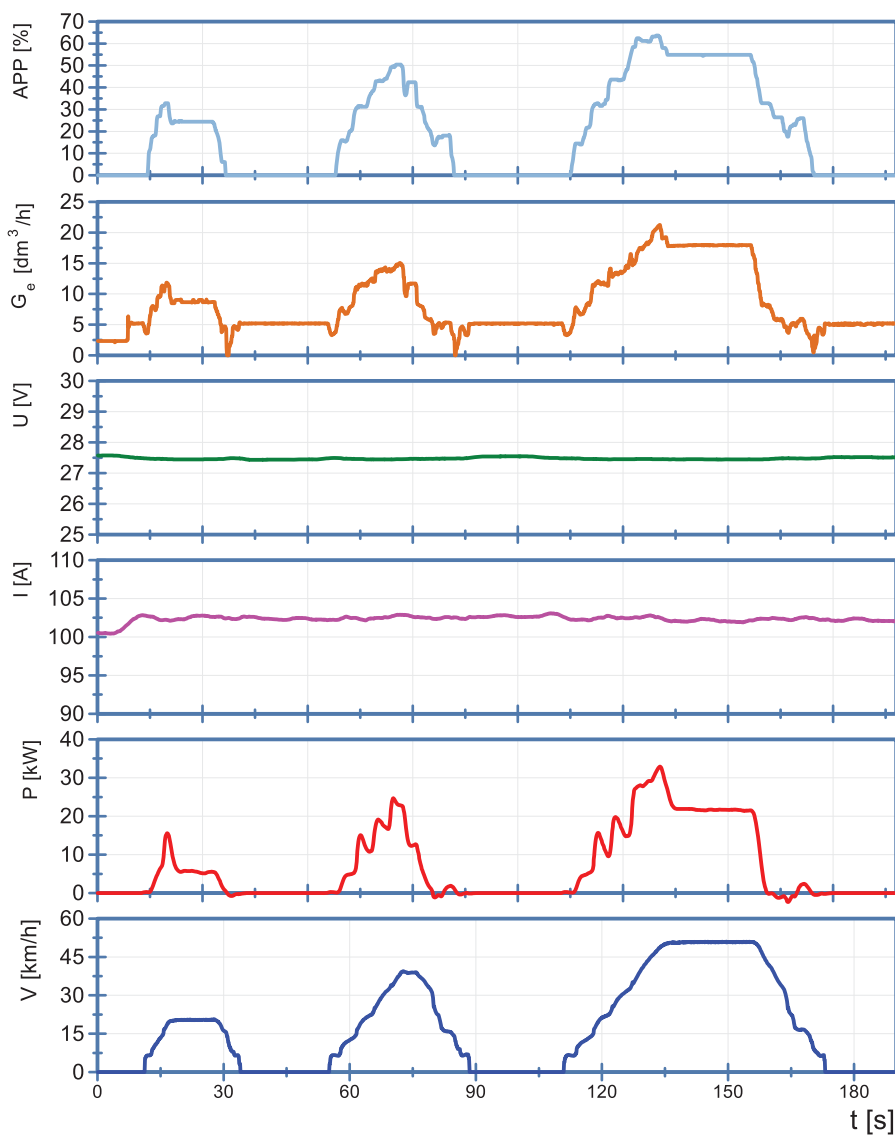




Rys. 7.8. Przebiegi czasowe zmierzonych wielkości dla mocy elektrycznej  $P_e = 430$  W w cyklu SORT2



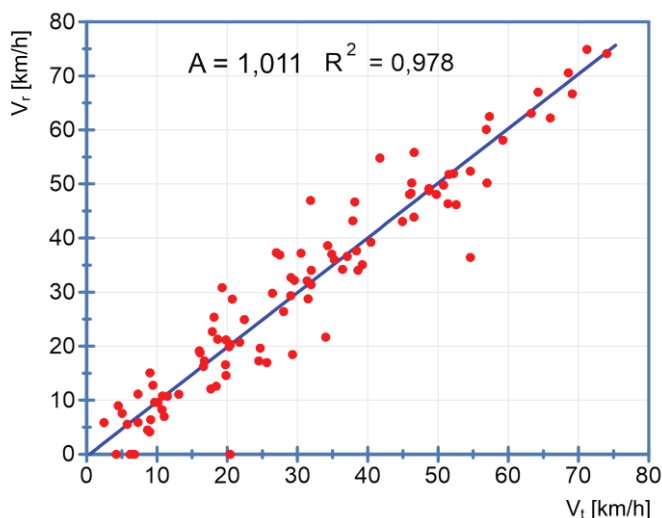
Rys. 7.9. Przebiegi czasowe zmierzonych wielkości dla mocy elektrycznej  $P_e = 1\,650\text{ W}$  w cyklu SORT2



Rys. 7.10. Przebiegi czasowe zmierzonych wielkości dla mocy elektrycznej  $P_e = 2\,800\text{ W}$  w cyklu SORT2

### 7.2.5. Wyniki badań z cyklu jezdnego WHVC

Na kolejnych stronach zawarto wyniki uzyskane podczas realizacji testów jezdnych WHVC. Testy wykonano w warunkach hamowni podwozowej, dla trzech wartości mocy elektrycznych generowanych przez alternatory  $P_e$ : 430, 1 650, 2 800 W. Ze względu na ograniczenie prędkości autobusu  $V$  podczas badań wykonano dwa pierwsze etapy testu: miejski i pozamiejski. Całkowity czas cyklu wynosił 1 425 sekund. Na wykresie 7.11 przedstawiono zarejestrowaną prędkość pojazdu podczas testu  $V_r$  w funkcji prędkości zadanej  $V_t$ . Odwzorowanie prędkości  $V_r$  podczas testu zweryfikowano poprzez wykonanie analizy regresji. Uzyskane wartości współczynnika determinacji 0,97 oraz współczynnika kierunkowego prostej 1,01 zawierają się w dopuszczalnych zakresach ustalonych w regulaminie [125]. Przyjęto te same oznaczenia mierzonych wielkości, jakie były w przypadku wyników z cyklu jezdnego SORT2. Wartość chwilowej prędkości pojazdu  $V$  odpowiadała założonemu profilowi z dokładnością do 1,5 km/h.

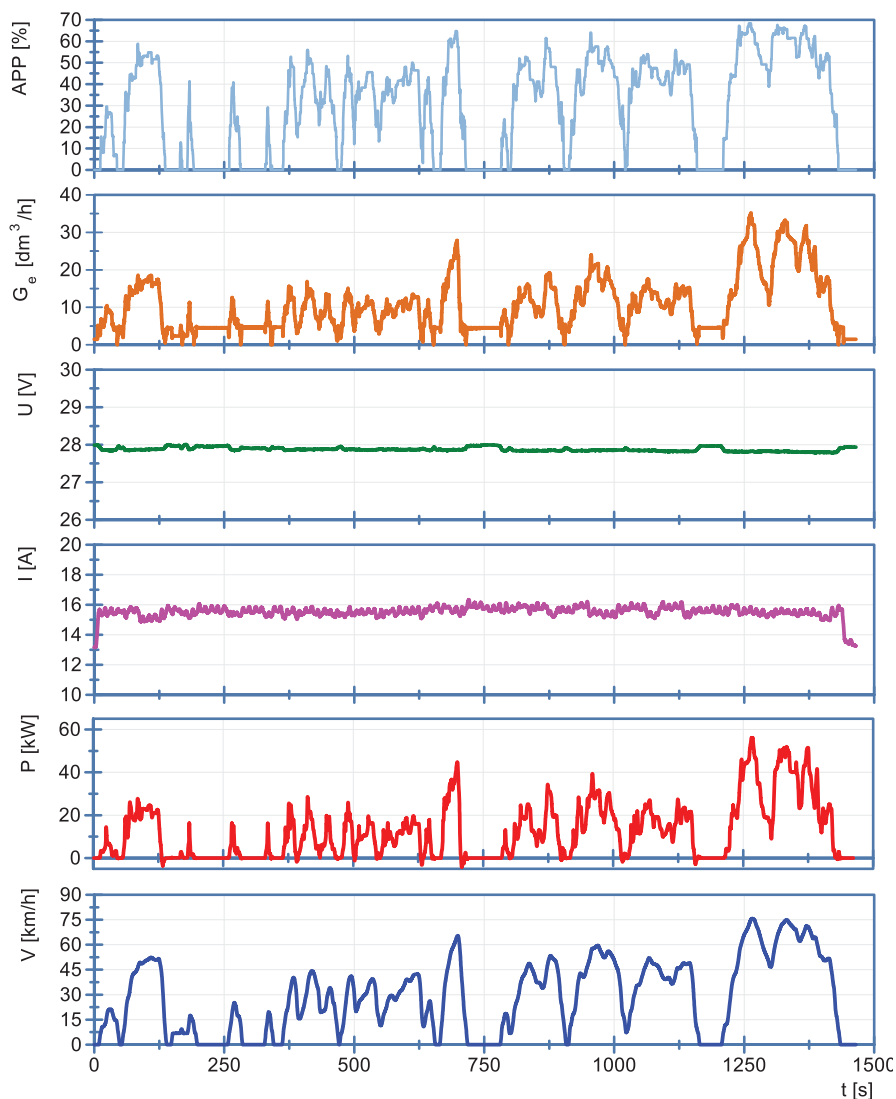


Rys. 7.11. Prędkość zmierzona pojazdu w funkcji prędkości założonej oraz linia regresji dla cyklu jezdnego WHVC

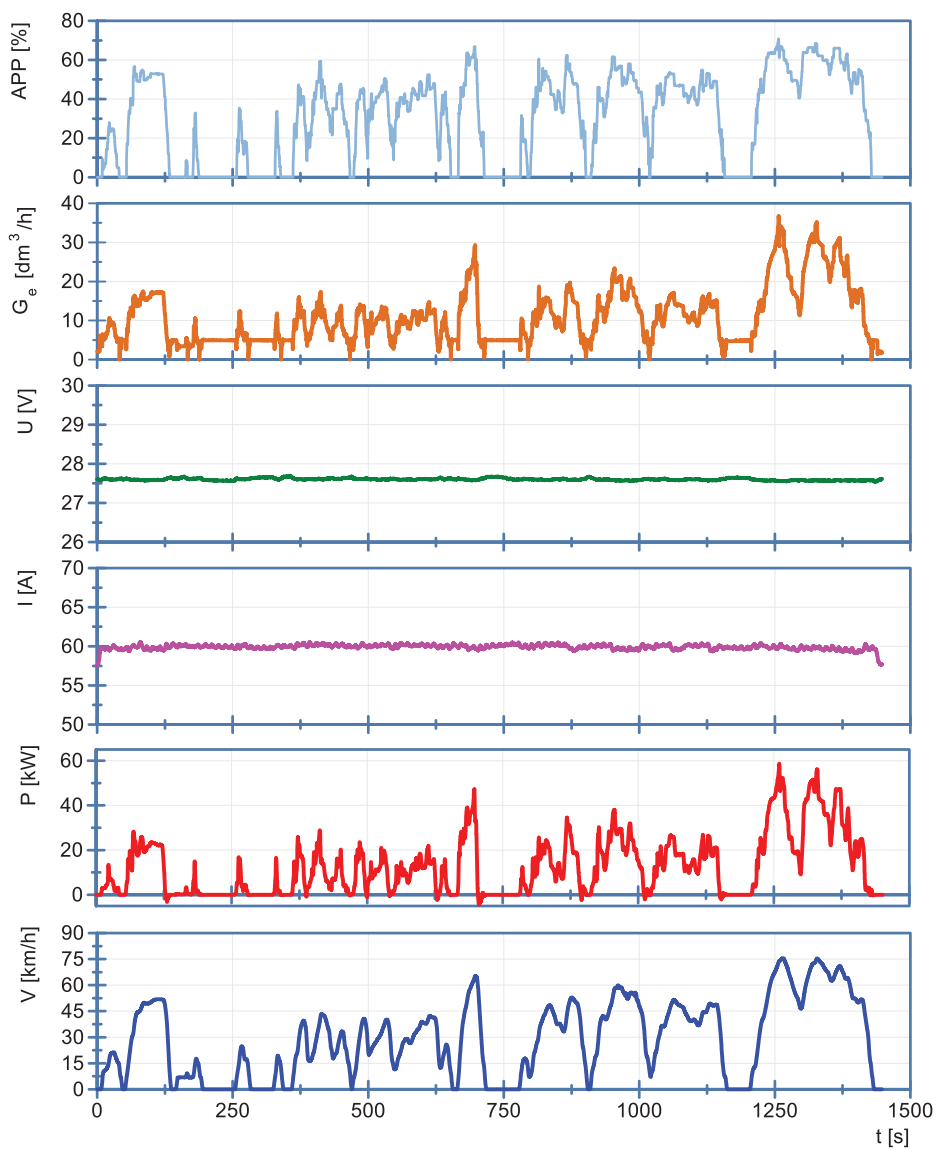
Podczas realizacji testów WHVC zarejestrowana moc mechaniczna  $P_k$  zawierała się w przedziale od -5 do 55 kW. Wartości poniżej zera występowały podczas ruchu opóźnionego, w momencie hamowania silnikiem, przy zużyciu paliwa  $G_e$  równym 0. Etapy cyklu I i II charakteryzowały się maksymalnymi mocami  $P_k$  na poziomie 40 kW. Etap III, podczas którego występowały maksymalne prędkości wynoszące do 70 km/h, to około  $P_k = 68$  kW.

W przypadku natężenia prądu  $I$  oraz napięcia w instalacji elektrycznej  $U$  wyniki były zbliżone do tych podczas testu SORT2. Było to kolejno 15, 60 oraz 103 A. Średnia wartość napięcia wynosiła około 27,8 V.

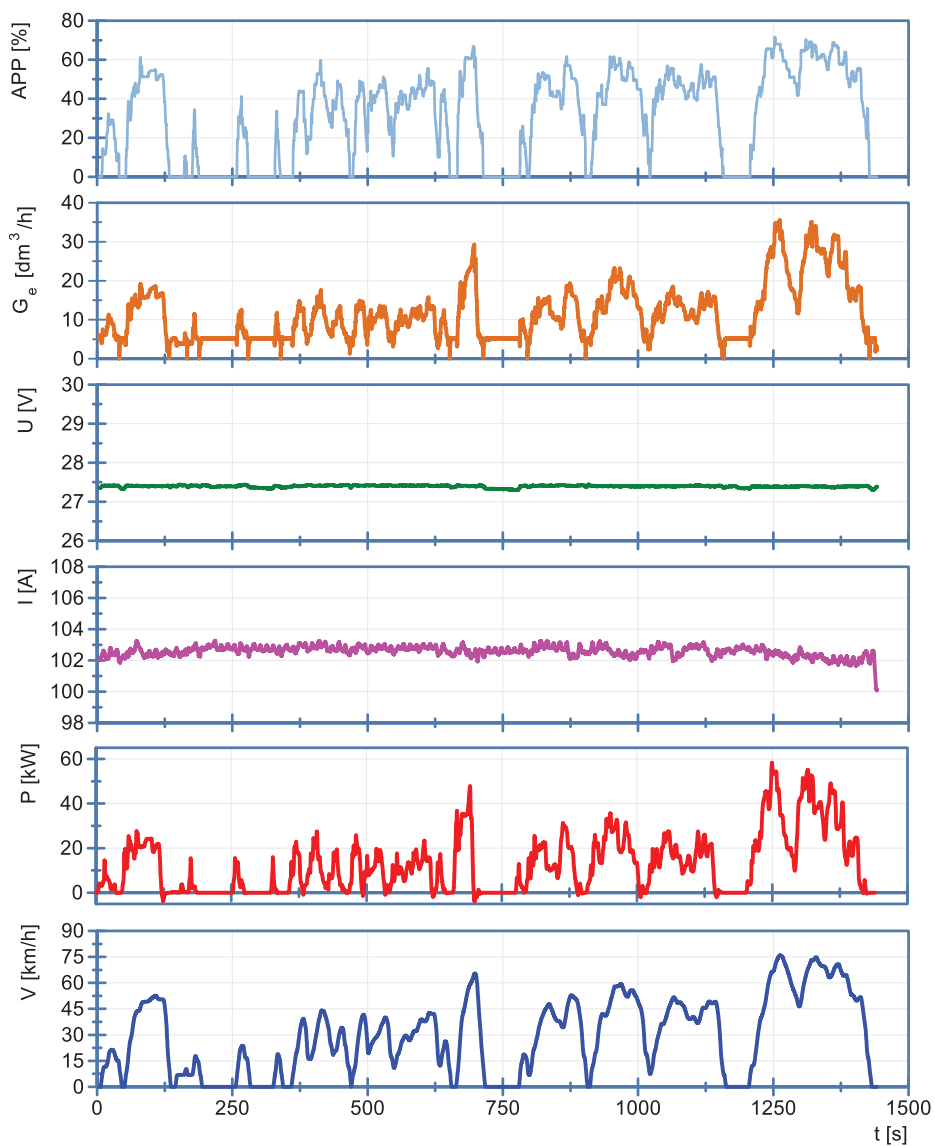
Odnosząc się natomiast do wartości zużycia paliwa  $G_e$  to pierwszy i drugi etap charakteryzował się wartościami nieprzekraczającymi 30 dm<sup>3</sup>/h. Podczas realizacji trzeciego etapu jezdnego zużycie paliwa  $G_e$  zwiększyło się do 35 dm<sup>3</sup>/h. Zmiany położenia dźwigni przyspiesznika  $APP$  zawierały się w przedziale od 0 do 70%.



Rys. 7.12. Przebiegi czasowe zmierzonych wielkości dla mocy elektrycznej  $P_e = 430$  W w cyklu WHVC



Rys. 7.13. Przebiegi czasowe zmierzonych wielkości dla mocy elektrycznej  $P_e = 1\ 650\ \text{W}$  w cyklu WHVC



**Rys. 7.14. Przebiegi czasowe zmierzonych wielkości dla mocy elektrycznej  $P_e = 2\,800\text{ W}$  w cyklu WHVC**

## 7.2.6. Analiza wyników badań z cykli SORT 2 i WHVC

### 7.2.6.1. Analiza wpływu dodatkowego obciążenia elektrycznego $P_e$ na zużycie paliwa $G_e$

Analizę przeprowadzono dla wyników badań otrzymanych podczas realizacji cykli jezdnych. Pierwszym etapem było obliczenie wartości średnich z trzech powtórzeń cykli.

Chwilową moc elektryczną  $P_e$  wyznaczono jako iloczyn natężenia prądu  $I$  i napięcia  $U$  w instalacji elektrycznej autobusu:

$$P_e(t) = U(t) \cdot I(t) \quad (7.1)$$

Energię elektryczną  $E_e$  wyprodukowaną przez alternatory obliczono jako całkę oznaczoną z mocy chwilowej  $P_e$ , przy czym granice całkowania są następujące:  $t_1$  równe 0 i  $t_2$  odpowiadające czasowi danego cyklu jezdny. W celu uzyskania energii  $E_e$  wyrażonej w kWh wynik podzielono przez 3600.

$$E_e = \frac{1}{3600} \int_{t_1}^{t_2} P_e(t) \quad (7.2)$$

Na podstawie zarejestrowanego godzinowego zużycia  $G_e$  paliwa obliczono całkowitą objętość paliwa  $G_c$  zużytego podczas testów. W badanym przedziale czasu obliczono całkę oznaczoną z godzinowego zużycia paliwa, przy czym granice całkowania były takie, jak w przypadku obliczania energii elektrycznej:

$$G_c = \frac{1}{3600} \int_{t_1}^{t_2} G_e(t) \quad (7.3)$$

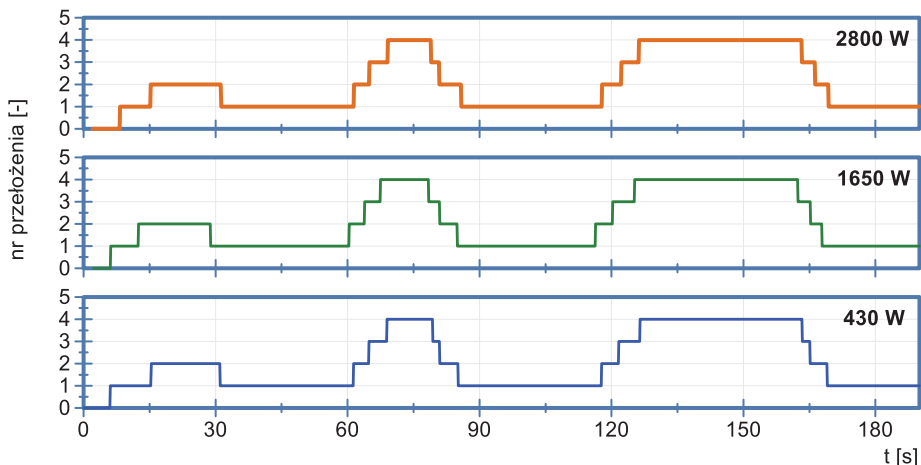
Energię zawartą w paliwie  $E_f$  obliczono korzystając ze wzoru 7.4, uwzględniając gęstość paliwa  $\rho = 0,82 \text{ kg/dm}^3$  oraz wartość opałową  $W_o = 42 \text{ MJ/kg} = 11,94 \text{ kWh/kg}$ .

$$E_f = G_c \cdot \rho \cdot W_o \quad (7.4)$$

Pierwszym etapem analizy wyników otrzymanych podczas realizacji testów SORT2 i WHVC było przeprowadzenie obliczeń, które dotyczyły wpływu generowania dodatkowej mocy elektrycznej  $P_e$  na zmianę obciążenia silnika. Jako parametr odpowiadający obciążeniu silnika wybrano godzinowe zużycie paliwa  $G_e$ , które zostało przedstawione na wykresach 7.8–7.10 (cykl SORT2) oraz 7.12–7.14 (cykl WHVC). Parametr ten został przedstawiony w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika  $n$ . Uzyskanie wymaganej prędkości pojazdu  $V$  było bezpośrednio związane z prędkością obrotową silnika  $n$ . Założenie wynika również z faktu, że w każdym z trzech przypadków poszczególne numery przełożeń skrzyni biegów  $i$  w każdym wariancie mocy elektrycznej  $P_e$ , występowały w tym samym czasie.



Na rysunku 7.15 przedstawiono w funkcji czasu numery przełożeń skrzyni biegów dla trzech wariantów mocy elektrycznej  $P_{e1,2,3}$ . Można na tej podstawie wnioskować, że generowana dodatkowa moc elektryczna  $P_e$  nie wpłynęła na zmianę procesu sterowania automatycznej skrzyni biegów.

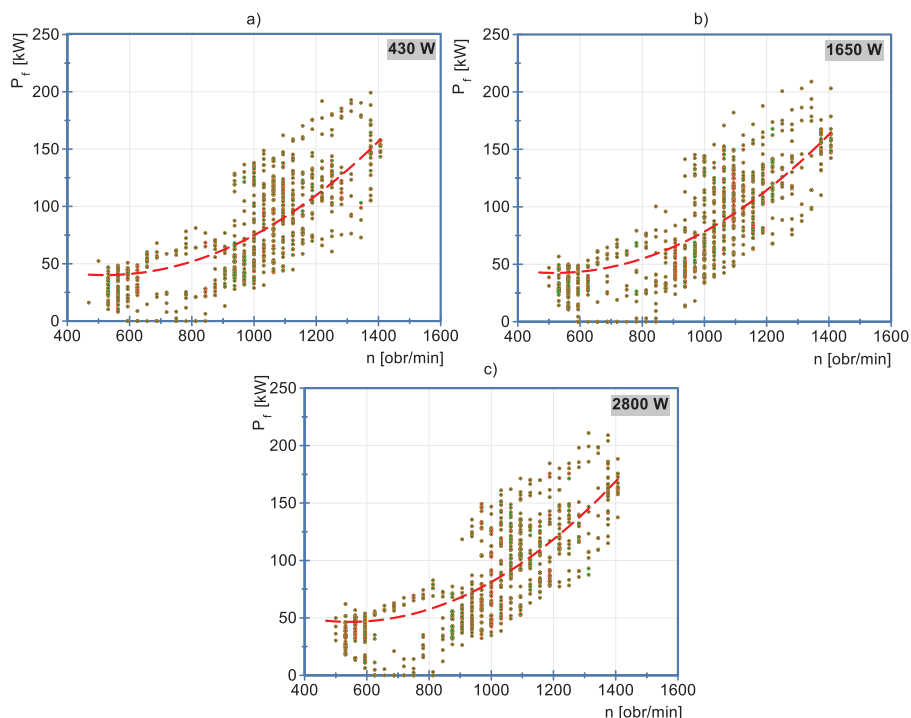


**Rys. 7.15. Przebiegi czasowe przełożeń skrzyni biegów uzyskane podczas cyklu jezdnego SORT2, dla obciążenia elektrycznego  $P_e$**

W związku z powyższym przeprowadzono analizę polegającą na porównaniu mocy zawartej w paliwie  $P_f$  dostarczanej do silnika, w każdym przypadku uzyskiwanej mocy elektrycznej  $P_e$ . Przyjęto, że z uwagi na taki sam profil prędkości w każdym przypadku, moc doprowadzona do kół pojazdu  $P_k$  była tej samej wartości. Występująca zwiększona moc zawarta w paliwie  $P_f$  przeznaczona była na produkcję energii elektrycznej  $E_f$ . Moc paliwa wyznaczono ze wzoru 2.3.

Na wykresie 7.16 przedstawiono moc zawartą w paliwie  $P_f$  dostarczaną do silnika w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  dla kolejnych mocy elektrycznych  $P_e$ . Maksymalna wartość mocy zawartej w paliwie  $P_f$  osiąga 200 kW. W zakresie prędkości obrotowych wału korbowego silnika  $n$  od 500 do 900 obr/min wartości  $P_f$  wynosiły od 0 do 75 kW. W przypadku prędkości od 900 do 1 400 obr/min, zakres zmian mocy wtryskiwanego paliwa  $P_f$  wynosił około od 50 do 200 kW. Można to stwierdzić dla wszystkich trzech wariantów mocy elektrycznej  $P_{e1,2,3}$ .

Dla każdego przypadku obciążenia elektrycznego  $P_e$  (430, 1 650 i 2 800 W) przeprowadzono aproksymację wielomianem drugiego stopnia  $ax^2+bx+c$ . Współczynniki  $a$ ,  $b$  i  $c$  oraz determinacji  $R^2$  zestawiono w tabeli 7.3.



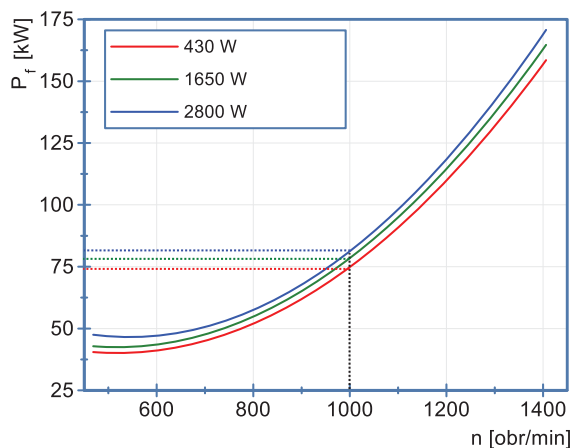
Rys. 7.16. Zależność mocy paliwa  $P_f$  dostarczanej do silnika w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  dla trzech wartości wygenerowanej mocy elektrycznej  $P_e$ , uzyskanych podczas testu SORT2: a)  $P_{e1} = 430$  W, b)  $P_{e2} = 1\,650$  W, c)  $P_{e3} = 2\,800$  W

Tab. 7.3. Parametry funkcji  $P_f(n)$ , uzyskane dla cyklu jednego SORT2

| Moc elektryczna [W] | $a$<br>[ $\frac{1}{W}$ ] | $b$<br>[-] | $c$<br>[W] | $R^2$ |
|---------------------|--------------------------|------------|------------|-------|
| 430                 | 1,51E-04                 | 0,157      | 80,80      | 0,78  |
| 1650                | 1,55E-04                 | 0,160      | 83,87      | 0,79  |
| 2800                | 1,67E-04                 | 0,182      | 96,07      | 0,79  |

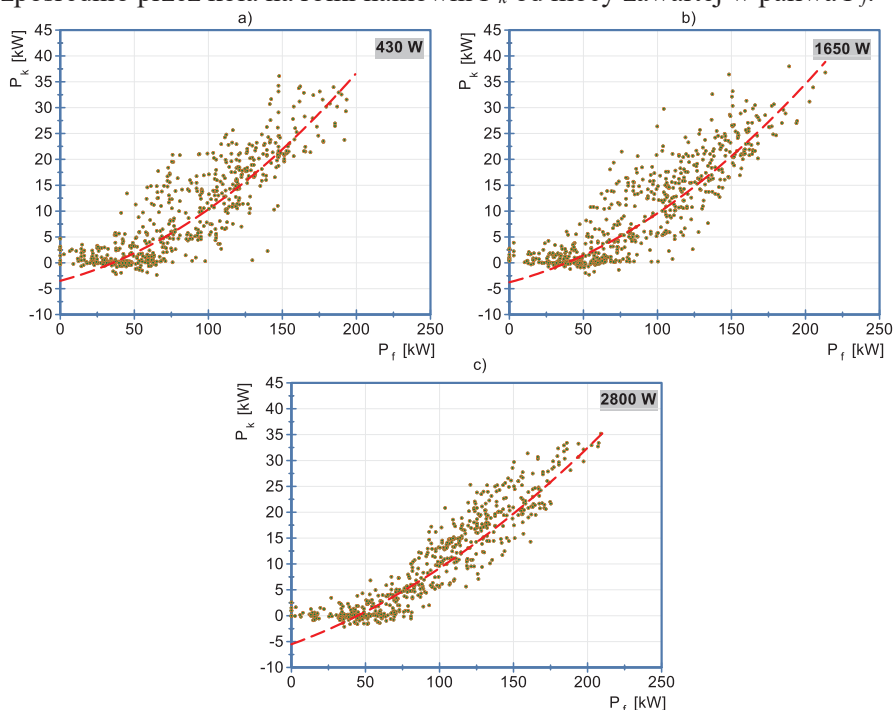
Rysunek 7.17 zawiera zestawienie uzyskanych wielomianów. Przedstawione przebiegi różnią się od siebie poziomem, co potwierdzają uzyskane wartości wyrazu wolnego  $c$  (tabela 7.3). Kształt krzywych jest zbliżony w każdym z trzech wariantów. Uzyskanie danej wartości prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  równej np. 1 000 obr/min wymaga różnej ilości paliwa  $G_e$ , w zależności od mocy elektrycznej  $P_e$  generowanej przez alternatory. Widoczna jest jednoznaczna zależność pomiędzy mocą zawartą w paliwie  $P_f$  a mocą elektryczną  $P_e$ .

Potwierdza to, że zmiana mocy elektrycznej  $P_e$  wpływa na zwiększenie mocy dostarczanej do silnika w paliwie  $P_f$  w całym zakresie pracy występującym podczas jazdy zgodnie z profilem prędkości cyklu jezdnego SORT2.



**Rys. 7.17. Aproxymowana zależność mocy zawartej w paliwie  $P_f$  w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  dla trzech wariantów  $P_e$  dla cyklu SORT2**

Podobną analizę przeprowadzono dla zależności mocy przenoszonej bezpośrednio przez koła na rolki hamowni  $P_k$  od mocy zawartej w paliwie  $P_f$ .



**Rys. 7.18. Zależności mocy na kołach  $P_k$  w funkcji mocy paliwa  $P_f$  dla trzech wariantów obciążenia elektrycznego  $P_e$ , uzyskanych podczas testu SORT2:**  
a)  $P_{e1} = 430$  W, b)  $P_{e2} = 1\,650$  W, c)  $P_{e3} = 2\,800$  W

Jak już wspomniano, moc na kołach  $P_k$  jest bezpośrednio związana z prędkością pojazdu  $V$ , która była zdefiniowana profilem cyklu SORT2. Moc doprowadzoną do kół można zapisać jako iloczyn siły napędowej  $N$  i prędkości kątowej koła  $\omega_k$ . Prędkość obwodowa koła  $V$  jest iloczynem prędkości obrotowej  $\omega$  oraz promienia dynamicznego  $r_d$ , który jest wynikiem poślizgu.

$$P_k = N \cdot V_o = N \cdot \omega_k \cdot r_d \quad (7.5)$$

W każdym przypadku maksymalne wartości mocy na kołach  $P_k$  zawierały się w przedziale od 35 do 40 kW. Wartości mocy  $P_k$  poniżej zera występują podczas hamowania silnikiem, czyli w czasie, kiedy energia była pobierana od mas wirujących zespołu napędowego autobusu oraz od rolek hamowni podwoziowej. Przedstawione wartości są wynikami uzyskanymi dla różnych stanów pracy tj. przyspieszanie, hamowanie czy jazda ze stałą prędkością. Dlatego też dla jednej wartości mocy paliwa  $P_f$  występuje zbiór wartości mocy na kołach  $P_k$  wynikających z różnych prędkości pojazdu  $V$  lub prędkości obwodowej koła. Przeprowadzona aproksymacja stanowi uśrednienie poszczególnych stanów pracy silnika.

Na każdym z wykresów na rysunku 7.18 zawarto wynik aproksymacji zależności  $P(P_f)$  wielomianem drugiego stopnia w postaci czerwonej, przerywanej linii. Współczynniki funkcji aproksymacji zawarto w tabeli 7.4. W tym przypadku, porównując do parametrów funkcji  $P_f(n)$ , występują różnice nie tylko w przesunięciu wysokości krzywych (wartość współczynnika  $c$ ), ale również w kształcie krzywych (wartości parametru  $a$ ).

**Tab. 7.4. Parametry funkcji  $P(P_f)$ , test SORT2**

| Moc elektryczna [W] | $a$      | $b$    | $c$   | $R^2$ | $x_0$ [kW] |
|---------------------|----------|--------|-------|-------|------------|
| <b>430</b>          | 6,28E-04 | 0,0754 | -3,47 | 0,86  | 35,52      |
| <b>1650</b>         | 5,84E-04 | 0,0750 | -3,76 | 0,87  | 38,56      |
| <b>2800</b>         | 4,29E-04 | 0,1040 | -5,52 | 0,79  | 44,80      |

W celu porównania wyników analizy wszystkich trzech funkcji  $P_k(P_f)$  zestawiono je na wykresie 7.19.

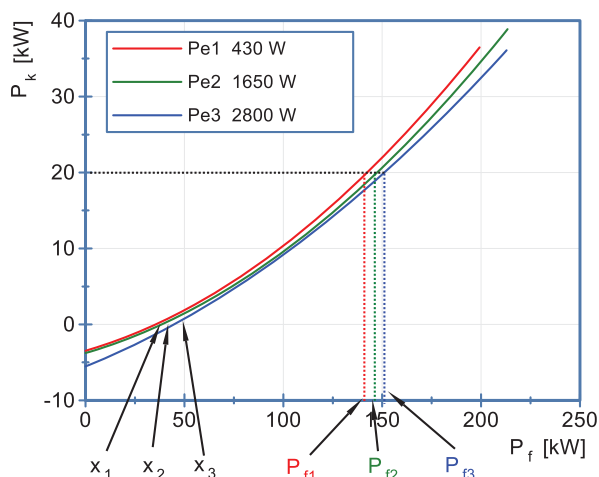
Można zauważyć, że w całym analizowanym zakresie otrzymujemy najmniejsze wartości  $P_f$  na 430 W, zwiększone dla 1 650 W oraz największe dla 2 800 W. Zależności te można zapisać następująco:

$$P_{k1} = f(P_{f1}) \text{ dla } P_{e1} \quad (7.6)$$

$$P_{k2} = f(P_{f2}) \text{ dla } P_{e2} \quad (7.7)$$

$$P_{k3} = f(P_{f3}) \text{ dla } P_{e3} \quad (7.8)$$

$$P_{f1} < P_{f2} < P_{f3} \quad (7.9)$$

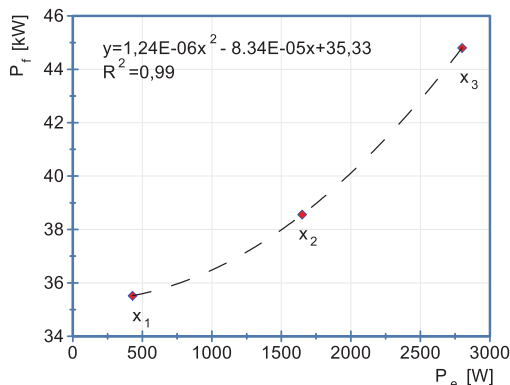


**Rys. 7.19. Zależności wynikowej mocy na kołach  $P_k$  jako funkcji mocy paliwa  $P_f$  dostarczanego do silnika dla trzech wariantów obciążenia elektrycznego, test SORT2**

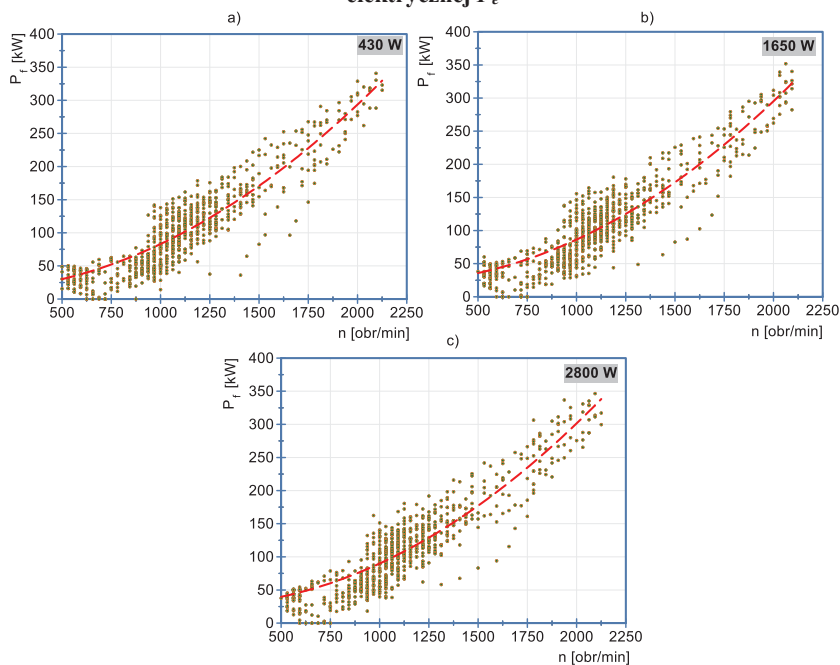
Różnice te jednak nie są takie same dla całego zakresu mocy zawartej w paliwie  $P_f$ . Największy wpływ dodatkowej mocy elektrycznej można stwierdzić dla maksymalnej mocy  $P_e$  występującej podczas testu SORT2. Najmniejsze różnice w wartości wynikające ze zmian obciążenia można zaobserwować dla zakresu  $P_f$  od 50 do 100 kW. Charakterystyczne jest, że dla średniej i maksymalnej wartości  $P_e$  przy najniższych  $P_f$  nie zaobserwowano różnic. Można na podstawie tych przebiegów wnioskować, że dodatkowe obciążenie w mocy elektrycznej  $P_e$  wpływa na sprawność przetwarzania energii, zależnie od podawanego do silnika paliwa  $P_f$ . W tabeli 7.4 zawarto wyznaczone miejsca zerowe  $x_0$  opracowanych funkcji. Uzyskane wartości odpowiadają mocy zawartej w paliwie  $P_f$  niezbędnej do pokonania oporów mechanicznych  $P_T$  wynikających ze zwiększonej mocy elektrycznej  $P_e$ .

Na rysunku 7.20 przedstawiono zależność mocy paliwa  $P_f$  od mocy elektrycznej  $P_e$ . Zależność tę opisano wielomianem drugiego stopnia z współczynnikiem determinacji  $R_2 = 0,99$ . Wynika z niej, że moc  $P_e$  wpływa nieliniowo na moc zawartą w paliwie  $P_f$ , niezbędną do napędu alternatora. W warunkach biegu jałowego kształt krzywej zawartej na wykresie 7.20 świadczy o tym, że zwiększanie obciążenia elektrycznego  $P_e$  będzie zmniejszało całkowitą sprawność procesu konwersji energii zawartej w paliwie  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$ . Analogiczne obliczenia przeprowadzono dla wyników otrzymanych podczas realizacji testu jezdnego WHVC. Rysunek 7.21 przedstawia moce zawarte w paliwie  $P_f$  w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego  $n$ , dla trzech wartości  $P_e$  (430, 1 650 i 2 800 W). Zależności te również opisano wielomianem drugiego stopnia. Podobnie jak w przypadku wyników uzyskanych podczas realizacji testu SORT2 największy zakres zmian  $P_f$  występuje dla średnich wartości prędkości obrotowych  $n$  od 900 do 1 250 obr/min. Z uwagi na większe

wartości prędkości pojazdu  $V$  występujące podczas cyklu WHVC, zarejestrowano maksymalne wartości mocy zawartej w paliwie  $P_f$  wynoszące około 350 kW. Z tego samego powodu również prędkość obrotowa wału korbowego silnika  $n$  osiągała 2 100 obr/min.



**Rys. 7.20. Zależność wynikowego strumienia mocy paliwa  $P_f$  od wytworzonej mocy elektrycznej  $P_e$**

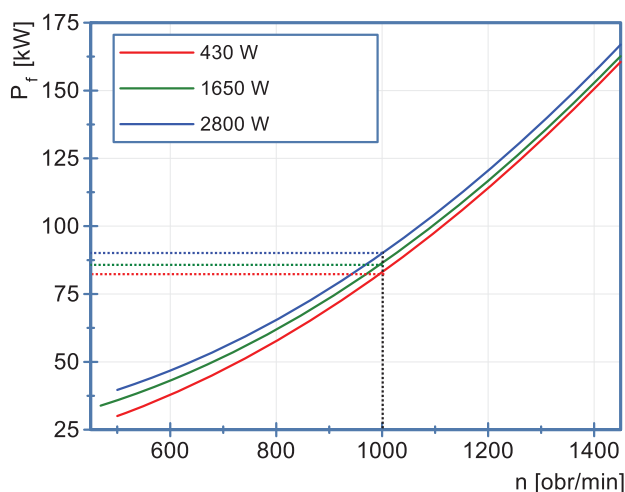


**Rys. 7.21. Zależności mocy zawartej w paliwie  $P_f$  w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  dla trzech wartości wygenerowanej mocy elektrycznej  $P_e$ , uzyskana podczas cyklu jezdnego WHVC: a)  $P_{e1} = 430$  W, b)  $P_{e2} = 1\ 650$  W, c)  $P_{e3} = 2\ 800$  W**

Wyniki w postaci współczynników funkcji opisującej zależność  $P_f(n)$  dla cyklu jezdny WHVC zawarto w tabeli 7.5. W przypadku tego testu można zauważyć, że kształt uzyskanych krzywych jest zbliżony dla kolejnych wartości  $P_e$ . Różnią się one natomiast poziomem, co potwierdzają wartości współczynnika  $c$  (tabela 7.5). Wynika z tego, że uzyskanie wymaganej prędkości obrotowej wału korbowego silnika  $n$ , wiązało się ze zwiększonym zużyciem paliwa  $P_f$ , wraz ze zwiększeniem obciążenia elektrycznego  $P_e$ . Różnice  $P_f$  są największe dla mniejszych wartości prędkości obrotowych i zmniejszają się wraz ze zwiększaniem  $n$  (rys. 7.22).

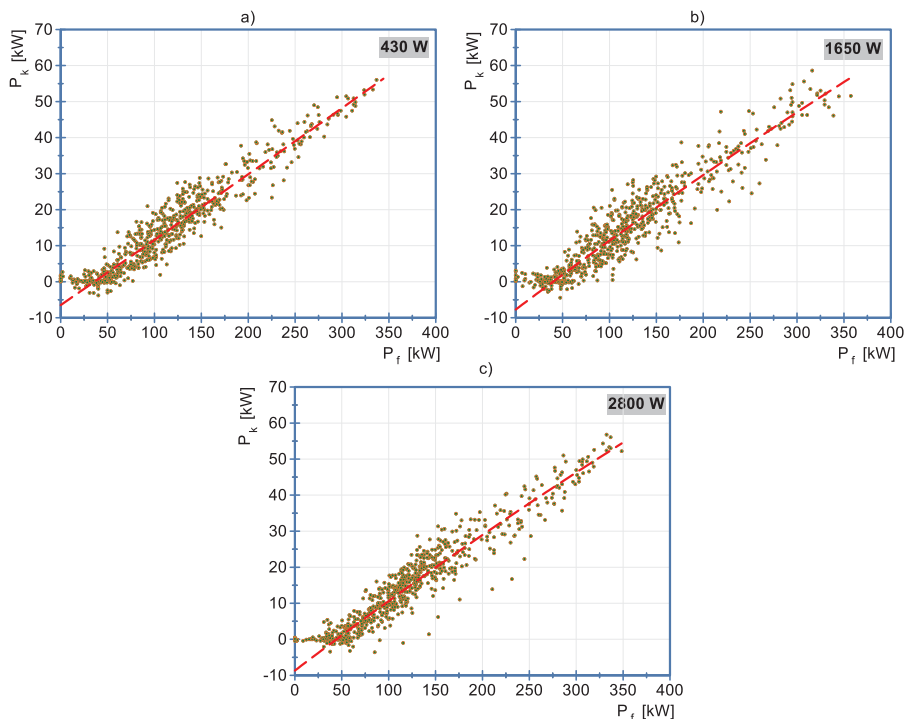
Tab. 7.5. Parametry funkcji  $P_f(n)$ , cykl jezdny WHVC

| Moc elektryczna [W] | $a$<br>[ $\frac{1}{W}$ ] | $b$<br>[-] | $c$<br>[W] | $R^2$ |
|---------------------|--------------------------|------------|------------|-------|
| 430                 | 6,96E-05                 | 1,64E-03   | 11,80      | 0,91  |
| 1650                | 7,18E-05                 | 6,59E-03   | 21,17      | 0,91  |
| 2800                | 7,39E-05                 | 0,0101     | 26,25      | 0,91  |



Rys. 7.22. Zależności mocy zawartej w paliwie  $P_f$  w funkcji prędkości obrotowej wału  $n$  korbowego  $n$  dla trzech wartości wygenerowanej mocy  $P_e$ , podczas cyklu WHVC

Na wykresie 7.23 przedstawiono zależności mocy uzyskiwanej na kołach pojazdu  $P_k$  w funkcji mocy zawartej w paliwie  $P_f$  dla testu WHVC. Maksymalna wartość mocy na kołach  $P_k$  wynosiła około 55 kW i była większa niż w przypadku testu SORT2. Wynika to z większych wartości prędkości pojazdu  $V$  w cyklu WHVC. Zarejestrowane wyniki badań charakteryzowały się mniejszym zakresem zmian dla poszczególnych wartości  $P_f$  niż podczas realizacji testu SORT2. Jest to efekt tego, że profil prędkości pojazdu  $V$  podczas cyklu WHVC charakteryzuje mniejszymi przyspieszeniami pojazdu  $a$ , zwłaszcza w początkowej fazie rozpędzania.



**Rys. 7.23. Zależności mocy na kołach  $P_k$  w funkcji mocy zawartej w paliwie  $P_f$  dla trzech wariantów obciążenia elektrycznego  $P_e$ , uzyskane podczas cyklu WHVC:**

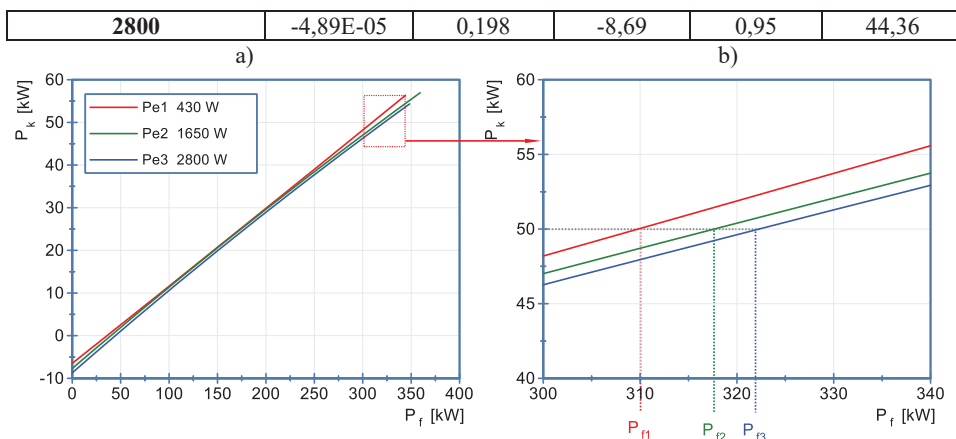
**a)  $P_{e1} = 430$  W, b)  $P_{e2} = 1\ 650$  W, c)  $P_{e3} = 2\ 800$  W**

Wyniki analizy w postaci aproksymacji wielomianem drugiego stopnia zostały zawarte w tabeli 7.6 oraz na rysunku 7.24. Ilość dostarczanej energii w paliwie  $P_f$  jest większa dla kolejnych wartości  $P_e$  (rys. 5.24a). Tak jak wykazano w przypadku testu SORT2, również w tym przypadku wpływ dodatkowego obciążenia elektrycznego  $P_e$  na  $P_f$  nie jest jednakowy w całym zakresie obciążeń (rys. 5.24b). Wynika z tego, że dla najmniejszych oraz największych obciążeń występuje największy przyrost  $P_f$ . Najmniejszy wpływ wykazano dla średniego zakresu obciążeń. Można na tej podstawie wnioskować, że w tym zakresie występowały optymalne sprawności, zarówno silnika jak i alternatorów. W ramach analizy obliczono miejsca zerowe  $x_0$  otrzymanych funkcji będące miejscem przecięcia się z osią OX (rys. 7.24a). Wartości zostały zawarte w tabeli 7.6.

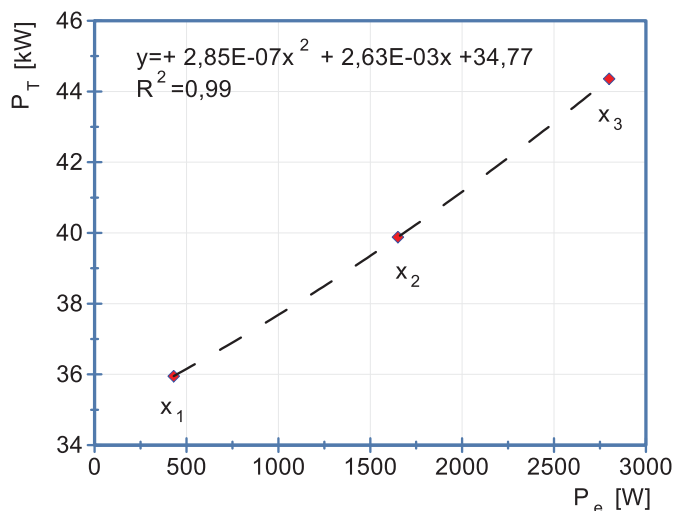
**Tab. 7.6. Parametry funkcji  $P(P_f)$ , test WHVC**

| Moc elektryczna [W] | $a$<br>[ $\frac{1}{W}$ ] | $b$<br>[-] | $c$<br>[W] | $R^2$ | $x_0$ [kW] |
|---------------------|--------------------------|------------|------------|-------|------------|
| <b>430</b>          | 7,10E-06                 | 0,180      | -6,48      | 0,95  | 35,95      |
| <b>1650</b>         | -4,18E-05                | 0,195      | -7,71      | 0,93  | 39,88      |





**Rys. 7.24. Zależność mocy na kołach  $P_k$  jako funkcja mocy zawartej w paliwie  $P_f$  dla trzech wariantów obciążenia elektrycznego  $P_e$ , cykl WHVC: a) cały zakres  $P_f$ , b) wybrany zakres  $P_f$**



**Rys. 7.25. Zależność mocy oporów  $P_T$  od mocy elektrycznej  $P_e$ , cykl jezdny WHVC**

Zgodnie z teorią dotyczącą krzywej Willansa, opisaną w rozdziale 5.1.1, przedział  $P_f$  od 0 do  $x_0$  informuje nas o tym, jakie są opory wewnętrzne silnika, w tym również moc przeznaczona na napęd alternatorów. Otrzymane wartości miejsc zerowych  $x_0$  są informacją w jaki sposób zwiększyło się obciążenie silnika na skutek zwiększenia  $P_e$  podczas pracy silnika na biegu jałowym. Uzyskane wartości  $P_f$ , wynoszące kolejno 35,95 kW, 39,88 kW i 44,36 kW zostały przedstawione w funkcji  $P_e$  na wykresie 7.25. W tych warunkach pracy silnika obciążenie elektryczne wpływa na zwiększenie mocy oporów  $P_T$ .

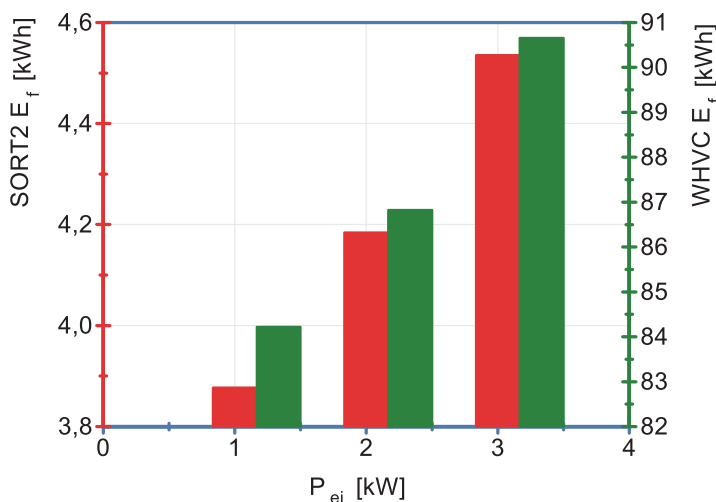
### 7.2.6.2. Analiza procesu konwersji energii w warunkach hamowni podwozowej

Poprowadzone obliczenia i analizy w poprzednim poddziale wykazały, w ujęciu jakościowym, wpływ dodatkowego obciążenia silnika w postaci mocy elektrycznej  $P_e$  na moc zawartą w spalonym przez silnik paliwie  $P_f$ . Kolejnym etapem prac było przeprowadzenie analizy dotyczącej sprawności procesu przetwarzania energii zawartej w paliwie  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$ . Założenie to umożliwia porównanie poszczególnych testów wykonanych przy różnych obciążeniach elektrycznych. Analizę przeprowadzono obliczając energię, korzystając z wzorów 7.2.

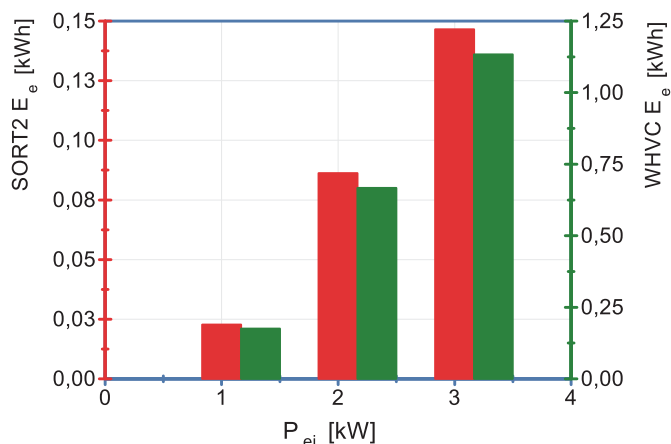
Jak opisano w planie tego eksperymentu, oba testy, SORT2 i WHVC, zostały przeprowadzone dla trzech różnych wartości obciążeń elektrycznych, które oznaczono następująco:  $P_{e1}$ ,  $P_{e2}$ ,  $P_{e3}$ . Podczas testów ilość energii elektrycznej wyniosła  $E_{e1}$ ,  $E_{e2}$ ,  $E_{e3}$ , natomiast zużycie energii zawartej w spalonym paliwie  $E_{f1}$ ,  $E_{f2}$ ,  $E_{f3}$ . W tabeli 7.7 oraz na rysunku 7.26. zawarto wyniki obliczeń dla wykonanych testów.

Tab. 7.7. Energia zawarta w spalonym paliwie oraz energia elektryczna

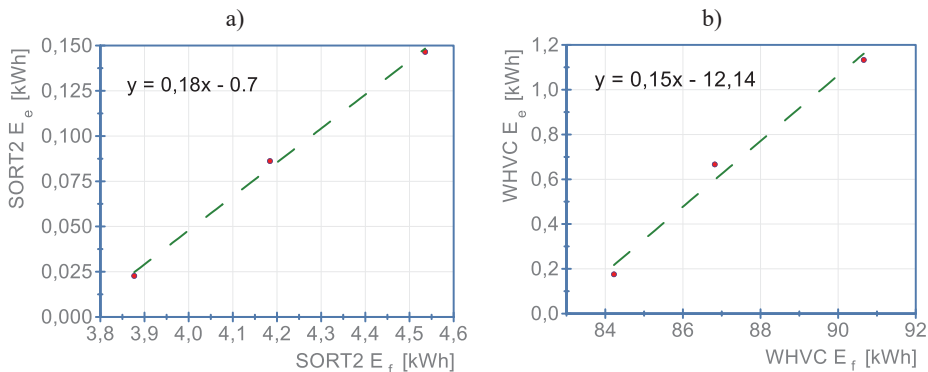
| $P_{ei}$ | SORT2       |             | WHVC        |             |
|----------|-------------|-------------|-------------|-------------|
|          | $E_f$ [kWh] | $E_e$ [kWh] | $E_f$ [kWh] | $E_e$ [kWh] |
| 1        | 3,877       | 0,023       | 84,220      | 0,176       |
| 2        | 4,184       | 0,086       | 86,821      | 0,667       |
| 3        | 4,535       | 0,147       | 90,657      | 1,133       |



Rys. 7.26.a. Wyniki analizy energetycznej: a) energia zawarta w spalonym paliwie  $E_f$



Rys. 7.26.b. Wyniki analizy energetycznej: b) wytworzona energia elektryczna  $E_e$  – ciąg dalszy



Rys. 7.27. Zależność wytworzonej energii elektrycznej  $E_e$  od zużytej energii paliwa  $E_f$ : a) cykl jezdny SORT2, b) cykl jezdny WHVC

Wykres 7.27 zawiera opracowane zależności energii elektrycznej  $E_e$  jako funkcji energii zawartej w paliwie  $E_f$ , zużytej podczas testów. Podczas obu testów stwierdzono zwiększone zużycie energii zawartej w paliwie  $E_f$  wynikające ze zwiększonej produkcji energii elektrycznej  $E_e$  (zwiększonej mocy elektrycznej  $P_e$ )

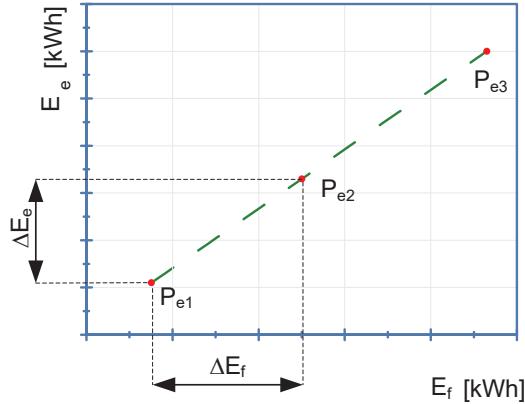
Sprawność procesu konwersji energii obliczono korzystając z równań 7.10–7.12.

$$\eta_{c2-1} = \frac{\Delta E_e}{\Delta E_f} = \frac{E_{e2} - E_{e1}}{E_{f2} - E_{f1}} \quad (7.10)$$

$$\eta_{c3-2} = \frac{\Delta E_e}{\Delta E_f} = \frac{E_{e3} - E_{e2}}{E_{f3} - E_{f2}} \quad (7.11)$$

$$\eta_{c3-1} = \frac{\Delta E_e}{\Delta E_f} = \frac{E_{e3} - E_{e1}}{E_{f3} - E_{f1}} \quad (7.12)$$

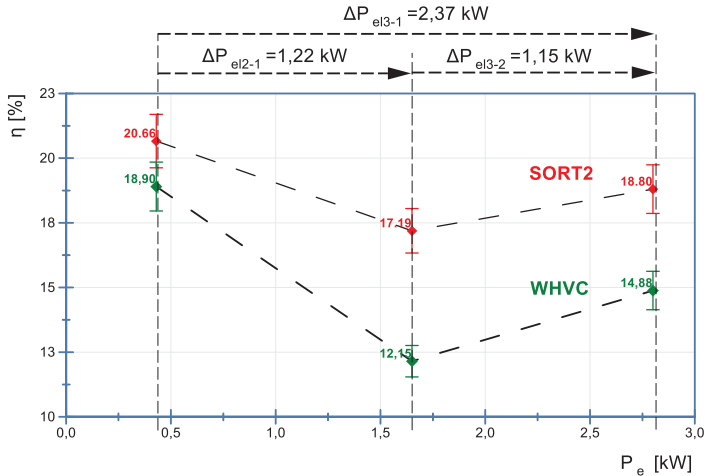
Zmiana zużycia paliwa  $G_e$  wynikała z wprowadzenia dodatkowego odbiornika energii elektrycznej  $E_e$ . Obliczono trzy wartości sprawności. Na rysunku 7.28 zawarto oznaczenia zmian energii elektrycznej  $\Delta E_e$  oraz energii zawartej w paliwie  $\Delta E_f$ . Obliczono sprawność przetwarzania energii dla trzech wariantów: zmiana obciążenia z  $P_{e1}$  na  $P_{e2}$ , z  $P_{e2}$  na  $P_{e3}$  oraz z  $P_{e1}$  na  $P_{e3}$  (tab. 7.8).



Rys. 7.28. Zależność wygenerowanej energii elektrycznej  $E_e$  od zużytej energii zawartej w paliwie  $E_f$

Tab. 7.8. Sprawność przetwarzania energii

| $\Delta P_{el}$              | SORT2        | WHVC         |
|------------------------------|--------------|--------------|
|                              | $\eta_c$ [%] | $\eta_c$ [%] |
| $\Delta P_{el(2-1)}$ 1,22 kW | 20,66        | 18,90        |
| $\Delta P_{el(3-2)}$ 1,15 kW | 17,18        | 12,15        |
| $\Delta P_{el(3-1)}$ 1,37 kW | 18,80        | 14,88        |



Rys. 7.29. Sprawność przetwarzania energii w funkcji obciążenia elektrycznego  $P_e$

Odnosząc się do wyników zawartych na rysunku 7.29 można zauważyć, że uzyskane wartości sprawności  $\eta_c$  zawierają się w zakresie od 12 do 20%. Jest to sprawność całkowita obejmująca wszystkie etapy przekształcania energii tj. silnik spalinowy oraz zespół alternatorów. Charakterystyczne jest to, że wyniki uzyskane dla testu WHVC są mniejsze niż w przypadku testu SORT2. Może to być spowodowane faktem, że podczas testu WHVC występuje większa liczba stanów nieustalonych wynikających z ruchu przyspieszonego oraz opóźnionego. Stany te charakteryzują się zmniejszoną sprawnością silnika o zapłonie samoczynnym  $\eta_s$  [11], [19], [43]. Jednocześnie prędkość obrotowa wału korbowego silnika  $n$  podczas testu WHVC były większe. W związku z tym, również prędkości obrotowe wirników alternatorów  $n_A$  również były większe. Oznacza to, że, zgodnie z rysunkiem 4.24, alternator pracujący przy niezmiennym obciążeniu elektrycznym  $P_e$  (stałe natężenie prądu  $I$  w instalacji elektrycznej pojazdu) wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej  $n_A$  charakteryzuje się mniejszą sprawnością przetwarzania energii  $\eta_A$ .

Podsumowując badania przeprowadzone na hamowni podwoziowej można stwierdzić, że nie odzwierciedlają one w pełni warunków rzeczywistych w odniesieniu do produkcji energii elektrycznej  $E_e$ . Wynika to faktu, że w takim przypadku nie ma możliwości zakumulowania energii potencjalnej  $E_p$  i kinetycznej  $E_k$  w masie pojazdu. W związku z tym przeprowadzono badania w warunkach drogowych, których wyniki zostały przedstawione w kolejnym rozdziale.

### 7.2.6.3. Analiza przepływu energii

Kolejnym etapem prac było wyznaczenie energii elektrycznej  $E_e$  wytworzonej podczas odbierania energii kinetycznej  $E_k$  zakumulowanej w masie autobusu. Analizę w zakresie mocy odbieranej do kół i przekazywanej do napędu alternatorów obliczono przyjmując poniższe założenia. Z wyników badań otrzymanych na hamowni podwoziowej wyodrębniono stan pracy autobusu, w którym zużycie paliwa  $G_e$  było równe zero. Odpowiadało warunkom pracy, kiedy energia elektryczna  $E_e$  była wytwarzana z energii  $E_k$  zakumulowanej w masach wirujących hamowni podwoziowej oraz zespołu napędowego autobusu. W tym celu zdefiniowano warunki, które muszą być spełnione, aby stan pracy  $E_0$  został określony jako hamowanie silnikiem. Były to następujące założenia, które musiały być spełnione jednocześnie:

$$E_0 = \begin{cases} G_e = 0 \\ n > 0 \\ APP = 0, V > 0, P_k < 0 \end{cases} \quad (7.13)$$

W czasie tego stanu położenie przyspiesznika gazu  $APP$  wynosi 0%, silnik nie zużywa paliwa, a jednocześnie prędkość pojazdu  $V$  i prędkość obrotowa wału korbowego silnika  $n$  jest większa od zera. Automatyczna skrzynia redukuje

przełożenia aż do momentu rozłączenia wału korbowego z przekładnią. Dla badanego pojazdu zjawisko to występowało przy prędkości pojazdu  $V$  wynoszącej około 4 km/h. W warunkach niższych prędkości silnik pracował na biegu jałowym, zaś zużycie paliwa było większe od zera.

Schemat przepływu energii został przedstawiony na rysunku 7.30. Energia kinetyczna  $E_k$  i potencjalna  $E_p$  niezbędna do uzyskania wymaganej prędkości pojazdu pochodzi ze energii paliwa  $E_f$  podczas procesu przyspieszania i jazdy ze stałą prędkością. Podczas stanu pracy określanego jako hamowanie silnikiem energia zakumulowana w masie pojeździe jest wykorzystywana do napędu alternatorów.

Bilans generowania energii elektrycznej  $E_e$  na pokładzie autobusu podczas cyklu jezdnego zapisano jako sumę energii wyprodukowanej z paliwa  $E_{ep}$  i energii elektrycznej wygenerowanej podczas procesu hamownia silnikiem  $E_{eo}$ :

$$E_e = E_{ep} + E_{eo} \quad (7.14)$$

Wyznaczenie czasów poszczególnych stanów pracy autobusu przeprowadzono w sposób zaprezentowany w artykule [8]. Obliczenia wykonano opierając się na wynikach uzyskanych podczas testów SORT2 i WHVC. Dla każdej zarejestrowanej wartości z czasem próbkowania  $\Delta t = 0,1$  s, występującej w danym stanie pracy, zastosowano kwantyzację sygnału  $Q(i)$ . Przyjęto dwa poziomy sygnały o wartościach 0 oraz 1. Funkcję kwantyzacji  $Q$  przedstawia wzór 7.15. Wartość 0 przypisano stanowi pracy odpowiadającemu produkcji energii z paliwa  $i_{pr}$ , natomiast 1 to hamowanie silnikiem  $i_h$ .

$$Q(i) = \begin{cases} 0 & \text{dla } i \in i_{pr} \\ 1 & \text{dla } i \in i_h \end{cases} \quad (7.15)$$

Następnie zsumowano wartości oraz przeliczono czas  $t_e$  wyrażając go w godzinach:

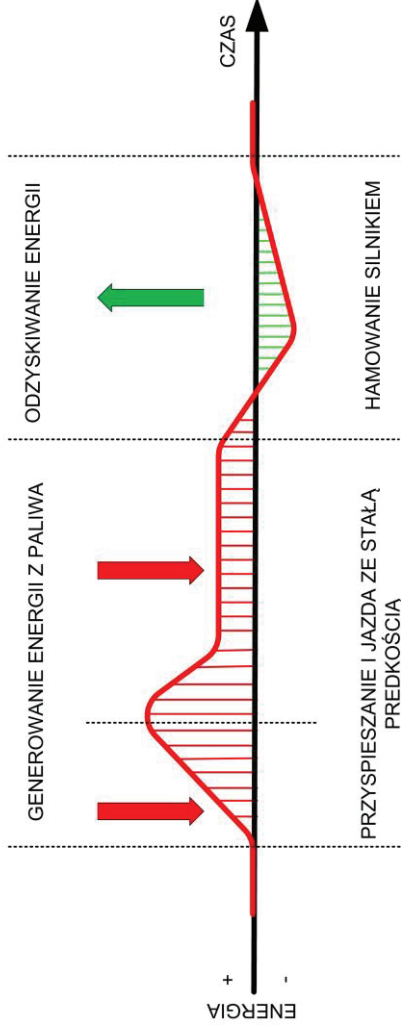
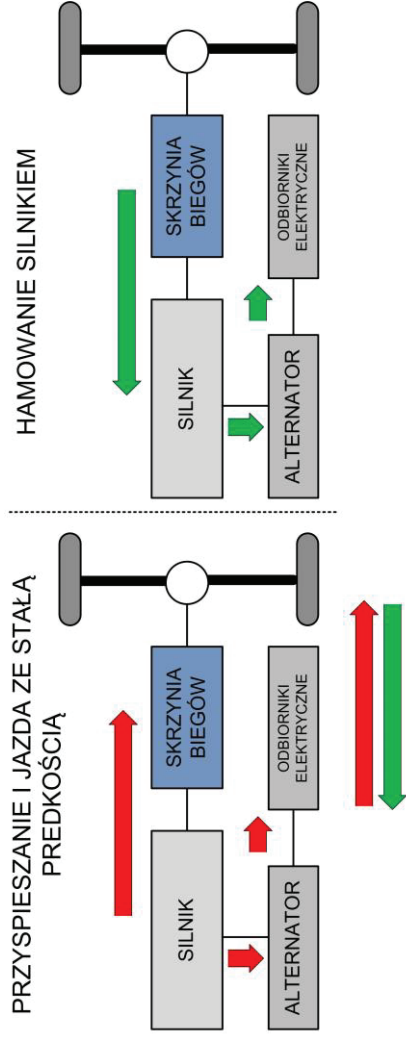
$$t_e = \frac{1}{3600} \sum_{i=1}^n Q(i) \quad (7.16)$$

Energie elektryczne  $E_{eo}$  i  $E_{ep}$  obliczono korzystając ze wzoru 7.15:

$$E_{ep, eo} = \int_0^{t_i} P_e(t) dt \quad (7.17)$$

Współczynnik produkowanej energii elektrycznej z podczas hamowania silnikiem  $k_o$  obliczono korzystając z wzoru 7.18 [138]:

$$k_o = \frac{E_{eo}}{E_{ep}} \cdot 100\% \quad (7.18)$$



Rys. 7.30. Przepływ energii w autobusie miejskim

Na wykresach 7.31 i 7.32 przedstawiono wyniki badań z zastosowaniem testów SORT2 i WHVC. Przedziały oznaczone kolorem zielonym odpowiadają stanom pracy, kiedy energia elektryczna  $E_{eo}$  była generowana z energii zakumulowanej w autobusie. Można zauważyć, że cykl jezdny WHVC (rys. 7.32) charakteryzuje się większą ilością odzyskiwanej energii niż test SORT2 (rys. 7.31). Wynika to bezpośrednio z profilu prędkości. Większa ilość występujących procesów hamownia w cyklu WHVC przekłada się na ilość energii odzyskiwanej  $E_{eo}$ . Należy jednak zaznaczyć, że badania na hamowni podwoziowej nie umożliwiły zakumulowania energii w masie autobusu, a jedynie w masach wirujących hamowni oraz zespołu napędowego silnika.

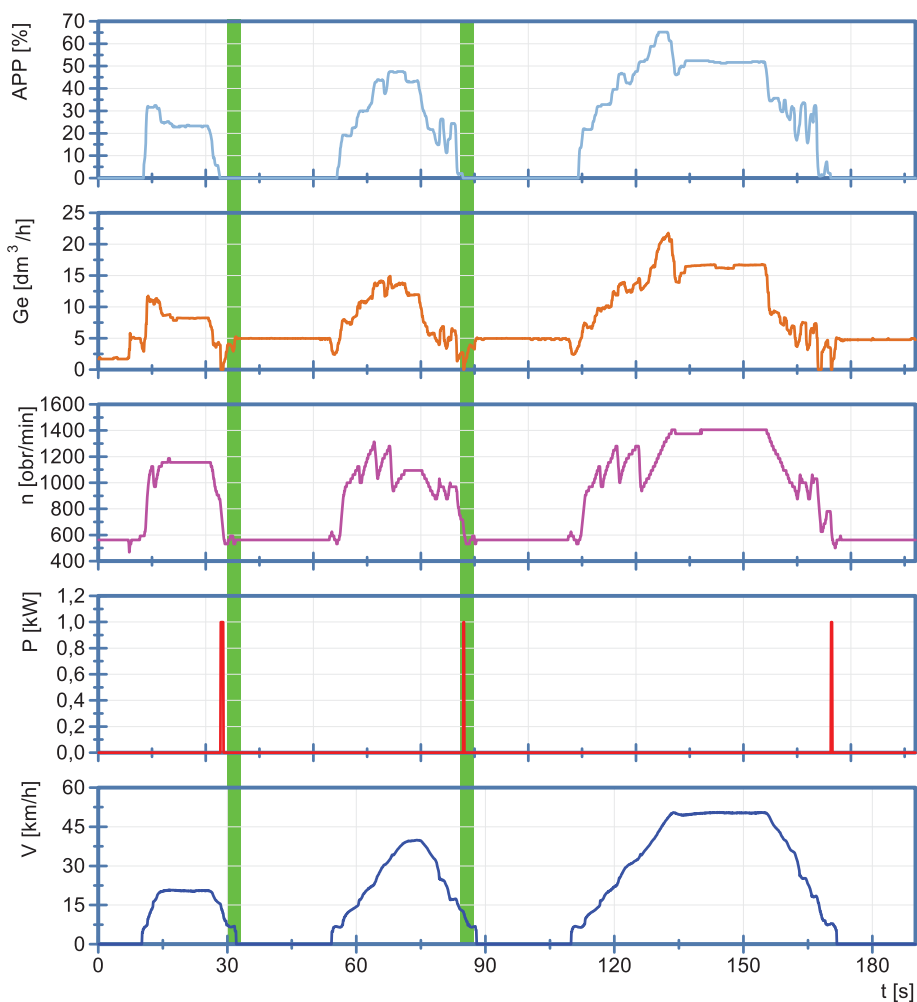
Wyniki obliczeń zawarto w tabeli 7.9. Wykazano, że podczas badań wykonanych na hamowni podwoziowej udział energii elektrycznej wytworzonej podczas hamowania silnikiem wynosi poniżej 1%. Występujące stany hamowania silnikiem trwają jedynie kilka sekund, co widać na przykładzie zmian funkcji kwantyzacji (rys. 7.31 i 7.32). Charakterystyczne jest również to, że podczas ostatniego procesu hamownia silnikiem testu jezdnego SORT2 nie zarejestrowano przepływu energii od kół do silnika. Cykl WHVC charakteryzował się większą liczbą stanów odpowiadających odzyskiwaniu energii zakumulowanej w pojeździe ze względu na profil prędkości zawierający większą liczbę zatrzymań pojazdu. W tym przypadku współczynnik  $k_0$  przyjmował wartości poniżej 1%.

**Tab. 7.9. Energia wyprodukowana z paliwa, energia odzyskana podczas hamowania silnikiem oraz współczynnik produkowanej energii elektrycznej z energii hamowania**

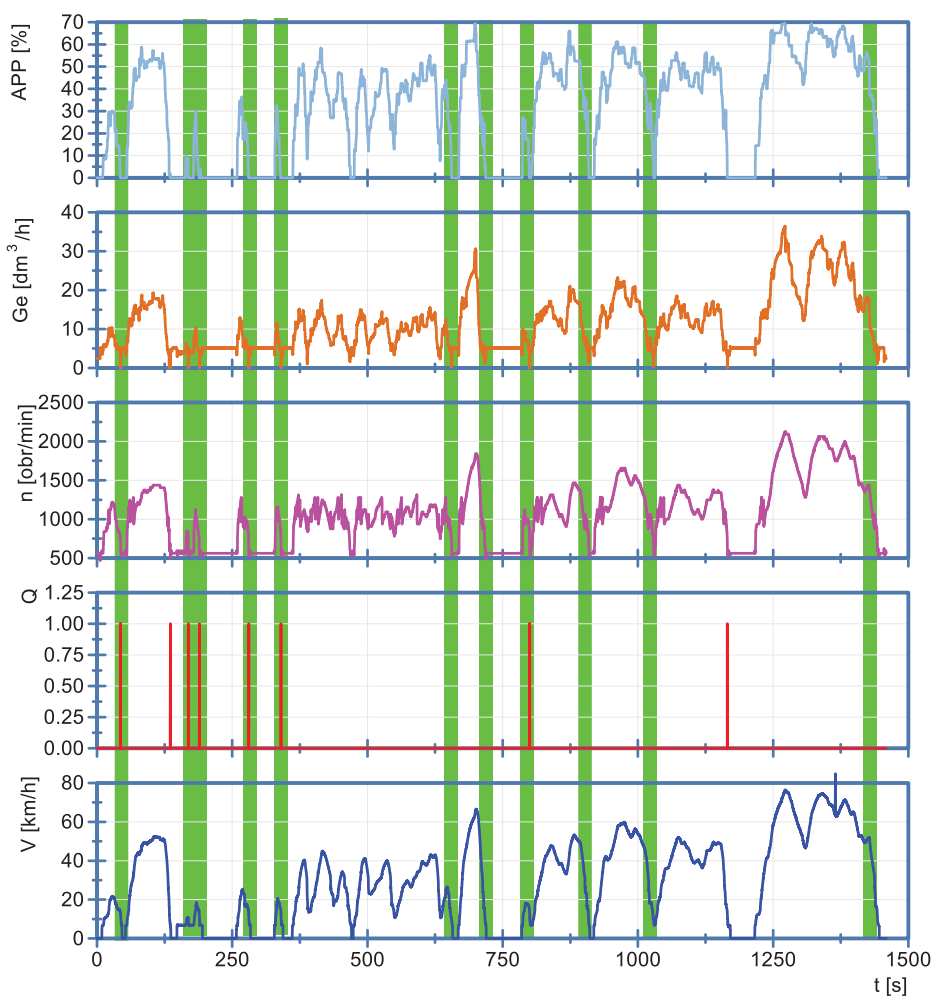
| $P_e$ [W] | SORT2          |                |           | WHVC           |                |           |
|-----------|----------------|----------------|-----------|----------------|----------------|-----------|
|           | $E_{ep}$ [kWh] | $E_{eo}$ [kWh] | $k_o$ [%] | $E_{ep}$ [kWh] | $E_{eo}$ [kWh] | $k_o$ [%] |
| 430       | 0,023          | 0,000151       | 0,66      | 0,035          | 8,37E-05       | 0,238456  |
| 1650      | 0,044          | 0,000183       | 0,41      | 0,133          | 0,000316       | 0,236651  |
| 2800      | 0,146          | 0,000719       | 0,49      | 0,228          | 0,000319       | 0,140954  |

Wynikające z profili prędkości zrealizowanych cykli jezdnych stany dynamiczne charakteryzują się zmniejszonymi sprawnościami  $\eta_s$  i  $\eta_A$  w porównaniu do stanów ustalonych opisanych przez charakterystyki silnika i alternatora. W związku z tym skutkuje to również pogorszeniem sprawności przetwarzania energii zawartej w paliwie na energię elektryczną  $\eta_e$ . Uzyskane sprawności zawierały się w zakresie od 12 do 20%. Oznacza to, że na wyprodukowanie 1 kWh energii elektrycznej  $E_e$  należy przeznaczyć: 0,71 dm<sup>3</sup> oleju napędowego dla  $\eta_e = 12\%$  oraz 0,5 dm<sup>3</sup> dla  $\eta_e = 20\%$ .





**Rys. 7.31. Przebiegi czasowe zmierzonych wielkości podczas realizacji cyklu SORT2 (kolorem zielonym oznaczono hamowanie silnikiem)**

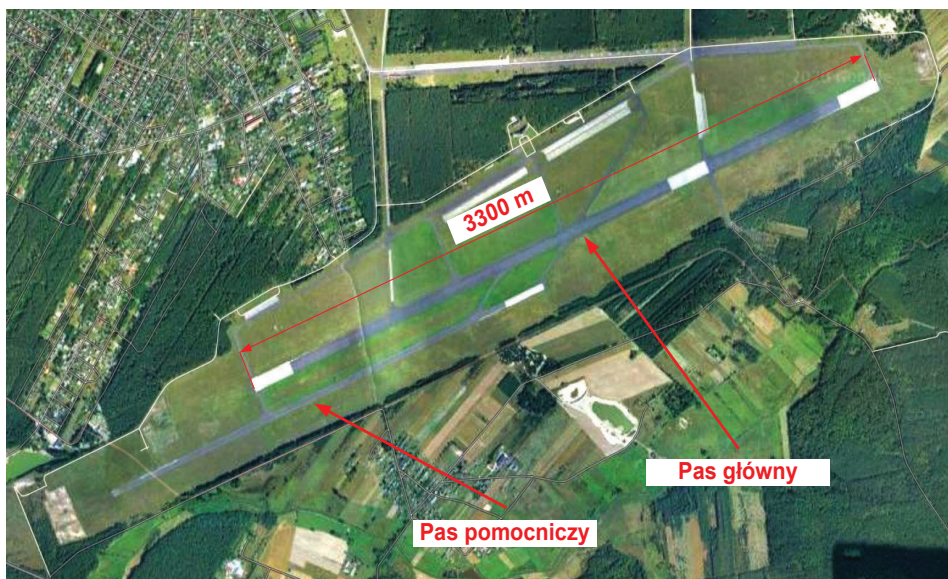


**Rys. 7.32. Przebiegi czasowe zmierzonych wielkości podczas realizacji cyklu WHVC (kolorem zielonym oznaczono hamowanie silnikiem)**



## 8. Badania konwersji energii w warunkach drogowych

Badania konwersji energii w warunkach drogowych przeprowadzono na byłym lotnisku wojskowym znajdującym się w Białej Podlaskiej. Lotnisko posiada główny pas startowy o długości 3300 m oraz rezerwowy pas startowy o długości 2700 m. Lotnisko do 2020 roku było udostępniane na różnego rodzaju badania drogowe pojazdów lub organizację zawodów sportów samochodowych. Podczas badań wykorzystano część głównego pasa startowego oraz część pasów serwisowych. Dzięki temu możliwe było wykonanie badań w postaci cykli jezdnych dla różnych wartości obciążeń elektrycznych. Widok pasów startowych przedstawiono na rysunku 8.1.



Rys. 8.1. Widok lotniska [139]

Obiektem badań był autobus miejski Mercedes Conecto. Szczegółowy opis pojazdu oraz zastosowanej aparatury pomiarowej znajduje się w rozdziale 6.2. oraz w Załączniku nr 1. Podczas badań wymagana prędkość  $V_i$  oraz rzeczywista  $V_r$  były wyświetlane na ekranie umieszczonym przed kierowcą. Badania przeprowadzono w czasie jednego dnia, temperatura otoczenia wynosiła około 2°C, kierunek wiatru południowo-zachodni o prędkości od 7 do 10 km/h. Autobus został wyposażony w dodatkowy czujnik prędkości obrotowej (opis czujnika znajduje się w rozdziale 6.2.2.). Na podstawie sygnału z tego czujnika została wyznaczona prędkość pojazdu z rozdzielczością równą 0,2 km/h. Było to działanie niezbędne do prac związanych z analizą przyspieszenia pojazdu.



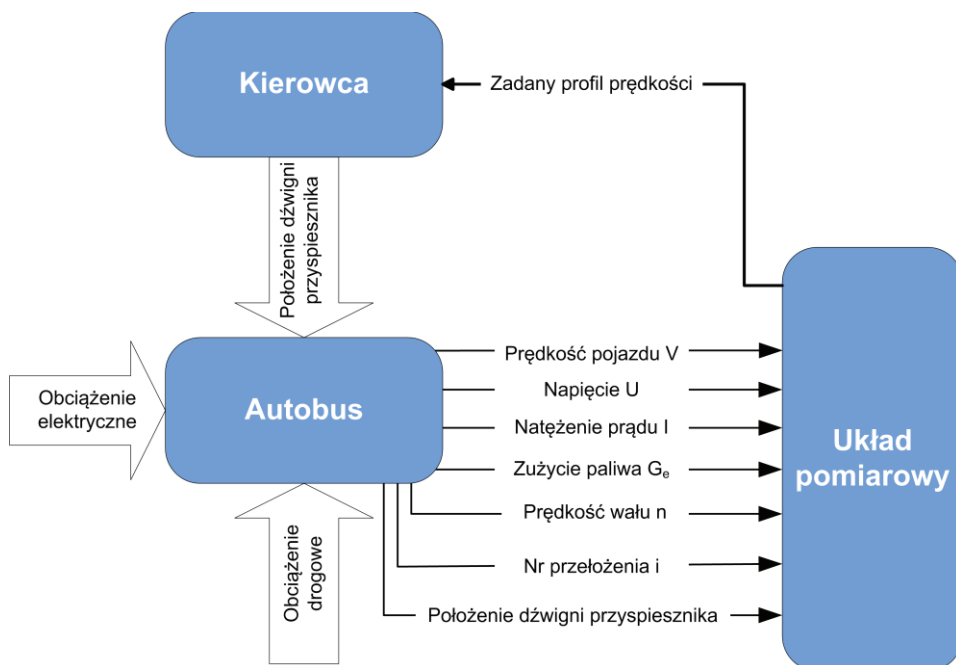
Rys. 8.2. Obiekt badawczy na płycie lotniska

### 8.1. Zakres badań

Badania drogowe wykonane na lotnisku obejmowały dwa etapy: test jezdny SORT2 oraz przyspieszanie pojazdu. Przebieg testu SORT2 został szczegółowo opisany w rozdziale 7.2 niniejszej pracy. Schemat układu pomiarowego przedstawiono na rysunku 8.3. W czasie badań zarejestrowano następujące parametry:

- prędkość obrotową wału korbowego  $n$ ,
- prędkość pojazdu  $V$ ,
- zużycie paliwa  $G$ ,
- położenie dźwigni przyspiesznika  $APP$ ,
- przełożenie skrzyni biegów  $i$ ,
- natężenie prądu  $I$ ,
- napięcie  $U$ ,

Moc elektryczna  $P_e$  generowana przez alternatory podczas trzech wariantów obciążenia została przedstawiona w tabeli 8.1. Zastosowano układ obciążający opisany w Załączniku nr 1. Uzyskane wartości generowanej mocy elektrycznej wynikały również z potrzeby zasilania układów pomiarowych zastosowanych podczas badań w warunkach drogowych.

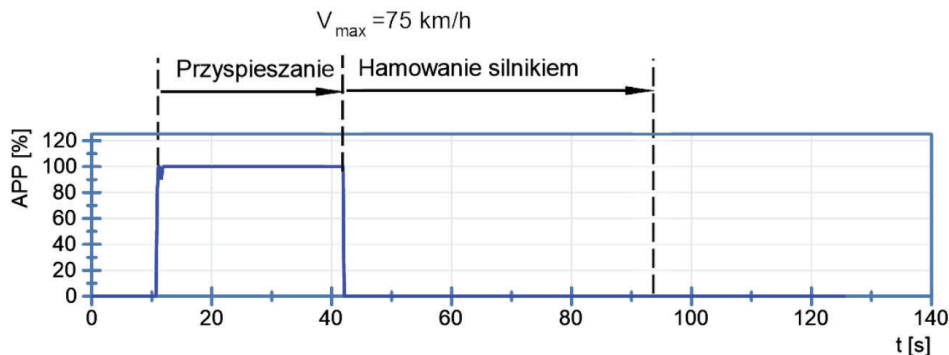


Rys. 8.3. Schemat układu badawczego podczas badań drogowych

Tab. 8.1. Warianty obciążeń elektrycznych podczas testów drogowych – SORT2

| SORT2               |          |      |
|---------------------|----------|------|
| Moc elektryczna [W] | $P_{e1}$ | 780  |
|                     | $P_{e2}$ | 2030 |
|                     | $P_{e3}$ | 3190 |

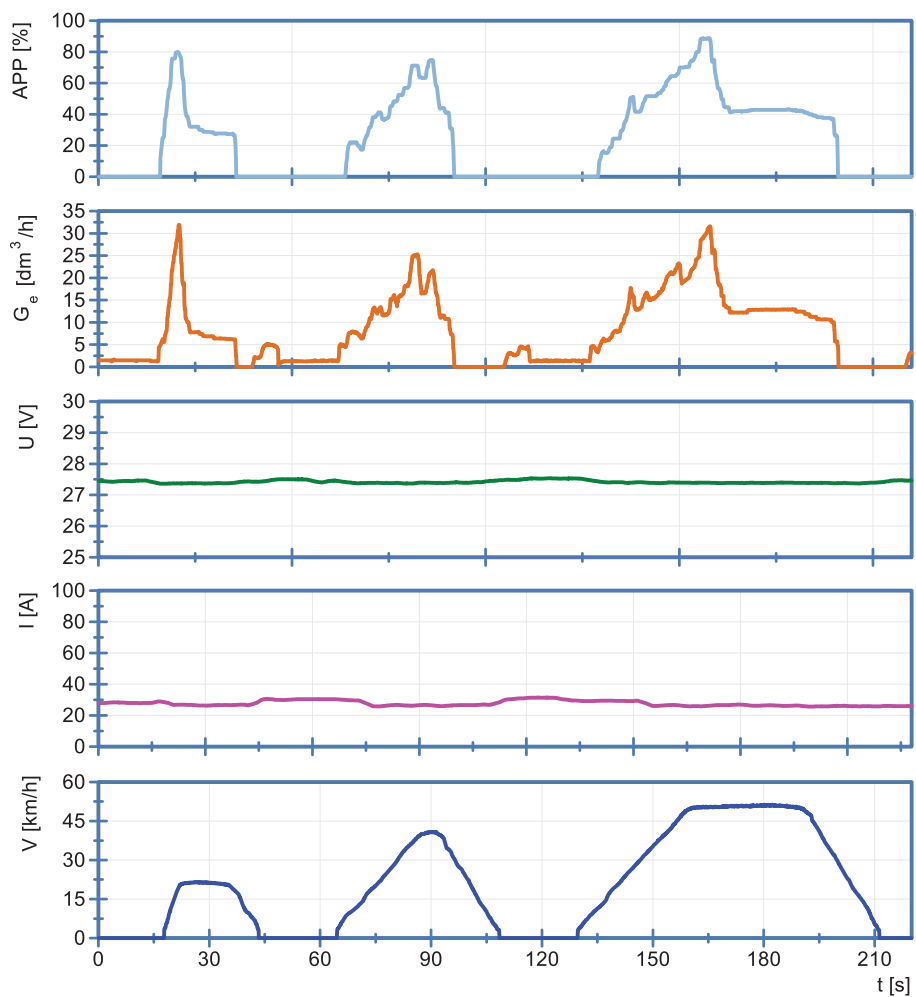
Badania procesu konwersji energii zawartej w paliwie  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$  wykonano również podczas procedury przyspieszania i hamowania silnikiem. Badanie to polegało na pełnym otwarciu dźwigni przyspiesznika *APP*, rozpędzeniu pojazdu aż do uzyskania prędkości maksymalnej  $V$  wynoszącej 75 km/h, a następnie zwolnieniu dźwigni przyspiesznika *APP* i hamowaniu silnikiem. Takie testy zostały przeprowadzone trzykrotnie przy każdym obciążeniu elektrycznym  $P_e$ , przedstawionym w tabeli 8.1. W celu uzyskania takich samych oporów ruchu start autobusu zawsze rozpoczynał się w tym samym miejscu na pasie startowym lotniska. Na rysunku 8.36 przedstawiono przykładową zmianę położenia dźwigni przyspiesznika *APP* jako sygnał wyrażony w procentach.



Rys. 8.4. Zmiana sygnału położenia dźwigni przyspiesznika w funkcji czasu

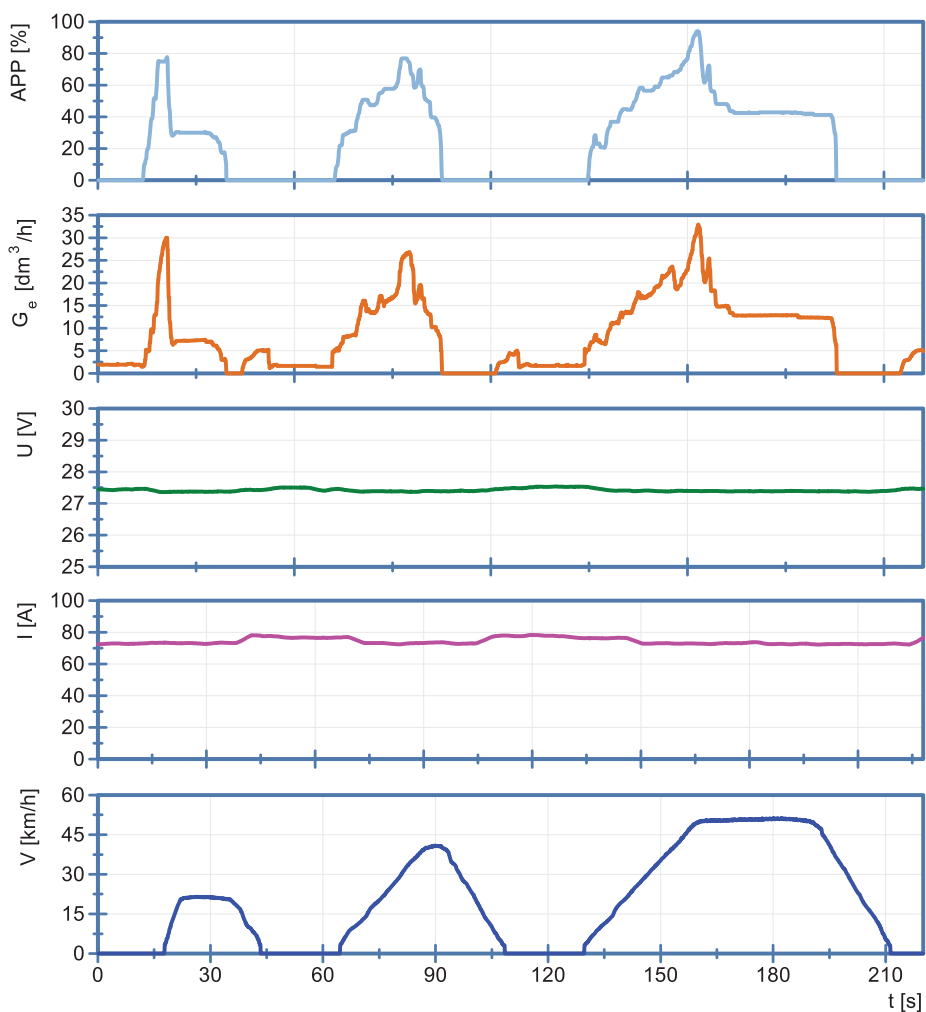
## 8.2. Wyniki badań drogowych z cyklu jezdnego SORT2

Na wykresach 8.5–8.7 zawarto wyniki uzyskane podczas badań drogowych na lotnisku, dla trzech wartości mocy elektrycznych generowanych przez alternatory. Moce oznaczone jako  $P_{e1}$ ,  $P_{e2}$ ,  $P_{e3}$  wynosiły kolejno 0,78, 2,03 oraz 3,19 kW. W przypadku pierwszego wariantu obciążenia  $P_{e1}$  uzyskanie założonej prędkości przełożyło się na maksymalne wartości  $APP$  równe około 80%. Skutkowało to zmianami zużycia paliwa  $G_e$  w zakresie od 2 do 3 dm<sup>3</sup>/h, podczas pracy silnika na biegu jałowym do około 30 dm<sup>3</sup>/h przy maksymalnym wychyleniu dźwigni przyspiesznika  $APP$ . Podczas realizacji testu SORT2 dla  $P_{e2}$  i  $P_{e3}$  zarówno położenie dźwigni przyspiesznika  $APP$  jak i zużycie paliwa  $G_e$  osiągały zbliżone wartości jak w przypadku obciążenia  $P_{e1}$ . Porównując  $APP$  i  $G_e$  do wartości uzyskanych podczas badań na hamowni podwoziowej (rozdział 7) należy zaznaczyć, że wartości te są większe o kilkadziesiąt procent. Wynika to z faktu, że opory ruchu generowane przez hamownię były mniejsze od tych występujących w rzeczywistości, ponieważ nie uwzględniały oporów bezwładności. Dodatkowo należy zwrócić uwagę, że w każdym etapie podczas ruchu opóźnionego zużycie paliwa  $G_e$  oraz położenie dźwigni przyspiesznika  $APP$  były równe zero. Świadczy to o tym, że podczas zmniejszania prędkości autobusu  $V$  zgromadzona energia kinetyczna  $E_k$  wystarczyła na uzyskanie żądanej prędkości. Natężenie prądu  $I$  wynosiło średnio 28, 74 i 118 A. Napięcie  $U$ , podobnie jak w przypadku testów wykonywanych na hamowni podwoziowej, maleje wraz ze zwiększaniem mocy elektrycznej  $P_e$  i wynosiło kolejno 27,7, 27,4 oraz 27,2 V.

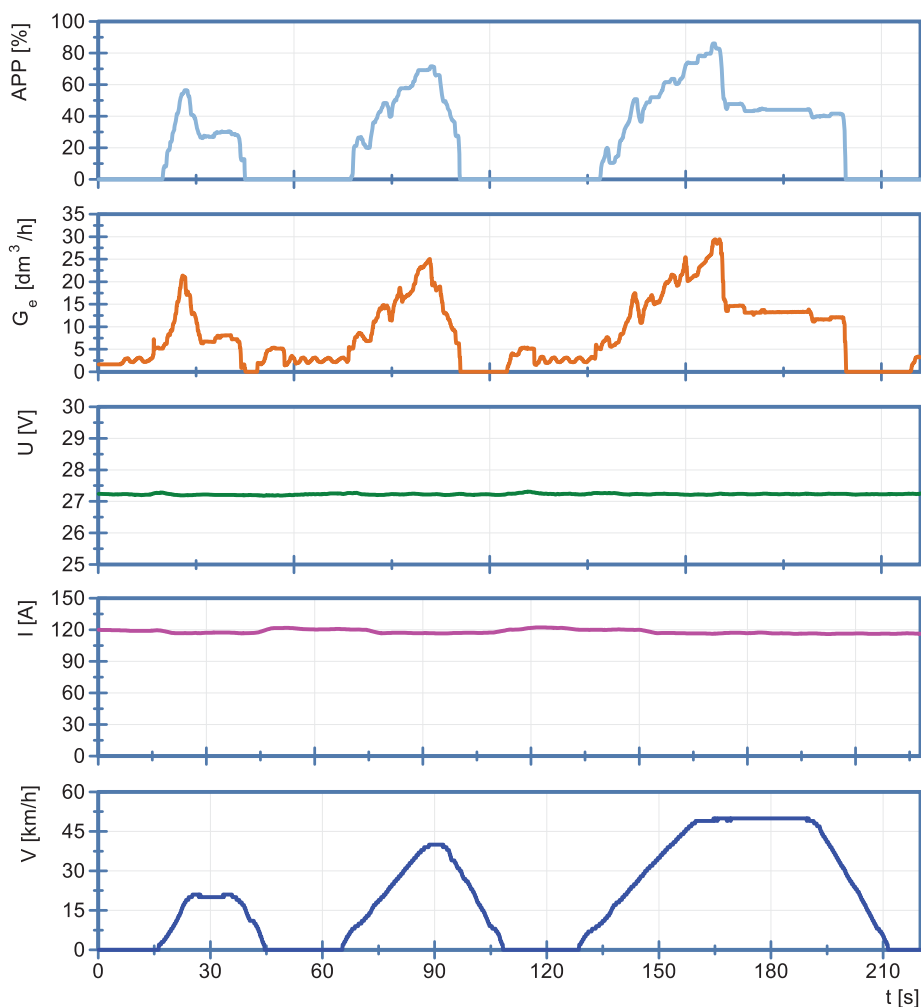


Rys. 8.5. Przebiegi czasowe zmierzonych wielkości dla mocy elektrycznej  $P_e = 780$  W podczas cyklu jezdnyego SORT2





Rys. 8.6. Przebiegi czasowe zmierzonych wielkości dla mocy elektrycznej  $P_e = 2\,030\text{ W}$  podczas cyklu jezdnego SORT2



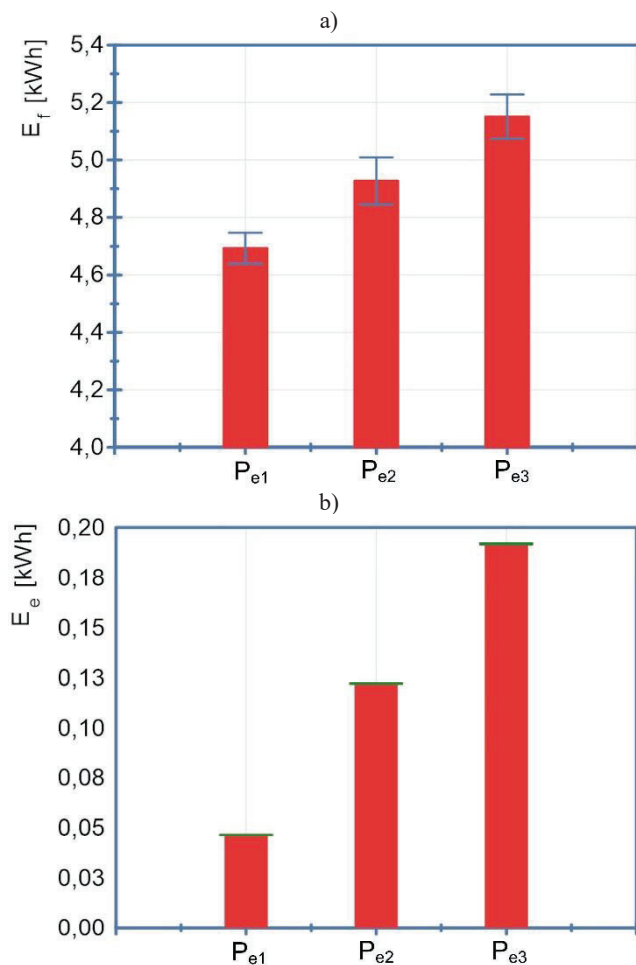
Rys. 8.7. Przebiegi czasowe zmierzonych wielkości dla mocy elektrycznej  $P_e = 3190 \text{ W}$  podczas cyklu jezdnygo SORT2

### 8.3. Analiza procesu konwersji energii w warunkach drogowych

W ramach obliczeń sprawności przetwarzania energii  $\eta_c$ , na podstawie uzyskanych wyników wyznaczono ilość energii zawartej w paliwie  $E_f$  oraz energii elektrycznej  $E_e$  w każdym z przeprowadzonych testów jezdnych.

Jak opisano w planie tego eksperymentu, test SORT2 został przeprowadzony dla trzech różnych wartości obciążeń elektrycznych ( $P_{e1}$ ,  $P_{e2}$ ,  $P_{e3}$ ). Podczas testów energia elektryczna oznaczono jako  $E_{e1}$ ,  $E_{e2}$ ,  $E_{e3}$ , natomiast zużycie energii zawartej w paliwie to  $E_{f1}$ ,  $E_{f2}$ ,  $E_{f3}$ . Na rysunku 8.8 oraz w tabeli 8.2 zawarto wyniki obliczeń dla wykonanych testów. Są to wartości średnie wyznaczone z pięciu

powtórzeń testów dla każdego z obciążeń elektrycznych  $P_e$ . Na rysunku 8.8 przedstawiono wartości średnie energii zawartej w paliwie  $E_f$ , zużytej podczas testów (rys. 8.8a) oraz ilość energii elektrycznej  $E_e$  (rys. 8.8b). Wyniki zaprezentowano dla trzech wartości obciążeń dla trzech obciążeń elektrycznych oznaczonych jako  $P_{e1}$ ,  $P_{e2}$  i  $P_{e3}$ .

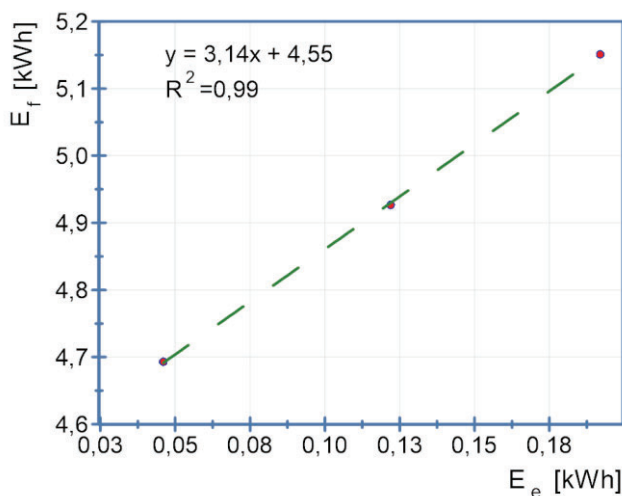


Rys. 8.8. Energia dla kolejnych wartości obciążeń  $P_e$ : a) energia zawarta w zużytym paliwie, b) wyprodukowana energia elektryczna  $E_e$

Tab. 8.2. Energia zawarta w paliwie oraz energia elektryczna

| $P_e$ [kW]      | SORT2       |             |
|-----------------|-------------|-------------|
|                 | $E_f$ [kWh] | $E_e$ [kWh] |
| $P_{e1} - 0,78$ | 4,693       | 0,046       |
| $P_{e2} - 2,03$ | 4,921       | 0,122       |
| $P_{e3} - 3,19$ | 5,159       | 0,192       |

W celu ilościowego opisanie wpływu zużycia energii elektrycznej  $E_e$  na zużycie energii zawartej w paliwie  $E_f$  opracowano zależności  $E_f(E_e)$  (rys. 8.9). Wartość obliczonego współczynnika korelacji  $R^2$  dla wartości ukazanych w poszczególnych pięciu testach SORT2 wyniosła 0,99. W tym przypadku występuje silna, dodatnia korelacja pomiędzy  $E_f$  i  $E_e$ . W związku z tym można jednoznacznie stwierdzić, że w warunkach drogowych zwiększenie zapotrzebowania na energię elektryczną  $E_e$  w autobusie powoduje istotne zwiększenie zużycia energii zawartej w paliwie  $E_f$ .



Rys. 8.9. Zależność energii elektrycznej  $E_e$  od energii zawartej w paliwie  $E_f$

Przedstawione na rysunku 8.9 równanie, które opisuje zależność  $E_e(E_f)$ , świadczy o tym, że wygenerowanie 1 kWh energii elektrycznej  $E_e$  wymaga zużycia ponad trzykrotnie więcej energii zawartej w paliwie  $E_f$  (współczynnik kierunkowy prostej równy 3,14). Z kolei wyraz wolny, wynoszący 4,55, to wyrażona w kWh energia jaka jest przeznaczona do pokonania oporów mechanicznych alternatorów. Dokonując ekstrapolacji w kierunku zerowej wartości energii elektrycznej  $E_e$  uzyskamy przecięcie wykresu z osią OY w punkcie o współrzędnych (0, 4,55). Z tego wynika, że podczas testu jezdnego SORT2 napęd nawet nieobciążonych elektrycznie alternatorów będzie powodował zużycie 4,55 kWh energii zawartej w oleju napędowym  $E_f$ .

Weryfikację wpływu zużycia energii elektrycznej  $E_e$  na zużycie energii zawartej w paliwie  $E_f$  wykonano za pomocą testu istotności. Jako dowód na istotność wpływu obciążenia elektrycznego  $P_e$  na zużycie paliwa przyjęto obalenie hipotezy o równości wartości średnich pochodzących z dwóch wariantów obciążenia elektrycznego.

Hipoteza zerowa:

$$H_0: \mu_1 - \mu_1 = 0 \quad (8.1)$$

Przeprowadzono następującą analizę danych pomiarowych:

Dla kolejnych wartości pomiarowych  $X$  obliczono wartość średnią:

$$X = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^5 x_i \quad (8.2)$$

gdzie liczba wykonanych testów jezdnych wynosiła 5 dla każdej wartości generowanej mocy elektrycznej.

Odchylenie standardowe obliczono na podstawie wzoru:

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^5 [x(i) - X]^2}{n-1}} \quad (8.3)$$

Do przeprowadzenia dowodu zastosowano test t-Studenta. Przedmiotem weryfikacji była hipoteza  $H_0$  o równości wartości średnich, pochodzących z dwóch serii pomiarów. Wyznaczone wartości poziomu istotności  $\alpha$  zawarto w tabeli 8.3. Uzyskane wyniki analizy statystycznej wykazały, że można odrzucić  $H_0$  traktującą o równości wartości oczekiwanych w odniesieniu do zużycia paliwa. Zatem można stwierdzić, że wpływ zużycia energii elektrycznej na zużycie energii zawartej w paliwie na pokładzie autobusu jest statystycznie wysoce istotny. W każdym przypadku poziom istotności  $\alpha$  był mniejszy od założonej wartości granicznej równej 0,05.

**Tab. 8.3. Wyniki badań istotności zmian zużycia paliwa przy różnych obciążeniach elektrycznych**

|          | $E_{f1}$ wz. $E_{f2}$ | $E_{f2}$ wz. $E_{f3}$ | $E_{f1}$ wz. $E_{f3}$ |
|----------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| $\alpha$ | 0,0301                | 0,0228                | 0,0007                |

### 8.3.1. Analiza sprawności konwersji energii

Sprawność  $\eta_c$  procesu konwersji energii  $E$  obliczono korzystając z wzorów zawartych w rozdziale siódmym. Założono, tak jak przy analizie wyników uzyskanych na hamowni, że zmiana zużycia paliwa  $G_c$  (zmiana  $E_f$ ) wynikała jedynie z wprowadzenia dodatkowego obciążenia elektrycznego  $P_e$  (zmiany  $E_e$ ). Obliczono trzy wartości sprawności  $\eta_c$ . Obliczono sprawność przetwarzania energii  $\eta_c$  dla trzech wariantów:

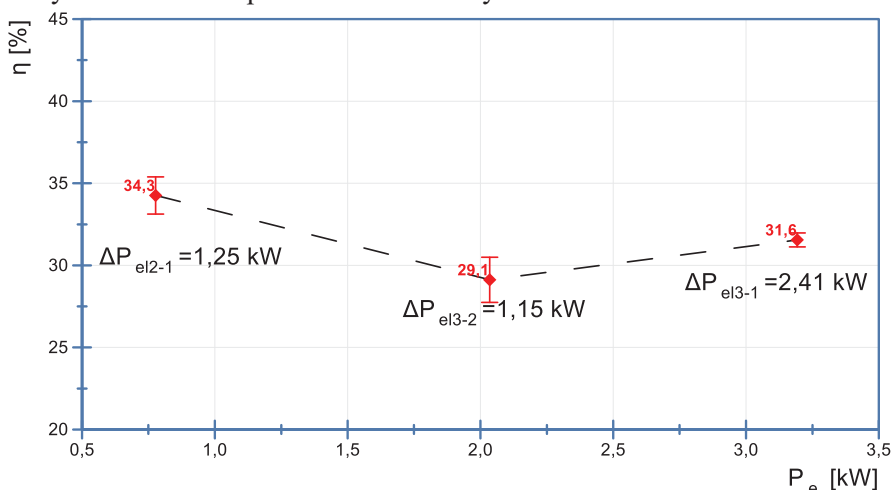
- zmiana obciążenia z  $P_{e1}$  na  $P_{e2}$  ( $\Delta P_{e2-1}$ )  $\eta_{c2-1}$
- zmiana obciążenia z  $P_{e2}$  na  $P_{e3}$ , ( $\Delta P_{e3-2}$ )  $\eta_{c3-2}$
- zmiana obciążenia z  $P_{e1}$  na  $P_{e3}$ , ( $\Delta P_{e3-1}$ )  $\eta_{c3-2}$

$$\eta_{c2-1} = \frac{\Delta E_e}{\Delta E_f} = \frac{E_{e2} - E_{e1}}{E_{f2} - E_{f1}} \quad (8.4)$$

$$\eta_{c3-2} = \frac{\Delta E_e}{\Delta E_f} = \frac{E_{e3} - E_{e2}}{E_{f3} - E_{f2}} \quad (8.5)$$

$$\eta_{c3-1} = \frac{\Delta E_e}{\Delta E_f} = \frac{E_{e3} - E_{e1}}{E_{f3} - E_{f1}} \quad (8.6)$$

Uzyskane wartości przedstawiono na wykresie 8.10 oraz w tabeli 8.4.



Rys. 8.10. Sprawność przetwarzania energii zawartej w paliwie  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$  w funkcji średniej mocy elektrycznej  $P_e$  generowanej przez alternatory

Tab. 8.4. Sprawność przetwarzania energii

| $\Delta P_e$ [kW]          | SORT2        |
|----------------------------|--------------|
|                            | $\eta_c$ [%] |
| ( $\Delta P_{e2-1}$ ) 1,25 | 34,26%       |
| ( $\Delta P_{e3-2}$ ) 1,15 | 29,12%       |
| ( $\Delta P_{e3-1}$ ) 1,41 | 31,55%       |

Podobnie jak w przypadku analizy statystycznej istotności różnic w zużyciu energii zawartej w paliwie  $\Delta E_f$ , również przeprowadzono obliczenia statystyczne wyznaczając poziom istotności  $\alpha$ . Otrzymane wartości zawarte w tabeli pozwalają na odrzucenie hipotezy zerowej o równości wartości średnich  $X$ . W związku z tym można stwierdzić, że sprawność procesu konwersji energii elektrycznej  $\eta_c$  na pokładzie autobusu zależy od obciążenia elektrycznego  $P_e$  (tab. 8.5).

Tab. 8.5. Wyniki analizy istotności zmian sprawności konwersji energii dla kolejnych wartości obciążenia elektrycznego  $P_e$

|          | $\eta_{P1}$ WZ. $\eta_{P2}$ | $\eta_{P2}$ WZ. $\eta_{P3}$ | $\eta_{P1}$ WZ. $\eta_{P3}$ |
|----------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| $\alpha$ | 0,0301                      | 0,0228                      | 0,0007                      |

Wyżej opisana analiza dotyczy całego cyklu SORT2. Oznacza to, że sprawność konwersji  $\eta_a$  została wyliczona jako wartość średnia z całego cyklu jezdnego. Obejmuje więc wszystkie stany obciążenia silnika, które występowały podczas testu SORT2, tj. przyspieszanie, jazda ze stałą prędkością, hamowanie silnikiem i bieg jałowy silnika. Sprawność ta jest iloczynem sprawności całkowitej silnika  $\eta_s$  oraz sprawności całkowitej alternatora  $\eta_A$ .

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_A \quad (8.7)$$

W związku z tym, że sprawność  $\eta_s$  jest funkcją obciążenia i prędkości obrotowej wału silnika spalinowego, została przeprowadzona analiza, której celem było wyznaczenie wskaźnika konwersji energii dla takich warunków pracy jak: przyspieszanie pojazdu, hamowanie pojazdu, praca silnika na biegu jałowym itd.

Przyjęto model konwersji energii będący średnią ważoną sprawności w poszczególnych stanach pracy silnika. Model ten można zapisać w następujący sposób:

$$\eta_c = \frac{\sum_{i=1}^n \eta_i}{\sum_{i=1}^n t_i} = \frac{t_1 \cdot \eta_1 + t_2 \cdot \eta_2 + \dots + t_n \cdot \eta_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} \quad (8.8)$$

$$\eta_i = \frac{P_{ei}}{P_{fi}} \quad (8.9)$$

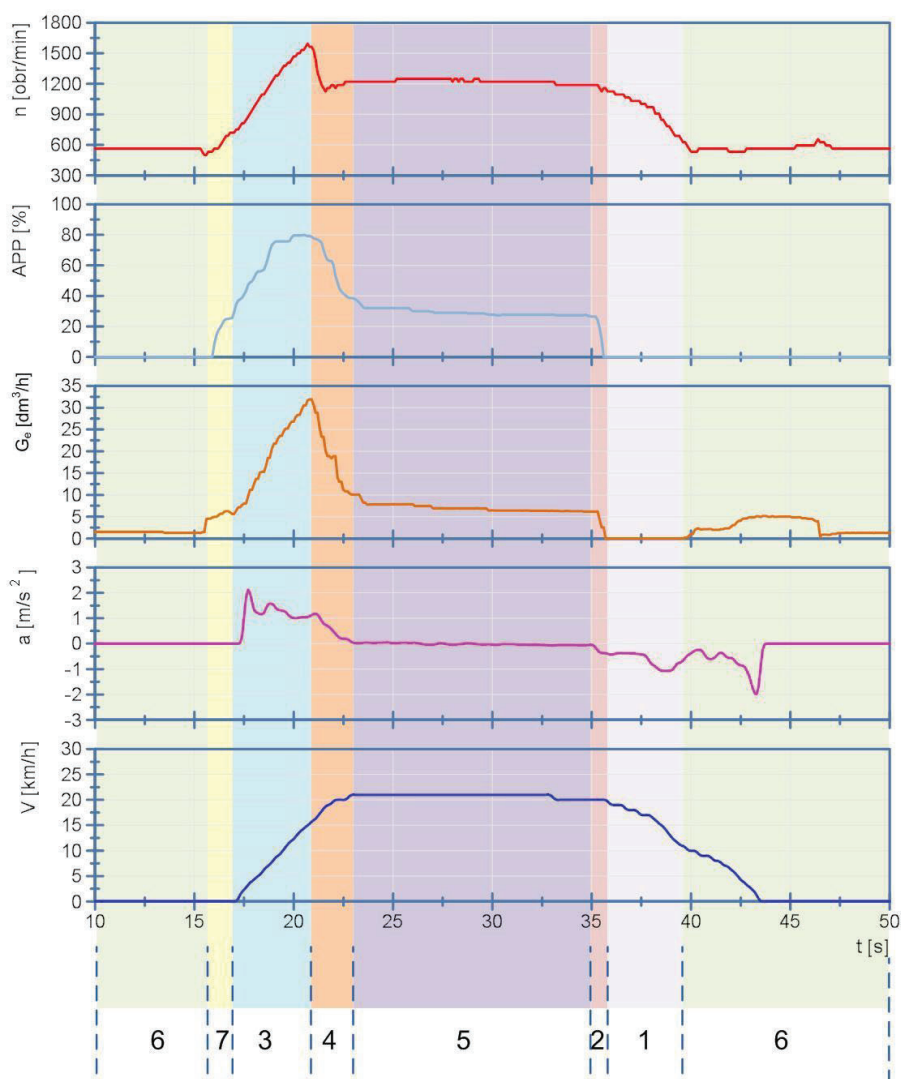
gdzie:  $\eta_{sr}$  – wartość średnia sprawności konwersji energii [%],  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$  – zbiór sprawności w kolejnych stanach pracy [%],  $t_1, t_2, \dots, t_n$  – zbiór czasów kolejnych stanów pracy [-],  $\Delta P_{e1}, \Delta P_{e2}, \dots, \Delta P_{en}$  – zbiór przyrostów średnich mocy elektrycznych [Wh],  $\Delta P_{f1}, \Delta P_{f2}, \dots, \Delta P_{fn}$  – zbiór przyrostów średnich mocy zawartej w paliwie [Wh],  $n$  – liczba stanów pracy [-].

Kolejnym stanom pracy przypisano następujące indeksy:

- 1) ruch opóźniony autobusu bez udziału energii z paliwa  $E_f$  – hamowanie silnikiem,
- 2) ruch opóźniony autobusu z udziałem energii z paliwa  $E_f$ ,
- 3) ruch przyspieszony autobusu bez udziału zakumulowanej energii kinetycznej  $E_k$ ,
- 4) ruch przyspieszony autobusu z udziałem energii kinetycznej  $E_k$  autobusu,
- 5) ruch jednostajny autobusu,
- 6) praca silnika na biegu jałowym, silnik odłączony od skrzyni biegów,
- 7) opóźnienie działania zespołu napędowego.

Na rysunku 8.11 przedstawiono poszczególne stany pracy zaznaczone jako przedziały czasowe na zarejestrowanych przebiegach mierzonych wartości.

Pierwszym etapem było wyznaczenie procentowego udziału energii elektrycznej wyprodukowanej podczas ruchu opóźnionego pojazdu, kiedy następowało hamowanie silnikiem (stan pracy oznaczony jako 1).



Rys. 8.11. Stany pracy autobusu na przykładzie wybranego profilu prędkości cyklu SORT2

Przeprowadzono obliczenia współczynnika produkowanej energii elektrycznej podczas hamowania silnikiem  $k_o$  (równanie 8.10), które miały na celu porównanie uzyskanych wyników w warunkach drogowych do wyników otrzymanych na hamowni podwoziowej. Algorytm obliczeniowy dotyczący tego zagadnienia został szczegółowy przedstawiony w rozdziale dotyczącym badań na hamowni podwoziowej.

$$k_o = \frac{E_{eo}}{E_{ep}} \cdot 100\% \quad (8.10)$$



Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 8.6. W każdym przypadku obciążenia  $P_e$  otrzymano zbliżone wartości procentowe zawierające się w zakresie od 14 do 16%. Oznacza to, że podczas realizacji testu SORT2 w warunkach drogowych taka ilość energii elektrycznej  $E_e$  była produkowana z energii kinetycznej  $E_k$  zgromadzonej w masie autobusu oraz masach układu napędowego wykonujących ruch obrotowy. Porównując wartości procentowe  $k_o$  do wartości uzyskanych podczas badań na hamowni podwoziowej można zauważyć, że podczas testu SORT2 wykonywanego w warunkach drogowych udział energii wyprodukowanej z energii kinetycznej zmagazynowanej w autobusie jest większy.

**Tab. 8.6. Energia wyprodukowana z paliwa, energia odzyskana podczas hamowania silnikiem oraz współczynnik udziału energii z hamowania**

| $P_e$ [kW]      | SORT2          |                |           |
|-----------------|----------------|----------------|-----------|
|                 | $E_{ep}$ [kWh] | $E_{eo}$ [kWh] | $k_o$ [%] |
| $P_{e1}$ - 0,78 | 0,0473         | 0,0078         | 16,47     |
| $P_{e2}$ - 2,03 | 0,1236         | 0,0197         | 15,90     |
| $P_{e3}$ - 3,19 | 0,1945         | 0,0287         | 14,78     |

### 8.3.2. Obliczenia energii oraz czasów poszczególnych stanów pracy

W celu obliczenia energii elektrycznej  $E_e$  w poszczególnych stanach pracy oraz czasów poszczególnych stanów pracy opracowano algorytm, który umożliwił ich wyznaczenie na podstawie zarejestrowanych wyników badań. Obliczenia przeprowadzono za pomocą skryptu obliczeniowego opracowanego w języku Visual Basic, w oprogramowaniu Diadem firmy National Instruments. Przykładowy skrypt został przedstawiony w Załączniku nr 2. W tabeli 8.7 zawarto zestawienie warunków dla kolejnych stanów pracy. Wyniki obliczeń zaprezentowano w tabelach 8.8–8.9

**Tab. 8.7. Zestawienie wartości warunków definiujących poszczególne stany pracy autobusu**

|                                   | Numer stanu pracy |        |        |        |                   |       |     |
|-----------------------------------|-------------------|--------|--------|--------|-------------------|-------|-----|
|                                   | 1                 | 2      | 3      | 4      | 5                 | 6     | 7   |
| $V$ [km/h]                        | > 0               | > 0    | > 0    | > 0    | > 0               | -     | 0   |
| $a$ [m/s <sup>2</sup> ]           | < -0,1            | < 0    | > 0,1  | > 0,1  | < -0,1<br>i < 0,1 | -     | 00  |
| $G_e$ [dm <sup>3</sup> /h]        | 0                 | > 0    | > 0    | > 0    | > 0               | > 0   | > 0 |
| $APP$ [%]                         | 0                 | > 0    | > 0    | > 0    | > 0               | 0     | > 0 |
| $\Delta G_e$ [dm <sup>3</sup> /h] | -                 | < -0,2 | > -0,2 | < -0,2 | > -0,2<br>i < 0,2 | -     | -   |
| $n$ [obr/min]                     | -                 | -      | -      | -      | -                 | < 700 | -   |

Tab. 8.8. Zestawienie wyników analizy dla mocy elektrycznej  $P_e = 0,78 \text{ kW}$

| SORT2<br>$P_e = 0,77 \text{ kW}$ | Numer stanu pracy |        |         |         |         |         |         |
|----------------------------------|-------------------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|
|                                  | 1                 | 2      | 3       | 4       | 5       | 6       | 7       |
| Energia zawarta w paliwie [kWh]  | 0                 | 0,0358 | 2,5226  | 0,4197  | 1,4154  | 0,4073  | 0,0240  |
| Energia elektryczna [kWh]        | 0,0075            | 0,0004 | 0,0112  | 0,0014  | 0,0089  | 0,0161  | 0,0004  |
| Udział energii paliwa [%]        | 0,00              | 0,15   | 10,46   | 1,74    | 5,87    | 1,69    | 0,10    |
| Udział energii elektrycznej [%]  | 3,25              | 0,18   | 4,88    | 0,63    | 3,89    | 7,01    | 0,16    |
| Czas [h]                         | 0,008             | 0,0005 | 0,01531 | 0,00199 | 0,01232 | 0,01957 | 0,00049 |
| Średnia moc paliwa [kW]          | 0                 | 63,260 | 164,753 | 211,044 | 114,864 | 20,809  | 48,549  |
| Średnia moc elektryczna [kW]     | 0,838             | 0,727  | 0,730   | 0,726   | 0,723   | 0,821   | 0,721   |

Tab. 8.9. Zestawienie wyników analizy dla mocy elektrycznej  $P_e = 2,03 \text{ kW}$

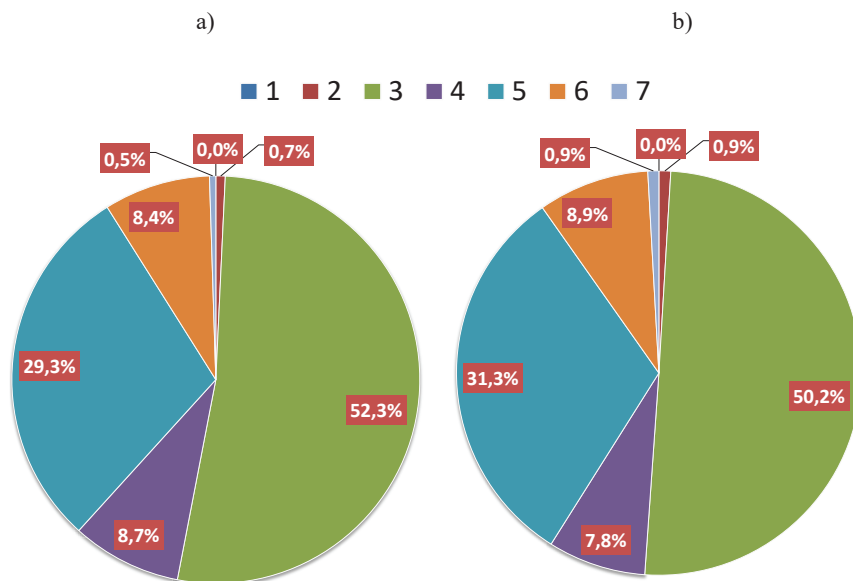
| SORT2<br>$P_e = 2,03 \text{ kW}$ | Numer stanu pracy |        |         |         |         |         |         |
|----------------------------------|-------------------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|
|                                  | 1                 | 2      | 3       | 4       | 5       | 6       | 7       |
| Energia zawarta w paliwie [kWh]  | 0                 | 0,0480 | 2,5605  | 0,4353  | 1,5970  | 0,4533  | 0,0447  |
| Energia elektryczna [kWh]        | 0,0174            | 0,0014 | 0,0298  | 0,0035  | 0,0263  | 0,0400  | 0,0017  |
| Udział energii paliwa [%]        | 0,00              | 0,19   | 10,04   | 1,57    | 6,26    | 1,78    | 0,18    |
| Udział energii elektrycznej [%]  | 2,91              | 0,23   | 4,96    | 0,59    | 4,38    | 6,67    | 0,28    |
| Czas [h]                         | 0,008             | 0,0006 | 0,01489 | 0,00176 | 0,01321 | 0,01911 | 0,00084 |
| Średnia moc paliwa [kW]          | 0                 | 69,150 | 171,907 | 226,756 | 120,934 | 24,826  | 53,337  |
| Średnia moc elektryczna [kW]     | 2,111             | 1,993  | 1,998   | 1,994   | 1,989   | 2,095   | 2,000   |

Na rysunku 8.12 zaprezentowano procentowe udziały energii zawartej w paliwa  $E_e$  zużytej w poszczególnych stanach pracy. Są to wyniki uzyskane podczas obciążenia alternatorów mocą elektryczną 0,77 kW (rys. 8.12a) oraz 2,03 kW (rys. 8.12b). Z uwagi na ustalony profil prędkości autobusu podczas realizacji cyklu SORT2 dla każdego przypadku mocy elektrycznej  $P_e$  uzyskano zbliżone wartości procentowe udziałów.

Wartość poszczególnych współczynników  $u_{fi}$  obliczono korzystając z następującego wzoru:

$$u_{fi} = \frac{E_{fi}}{E_{fc}} \cdot 100\% \quad (8.11)$$

gdzie:  $u_{fi}$  – udział procentowy zużycia energii paliwa danego stanu pracy [%],  
 $E_{fi}$  – energia zawarta w paliwie z danego stanu pracy [kWh],  $E_{fc}$  – całkowita energia zawarta w paliwie użytym podczas SORT2 [kWh].



**Rys. 8.12. Procentowe udziały energii paliwa użytej w poszczególnych stanach pracy:**  
a)  $P_e = 0,78 \text{ kW}$ , b)  $P_e = 2,03 \text{ kW}$

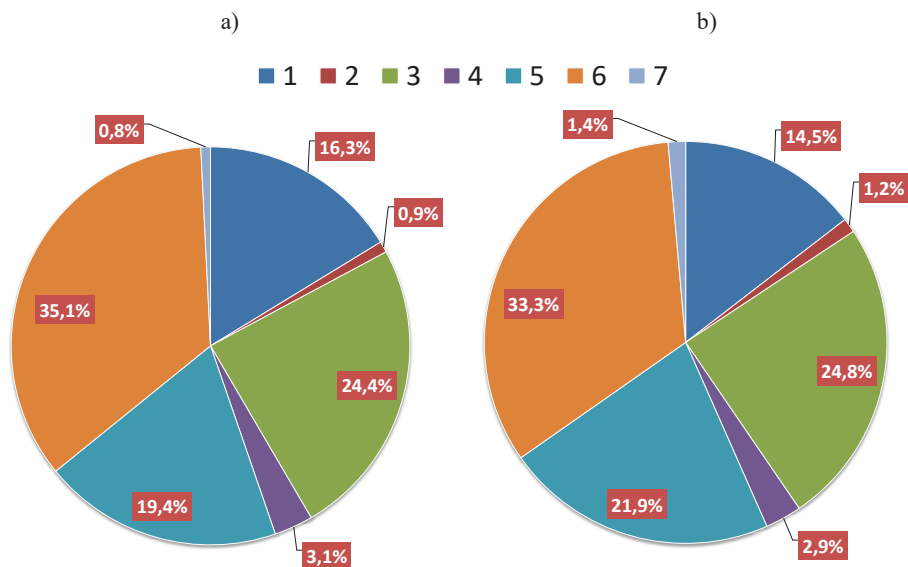
Odnosząc się do stanu określonego jako hamowanie silnikiem, zużycie energii zawartej w paliwie  $E_f$  wynosi zero. W przypadku stanu nr 2, gdzie również występuje ruch opóźniony autobusu, udział zużycia energii  $E_e$  jest poniżej 1%. Podobnie jest podczas stanu nr 7, określanego jako opóźnienie działania zespołu napędowego. Największy udział zużycia energii  $E_e$ , wynoszący około 50–52% zanotowano podczas przyspieszania, kiedy poza pokonywaniem oporów powietrza i toczenia (ruch po poziomej nawierzchni) niezbędne było pokonanie oporów bezwładności. Stan nr 4 dotyczył również ruchu przyspieszonego, ale przy zmniejszonym udziale energii z paliwa  $E_f$ . W tym przypadku udział  $E_f$  to 8%. Podczas jazdy ze stałą prędkością  $V$  wartość  $u_{fi}$  była równa 30%, natomiast podczas pracy silnika na biegu jałowym (stan nr 6)  $u_{fi}$  wynosiło około 8,5%.

Wartość procentowych udziałów energii elektrycznej wyprodukowanej w poszczególnych stanach pracy  $u_{ei}$  obliczono korzystając z następującego wzoru:

$$u_{ei} = \frac{E_{ei}}{E_{ec}} \cdot 100\% \quad (8.12)$$

gdzie:  $u_{ei}$  – udział procentowy wytworzonej energii elektrycznej w danym stanie pracy [%],  $E_{ei}$  – energia elektryczna wytworzona w danym stanie pracy [kWh],  $E_{ec}$  – całkowita energia elektryczna wytworzona podczas testu SORT2 [kWh].

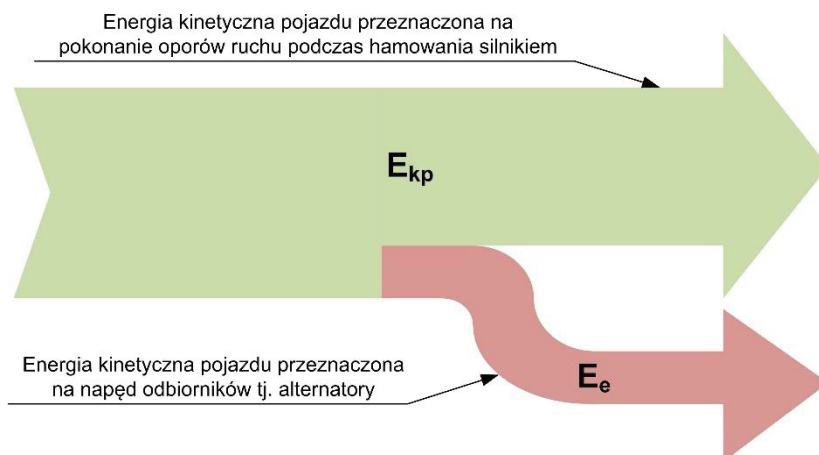
Przedstawione na rysunku 8.13 udziały procentowe wygenerowanej energii elektrycznej  $E_e$  dla wariantów obciążeń  $P_{e1} = 0,78$  kW oraz  $P_{e2} = 2,03$  kW są do siebie zbliżone, jednak można zauważyć różnice w wartościach udziałów  $u_{ei}$  w stanie pracy nr 1 (hamowanie silnikiem). W przypadku zwiększonego obciążenia elektrycznego  $P_{e2}$  udział energii wytworzonej podczas hamowania silnikiem zmniejszył się o 1,8%, co stanowi ponad 11% zmianę w odniesieniu do wartości 16,3%, uzyskanej dla obciążenia elektrycznego  $P_{e1} = 0,78$  kW. Może to wynikać z tego, że obciążenie elektryczne  $P_e$ , a co się z tym wiąże, także obciążenie mechaniczne wału korbowego silnika, powoduje skrócenie czasu hamowania silnikiem  $t$ , w wyniku działania dodatkowego momentu hamującego. Może to powodować skrócenie czasu ruchu opóźnionego autobusu bez udziału energii z paliwa, ponieważ część energii kinetycznej pojazdu  $E_k$  zamieniana jest na energię elektryczną  $E_e$ .



Rys. 8.13. Procentowe udziały energii elektrycznej wyprodukowanej w poszczególnych stanach pracy: a)  $P_e = 0,78$  kW, b)  $P_e = 2,03$  kW

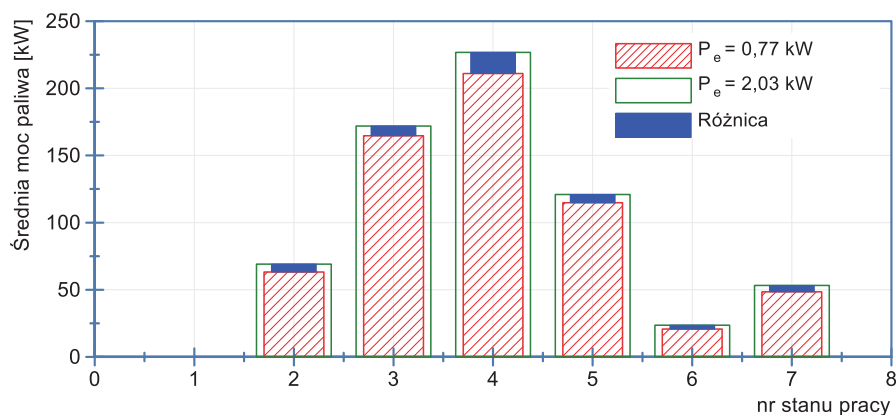
Schemat przepływu energii przedstawiono na rysunku 8.14. Analizując udziały procentowe energii elektrycznej  $u_{ei}$  w poszczególnych stanach pracy pojazdu, największą wartość uzyskano podczas pracy silnika na biegu jałowym (stan nr 6). Było to kolejno: 35% dla  $P_e = 0,78$  kW oraz 33,3% dla  $P_e = 2,03$  kW. Drugim z kolei stanem był ruch przyspieszony autobusu bez udziału zakumulowanej energii kinetycznej, gdzie wygenerowano ponad 24% całej energii elektrycznej  $E_e$  (stan nr 3). Dla tych dwóch przypadków (stany pracy nr 5 i 6) jedynym źródłem była energia pochodząca z paliwa  $E_f$ . Podobnie było również w przypadku stanu pracy oznaczonego numerem 5, który został przyporządkowany do ruchu jednostajnego autobusu. W tym stanie pracy pojazdu

wyprodukowano 19,4% przy  $P_e = 0,78$  kW oraz 21,9%  $P_e = 2,03$  kW. Znaczące są również udziały produkcji energii elektrycznej  $E_e$  podczas procesu hamowania silnikiem. Otrzymano kolejno: 16,3% dla  $P_e = 0,78$  kW oraz 14,5% dla  $P_e = 2,03$  kW. Ten stan pracy charakteryzuje się tym, że cała energia elektryczna  $E_e$  produkowana jest z energii kinetycznej  $E_k$  zakumulowanej w masie autobusu. W pozostałych stanach pracy oznaczonych numerami 2, 4 i 7 udziały procentowe wytworzonej energii elektrycznej  $u_{ei}$  były najniższe i wynosiły od 0,8 do 3,1%.



**Rys. 8.14. Graficzna interpretacja procesu przepływu energii podczas hamowania silnikiem (stan pracy nr 1)**

W celu obliczenia sprawności procesu konwertowania energii chemicznej paliwa na energię elektryczną  $\eta_c$ , zgodnie z modelem opisanym wzorami 8.9 i 8.9, wyznaczono średnią moc paliwa  $P_f$  oraz średnią moc elektryczną  $P_e$  w każdym ze zdefiniowanych stanów pracy. Wyniki obliczeń zawarto na rysunku 8.15 oraz w tabeli 8.10. Kolor zielony ramki odpowiada średniej mocy paliwa  $P_f$  przy obciążeniu elektrycznym  $P_e = 2,03$  kW, czerwony natomiast przy obciążeniu  $P_e = 0,78$  kW. Największą różnicę (kolor niebieski) otrzymano w przypadku ruchu przyspieszonego autobusu z udziałem energii kinetycznej autobusu  $E_k$  (stan nr 4). W tym przypadku energia kinetycznie zgromadzona  $E_k$  w masie autobusu jest wykorzystywana jedynie do napędu pojazdu, nie wraca natomiast do wału korbowego silnika. Podczas stanu nr 4 duża różnica mocy zawartej w paliwie  $P_f$  dla dwóch wariantów  $P_e$  może być wynikiem pogorszenia się sprawności  $\eta_c$ , zgodnie z charakterystykami przedstawionymi w rozdziale trzecim, gdzie dla małych i średnich obciążeń występuje znaczące zmniejszenie sprawności silnika  $\eta_s$  wraz ze zmniejszeniem obciążenia silnika. Najmniejszą różnicę otrzymano podczas pracy silnika na biegu jałowym.



Rys. 8.15. Średnia moc paliwa w kolejnych stanach pracy pojazdu

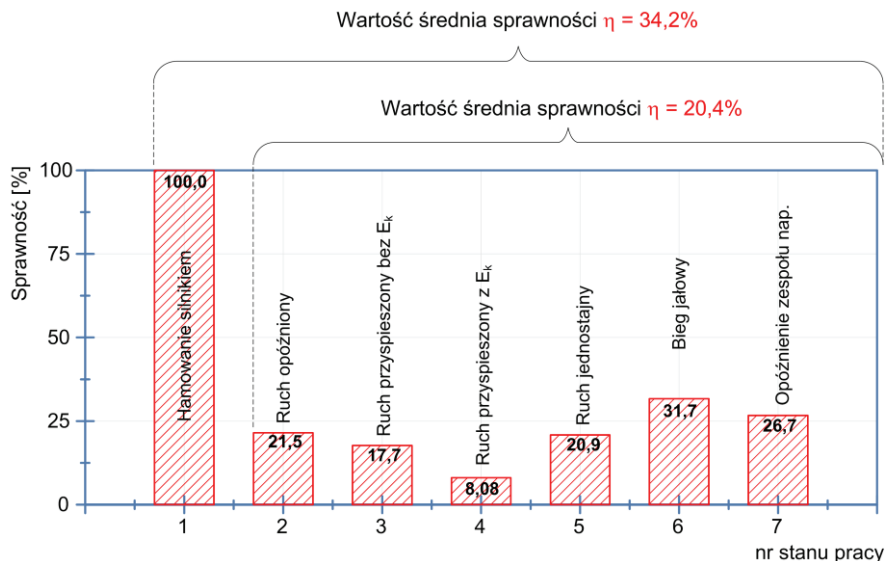
Wartości obliczonych sprawności  $\eta_c$  konwertowania energii paliwa  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$  podczas cyklu jezdnego SORT2 zawarto w tabeli 8.10 oraz na rysunku 8.16. Dla stanu nr 1 (hamowanie silnikiem) przyjęto sprawność 100% ze względu na fakt, że w tym czasie energia elektryczna  $E_e$  w całości produkowana jest z energii kinetycznej autobusu  $E_k$ . Jak wiadomo, w tym przypadku przetwarzanie energii mechanicznej  $E_m$  dostarczanej do wału alternatora na energię elektryczną  $E_e$  jest obciążone stratami, ale w przyjętej metodzie analizy i strukturze modelu źródłem pierwotnym jest energia paliwa  $E_f$ , która nie jest dostarczana w tym czasie do silnika. Jest to niezbędne założenie, ponieważ przeprowadzona analiza odnosi się do sprawności  $\eta_c$  wyliczonej jako wartość średnia z całego cyklu i wynosiła około 34%.

Tab. 8.10. Zestawienie wyników analizy dla generowanej mocy elektrycznej  $P_e = 0,78 \text{ kW}$  i  $P_e = 2,03 \text{ kW}$

|                                                              | Numer stanu pracy |        |        |        |        |        |        |
|--------------------------------------------------------------|-------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                                                              | 1                 | 2      | 3      | 4      | 5      | 6      | 7      |
| Różnica energii paliwa [kWh]                                 | 0,0000            | 0,0122 | 0,0379 | 0,0156 | 0,1816 | 0,0460 | 0,0207 |
| Różnica energii elektrycznej [kWh]                           | 0,0100            | 0,0010 | 0,0186 | 0,0021 | 0,0174 | 0,0240 | 0,0013 |
| Różnica średniej mocy paliwa [kW]                            | 0,000             | 5,890  | 7,154  | 15,711 | 6,070  | 2,917  | 4,788  |
| Różnica mocy elektrycznej [kW]                               | 1,273             | 1,266  | 1,267  | 1,269  | 1,267  | 1,274  | 1,278  |
| Sprawność [%]                                                | 100,00            | 21,50  | 17,71  | 8,08   | 20,87  | 31,71  | 26,70  |
| Objętość paliwa na 1 kWh <sub>e</sub> [dm <sup>3</sup> /kWh] | 0,00              | 0,465  | 0,565  | 1,238  | 0,479  | 0,315  | 0,375  |
| Udziały czasowe [-]                                          | 0,1375            | 0,0086 | 0,2631 | 0,0342 | 0,2118 | 0,3364 | 0,0084 |

Z przeprowadzonej analizy wynika, że sprawność konwertowania energii paliwa na energię elektryczną  $\eta_c$  jest zależna od warunków ruchu pojazdu, a co się z tym wiąże, od obciążenia silnika  $P_m$  i prędkości obrotowej wału korbowego  $n$ . Odnosząc się do działania alternatorów to obciążenie elektryczne  $P_e$  było stałe, lecz zmienna prędkość obrotowa wpływała na sprawność tych urządzeń. Wynika to z charakterystyk alternatorów przedstawionych w rozdziale piątym. Przy obciążeniu elektrycznym  $P_{el}$  alternatory pracowały z niższą sprawnością ogólną niż przy obciążeniu  $P_{e2}$ .

Najwyższe sprawności  $\eta_c$  równe 31,7% (stan nr 1) uzyskano przy najniższych prędkościach obrotowych wału korbowego  $n$ , tj. podczas pracy na biegu jałowym oraz podczas tzw. opóźnień układu napędowego (stan nr 7 – 26,7%). Można wnioskować, że takie wartości, zwłaszcza otrzymane na biegu jałowym silnika, odpowiadają maksymalnym wartościom sprawności alternatora, które z reguły występują w zakresie małych prędkości obrotowych wału korbowego silnika  $n$  oraz średnich obciążeń elektrycznych  $P_e$ .



Rys. 8.16. Sprawność konwertowania energii paliwa na energię elektryczną podczas cyklu SORT2

Podczas jazdy ze stałą prędkością pojazdu  $V$ , czyli stałą prędkością obrotową wału korbowego  $n$ , sprawność konwersji  $\eta_c$  wyniosła 20,9% (stan nr 5). Podobny wynik  $\eta_c$ , równy 21,5%, otrzymano dla wariantu stanu pracy nr 2, tj. ruchu opóźnionego autobusu. Ruch przyspieszony, który był wynikiem jedynie energii zawartej w paliwie  $E_e$  (stan pracy nr 3), charakteryzował się sprawnością  $\eta_c$  o wartości 17,7%. Najmniejszą sprawność  $\eta_c$ , wynoszącą 8,1%, otrzymano

podczas ruchu przyspieszonego pojazdu, ale z udziałem zakumulowanej w masie autobusu energii kinetycznej  $E_k$ . Uzyskana różnica w jakości konwertowania energii paliwa na energię elektryczną w dwóch opisanych powyżej stanach wynika z pogorszenia sprawności ogólnej silnika spalinowego  $\eta_s$ . Jak wiadomo z zaprezentowanych w rozdziale piątym charakterystyk silników o ZS sprawność  $\eta_s$  znacząco zależy od generowanej mocy  $P_m$ . W przypadku przyspieszania pojazdu ze zmniejszonym udziałem oporów bezwładności (stan 4) zarejestrowano zmniejszenie obciążenia silnika  $P_m$ . Skutkowało to ponad dwukrotnym zredukowaniem całkowitej sprawności generowania energii elektrycznej  $\eta_c$ .

Podsumowując, można jednoznacznie stwierdzić, że uzyskane wyniki badań przeprowadzonych w warunkach określonych przez cykl jezdny SORT2, umożliwiły wyznaczenie sprawności  $\eta_c$  konwertowania energii paliwa na energię elektryczną. Przebieg tego procesu jest zależny od warunków ruchu autobusu, obciążenia silnika oraz prędkości obrotowej wału korbowego. Największa wartość sprawności  $\eta_c$  jest uzyskiwana podczas pracy silnika na biegu jałowym. Jak już wspomniano powyżej, stany te charakteryzują się prędkością obrotową silnika  $n$  oraz alternatora  $n_A$ , gdzie alternatory mają największą sprawność. Wraz ze zwiększeniem występowania zmian prędkości obrotowej wału korbowego  $n$  oraz obciążenia silnika następuje pogorszenie sprawności  $\eta_c$ .

Należy również zaznaczyć, że w przyjętym modelu konwersji energii, wartość średnia sprawności  $\eta_c$  jest znacząco zwiększona przez założoną 100% sprawność uzyskiwaną podczas ruchu opóźnionego autobusu bez udziału energii paliwa (hamowanie silnikiem – stan nr 1, udział czasowy 0,13). W tym przypadku sprawność  $\eta_c$  obliczona jako średnia ważona (wzór 8.9) wynosi 34%. Natomiast, jeżeli średnia sprawność została obliczona z pominięciem tego stanu pracy, czyli będzie obejmować wyłącznie te warunki pracy, gdzie zużywane jest paliwo, to otrzymano tylko 23%.

#### 8.4. Analiza konwersji energii podczas przyspieszania pojazdu

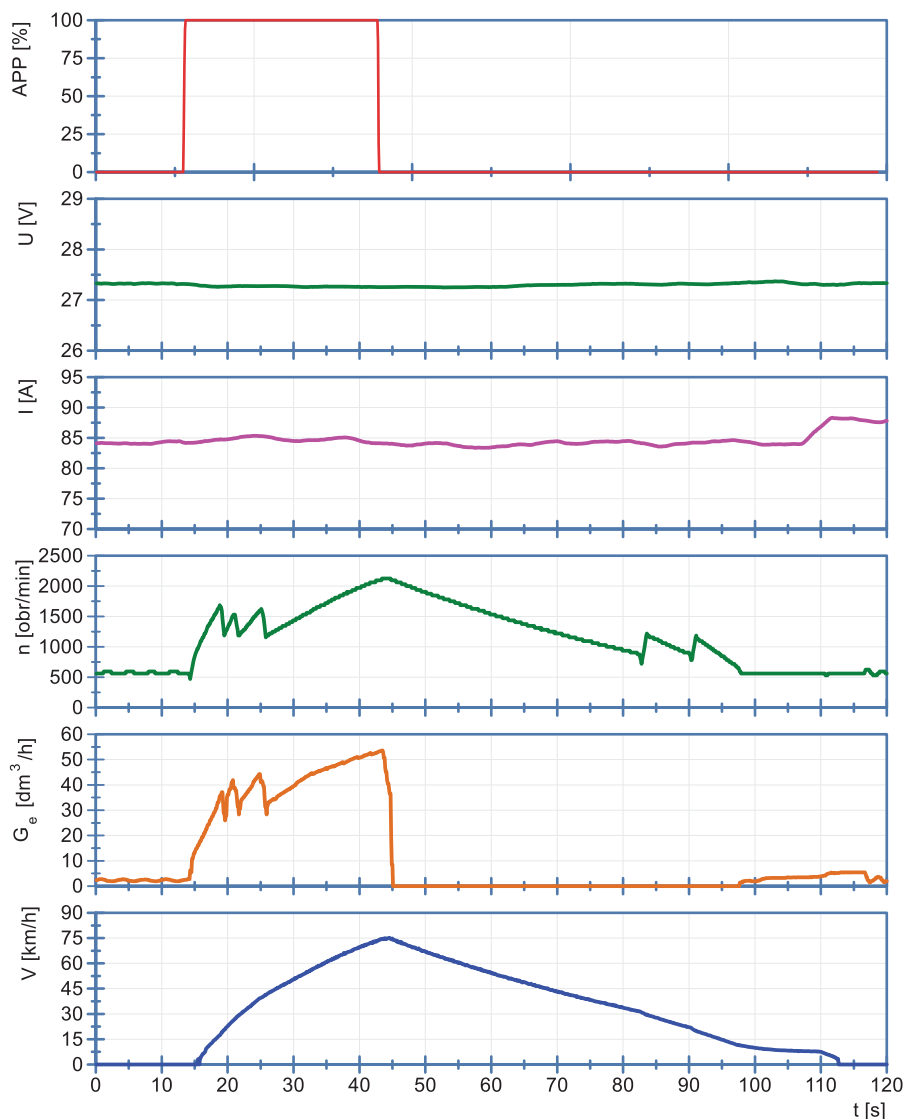
Kolejnym etapem było wykonanie analizy wyników uzyskanych podczas ruchu przyspieszonego. Metodologię wykonanych badań opisano w rozdziale 8.2. Wartości średnich mocy elektrycznych  $P_m$  odpowiadające wykonanym próbom przedstawiono w tabeli 8.11.

Tab. 8.11. Warianty obciążeń elektrycznych podczas testów drogowych – przyspieszanie

| SORT2                |          |      |
|----------------------|----------|------|
| Moc elektryczna [kW] | $P_{e1}$ | 0,85 |
|                      | $P_{e2}$ | 2,31 |
|                      | $P_{e3}$ | 3,02 |



Na wykresie 8.17 zawarto przykładowe wyniki dla jednego obciążenia elektrycznego  $P_{e2}$ .



Rys. 8.17. Czasowe przebiegi wyników badań uzyskanych podczas procesu przyspieszania

Analogiczne testy wykonano dla pozostałych dwóch wartości obciążeń  $P_{e1}$  i  $P_{e2}$ . Zgodnie z przyjętym planem badań, podczas tego testu kierowca autobusu po całkowitym wciśnięciu dźwigni przyspiesznika ( $APP = 100\%$ ), utrzymywał ten stan do osiągnięcia maksymalnej prędkości pojazdu  $V$ , wynoszącej około 75 km/h. Jest to ograniczenie, jakie zostało wprowadzone przez producenta pojazdu do układu sterowania zespołem napędowym. Zużycie paliwa  $G_e$

zmieniało się w zakresie od około 3 dm<sup>3</sup>/min dla biegu jałowego do około 52 dm<sup>3</sup>/min przy maksymalnym obciążeniu. Największą wartość  $G_e$  uzyskano na ostatnim etapie przyspieszania, co było również wynikiem największej wartości prędkości obrotowej wału  $n$ . Natężenie prądu  $I$  w układzie alternatorów wynosiło  $85 \pm 1$  A. Napięcie  $U$  w instalacji elektrycznej wynosiło  $27,25 \pm 0,1$  V.

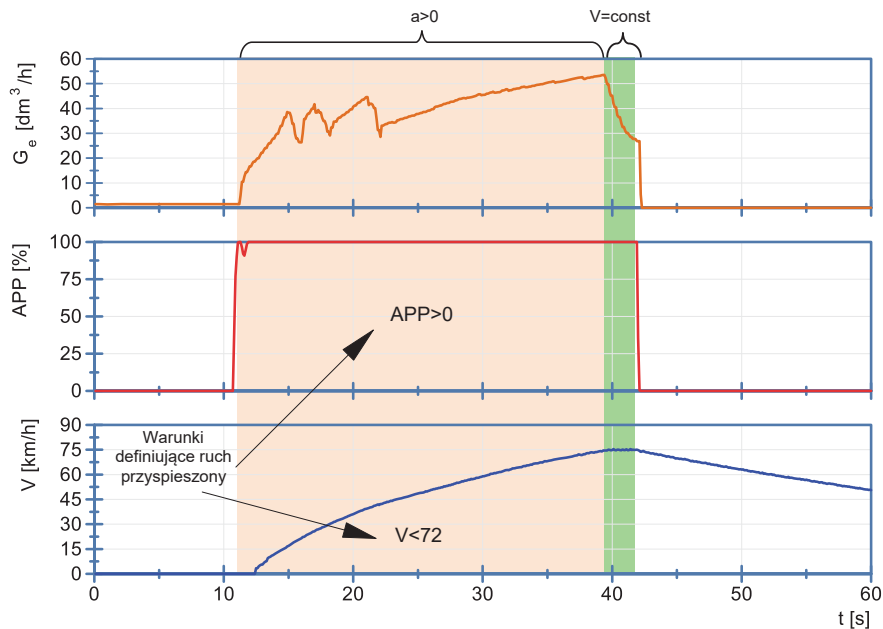
Charakterystyczne jest, że zużycie paliwa  $G_e$  po osiągnięciu granicznej wartości prędkości pojazdu (około 42. sekundy, rysunek 8.17) następuje zmniejszenie dawkowania paliwa z ponad 50 do 27 dm<sup>3</sup>/h. Wynika z tego, że podczas przyspieszania została dostarczona blisko dwukrotnie większa ilość energii w postaci paliwa  $E_f$  niż w przypadku ruchu pojazdu ze stałą prędkością pojazdu  $V$ .

#### 8.4.1. Analiza wyników badań z procesu przyspieszania pojazdu

Analiza wyników została przeprowadzona w celu wyznaczenia sprawności  $\eta_c$  generowania energii elektrycznej  $E_e$  z energii zawartej w paliwie  $E_f$ . Procedura obliczeń została szczegółowo opisana równaniami 8.4-8.6. Sprawność została określona jako iloraz różnicy energii elektrycznej  $E_e$  oraz różnicy energii zawartej w paliwie  $E_f$  w dwóch stanach pracy. Obliczono trzy warianty sprawności:

- $\eta_{c2-1}$  – uzyskana po zmianie mocy elektrycznej  $P_{e1}$  na  $P_{e2}$ ,
- $\eta_{c3-2}$  – uzyskana po zmianie mocy elektrycznej  $P_{e2}$  na  $P_{e3}$ ,
- $\eta_{c3-1}$  – uzyskana po zmianie mocy elektrycznej  $P_{e1}$  na  $P_{e3}$ .

W celu wyznaczenia prawidłowego przebiegu czasowego, w którym występował przyspieszony ruch pojazdu, zdefiniowano warunki określające ten stan pracy. Umożliwiło to ustalenie zakresu przebiegów czasowych wyników, które zostały wykorzystane do obliczenia sprawności konwersji energii  $\eta_c$ . Na rysunku 8.18 oznaczono zakres wyników, na podstawie których obliczono zużytą energię zawartą w paliwie  $E_f$  oraz wytworzoną energię elektryczną  $E_e$ . W algorytmie wyznaczania tego zakresu przyjęto dwa warunki, które musiały być spełnione jednocześnie. Były to: sygnał z położenia dźwigni przyspiesznika  $APP > 0$  oraz prędkość pojazdu  $V < 72$  km/h. Celowo zmniejszono prędkość do 72 km/h, ponieważ przy wartościach 73–75 km/h system sterowania zespołem napędowym uruchamia procedurę ograniczania prędkości obrotowej silnika  $n$ , co skutkowało zmniejszeniem zużycia paliwa  $G_e$ . Organicznie to powoduje ruch jednostajny pojazdu, co przekłada się na zmniejszenie zużycia paliwa  $G_e$ . Wynika to ze zmniejszenia oporów bezwładności podczas jazdy ze stałą prędkością pojazdu  $V$ . Wyznaczenie przyspieszenia pojazdu  $a$  nie było niezbędne, ponieważ opisane powyżej warunki w pełni określały analizowany stan pracy autobusu oznaczony nr 3, opisanym dokładnie w rozdziale 8.4. Obliczenia przeprowadzono za pomocą skryptu opracowanego w oprogramowaniu NI Diadem.

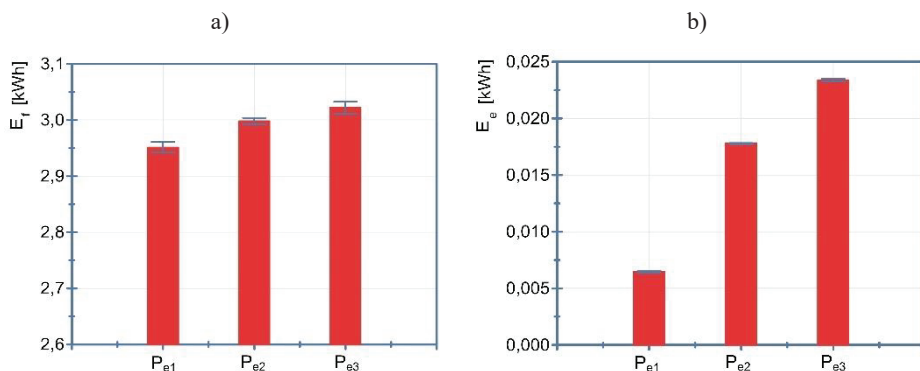


**Rys. 8.18. Zakres czasowy poddany analizie procesu konwersji energii podczas przyspieszania pojazdu**

Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 8.12 oraz na rysunku 8.19. Zwiększenie obciążenia elektrycznego  $P_e$  wpłynęło na zwiększenie zużycia energii zawartej w paliwie  $E_f$ . Zwiększenie obciążenia silnika  $P_m$ , wynikające ze zwiększonej mocy elektrycznej  $P_e$ , spowodowało również wydłużenie czasu procesu rozpędzania pojazdu do prędkości 72 km/h.

**Tab. 8.12. Wyniki badań uzyskane podczas procesu rozpędzania pojazdu**

|                                 | Moc elektryczna            |                            |                            |
|---------------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
|                                 | $P_{e1} = 0,85 \text{ kW}$ | $P_{e2} = 2,31 \text{ kW}$ | $P_{e3} = 3,02 \text{ kW}$ |
| Energia zawarta w paliwie [kWh] | 2,951                      | 2,998                      | 3,022                      |
| Odchylenie standardowe [kWh]    | 0,028                      | 0,017                      | 0,033                      |
| Energia elektryczna [kWh]       | 0,006                      | 0,018                      | 0,023                      |
| Odchylenie standardowe [kWh]    | 0,0003                     | 0,0001                     | 0,0004                     |
| Czas [s]                        | 27,230                     | 27,730                     | 27,900                     |
| Średnia moc paliwa [kW]         | 390,152                    | 389,147                    | 389,902                    |
| Średnia moc elektryczna [kW]    | 0,854                      | 2,310                      | 3,016                      |



**Rys. 8.19. Zestawienie energii dla kolejnych przypadków mocy elektrycznych: a) energia zawarta w paliwie, b) wygenerowana energia elektryczna**

Dla powyższych wyników przeprowadzono dwa testy. Obliczono współczynnik korelacji, którego wartość wyniosła 0,98. Świadczy to o silnej korelacji pozytywnej pomiędzy wyprodukowaną na pokładzie autobusu energią elektryczną  $E_e$  a zużytą energią zawartą w paliwie  $E_f$ . Przeprowadzono również analizę statystyczną istotności różnic w zużyciu energii zawartej w paliwie  $E_f$ . Obliczone poziomy istotności  $\alpha$  zawarto w tabeli 8.13. Otrzymane wartości zawarte w tabeli pozwalają na odrzucenie hipotezy zerowej o równości wartości średnich w dwóch przypadkach.

W związku z tym można stwierdzić, że zużycie energii zawartej w paliwie  $E_f$  zależy od mocy elektrycznej  $P_e$  generowanej przez alternatory, przy założonych takich samych oporach ruchu pojazdu.

**Tab. 8.13. Wyniki badań istotności różnic energii zawartej w paliwie dla kolejnych wartości obciążenia elektrycznego**

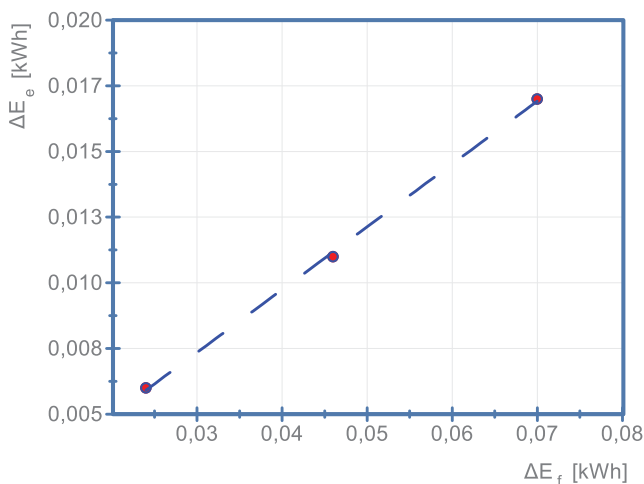
|          | $E_{f1}$ wz. $E_{f2}$ | $E_{f1}$ wz. $E_{f3}$ | $E_{f2}$ wz. $E_{f3}$ |
|----------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| $\alpha$ | 0,06                  | 0,01                  | 0,03                  |

W tabeli 8.14 zawarto wyniki dotyczące różnic energii  $E_{f2}$  i  $E_{f3}$  oraz uzyskaną na tej podstawie sprawność  $\eta_c$ . Dla trzech analizowanych przypadków uzyskano sprawność równą około 24%. Na wykresie 8.20 przedstawiono zależności zmian energii elektrycznej  $E_e$  jako funkcji zmian energii zawartej w paliwie  $E_f$ . Przyjęto model regresji liniowej. Uzyskany współczynnik kierunkowy prostej, równy 0,24, stanowi informację, ile energii  $E_f$  należy zużyć, aby wygenerować określoną ilość energii elektrycznej  $E_e$ . Pomijając wyraz wolny, równanie przyjmuje postać:

$$\Delta E_e = 0,24 \cdot \Delta E_f \quad (8.13)$$

Tab. 8.14. Zestawienie wyników analizy dla kolejnych wartości obciążenia elektrycznego

|                                          | Różnica mocy elektrycznej [kWh] |                   |                   |
|------------------------------------------|---------------------------------|-------------------|-------------------|
|                                          | $P_{e2} - P_{e1}$               | $P_{e3} - P_{e2}$ | $P_{e3} - P_{e1}$ |
| Różnica energii zawartej w paliwie [kWh] | 0,046                           | 0,024             | 0,070             |
| Różnica energii elektrycznej [kWh]       | 0,011                           | 0,006             | 0,017             |
| Różnica mocy elektrycznej [kWh]          | 1,456                           | 0,706             | 2,161             |
| Sprawność [%]                            | 24,40                           | 23,36             | 24,05             |



Rys. 8.20. Zależność zwiększenia wygenerowanej energii elektrycznej  $\Delta E_e$  od zwiększenia zużytej energii zawartej w paliwie  $\Delta E_f$

Podsumowując, stwierdzono, że przeprowadzona analiza, która została oparta na pomiarach podczas procesu rozpędzania pojazdu od 0 do 74 km/h, wykazała, że sprawność przetwarzania energii  $\eta_e$  w takim stanie pracy wynosi 24%. Wynika to z modelu regresji liniowej, za pomocą której została opisana otrzymana zależność  $\Delta E_e(\Delta E_f)$ . W związku z tym do wytworzenia 1 kWh energii elektrycznej  $E_e$  na pokładzie badanego autobusu miejskiego potrzeba 2,4 kWh energii zawartej w paliwie  $E_f$ . Uwzględniając wartość opałową paliwa  $W_o$  oraz jego gęstość  $\rho_{ON}$  można wyznaczyć objętość oleju napędowego  $V_f$  zużywanego do wyprodukowania 1 kWh energii elektrycznej  $E_e$  (równanie 8.14)

$$V_f = \Delta E_e \cdot W_o \cdot \rho_{ON} \quad (8.14)$$

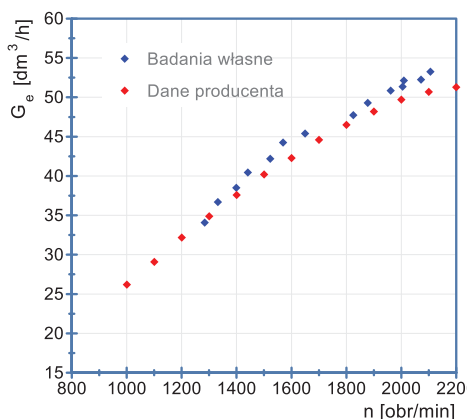
W tym przypadku wynosiło 0,23 dm<sup>3</sup> oleju napędowego na każdą wyprodukowaną 1 kWh energii elektrycznej  $E_e$ .

### 8.4.2. Wyznaczenie sprawności silnika i alternatorów podczas przyspieszania

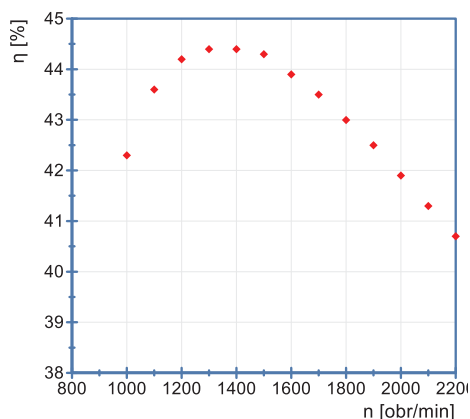
Kolejnym etapem analizy było wyznaczenie poszczególnych sprawności  $\eta_s$ ,  $\eta_p$ ,  $\eta_A$  będących składowymi całkowitej sprawności konwersji energii  $\eta_c$ . Jak zapisano równaniem 8.15, całkowita sprawność jest iloczynem sprawności silnika spalinowego  $\eta_s$ , sprawności alternatora  $\eta_A$  oraz przekładni pasowej  $\eta_p$ .

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_p \cdot \eta_A \quad (8.15)$$

W wykonanej analizie wykorzystano dane producenta silnika pochodzące z zewnętrznej charakterystyki eksploatacyjnej (rys. 8.21). Charakterystyka ta została wykonana przy maksymalnym wychyleniu dźwigni przyspiesznika (APP = 100%). Jednocześnie warunki obciążenia silnika, występujące podczas zrealizowanego procesu rozprężania, odpowiadały maksymalnemu obciążeniu silnika, które opisuje charakterystyka zewnętrzna. Można to potwierdzić porównując godzinowe zużycie paliwa uzyskane podczas badań z godzinowym zużyciem podawanym przez producenta (rys. 8.21). Na rysunku 8.22 przedstawiono sprawność ogólną silnika w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego. Sprawność obliczono z jednostkowego zużycia paliwa, które podaje producent jako zależność  $g_e(n)$  przy maksymalnym APP.



Rys. 8.21. Zależność godzinowego zużycia paliwa od prędkości obrotowej przy APP = 100%



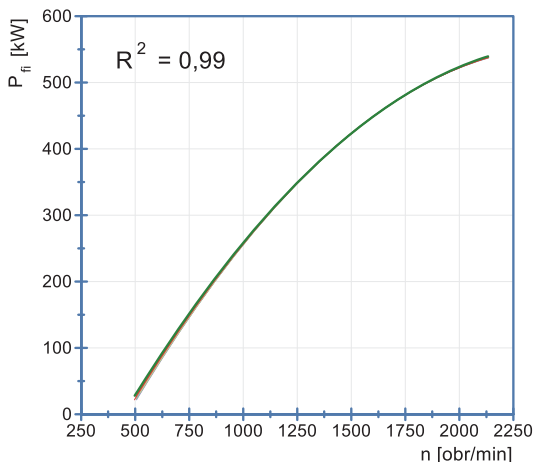
Rys. 8.22. Zależność sprawności ogólnej silnika od prędkości obrotowej przy APP = 100%

W związku z powyższym przyjęto założenie, że silnik pracował ze sprawnością podawaną przez producenta. Dzięki temu, stosując wzór 8.15, można wyznaczyć całkowitą sprawność  $\eta_c$  oraz jej poszczególne składowe  $\eta_s$ ,  $\eta_p$ ,  $\eta_A$ .

Równania opisujące moc zawartą w paliwie  $P_f$  wyznaczono dla trzech wartości mocy elektrycznych  $P_e$ . Na podstawie wyników badań uzyskanych podczas rozprężania pojazdu na czwartym biegu opracowano zależność mocy

paliwa  $P_m$  od prędkości obrotowej wału korbowego  $n$ . Przeprowadzone obliczenia wykazały, że w każdym z przypadków rozpędzania (kolejne wartości mocy elektrycznej  $P_e$ ) otrzymano zbliżone wartości współczynników wielomianów drugiego stopnia. Wyniki obliczeń przedstawiono na wykresie 8.23. W każdym z przypadków  $P_e$  współczynnik regresji był większy od 0,99. Opierając się na uzyskanych współczynnikach wielomianu, opracowano model opisujący moc paliwa w zależności od prędkości obrotowej wału korbowego.

$$P_f(n) = -0,00136n^2 + 0,674n - 282,28 \quad (8.16)$$



**Rys. 8.23. Zależność mocy zawartej w paliwie od prędkości obrotowej przy APP = 100%, podczas procesu przyspieszania**

Model umożliwił obliczenie mocy paliwa  $P_f$  dla wartości prędkości obrotowych  $n$  w zakresie od 1 000 do 2 200 obr/min w punktach, w których znana jest sprawność ogólna silnika (rys. 8.22). Następnym etapem było wyznaczenie mocy mechanicznej silnika zgodnie ze wzorem:

$$P_m = \eta_s \cdot P_f \quad (8.17)$$

Zamontowane w badanym autobusie alternatory były napędzane za pomocą pasów o profilu 8PK. Jak wiadomo z analizy literatury, sprawność takiej przekładni  $\eta_p$  zależy głównie od prędkości liniowej pasa oraz przenoszanej przez przekładnię mocy mechanicznej [140]. Zmiany wartości sprawności  $\eta_p$  nie są większe niż 5% i zawierają się w przedziale od 90 do 99%. W przypadku przeprowadzonych obliczeń przyjęto wartość  $\eta_p = 93\%$ . Całkowitą sprawność przetwarzania mocy mechanicznej  $P_m$  na moc elektryczną  $P_e$  przyjęto jako wartość zależną od prędkości obrotowej wirnika alternatora  $n_A$  przy stałym obciążeniu mocą elektryczną  $P_e$ . Oparto się na znormalizowanych wartościach sprawności alternatora  $\eta_A$ , które obliczono na podstawie charakterystyk

przedstawionych w rozdziale 5.2. Należy zaznaczyć, że zamontowane w autobusie alternatory były obciążone podobnymi mocami elektrycznymi  $P_e$  a jeden z nich pracował z inną prędkością obrotową wirnika  $n_A$ , wynikającą z przełożeń przekładni pasowej. W tabeli 8.15 zawarto wartości natężeń prądów  $I$  oraz przełożeń poszczególnych alternatorów.

**Tab. 8.15. Obciążenie alternatorów oraz przełożenia przekładni pasowej**

| Numer alternatora [-] | Natężenie prądu [A] | Przełożenie [-] |
|-----------------------|---------------------|-----------------|
| 1                     | 40                  | 4:1             |
| 2                     | 38                  | 4:1             |
| 3                     | 38                  | 3:1             |

Zestawienie wyników obliczeń zawarto w tabeli 8.16 oraz na rysunkach 8.24. i 8.25. Rysunek 8.25 przedstawia wartości poszczególnych mocy: paliwa  $P_f$ , silnika  $P_m$ , na wale alternatora  $P_w$  i mocy elektrycznej  $P_e$  jako funkcje prędkości obrotowej wału korbowego silnika  $n$ . Należy przypomnieć, że jest to stan pracy silnika określony jako maksymalne obciążenie silnika, jazda na czwartym biegu z całkowicie wciśniętą dźwignią przyspieszenia ( $APP = 100\%$ ). Moc dostarczana do silnika w paliwie  $P_f$  została obliczona jako iloczyn wartości opałowej paliwa  $W_o$  oraz godzinowego zużycia paliwa  $G_e$ . Moc zawarta w paliwie zasilającym silnik  $P_f$  zwiększa się wraz z prędkością obrotową wału korbowego silnika  $n$ , co wynika z ilości zrealizowanych cykli roboczych w jednostce czasu. Powyżej prędkości równej 2 250 obr/min można zauważyć wpływ sprawności napełniania silnika  $\eta_v$  oraz charakterystyk regulacyjnych powodujących zmniejszenie szybkości zmian.

Moc mechaniczna generowana przez silnik ma podobny przebieg w funkcji prędkości obrotowej jak moc zawarta w paliwie  $P_f$ . Sprawność ogólna silnika  $\eta_s$ , charakteryzuje się lokalnym ekstremum przy  $n$  o wartości 1 400 obr/min przy maksymalnym obciążeniu  $P_m$ . Jednak zakres zmian tej sprawności zawiera się w przedziale od 41 do 44,5% (rys. 8.25). Skutkuje to zmianami mocy mechanicznej  $P_m$  o podobnym kształcie jaki występuje w przypadku mocy paliwa zasilającego silnik  $P_f$ . Wygenerowana moc mechaniczna silnika  $P_m$  była niezbędna do pokonania oporów ruchu, w tym oporów bezwładności podczas procesu przyspieszania. Tylko niewielki udział tej mocy (średnio 12,5 kW) został wykorzystany do napędu alternatorów.

Kolejne straty, występujące w analizowanym procesie, to te związane z zastosowanymi przekładniami pasowymi. W tym przypadku przyjęto stałą wartość  $\eta_p$  w całym zakresie prędkości obrotowej [148]. Moc na wale alternatora  $P_w$ , przedstawiona jako linia brązowa na wykresie 8.24, jest zależna od prędkości obrotowej silnika  $n$ . Przy stałej mocy elektrycznej  $P_e$ , wynoszącej 3,2 kW, moc niezbędna do napędu alternatora  $P_w$  zmieniała się od 4,5 do 5,7 kW. Zmiany te wynikają ze sprawności  $\eta_A$  przetwarzania mocy mechanicznej dostarczonej do

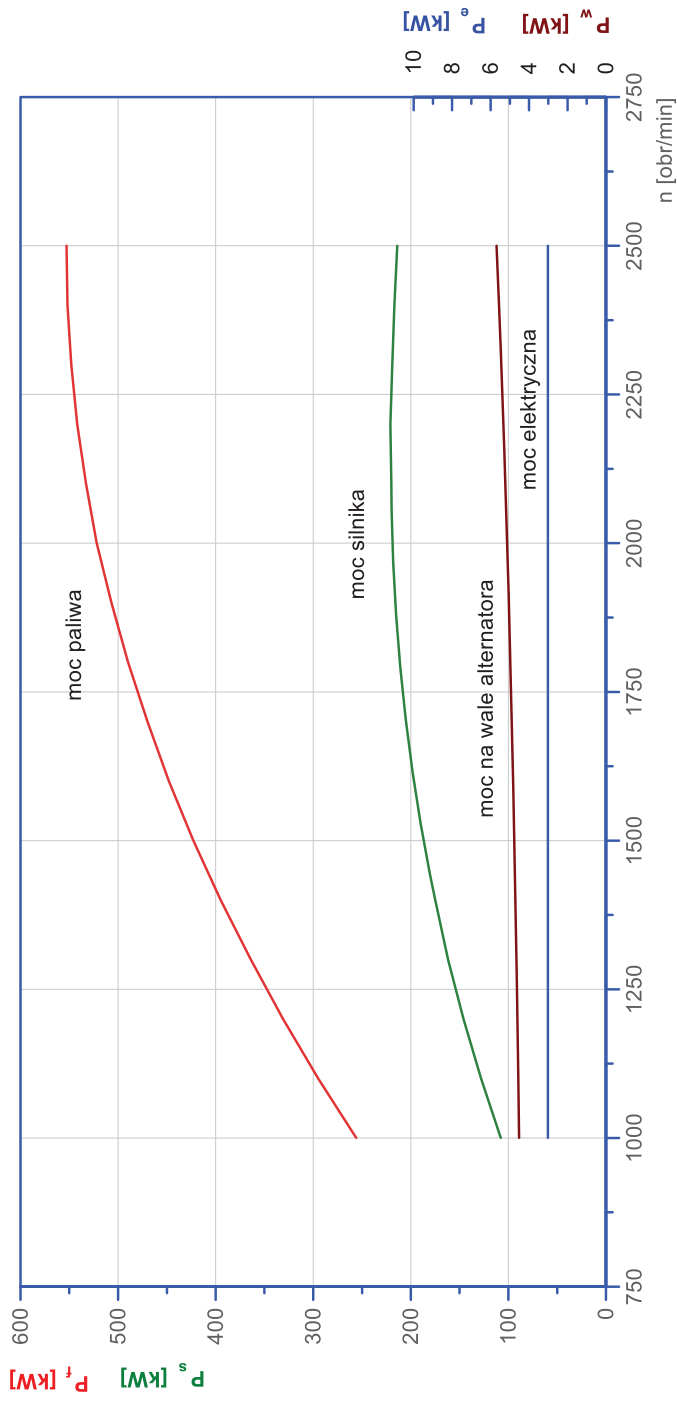


wału alternatora na moc elektryczną  $P_e$ . Zmniejszenie sprawności  $\eta_A$  wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej  $n_A$  wynika ze zwiększających się strat mechanicznych oraz magnetycznych w alternatorze. Opory te zależne są od prędkości obrotowej wału alternatora  $n_A$ .

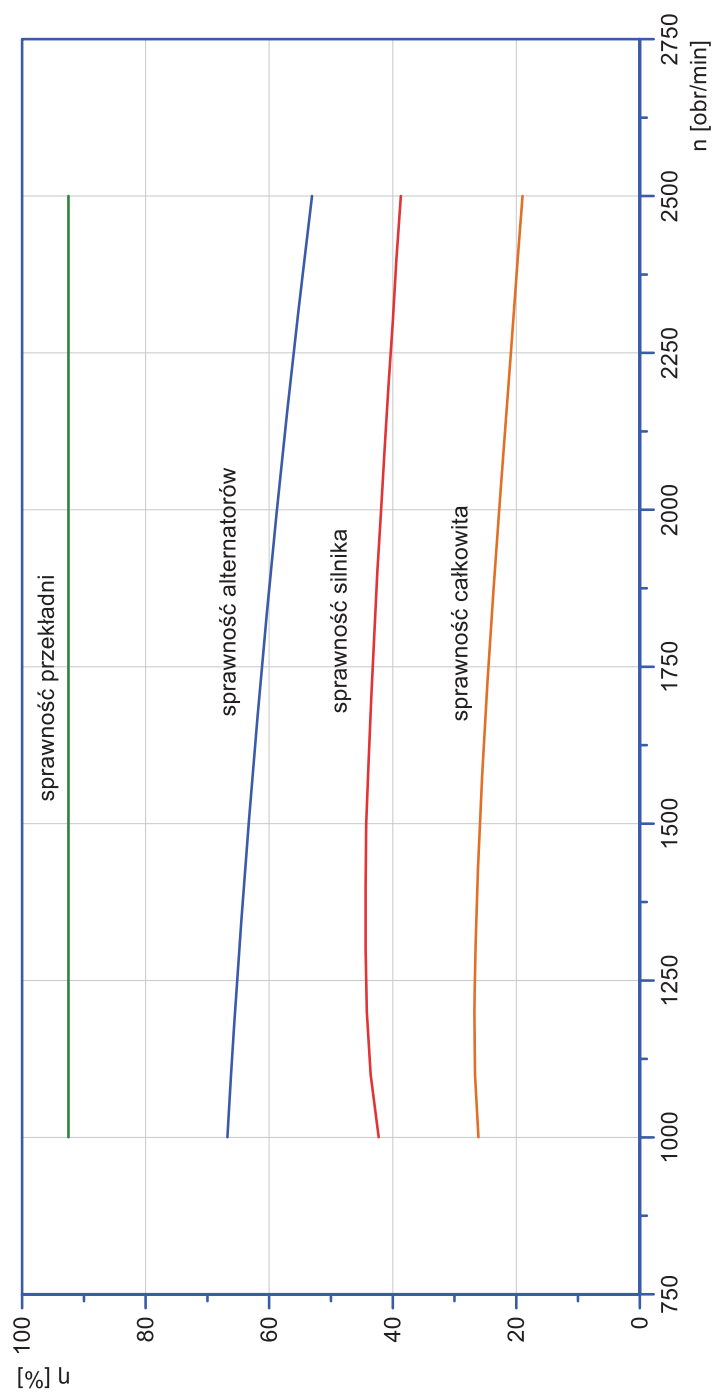
**Tab. 8.16. Wyniki badań drogowych podczas maksymalnego przyspieszania autobusu miejskiego**

| $n$ [obr/min] | $P_f$ [kW] | $P_s$ [kW] | $P_w$ [kW] | $P_e$ [kW] | $\eta_s$ [%] | $\eta_p$ [%] | $\eta_A$ [%] | $\eta_c$ [%] |
|---------------|------------|------------|------------|------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| 1000          | 256        | 108        | 4,52       | 3,02       | 42           | 93           | 67           | 26           |
| 1100          | 295        | 128        | 4,56       | 3,02       | 44           | 93           | 66           | 27           |
| 1200          | 331        | 146        | 4,60       | 3,02       | 44           | 93           | 66           | 27           |
| 1300          | 364        | 162        | 4,65       | 3,02       | 44           | 93           | 65           | 27           |
| 1400          | 395        | 175        | 4,70       | 3,02       | 44           | 93           | 64           | 26           |
| 1500          | 423        | 187        | 4,76       | 3,02       | 44           | 93           | 63           | 26           |
| 1600          | 448        | 197        | 4,83       | 3,02       | 44           | 93           | 62           | 25           |
| 1700          | 470        | 205        | 4,89       | 3,02       | 44           | 93           | 62           | 25           |
| 1800          | 490        | 211        | 4,97       | 3,02       | 43           | 93           | 61           | 24           |
| 1900          | 507        | 216        | 5,05       | 3,02       | 43           | 93           | 60           | 23           |
| 2000          | 522        | 219        | 5,13       | 3,02       | 42           | 93           | 59           | 23           |
| 2100          | 533        | 220        | 5,23       | 3,02       | 41           | 93           | 58           | 22           |
| 2200          | 542        | 221        | 5,33       | 3,02       | 41           | 93           | 57           | 21           |
| 2300          | 548        | 219        | 5,44       | 3,02       | 40           | 93           | 55           | 21           |
| 2400          | 552        | 217        | 5,55       | 3,02       | 39           | 93           | 54           | 20           |
| 2500          | 553        | 214        | 5,68       | 3,02       | 39           | 93           | 53           | 19           |

Odnosząc się natomiast do sprawności całkowitej  $\eta_c$ , przedstawionej kolorem pomarańczowym na rysunku 8.25, będącej funkcją prędkości obrotowej wału korbowego silnika  $n$ , należy zauważyć, że największe wartości uzyskano przy niższych prędkościach  $n$ . Silnik pracował ze zmiennym obciążeniem oraz zmienną prędkością obrotową, natomiast alternatory pracowały przy stałym obciążeniu elektrycznym i zmiennej prędkości. Sprawność całkowita  $\eta_c$  wynika z charakterystyk sprawności silnika  $\eta_s$  i alternatora  $\eta_A$ , które w przypadku silnika są w tym zakresie najwyższe. Jest to zakres od 1 200 do 1 500 obr/min (linia czerwona, rys. 8.25). Natomiast w przypadku alternatora sprawność  $\eta_A$  malała w całym zakresie prędkości obrotowej  $n$ .



Rys. 8.24. Zależności mocy od prędkości obrotowej uzyskane podczas procesu przyspieszania



Rys. 8.25. Zależność sprawności od prędkości obrotowej, uzyskane podczas procesu przyspieszania

## 9. Badania symulacyjne przetwarzania energii elektrycznej

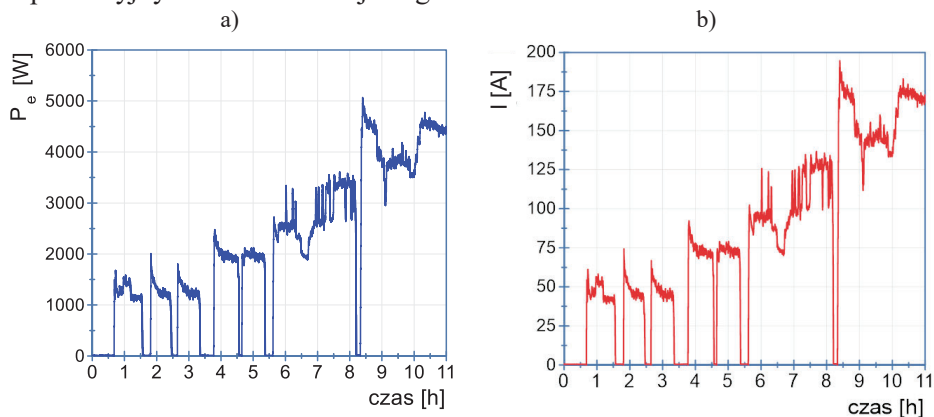
Badania symulacyjne przetwarzania energii chemicznej zawartej w paliwie na energię elektryczną w symulowanych warunkach nieustalonych ruchu miejskiego przeprowadzono za pomocą oprogramowania Vecto, którego opis zawarto w rozdziale czwartym. Opracowanie modelu było możliwe dzięki wynikom otrzymanym podczas badań stanowiskowych oraz drogowych.

Celem badań symulacyjnych było określenie jaka jest całkowita sprawność  $\eta_c$  przetwarzania energii zawartej w paliwie  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$  oraz jaki wpływ na ten proces ma wartość wytwarzanej mocy elektrycznej alternatorów  $P_e$  oraz masa pojazdu  $m$ .

### 9.1. Zakres badań symulacyjnych

Obliczenia przeprowadzono dla czterech cykli jezdnych opisanych w rozdziale 4. Cykle odzwierciedlały warunki ruchu autobusu miejskiego, czyli zmienną prędkość pojazdu  $V$  oraz zmienne nachylenie drogi  $G$ . Wartości te miały wpływ na opory ruchu pojazdu, co z kolei bezpośrednio wpływało na zużyty energię zawartą w paliwie  $E_f$ , niezbędną na pokonanie tych oporów.

Drugim istotnym czynnikiem, który oddziałuje na proces przetwarzania energii chemicznej paliwa  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$  jest aktualna moc elektryczna  $P_e$  generowana przez zespół alternatorów zabudowanych w autobusie miejskim. Na wykresie 9.1 zaprezentowano wyniki uzyskane podczas badań eksploatacyjnych autobusu miejskiego w okresie letnim.

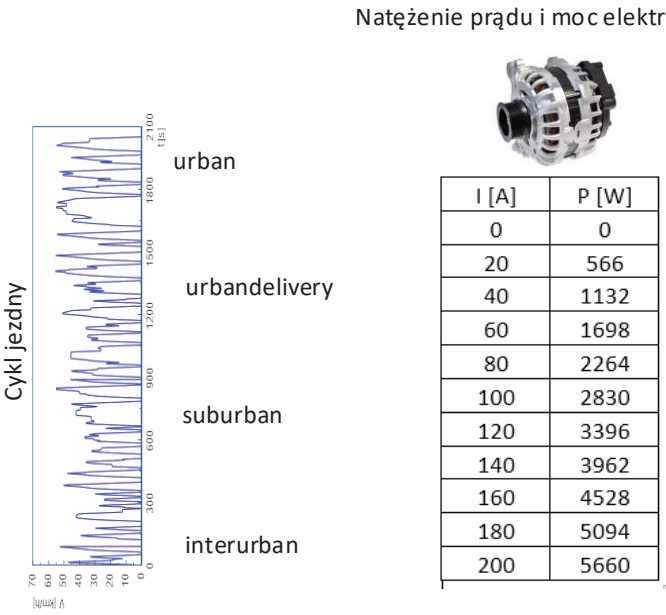


Rys. 9.1. Wyniki badań eksploatacyjnych autobusu miejskiego,  
a) moc elektryczna, b) natężenie prądu

Z zaprezentowanych przebiegów czasowych wynika, że wartość mocy elektrycznej  $P_e$  zależy od wyposażenia autobusu. W tym przypadku silniki elektryczne wentylatorów klimatyzacji obciążały w znaczący sposób alternatory.

Jak można zauważyć, moc elektryczna  $P_e$  podczas eksploatacji autobusu zmienia się od około 1 100 do 5 000 W. W tym czasie natężenie prądu  $I$  zawiera się w przedziale od 50 do 175 A.

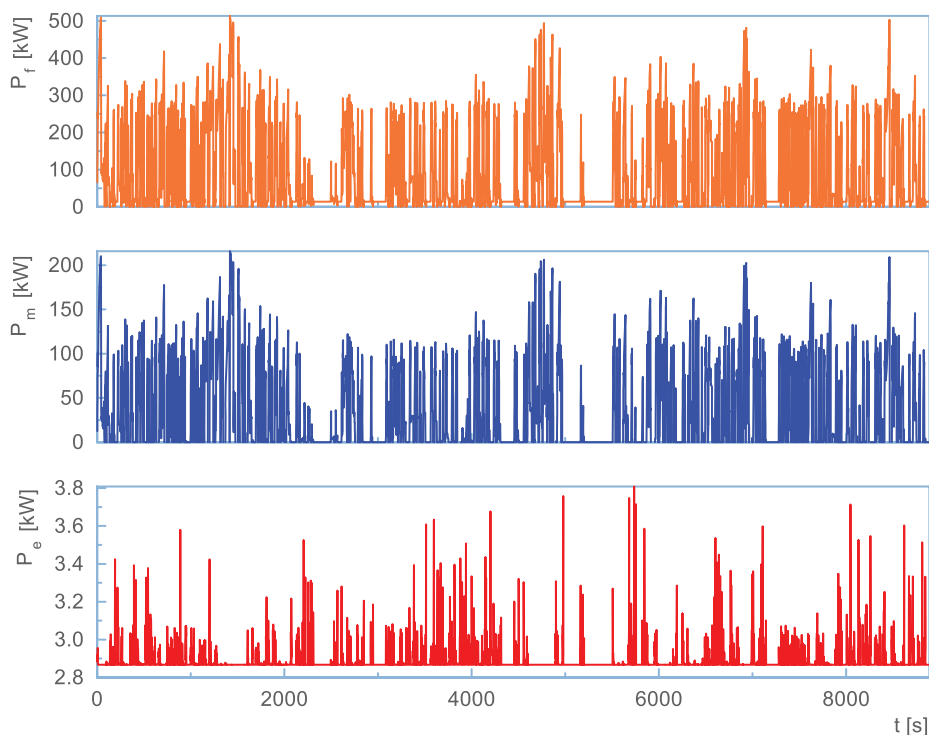
Opierając się na powyższych wynikach opracowano plan badań symulacyjnych, którego zakres obejmował wykonanie dla każdego cyklu jezdnego obliczeń przy różnych wartości obciążeń elektrycznych  $P_e$ . Przyjęto zakres natężeń prądu  $I$  od 0 do 200 A, wykonując obliczenia co 20 A. Schematycznie plan badań został przedstawiony na rysunku 9.2.



Rys. 9.2. Zakres badań symulacyjnych

### 9.2. Wyniki obliczeń i analiza

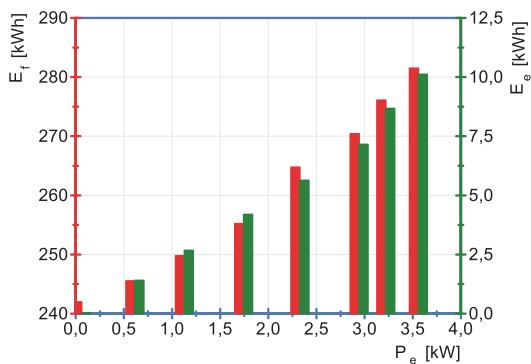
Uzyskane wyniki to przebiegi czasowe poszczególnych wielkości takich jak zużycie paliwa  $G_e$  i moc elektryczna  $P_e$ . Przykładowe wyniki uzyskane dla jednego z cykli jezdnych zawarto na rysunku 9.3. Wykresy przedstawiają kolejno: moc zawartą w paliwie  $P_f$ , moc mechaniczną na wale silnika  $P_m$  oraz moc elektryczną  $P_e$ . Moc paliwa  $P_f$  osiąga maksymalnie 500 kW przy wartości średniej równej 104 kW. W przypadku mocy mechanicznej  $P_m$  silnika otrzymano wartość maksymalną równą 200 kW, a wartość średnia wyniosła 58 kW. Średnia wartość mocy elektrycznej  $P_e$  to 2,9 kW. Zmiany widoczne na wykresie to wynik chwilowej pracy takich odbiorników elektrycznych jak: układ otwierania drzwi, kasowniki biletów czy wentylatory klimatyzacji.



**Rys. 9.3.** Wyniki obliczeń symulacyjnych podczas, cyklu jezdnego Vecto Urban Delivery dla średniej mocy elektrycznej  $P_e = 2,9$  kW

Na podstawie otrzymanych wyników wyznaczono energię zawartą w paliwie  $E_f$ , energię mechaniczną  $E_m$  oraz elektryczną  $E_e$ . Wykresy 9.4–9.7 wraz z tabelami 9.1–9.4 zawierają wyniki zużycia energii, zarówno zawartej w paliwie  $E_e$  (kolor czerwony, lewa oś OY) jak i elektrycznej  $E_e$  (kolor zielony, prawa oś OY). Wyniki zestawiono dla kolejnych wartości mocy elektrycznej  $P_e$ , którą generowały alternatory autobusowe.

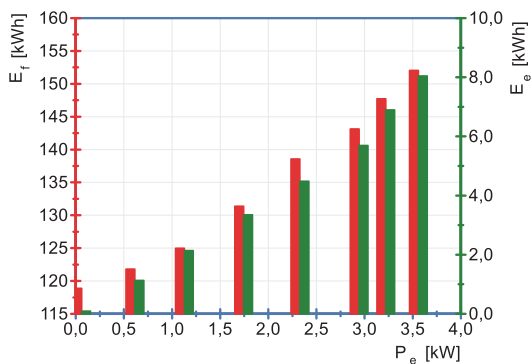
W każdym przypadku zwiększenie obciążenia alternatorów  $P_e$  wpływało na zużycie paliwa  $G_e$ , co można zauważyć w postaci zwiększonej energii paliwa  $E_f$ . Ilość energii  $E_f$  zależy od czasu jazdy pojazdu  $t$ , wynikającej z założonego cyklu. Zbliżone wartości otrzymano dla cykli Vecto Interurban i Vecto Urban Delivery, dla czasu jazdy  $t = 9\,000$  s. Następny z kolei jest cykl Vecto Urban, czas  $t = 7\,000$  s. Natomiast najniższe wartości zużytej i wygenerowanej energii uzyskano podczas cyklu Vecto Suburban,  $t = 2\,100$  s.



Rys. 9.4. Zużycie energii w cyklu Vecto Interurban

Tab. 9.1. Cykl Vecto Interurban

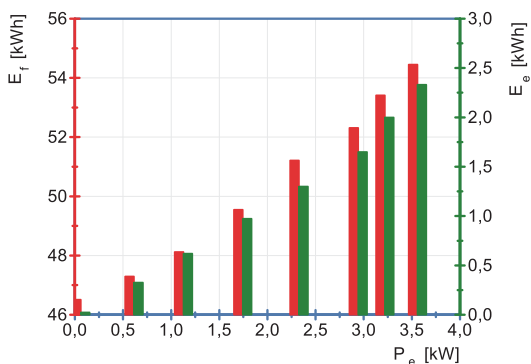
| $P_e$ [kW] | $E_f$ [kWh] | $E_e$ [kWh] |
|------------|-------------|-------------|
| 0,02       | 241,99      | 0,04        |
| 0,57       | 245,54      | 1,40        |
| 1,08       | 249,79      | 2,67        |
| 1,70       | 255,20      | 4,19        |
| 2,28       | 264,75      | 5,63        |
| 2,90       | 270,41      | 7,15        |
| 9,17       | 276,09      | 8,67        |
| 3,51       | 281,50      | 10,11       |
| 4,10       | 287,19      | 11,63       |



Rys. 9.5. Zużycie energii w cyklu Vecto Urban

Tab. 9.2. Cykl Vecto Urban

| $P_e$ [kW] | $E_f$ [kWh] | $E_e$ [kWh] |
|------------|-------------|-------------|
| 0,02       | 113,33      | 0,09        |
| 0,57       | 121,81      | 1,13        |
| 1,08       | 124,98      | 2,14        |
| 1,70       | 131,39      | 3,35        |
| 2,28       | 138,57      | 4,48        |
| 2,90       | 143,14      | 5,69        |
| 9,17       | 147,71      | 6,89        |
| 3,51       | 152,04      | 8,04        |
| 4,10       | 156,59      | 9,25        |



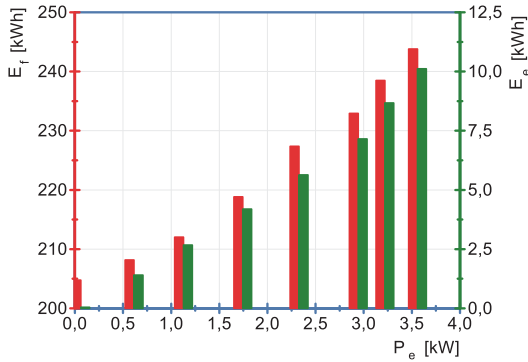
Rys. 9.6. Zużycie energii w cyklu Vecto Suburban

Tab. 9.3. Cykl Vecto Suburban

| $P_e$ [kW] | $E_f$ [kWh] | $E_e$ [kWh] |
|------------|-------------|-------------|
| 0,02       | 46,51       | 0,02        |
| 0,57       | 47,29       | 0,33        |
| 1,05       | 45,12       | 0,62        |
| 1,70       | 49,55       | 0,97        |
| 2,25       | 51,21       | 1,30        |
| 2,90       | 52,31       | 1,65        |
| 3,17       | 53,41       | 2,00        |
| 3,51       | 54,15       | 2,33        |
| 4,10       | 55,53       | 2,68        |

Tab. 9.4. Cykl Vecto Urban Delivery

| $P_e$ [kW] | $E_f$ [kWh] | $E_e$ [kWh] |
|------------|-------------|-------------|
| 0,02       | 204,77      | 0,05        |
| 0,57       | 203,13      | 1,41        |
| 1,03       | 212,04      | 2,67        |
| 1,70       | 213,33      | 4,19        |
| 2,28       | 227,36      | 5,64        |
| 2,90       | 232,91      | 7,15        |
| 3,17       | 238,48      | 8,67        |
| 3,51       | 243,80      | 10,12       |
| 4,10       | 249,39      | 11,64       |



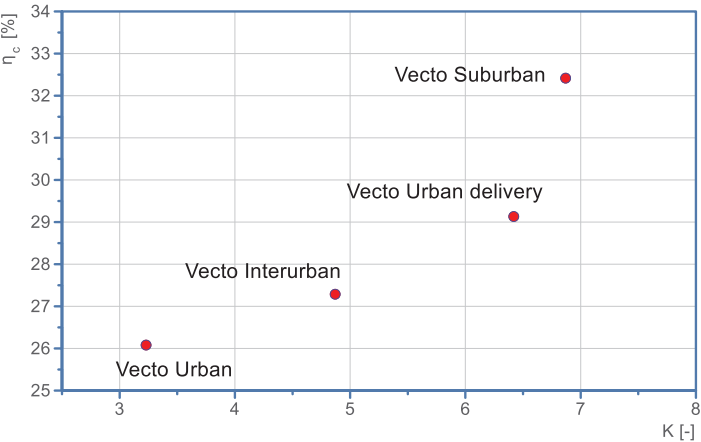
Rys. 9.7. Zużycie energii w cyklu Vecto Urban Delivery

W celu wyznaczenia sprawności generowania energii elektrycznej  $E_e$  z energii paliwa  $E_f$  przeprowadzono zgodnie z równaniem.

$$\eta_c = \frac{E_{e\ n+1} - E_{e\ n}}{E_{f\ n+1} - E_{f\ n}} \cdot 100\% \quad (9.1)$$

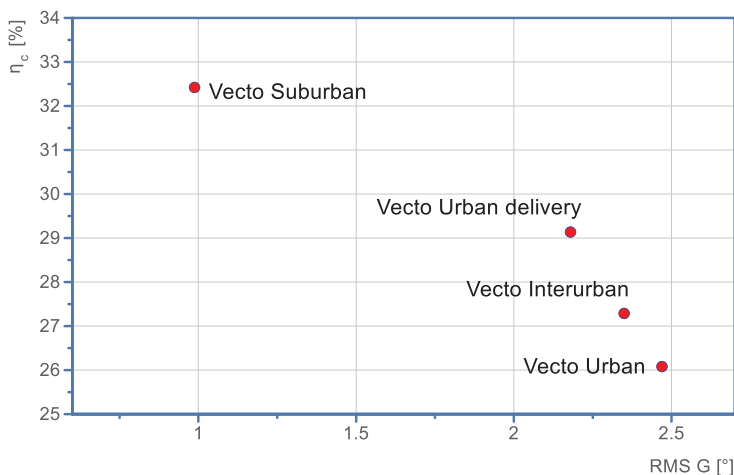
gdzie:  $n$  – kolejne punkty pomiarowe określone przez moc elektryczną  $P_e$ .

Wyznaczone wartości średnie sprawności  $\eta_c$  dla poszczególnych cykli jezdnych przedstawiono na wykresach 9.8 i 9.9 jako funkcję wartości kurtozy  $K$  opisującej rozmieszczenie kątów nachylenia drogi  $G$  względem wartości  $G = 0^\circ$  oraz wartości skutecznej  $RMS$  kąta nachylenia drogi  $G$ . Uzyskane sprawności  $\eta_c$  zawierają się w zakresie od 26 do 32%.



Rys. 9.8. Zależność ogólnej sprawności  $\eta_c$  od kurtozy  $K$  kąta nachylenia drogi  $G$  dla cykli Vecto





**Rys. 9.9. Zależność ogólnej sprawności  $\eta_c$  od wartości skutecznej kąta nachylenia drogi RMS G dla cykli Vecto**

Z przedstawionych powyżej zależności wynika, że warunki drogowe wpływają na sprawność  $\eta_c$  przetwarzania energii paliwa  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$ . Z zawartej na wykresie 9.8 zależności sprawności od kurtozy zmian kąta nachylenia  $K$  wynika wnika, że sprawność  $\eta_c$  wzrasta wraz ze zwiększeniem koncentracji kątów nachylenia drogi wokół wartość 0. Można na tej podstawie wnioskować, że najbardziej efektywna pod tym względem jest sytuacja, gdzie zmiany nachylenia drogi  $G$  nie są większe od kilku stopni. Zwiększone rozproszenie kątów nachylenia drogi  $G$  oraz większe wartości kątów skutkują pogorszeniem sprawności przetwarzania energii  $\eta_c$ . W całkowitym bilansie energetycznym udział energii paliwa  $E_f$ , niezbędnej do zwiększenia energii potencjalnej pojazdu  $E_p$ , podczas wjazdu na wzniesienie jest większy niż zysk wynikający z generowania energii elektrycznej  $E_e$  z energii kinetycznej pojazdu  $E_k$ . W tej sytuacji nadwyżka energii  $E_p$  jest zbyt duża, aby można ją całkowicie wykorzystać do napędu alternatorów. Możliwe jest to w przypadku wyposażenia pojazdu w dodatkowe akumulatory energii.

Podobne wnioski można postawić odnosząc się rysunku 9.9, który zawiera wyniki sprawności  $\eta_c$  przetwarzania energii paliwa  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$ , dla kolejnych cykli jezdnych. Jest zależność wartości skutecznej kąta nachylenia drogi RMS  $G$ . Wraz ze zwiększaniem wartości skutecznej kąta nachylenia drogi RMS  $G$  maleje sprawność  $\eta_c$ . Oznacza to, że autobus poruszający się po drodze charakteryzującą się dużą zmiennością nachylenia  $G$  będzie generował energię elektryczną z mniejszą sprawnością  $\eta_c$ .

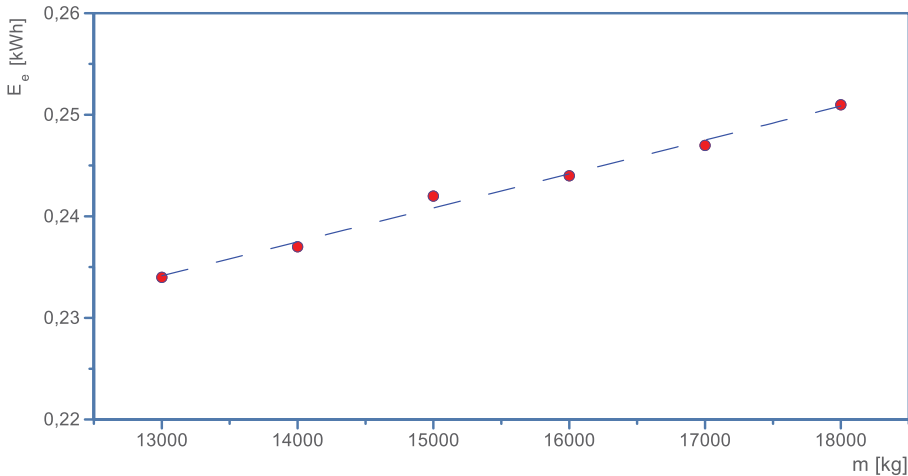
### 9.3. Wpływ masy pojazdu na sprawność generowania energii elektrycznej

Kolejnym etapem badań modelowych było określenie wpływu masy pojazdu  $m$  na efektywność  $\eta_c$  przetwarzania energii zawartej w paliwie  $E_f$  oraz energii kinetycznej  $E_k$  i potencjalnej pojazdu  $E_p$  na energię elektryczną  $E_e$ . W tym celu przeprowadzono obliczenia dla wybranego cyklu Vecto Interurban. Zakres badań zawarto w tabeli 9.5.

Tab. 9.5. Zakres badań wpływu masy pojazdu

| L.p. | Moc elektryczna $P_e$ [W] | Cykl jezdny         | Masa pojazdu $m$ [kg] |
|------|---------------------------|---------------------|-----------------------|
| 1    | 5600                      | Vecto<br>Interurban | 14 000                |
| 2    |                           |                     | 15 000                |
| 3    |                           |                     | 16 000                |
| 4    |                           |                     | 17 000                |
| 5    |                           |                     | 18 000                |

Obliczenia przeprowadzono dla stałej mocy elektrycznej równiej 5 600 W, która odpowiadała maksymalnym wartościom obciążenia alternatorów  $P_e$ . Zakres mas pojazdu  $m$  wynikał z masy własnej pojazdu oraz dopuszczalnej masy całkowitej autobusu miejskiego klasy MAXI. Uzyskane wyniki w postaci przebiegów czasowych godzinowego zużycia paliwa  $G_e$ , mocy elektrycznej  $P_e$  oraz prędkości pojazdu  $V$  poddano obliczeniom umożliwiającym wyznaczenie energii elektrycznej  $E_e$ , która została wygenerowana podczas hamowania silnikiem. Warunki definiujące ten stan były następujące: godzinowe zużycie paliwa  $G_e$  równe zero, moc elektryczna  $P_e$  większa od zera oraz prędkość pojazdu  $V$  większa od zera. Wyniki obliczeń przedstawia rysunek 9.10.



Rys. 9.10. Zależność energii elektrycznej  $E_e$  wytworzonej podczas hamowania silnikiem od masy autobusu  $m$

Podczas zrealizowanego testu jezdny o nazwie Vecto Interurban zużycie energii elektrycznej  $E_e$  wyniosło około 10,5 kWh, natomiast zużycie paliwa było zależne od masy pojazdu  $m$  i zawierało się w zakresie od 10,04 do 11,72 kg, co po przeliczeniu na energię  $E_f$  zawartą w tej masie paliwa zawierało się w zakresie od 119,9 do 139,9 kWh.

Przeprowadzone obliczenia wykazały, że masa pojazdu wpływa  $m$  na ilość energii elektrycznej  $E_e$  wygenerowanej podczas hamowania silnikiem. Z rysunku 9.10 wynika, że zwiększenie masy pojazdu  $m$  skutkuje zwiększeniem energii elektrycznej  $E_e$  pochodzącej z energii kinetycznej  $E_k$  i potencjalnej pojazdu  $E_p$ . Skutkowało to zmniejszonym zużyciem energii zawartej w paliwie  $E_f$  przeznaczonej na napęd alternatorów. Można na tej podstawie wnioskować, że zwiększenie masy autobusu  $m$  przyczynia się do zwiększenia ilości odzyskanej energii kinetycznej  $E_p$  i wykorzystanie jej do napędu alternatorów. W przypadku wykonanych obliczeń każde dodatkowe 1000 kg masy autobusu  $m$  to około 1,5% zwiększenie ilości energii elektrycznej  $E_e$  wytworzonej z energii kinetycznej  $E_k$  zgromadzonej w masie pojazdu.

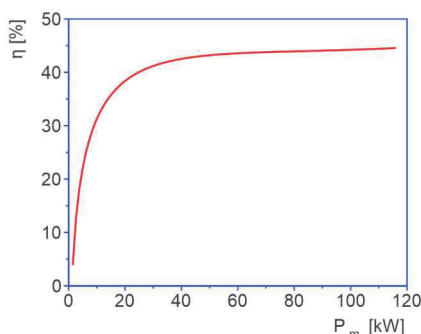
## 10. Podsumowanie

Proces konwersji energii dostarczanej do silnika w postaci energii chemicznej paliwa  $E_f$ , w analizowanym przypadku oleju napędowego, na energię elektryczną  $E_e$  zależy od takich czynników jak: konstrukcja silnika, konstrukcja alternatora, obciążenie elektryczne alternatora  $P_e$  oraz warunki ruchu pojazdu. Przeprowadzone w niniejszej pracy analizy wykazały, że całkowita sprawność  $\eta_c$  procesu jest nie tylko iloczynem sprawności ogólnej silnika  $\eta_s$  oraz alternatora  $\eta_A$ . Wynika także z procesów akumulowania energii potencjalnej  $E_p$  i kinetycznej  $E_k$  w masie autobusu, ponieważ eksploatacja autobusu charakteryzuje się dużą zmiennością obciążeń mechanicznego  $P_m$  i elektrycznego  $P_e$ .

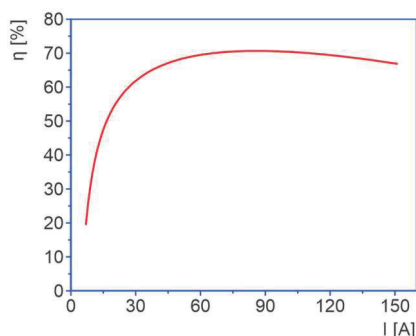
W związku z powyższym, odnosząc się do zdefiniowanego celu szczegółowego, który dotyczył wpływu warunków ruchu pojazdu, obciążenia silnika spalinowego oraz obciążenia elektrycznego alternatora na proces konwersji energii paliwa na energię elektryczną, przeprowadzone prace można podsumować następująco:

1. Analiza procesu konwersji energii w silniku spalinowym o zapłonie samoczynnym umożliwiła opracowanie modelu przetwarzania mocy zawartej w paliwie  $P_f$  na moc mechaniczną  $P_m$  w warunkach statycznych. Sprawność konwersji  $\eta_s$  jest uzależniona od obciążenia silnika  $P_m$  oraz prędkości obrotowej wału korbowego  $n$ . Dla analizowanego silnika spalinowego, który jest przeznaczony między innymi do napędu autobusu miejskiego, uzyskano sprawności  $\eta_s$  w zakresie od 10 do 43%. Wynika z tego, że do wygenerowania 1 kWh energii mechanicznej  $E_m$  niezbędne jest od 1,01 do 0,24 dm<sup>3</sup> oleju napędowego. Jednocześnie należy podkreślić, że zmiana obciążenia silnika w zakresie do 30% generowanej efektywnie mocy maksymalnej skutkuje znaczącymi zmianami sprawności ogólnej. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że zmiana mocy efektywnej o 1 kW może powodować zmniejszenie sprawności o około 3,5%.
2. Analiza procesu konwersji energii w alternatorze polegała na przeprowadzeniu badań w warunkach stacjonarnych na opracowanym w tym celu stanowisku. Uzyskane charakterystyki alternatora wykazały, że jego sprawność  $\eta_A$  zawiera się w zakresie od 10 do 73%. Podobnie jak w przypadku silnika spalinowego, zarówno model przetwarzania mocy jak i sprawność ogólna zależą od prędkości obrotowej  $n_A$  oraz obciążenia, w tym przypadku elektrycznego  $P_e$ . Dla obciążeń powyżej 30% zakresu wartości maksymalnej obciążenia  $P_e$ , działanie alternatora charakteryzuje się mniejszymi zmianami sprawności  $\eta_A$ , które wynoszą maksymalnie 10%. W związku z tym, nawiązując do jednego z celów niniejszej pracy, należy podkreślić, że wprowadzenie do bilansu dodatkowego źródła energii elektrycznej, na przykład w postaci zamontowanych na dachu

autobusu modułów fotowoltaicznych, może powodować znaczące zmniejszenie sprawności przetwarzania energii  $\eta_s$  i  $\eta_A$ . Jest to widoczne na rysunkach 10.1 oraz 10.2, gdzie wydzielono dwa zakresy pracy. Zakres oznaczony literą A charakteryzuje się dużą intensywnością zmian sprawności  $\eta_s$  i  $\eta_A$ , natomiast podczas pracy w zakresie oznaczonym literą B zmiany sprawności wynikające ze zmiany obciążenia zarówno mechanicznego  $P_m$  jak i elektrycznego  $P_e$  są dużo mniejsze.



**Rys. 9.1. Zależność sprawności ogólnej silnika od mocy efektywnej**



**Rys. 9.2. Zależność sprawności ogólnej alternatora od natężenia prądu**

3. Przeprowadzone badania procesu konwersji energii w warunkach ustalonych na hamowni podwoziowej wykazały, że sumaryczna sprawność  $\eta_c$  przetwarzania energii chemicznej  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$  jest wynikiem charakterystyk silnika i alternatora. Uzyskane wartości  $\eta_c$  zawierały się w zakresie od 15 do 32% i były efektem z aktualnych stanów obciążenia elementów składowych analizowanego systemu. Uwzględniając ilość energii zawartej w jednym litrze oleju napędowego to wyprodukowanie 1 kWh energii elektrycznej  $E_e$  na pokładzie autobusu w warunkach ustalonych wiąże się ze zużyciem od 0,31 do 0,68 dm<sup>3</sup> paliwa. Sprawność  $\eta_c$  jest najwyższa w zakresie od 30 do 100% obciążeń silnika  $P_m$  i alternatora  $P_e$ . Maleje natomiast wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej silnika  $n$ .
4. Zakres wykonanych na hamowni podwoziowej badań obejmował przeprowadzenie cykli jezdnych SORT2 i WHVC. W ramach analizy uzyskanych wyników opracowano zależności zmian zapotrzebowania na moc paliwa  $P_f$  w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego  $n$ . Wykazano, że zwiększenie obciążenia elektrycznego  $P_e$  skutkuje zwiększonym zapotrzebowaniem na moc paliwa  $P_f$  w całym zakresie prędkości obrotowej silnika  $n$ . Wartości sprawności  $\eta_c$  obliczone dla testów wyniosły od 12 do 20%. Testy jezdne charakteryzują się mniejszą wartością sprawności  $\eta_c$  niż wynika to z charakterystyk silnika oraz alternatora. Dla testu WHVC, który cechuje się większą liczbą stanów

nieustalonych otrzymano niższe wartości  $\eta_c$ , w porównaniu z testem jezdny SORT2. Przeprowadzono również analizę odnoszącą się do możliwości odzyskiwania energii kinetycznej pojazdu  $E_k$  podczas hamowania silnikiem. Wykazano, że podczas badań na hamowni ilość zakumulowanej energii  $E_k$  w masach wirujących zespołu napędowego jest na tyle mała, że nie wpływa na średnią wartość sprawności  $\eta_c$ . Podczas testów na hamowni podwoziowej na wyprodukowanie 1 kWh energii elektrycznej  $E_e$  należy przeznaczyć odpowiednio 0,81 dm<sup>3</sup> oleju napędowego w cyklu WHVC (średnia sprawność całkowita  $\eta_c = 12\%$ ) oraz 0,5 dm<sup>3</sup> w cyklu SORT2 (średnia sprawność całkowita  $\eta_c = 20\%$ ).

5. Kolejnym etapem badań konwersji energii zawartej w paliwie  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$  na pokładzie autobusu było wykonanie testów w warunkach drogowych. Zrealizowano cykl jezdny SORT2 oraz proces przyspieszania, który odpowiadał maksymalnemu obciążeniu silnika  $P_m$  w całym zakresie prędkości obrotowej wału korbowego  $n$ . Porównanie wyników dla cyklu SORT2 z wynikami uzyskanymi podczas przyspieszania umożliwiło to zweryfikowanie wpływu akumulowania energii kinetycznej w masie pojazdu na przebieg przedmiotowego procesu. W pierwszym etapie przeprowadzono analizę polegającą na wyznaczeniu średniej sprawności  $\eta_c$ , w oparciu o ilość energii zawartej w paliwie  $E_f$  oraz wygenerowanej energii elektrycznej  $E_e$ . W zależności od obciążenia elektrycznego otrzymano wartości  $\eta_c$  od 29 do 34%. Następnie przeprowadzono analizę polegającą na wyznaczeniu efektywności konwersji energii dla takich warunków pracy jak: przyspieszanie pojazdu, hamowanie pojazdu, praca silnika na biegu jałowym, jazda ze stałą prędkością pojazdu. Wykazano, że średnia sprawność  $\eta_c$  wynosiła około 34% (wygenerowano 1. kWh energii elektrycznej  $E_e$  z 0,29 dm<sup>3</sup> oleju napędowego). Jednak bez udziału stanu pracy określanego jako hamowanie silnikiem wynosiła ona tylko 20% (1 kWh energii elektrycznej z 0,5 dm<sup>3</sup> oleju napędowego). Oznacza to, że podczas cyklu SORT2 udział czasowy tego stanu pracy jest znaczący w ogólnym procesie konwersji energii  $E_f$  na  $E_e$ . Średnia sprawność  $\eta_c$  podczas przyspieszania, z maksymalnym wychyleniem dźwigni przyspiesznika, wyniosła około 24%. Uzyskane wyniki umożliwiły również opracowanie poszczególnych, składowych sprawności, tj. silnika  $\eta_s$ , alternatora  $\eta_A$  oraz sprawności wynikowej jako funkcji prędkości obrotowej wału korbowego.
6. Ostatnim etapem badań konwersji energii  $E_f$  na  $E_e$  było przeprowadzenie badań symulacyjnych w programie Vecto. Celem tych obliczeń było wyznaczenie, w jaki sposób opory ruchu pojazdu oraz masa pojazdu wpływają na proces konwersji energii. W związku z tym opracowano

model autobusu a następnie poddano analizie cztery wybrane cykle jezdne oraz wykonano stosowne obliczenia. Cykle te różniły się założonymi prędkościami pojazdu  $V$  oraz kątami nachylenia drogi  $G$ . Dla zmian kąta nachylenia drogi  $G$  zostały wyznaczone wartości kurtozy  $K$  gęstości czasowej oraz wartości skuteczne  $RMS$ . Tak obliczone wskaźniki zostały zastosowane do klasyfikacji poziomu oporów ruchu autobusu. Analiza wyników obliczeń wykazała, że wartości oraz zmiany kąta nachylenia drogi  $G$  wpływają na wartość średniej sprawności  $\eta_c$  przetwarzania energii zawartej w paliwie  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$ . Uzyskano wartości sprawności  $\eta_c$  wynoszące od 26 do 32%. Kluczowe jest to, że sprawność  $\eta_c$  zwiększała się wraz z wartością kurtozy wyznaczonej dla gęstości czasowej kątów nachylenia drogi  $G$  i malała wraz ze zwiększaniem wartości skutecznej kąta nachylenia drogi  $RMS$   $G$ . Przeprowadzone obliczenia wykazały również, że masa pojazdu  $m$  wpływa na ilość energii elektrycznej  $E_e$  wygenerowanej podczas hamowania silnikiem. Wpływ ten jest wprost proporcjonalny do masy pojazdu  $m$  i wynosi około 1,5% wraz z każdym dodatkowym 1000 kg masy autobusu.

Przeprowadzone eksperymenty umożliwiły wyznaczenie sprawności  $\eta_c$  przetwarzania energii chemicznej paliwa  $E_f$  na energię elektryczną  $E_e$  oraz określenie wpływu na ten proces działania poszczególnych elementów, tj. silnika, alternatora oraz warunków ruchu autobusu miejskiego. Nadal pozostaje jeszcze kilka zagadnień, które mogą zostać poddane badaniom, a które są pośrednio wynikiem prac opisanych w tej monografii. Do takich kwestii można zaliczyć między innymi proces konwersji energii mechanicznej na elektryczną w alternatorze w stanach nieustalonych. W większości przeprowadzonych przez autora badań moc generowana przez alternator była stała. Brakuje jednak danych jak zmiana obciążenia elektrycznego  $P_m$  wpływa na sprawność alternatora.

## Bibliografia

- [1] Smil V.: *Energy and Civilization. A History*. The MIT Press, 2017.
- [2] Soliński J., Gawlik L.: *Rys historyczny, rozwój i stan obecny światowego i polskiego sektora energii*. Energetyka, 2012, s. 142–149.
- [3] Nalley S., Larose A.: *International Energy Outlook 2021 (IEO2021)*. Center for Strategic and International Studies, 2021.
- [4] Grabowski Ł., Pietrykowski K., Gęca M., Barański G.: *The Electric Power Generation Efficiency in City Bus*. SAE Technical Papers, 2014-01-2899, 2014.
- [5] Gęca M., Wendeker M., Grabowski Ł.: *A City Bus Electrification Supported by the Photovoltaic Power Modules*. SAE Technical Papers, 2014-01-2898, 2014.
- [6] Kott M.: *Zużycie energii elektrycznej w gospodarstwach domowych. Aktualne problemy w elektroenergetyce*, APE'15, 2015.
- [7] *Global Bus Survey Report of International Association of Public Transport*. International Association of Public Transport, Statistics Brief, 2019.
- [8] Wendeker M., Gęca M., Grabowski Ł., Barański G.: *Measuring Regenerative Braking Electricity Generated by the City Bus with Internal Combustion Engine*. Advances in Science and Technology Research Journal, vol. 15, 2021.
- [9] Zhao Q., Chen Q., Wang L.: *Real-time prediction of fuel consumption based on digital map API*. Applied Sciences, vol. 9, 2019.
- [10] Küng L., Bütler T., Georges G., Boulouchos K.: *How much energy does a car need on the road?*, Applied Energy, vol. 256, 2019.
- [11] Rosero F., Fonseca N., López J., Casanova J.: *Real-world fuel efficiency and emissions from an urban diesel bus engine under transient operating conditions*. Applied Energy, vol. 261, 2022.
- [12] Clement S., Evans N.: *Procuring clean and efficient road vehicles Clean Fleets Guide*, Clean Fleets project Report, 2014.
- [13] Millo F., Fuso R., Rolando L., Zhao J., Torino P., Benedetto A.: *HYBUS: A New Hybrid Bus for Urban Public Transportation*. SAE Technical Papers, 2013-24-0081, 2013.
- [14] Lajunen A., Lipman T.: *Lifecycle cost assessment and carbon dioxide emissions of diesel, natural gas, hybrid electric, fuel cell hybrid and electric transit buses*. Energy, vol. 106, 2016.
- [15] García Sánchez J.A., López Martínez J.M., Lumbreras Martín J., Flores Holgado M.: *Impact of Spanish electricity mix, over the period 2008–2030, on the Life Cycle energy consumption and GHG emissions of Electric, Hybrid Diesel-Electric, Fuel Cell Hybrid and Diesel Bus of the Madrid Transportation System*. Energy Conversion and Management, vol. 74, 2013.



- [16] K. Erkkilä, T. Hartikka P.L., Laine P., Ahtiainen M., Rahkola P., Nylund N., Mäkelä K., Lappi M.: *Energy-efficient and Intelligent Heavy-duty Vehicle (HDENIQ)*, Research Report VTT-R-02704-11, 2009.
- [17] Nylund N., Erkkilä K.: *Evaluation of duty cycles for heavy-duty urban vehicles*, Final report of IEA AMF, Annex XXIX. 2007.
- [18] Merkisz J., Bajerlein M., Siedlecki M., Rymaniak Ł., Ziółkowski A.: *Cykle jezdne symulujące rzeczywiste warunki ruchu drogowego przeznaczone do pomiarów zużycia paliwa autobusów miejskich*, Logistyka, vol. 6, 2006.
- [19] Giakoumis E.G., Alafouzou A.I.: *Study of diesel engine performance and emissions during a Transient Cycle applying an engine mapping-based methodology*. Applied Energy, vol. 87, 2010.
- [20] V. Celik E.A.: *Performance maps of a diesel engine*. Applied Energy, vol. 81, 2005.
- [21] Soylu S., Bal A., Semercioglu H., Ay E.: *Examination of an Urban City Bus Operating Conditions and Emissions*. Urban Transport and Hybrid Vehicles, 2010.
- [22] Gao Z., Conklin J., Daw S.: *A proposed methodology for estimating transient engine-out temperature and emissions from steady-state maps*. International Journal of Engine Research, vol. 11, 2010.
- [23] Topal O., Nakir İ.: *Total cost of ownership based economic analysis of diesel, CNG and electric bus concepts for the public transport in Istanbul City*. Energies, vol. 11, 2018.
- [24] Quarles N., Kockelman K.M., Mohamed M.: *Costs and Benefits of Electrifying and Automating Bus Transit Fleets*, Sustainability, 2020.
- [25] Ally J., Pryor T.: *Life cycle costing of diesel, natural gas, hybrid and hydrogen fuel cell bus systems: An Australian case study*. Energy Policy, vol. 94, 2016.
- [26] Okafor I.F., Unachukwu G.O., Odukwe A.O.: *Measuring energy efficiency of the public passenger road transport vehicles in Nigeria*. Transport Policy, vol. 35, 2014.
- [27] Donno M., Perlo P., Bocca A., Torino P.: *Mechatronic System for Energy Efficiency in Bus Transport*. Design, Automation & Test in Europe Conference & Exhibition (DATE), 2012.
- [28] Nigel C., Thompson G., Delgado O.: *Modeling Heavy-duty Vehicle Fuel Economy Based on Cycle Properties*. West Virginia University (WVU) Center for Alternative Fuels, Project Report, 2009.
- [29] Lajunen A.: *Fuel economy analysis of conventional and hybrid heavy vehicle combinations over real-world operating routes*. Transportation Research Part D, vol. 31, 2014.
- [30] Wang J., Rakha H.A.: *Fuel consumption model for conventional diesel buses*. Applied Energy, vol. 170, 2016.

- [31] Sonntag D.B., Gao H.O.: *Developing link-based particle number emission models for diesel transit buses using engine and vehicle parameters*. Transportation Research Part D, vol. 14, 2009.
- [32] Bor M., Idzior M., Karpiuk W., Smolec R.: *The impact of changing engine's operational parameters on its emission*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 421, 2018.
- [33] Merkisz J., Lijewski P., Pielecha J.: *Actual emissions from urban buses powered with diesel and gas engines*. Transportation Research Procedia, vol. 14, 2016.
- [34] Yang L., Zhang S., Wu Y., Chen Q., Niu T., Huang X.: *Evaluating real-world CO<sub>2</sub> and NO<sub>x</sub> emissions for public transit buses using a remote wireless on-board diagnostic (OBD) approach*. Environmental Pollution Journal, vol. 218, 2016.
- [35] Nylund O., Koponen K.: *Fuel and Technology Alternatives for Buses Overall Energy Efficiency and Emission*. VTT Technical Research Centre of Finland, 2012.
- [36] Pranjic F., Praunseis Z., Virtic P.: *Comparison of the efficiency of drives with different energy sources for small city buses*, Energycon, International Energy Conference, 2014.
- [37] Mądziel M., Jaworski A., Kuszewski H., Woś P., Campisi T., Lew K.: *The Development of CO<sub>2</sub> Instantaneous Emission Model of Full Hybrid Vehicle with the Use of Machine Learning Techniques*, Energies, 15, 2021.
- [38] Ahlvik P.: *Well to wheel efficiency for heavy duty vehicles*, Ecotrafic ERD, Project Report, 2009.
- [39] Barth M., Scora G., Younglove T.: *Modal Emissions Model for Heavy-Duty Diesel Vehicles*. Journal of the Transportation Research Board, vol. 1880, 2004.
- [40] Sharpe B.R., Delgado O., Garg M.: *Fuel Efficiency Technology Potential for On-Road Heavy-Duty Vehicles in India*. SAE Technical Papers, 2017-26-0145, 2017.
- [41] Yamin J., Jehad A., Mushref A.: *Performance and mapping of direct injection diesel engine using waste cooking oil biodiesel fuel*. Advances in Mechanical Engineering, vol. 11, 2019.
- [42] Pradhan S., Besch M., Carder D., Delgado O.: *Heavy-Duty Vehicle Diesel Engine Efficiency Evaluation and Energy Audit*. Final Project Report, West Virginia University, 2014.
- [43] Rakopoulos C.D., Michos C.N., Giakoumis E.G.: *Study of the Transient Behavior of Turbocharged Diesel Engines Including Compressor Surging Using a Linearized Quasi-Steady Analysis*, SAE Technical Papers, 2005-01-0225, 2005.
- [44] Grabowski Ł., Wendeker M., Barański G., Duk M.: *Study of the efficiency of on-board electricity generation in the city bus*. Combustion Engines, vol. 171, 2017.

- [45] Büchner S.: *Energiemanagement-Strategien für elektrische Energiebordnetze in Kraftfahrzeugen*. Rozprawa doktorska, Drezno, 2008.
- [46] Montalto I., Tavella D., Casavola A., De Cristofaro F.: *Intelligent Alternator Employment to Reduce CO<sub>2</sub> Emission and to Improve Engine Performance*. SAE International Journal of Alternative Powertrains, 2011-01-2444, 2011.
- [47] Reif K., Dietsche K.: *Automotive Handbook*. Robert Bosch GmbH, 2014.
- [48] Bradfield M.: *Improving Alternator Efficiency Measurably Reduces Fuel Costs*. Remy Incorporation, 2008.
- [49] Kim J.H., Hong J.P.: *Efficiency improvement of an automotive alternator by heat treatment*. Journal of Magnetism, vol. 20, 2015.
- [50] Tang S.C., Keim T.A., Perreault D.J.: *Thermal modeling of Lundell alternators*. IEEE Transactions on Energy Conversion, vol. 20, 2005.
- [51] Letrika, *Driving Innovation, Alternators*, materiały informacyjne [www.letrika.com](http://www.letrika.com), 2013.
- [52] Neuzil P.: *Automotive Electrics and Automotive Electronics*, Robert Bosch GmbH, 2007.
- [53] Prabhakaran A., Krishnan K.S., Dhinakaran R., Baskar S., Shaisundaram V.: *Analysis of the efficiency of an automotive alternator by replacing Mild steel into aluminum as a material for rotor*. Materials Today: Proceedings, vol. 37, 2021.
- [54] Wei Q.S., Zhang X., Kim B.H., Oh B.S.: *Experimental investigation of supercapacitor based regenerative energy storage for a fuel cell vehicle equipped with an alternator*. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 47, 2022.
- [55] Gonen E., Grossman G.: *Effect of variable mechanical resistance on electrodynamic alternator efficiency*. Energy Conversion and Management, vol. 88, 2014.
- [56] Mahmood O., Hasan W., Ismail L., Shafie S., Azis N., Norsahperi N.: *Optimization Approaches and Techniques for Automotive Alternators: Review Study*. Machines, vol. 10(6):478, 2022.
- [57] Rossokhin A., Likhanov V., Mikheev G., Zaitsev P., Alatyrev S.: *Ways to Reduce the «Carbon Footprint» of Diesel Vehicles*. Transportation Research Procedia, vol. 61, 2022.
- [58] Wendeker M., Gęca M.J., Grabowski Ł., Pietrykowski K., Kasianantham N.: *Measurements and analysis of a solar-assisted city bus with a diesel engine*. Applied Energy, vol. 309, 2021.
- [59] Shah K., Kaka F.: *Reduction of carbon footprint of electric vehicles by using battery alternatives and integrated photovoltaics*. Materials Today: Proceedings, vol. 57, 2022.

- [60] Osório G.J., Gough M., Lotfi M., Santos S., Espassandim H., Shafie-khah M., J. Catalão J.: *Roof-top photovoltaic parking lots to support electric vehicles charging: A comprehensive survey*, International Journal of Electrical Power and Energy Systems, vol. 133, 2021.
- [61] Zhu G., Chen T., Hu Y., Ma L., Chen R., Lv H., Wang Y., Liang J., Li X., Yan C., Hongfei Zhu H., Liu H., Tie Z., Jin Z., Liu J.: *Recycling PM2.5 carbon nanoparticles generated by diesel vehicles for supercapacitors and oxygen reduction reaction*. Nano Energy, vol. 33, 2017.
- [62] Commault B., Duigou T., Maneval V., Gaume J., Chabuel F., Voroshazi E.: *Overview and Perspectives for Vehicle-Integrated Photovoltaics*. Applied Sciences, vol. 11, 11598, 2021.
- [63] Corazza M.V., Guida U., Musso A., Tozzi M.: *A European vision for more environmentally friendly buses*. Transportation Research Part D: Transport and Environment, vol. 45, 2016.
- [64] Mallon K.R., Assadian F., Fu B.: *Analysis of on-board photovoltaics for a battery electric bus and their impact on battery lifespan*. Energies, vol. 10, 2017.
- [65] Donno M., Ferrari A., Scarpelli A., Perlo P., Bocca A.: *Mechatronic system for energy efficiency in bus transport*. Proceedings of the Conference on Design, Automation and Test in Europe, 2012.
- [66] Projekt nr PBS2/A6/16/2013: *Opracowanie technologii autobusowych struktur fotowoltaicznych zmniejszających zużycie paliwa i emisję toksycznych składników spalin*, Raport PBS/1/2014, Lublin, 2014.
- [67] Arsie I., Marotta M., Pianese C., Rizzo G., Sorrentino M.: *Optimal design of a hybrid electric car with solar cells*. Proc. of 1<sup>st</sup> AUTOCOM Workshop on Preventive and Active Safety Systems for Road Vehicles, Istanbul, 2005.
- [68] Pisani M.M., Iannazzone D., Sorrentino M., Rizzoni G.: *Analysis of Fuel Savings Enabled by Photovoltaic Panel Addition on a 48V Mild Hybrid Vehicle*, 23<sup>rd</sup> International Conference on Mechatronics Technology, ICMT, 2019.
- [69] Thiel C., Gracia A., Tansini A., Tsakalidis A., Fontaras G., Dunlop E.: *Impact of climatic conditions on prospects for integrated photovoltaics in electric vehicles*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 158, 2022.
- [70] Rizzo G., Sorrentino M., Speltino C., Arsie I., Fiengo G., Vasca F.: *Converting conventional cars in mild hybrid solar vehicles*. Proceedings of the 18<sup>th</sup> World Congress the International Federation of Automatic Control, Italy, 2011.
- [71] Bai S., Liu C.: *Overview of energy harvesting and emission reduction technologies in hybrid electric vehicles*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 147, 2021.

- [72] Kim T.Y., Kwak J., Kim B.: *Application of compact thermoelectric generator to hybrid electric vehicle engine operating under real vehicle operating conditions*. Energy Conversion and Management, vol. 201, 2019.
- [73] Henriques J.J., Foster B.T., Schnorr W.G., Barton R.: *Implementation of a mobile vaccine refrigerator with parallel photovoltaic power systems*, Proceedings – 2012 IEEE Global Humanitarian Technology Conference, 2012.
- [74] Summary Report, Center for Automotive Research T.O.U.: *Fuel Economy and Performance Testing of a Class 8 Sleeper Tractor Simulating eNow's Solar Charging System*, 2015.
- [75] Bahaj A.S., James P.A.B.: *Economics of solar powered refrigeration transport applications*, Conference Record of the IEEE Photovoltaic Specialists Conference, 2002.
- [76] Tiano F.A., Rizzo G., Marino M., Monetti A.: *Evaluation of the potential of solar photovoltaic panels installed on vehicle body including temperature effect on efficiency*, eTransportation, vol. 5, 2020.
- [77] Saidur R., Masjuki H.H., Hasanuzzaman M.: *Performance of an improved solar car ventilator*, International Journal of Mechanical and Materials Engineering, vol. 4, 2009.
- [78] Abdelhamid M., Haque I., Pilla S., Filipi Z.S., Singh R.: *Impacts of Adding Photovoltaic Solar System On-Board to Internal Combustion Engine Vehicles Towards Meeting 2025 Fuel Economy CAFE Standards*. SAE International Journal of Alternative Powertrains, 2016-01-1165, 2016.
- [79] Chandler K., Walkowicz K.: *King County Metro Transit Hybrid Articulated Buses*, Final Evaluation Results. Technical Report NREL/TP-540-40585, 2006.
- [80] Opila D.F., Wang X., McGee R., Cook J.A., Grizzle J.W.: *Performance comparison of hybrid vehicle energy management controllers on real-world drive cycle data*, Proceedings of the American Control Conference, 2009.
- [81] Enang W., Bannister C.: *Modelling and control of hybrid electric vehicles (A comprehensive review)*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 74. 2017.
- [82] Govardhan O.: *Fundamentals and Classification of Hybrid Electric Vehicles*, International Journal of Engineering and Techniques, vol. 3, 2017.
- [83] Lakshminarasimhan V., Athani G.: *An intelligent alternator control mechanism for energy recuperation and fuel efficiency improvement*. SAE International Journal of Alternative Powertrains, 2013-01-1750, 2013.

- [84] Brabetz L., Ayeb M., Tellmann D., Wang J., Kassel U.: *Smart Power Control and Architecture for an Efficient Vehicle Alternator-Capacitor-Load System*. Advanced Microsystems for Automotive Applications, Springer, 2011.
- [85] Ward D., Granström M., Ferre A.: *Energy Efficient Vehicles for Road Transport – EE-VERT*. Green Cars, Springer, 2009.
- [86] Bajczuk R.: *Napędzamy polską przyszłość. Perspektywy elektryfikacji samochodów dostawczych i ciężarowych w Polsce*. Fundacja Promocji Pojazdów Elektrycznych, 2021.
- [87] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2019/1242. Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej, L 98/202, 2019.
- [88] Sharpe B., Delgado O., Rodriguez F., Miller J.: *Adapting the Vehicle Energy Consumption Calculation Tool (VECTO) for use in India and other countries*. [www.theicct.org](http://www.theicct.org), 2019.
- [89] Dziennik Urzędowy Wspólnot Europejskich L42/1: *Dyrektywa 2001/85/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 20 listopada 2001 r. 70/156/EWG i 97/27/WE*, 2002.
- [90] Dziennik Ustaw 2003 nr 32 poz. 262: *Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 31 grudnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych pojazdów oraz zakresu ich niezbędnego wyposażenia*, 2003.
- [91] Portal Transinfo, *Solaris Urbino 12 CNG*, [www.infobus.pl](http://www.infobus.pl), 2020.
- [92] Tamsanya S., Chungpaibulpattana S., Atthajariyakul S.: *Development of Automobile Bangkok Driving Cycle for Emissions and Fuel Consumption Assessment*. The 2<sup>nd</sup> Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment, 2006.
- [93] Barlow T., Latham S., McCrae I., Boulter P.: *A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions*. Project Report PPR354, 2009.
- [94] Galgamuwa U., Perera L., Bandara S.: *Development of a driving cycle for Colombo, Sri Lanka: an economical approach for developing countries*. Journal of Advanced Transportation, vol. 50, 2016.
- [95] Galgamuwa U., Perera L., Bandara S.: *Developing a General Methodology for Driving Cycle Construction: Comparison of Various Established Driving Cycles in the World to Propose a General Approach*. Journal of Transportation Technologies, vol. 5, 2015.
- [96] Giakoumis E.G., Zachiotis A.T.: *Comparative evaluation of eight legislated driving schedules in terms of cycle metrics and emissions from a diesel-powered turbocharged van*. Transportation Research Part D: Transport and Environment, vol. 58, 2018.
- [97] Gao Z., Smith D.E., Daw C.S., Edwards K., Kaul B., Domingo N.: *The evaluation of developing vehicle technologies on the fuel economy of long-haul trucks*. Energy Conversion and Management, vol. 106, 2015.



- [98] Czyż Z., Grabowski Ł., Pietrykowski K., Czarnigowski J., Porzak M.: *Measurement of flight parameters in terms of toxic emissions of the aircraft radial engine ASz62-IR*. Measurement, vol. 113, 2018.
- [99] Duvvuri P.P., Shrivastava R.K., Sukumaran S., Sreedhara S.: *Numerical modeling of thermophoretic deposition on cylinder liner of a diesel engine using a sectional soot mode*. Journal of Aerosol Science, vol. 139, 2020.
- [100] Nordelöf A., Romare M., Tivander J.: *Life cycle assessment of city buses powered by electricity, hydrogenated vegetable oil or diesel*. Transportation Research Part D: Transport and Environment, vol. 75, 2019.
- [101] López-Martínez J.M., Jiménez F., Páez-Ayuso F.J., Páez-Ayuso F.J., Flores-Holgado M.N., Arenas A.N., Arenas-Ramírez B.: *Modelling the fuel consumption and pollutant emissions of the urban bus fleet of the city of Madrid*. Transportation Research Part D: Transport and Environment, vol. 52, 2017.
- [102] Mohammadkhani F., Yari M., Ranjbar F.: *A zero-dimensional model for simulation of a Diesel engine and exergoeconomic analysis of waste heat recovery from its exhaust and coolant employing a high-temperature Kalina cycle*. Energy Conversion and Management, vol. 198, 2019.
- [103] Tan P., Cao C., Hu Z., Lou D.: *A phenomenological model for particle number and size distributions of a diesel engine with a diesel oxidation catalyst*. Science of the Total Environment, vol. 672, 2019.
- [104] Huang M., Gowdagiri S., Cesari X., Oehlschlaeger M.: *Diesel engine CFD simulations: Influence of fuel variability on ignition delay*. Fuel, vol. 181, 2016.
- [105] Baratta M., Misul D., Viglione L., Xu J.: *Combustion chamber design for a high-performance natural gas engine: CFD modeling and experimental investigation*, Energy Conversion and Management, vol. 192, 2019.
- [106] Xu L., Bai X.-S., Jia M., Qian Y., Qiao X., Lu X.: *Experimental and modeling study of liquid fuel injection and combustion in diesel engines with a common rail injection system*, Applied Energy, vol. 230, 2018.
- [107] Pohl J., Rydberg K.-E., Krus P.: *Thermal Aspects in Lubrication System Design for Internal Combustion Engines*. International Conference on Thermal Process Modelling Computer Simulation, 2000.
- [108] Yerrennagoudaru D.H.: *Effect of inlet air swirl on four stroke single cylinder diesel engine's performance*. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, vol. 11, 2014.
- [109] Mobasheri R., Peng Z., Mirsalim S.M.: *Analysis the effect of advanced injection strategies on engine performance and pollutant emissions in a heavy duty DI-diesel engine by CFD modeling*. International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 33, 2012.

- [110] Korb B., Kuppa K., Nguyen H.D., Dinkelacker F.: *Experimental and numerical investigations of charge motion and combustion in lean-burn natural gas engines*,. Combustion and Flame, vol. 212, 2020.
- [111] Guzzella L., Onder C.H.: *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Springer, 2004.
- [112] Kekik B., Akar M.: *Model Predictive Control of Diesel Engine Air Path with Actuator Delays*. International Federation of Automatic Control, vol. 52, 2019.
- [113] Nyrenstedt G., Alturkestani T., Im H., Johansson B.: *CFD Study of Heat Transfer Reduction Using Multiple Injectors in a DCEE Concept*, SAE Technical Papers, 2019-01-0070, 2019.
- [114] Khodabakhshian M., Feng L., Börjesson S., Lindgärde O, Wikander J.: *Reducing auxiliary energy consumption of heavy trucks by onboard prediction and real-time optimization*, Applied Energy, vol. 188, 2017.
- [115] Thurnheer T., Soltic P., Dimopoulos Eggenschwiler P.: *S.I. engine fuelled with gasoline, methane and methane/hydrogen blends: Heat release and loss analysis*. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 34, 2009.
- [116] Noce T., Rocha da Silva R.R., Morais R., Sales L., Hanriot S., Sodré J.R.: *Energy factors for flexible fuel engines and vehicles operating with gasoline-ethanol blends*, Transportation Research Part D: Transport and Environment, vol. 65, 2018.
- [117] Donato T., Spedicato L., Trullo G., Trullo G., Carlucci A.P., Ficarella A.: *Sizing and simulation of a piston-prop UAV*. Energy Procedia, vol. 82, 2015.
- [118] Pachernegg S.J.: *A closer look at the Willans-line*, SAE Technical Papers, 690182, 1969.
- [119] Rizzoni G., Guzzella L., Baumann B.M.: *Unified modeling of hybrid electric vehicle drivetrains*, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 4, 1999.
- [120] Sorrentino M., Mauramati F., Arsie I., Cricchio A., Pianese C., Nesci W.: *Application of Willans Line Method for Internal Combustion Engines Scalability towards the Design and Optimization of Eco-Innovation Solutions*. SAE Technical Papers, 2015-24-2397, 2015.
- [121] Akima H.: *A New Method of Interpolation and Smooth Curve Fitting Based on Local Procedures*, Journal of the ACM (JACM), vol. 17, 1970.
- [122] Perini F., Reitz R.D.: *Fast approximations of exponential and logarithm functions combined with efficient storage/retrieval for combustion kinetics calculations*. Combustion and Flame, vol. 194, 2018.
- [123] Jeffrey N., Heavens A.F., Fortio P.D.: *Fast sampling from Wiener posteriors for image data with dataflow engines*. Astronomy and Computing, vol. 25, 2018.



- [124] Jung S.K., Raj L.P., Rahimi A., Jeong H., Myong R.S.: *Performance evaluation of electrothermal anti-icing systems for a rotorcraft engine air intake using a meta model*. Aerospace Science and Technology, vol. 106, 2020.
- [125] Regulamin nr 49 EKG ONZ. Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej, L 171/2.
- [126] UNECE: *Development of a World-wide Harmonised Heavy-duty Engine Emissions Test Cycle*, Summary Report, 2001.
- [127] Kharrazi S., Karlsson R., Sandin J., Aurel J.: *Performance based standards for high capacity transports in Sweden, FIFFI project 2013-03881 – Report 1, Review of existing regulations and literature*, 2013.
- [128] Kruczyński S., Gis M., Ślęzak W., Żółtowski A.: *Comparative studies of exhaust emission from diesel engine fuelled with diesel fuel and B100 fuel*. Combustion Engines, vol. 170, 2017.
- [129] Berghman G., Goossens D.: *Can the contamination of urban street sediment be used as an indicator for traffic density? A case-study in the city of Leuven, Belgium*, Journal of Environmental Management, vol. 295, 2021.
- [130] Tlig M., Bhouri N.: *A multi-agent system for urban traffic and buses regularity control*, Procedia – Social and Behavioral Sciences, vol. 20, 2011.
- [131] Cheranchery M.F., Maitra B.: *Improving quality of ordinary bus service in Kolkata city: Integrating conflicting requirements of users and transit operator*, Transport Policy, vol. 111, 2021.
- [132] Ghaffarpasand O., Talaie M.R., Ahmadikia H., Khozani A.T., Shalamzari M.D., Majidi S.: *Real-world assessment of urban bus transport in a medium-sized city of the Middle East: Driving behavior, emission performance, and fuel consumption*, Atmospheric Pollution Research, vol. 12, 2021.
- [133] Carr E., Lee M., Marin K., Holder C., Hoyer M., Pedde M.: *Development and evaluation of an air quality modeling approach to assess near-field impacts of lead emissions from piston-engine aircraft operating on leaded aviation gasoline*, Atmospheric Environment, vol. 45, 2011.
- [134] Hegar M., Kolda M., Kopecka M., Rajtmajer V., Ryska A.: *Bus HVAC energy consumption test method based on HVAC unit behavior*, International Journal of Refrigeration, vol. 36, 2013.
- [135] MAHA Polska, *Hamownia podwoziowa LPS 3000, Instrukcja użytkowania*. Dokument nr: BA052301-pl, 2010.
- [136] Honeywall, Speed Sensors, [www.sps.honeywell.com](http://www.sps.honeywell.com). 2022.
- [137] UITP: International Association of Public Transport, SORT – Standardised on-road tests cycles, [www.uitp.org](http://www.uitp.org), 2004.

- [138] International Organisation for Public Transport, What is Sort. [www.uitp.org](http://www.uitp.org), 2004.
- [139] Kozak M., Lijewski P., Fuć P.: *Emissions from a City Bus Fuelled by Oxygenated Diesel Fuel*, SAE Technical Paper, 2020-01-2095, 2020.
- [140] Richard B., Christenson M., Rosenblatt D., Conde A.: *Comparison of Pollutant Emissions from Common Platform Vehicles Operating on Alternative Fuels over a Range of Driving Cycles at Standard and Cold Ambient Temperatures*. SAE Technical Paper, 2016-01-2216, 2016.
- [141] *Reduction and testing of greenhouse gas emissions from heavy duty vehicles*, I Final Report, University of Technology Graz, 2012.
- [142] Franco V., Delgado O., Muncrief R.: *Heavy-duty vehicle fuel-efficiency simulation: a comparison of US and EU tools*, International Council on Clean Transportation, 2015.
- [143] García A., Monsalve-Serrano J., Lago Sari R., Martinez-Boggio S.: *Energy sustainability in the transport sector using synthetic fuels in series hybrid trucks with RCCI dual-fuel engine*. Fuel, vol. 308, 2022.
- [144] Muñoz P., Franceschini E.A., Levitan D., Rodriguez C.R., Humana T., Correa Perelmuter G.: *Comparative analysis of cost, emissions and fuel consumption of diesel, natural gas, electric and hydrogen urban buses*, Energy Conversion and Management, vol. 257, 2022.
- [145] Fontaras G., Grigoratos T., Savvidis D., Anagnostopoulos K., Luz R., Rexeis M.: *An experimental evaluation of the methodology proposed for the monitoring and certification of CO<sub>2</sub> emissions from heavy-duty vehicles in Europe*. Energy, vol. 102, 2016.
- [146] Gajek A., Strzępek P.: *Examining the braking energy recovery in a vehicle with a hybrid drive system*. Archiwum Motoryzacji, vol. 68, 2015.
- [147] Google Maps, Polska, Biała Podlaska, lotnisko, 2020.
- [148] Bucchi F., Frendo F.: *Validation of the brush model for the analysis of flat belt transmissions in steady-state conditions by finite element simulation*. Mechanism and Machine Theory, vol. 167, 2012.
- [149] Dacpol, Przetworniki prądowe i napięciowe LEM, [www.dacpol.eu](http://www.dacpol.eu), 2022.

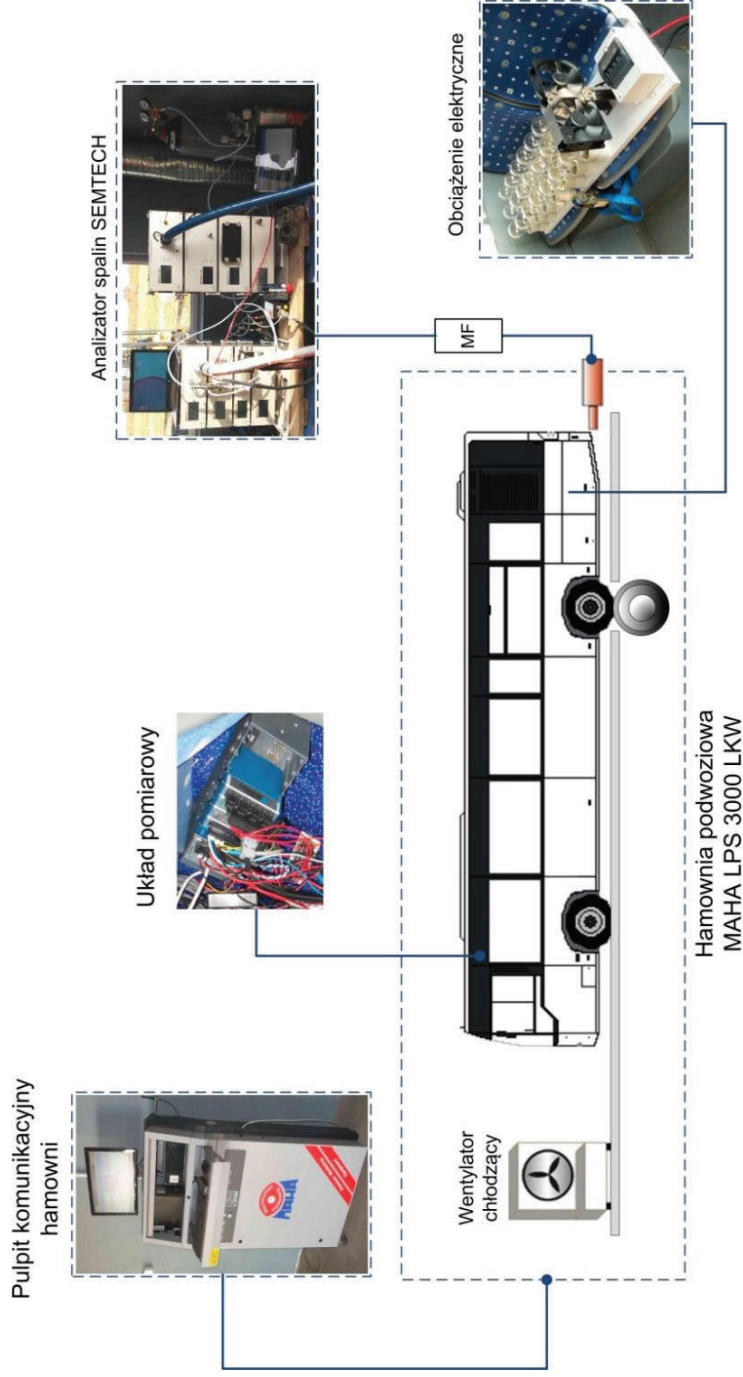


## **11. Załącznik nr 1. Pojazdowe stanowisko badawcze**

### **11.1. Hamownia podwoziowa**

W celu zapewnienia powtarzalnych warunków pomiarów badania wykonano na hamowni podwoziowej MAHA LPS 3000 LKW. Urządzenie to pozwala w warunkach stanowiskowych na symulację warunków pracy układu napędowego zbliżonych do tych, jakie występują w warunkach drogowych (dotyczy to zarówno stanów ustalonych jak i nieustalonych). Realizując badania tego typu uzyskuje się uniezależnienie od warunków atmosferycznych oraz od konieczności dojazdu badanego pojazdu na kontrolny odcinek drogi. Ponadto w warunkach stanowiskowych zwiększają się możliwości wykorzystania aparatury pomiarowej, a także zapewnia się powtarzalność warunków przeprowadzania testów badawczych, co w warunkach drogowych jest bardzo trudne do uzyskania. Istnieje również możliwość oceny i analizy wpływu wybranych parametrów na bieżąco [135].

Na rysunku 11.2 zawarto schemat stanowiska badawczego. Główne elementy układu to: hamownia podwoziowa MAHA LPS 3000 LKW, analizator spalin SEMTECH, system akwizycji danych National Instrument oraz układ umożliwiający dodatkowe obciążenie instalacji elektrycznej autobusu. Hamownia MAHA LPS 3000 LKW służy do symulacji warunków drogowych. Jest urządzeniem do badań i diagnostyki pojazdów badanych pod obciążeniem. Urządzenie przeznaczone jest dla pojazdów ciężarowych i autobusów o dopuszczalnym obciążeniu osi nie większym niż 15 ton. Umożliwia prowadzenie badań pojazdów ciężarowych o mocy na kołach do 660 kW. Oprócz klasycznych pomiarów wydajności z rejestracją mocy mechanicznej silnika, momentu obrotowego, prędkości obrotowej silnika i prędkości kół, LPS 3000 umożliwia zadawanie w trybie symulacji dowolnych przebiegów obciążeń wymuszonych (np. przeprowadzanie testów jezdnych NEDC czy SORT2) [135]. Rejestrację dodatkowych parametrów stanu pracy pojazdu umożliwia podłączenie zewnętrznych urządzeń takich jak miernik emisji gazów toksycznych Diesel MDO 2 czy miernik zużycia paliwa. Podstawowe dane techniczne hamowni zestawiono w tabeli 11.1.



Rys. 11.1. Schemat stanowiska badawczego [44]

**Tab. 11.1. Dane techniczne hamowni podwoziowej MAHA LPS 3000 LKW**

| <b>MAHA LPS 3000 LKW</b>                |                        |
|-----------------------------------------|------------------------|
| Obciążenie osi                          | 15 000 kg              |
| Wymiary stanowiska rolkowego            | 4 550 x 1 100 x 625 mm |
| Długość rolek                           | 900 mm                 |
| Średnica rolek                          | 318 mm                 |
| Rozstaw osi rolek                       | 565 mm                 |
| Min. średnica koła pojazdu              | 400 mm                 |
| Max. prędkość                           | 200 km/h               |
| Rozstaw osi min./max.                   | 820 / 2 620 mm         |
| Max. moc na kole standardowa/zwiększona | 300 / 600 kW           |
| Siła uciągu standardowa/zwiększona      | 15 000 / 25 000 N      |
| Błąd pomiaru mocy na kole               | 2%                     |
| System pomiarowy                        | Tensometryczny         |
| Zasilanie elektryczne                   | 400 V / 50 Hz / 63 A   |
| Masa całkowita                          | 2 350 kg               |

Ponadto hamownia umożliwia [127]:

- ciągły (dynamiczny) i dyskretny (statyczny) pomiar mocy mechanicznej,
- symulację obciążenia ze stałą prędkością kół i stałą prędkością wału korbowego silnika oraz ze stałą trakcją,
- graficzne i numeryczne wyświetlanie wyników dla poszczególnych kół np. straty mocy i momentu obrotowego silnika,
- opcjonalnie projekcję wydajności silnika w oparciu o normy DIN 70020, EWG 80/1269, ISO 1585, JIS D 1001, SAE J 1349,
- kalibrację prędkościomierza w oparciu o program testowy,
- opcjonalnie napędzanie kół,
- graficzną prezentację wartości pomiarowych wraz z porównaniem pomiarów w tle,
- pomiar czasu w oparciu o markery prędkości w przypadku przyspieszenia czy opóźniania,
- importowanie i eksportowanie danych do zewnętrznych formatów,
- wprowadzenie dowolnych programowalnych profili symulacji obciążenia,
- przechowywanie i analizę charakterystyk silnikowych,
- wprowadzanie danych pojazdu.

## **11.2. Układ rejestracji danych**

Układy rejestracji i archiwizacji autobusowych wyników badań (rys. 11.3) składał się z następujących elementów:

1. Kontrolera czasu rzeczywistego NI cRIO-9024 pracującego w systemie operacyjnym czasu rzeczywistego:

- napięcie zasilania: 9 do 35 V,
- pamięć RAM:  $\geq 512$  MB,

- dysk twardy:  $\geq 4$  GB,
  - port Ethernet:  $\geq 2$ ,
  - port USB:  $\geq 1$ ,
  - port RS 232:  $\geq 1$ .
2. Interfejsu CAN NI 9862, kompatybilnego z obudową w standardzie c, pracującego w systemie operacyjnym Windows oraz Real-Time:
    - częstotliwość synchronizacji:  $\geq 20$  MHz,
    - liczba portów: 1,
    - warstwa fizyczna: High-Speed,
    - przepustowość: 40 kbits/s – 1 Mbits/s,
    - rozdzielczość znacznika czasu: 1 us.
  3. Uniwersalnego modułu obsługi kart pomiarowych NI cRIO-9118, kompatybilnego z kartami w standardzie c:
    - ilość kart możliwych do podłączenia:  $\geq 8$ ,
    - moduł FPG.
  4. Interfejsu RS485/RS422 NI 9871, kompatybilnego z obudową w standardzie c i 4 portami.



Rys. 11.2. Układy pomiarowe oparte na NI Compact RIO zamontowane w autobusie [66]

Wszystkie elementy są zgodne ze środowiskiem oprogramowania LabVIEW i mogą pracować w zakresie temperatur pracy od 0 do  $+55^{\circ}\text{C}$ . Dodatkowo posiadają uchwyty montażowe do zamontowania na szynie DIN.

### 11.3. Pomiar natężenia prądu

W autobusie zamontowano 3 indukcyjne przetworniki prądowe typu LEM serii HTR (rys. 11.3 i 11.4) pozwalające na rejestrację w czasie rzeczywistym natężenia prądu oraz napięcia, w następujących miejscach:

- na przewodzie wychodzącym z zespołu alternatorów HTR 300-SB firmy LEM – pomiar całkowitej wartości natężenia prądu z trzech alternatorów,

- na przewodzie wychodzącym z połączonych ze sobą dwóch alternatorów (każdy o prądzie maksymalnym 100 A) – pomiar natężenia prądu elektrycznego przez zespół dwóch alternatorów,
  - na przewodzie wychodzącym z alternatora o prądzie maksymalnym 140 A.
- Ilość produkowanej energii elektrycznej przez pojedynczy alternator o maksymalnym natężeniu prądu 100 A jest różnicą pomiędzy całkowitą wartością prądu a wartością z dużego alternatora i zespołu dwóch małych.

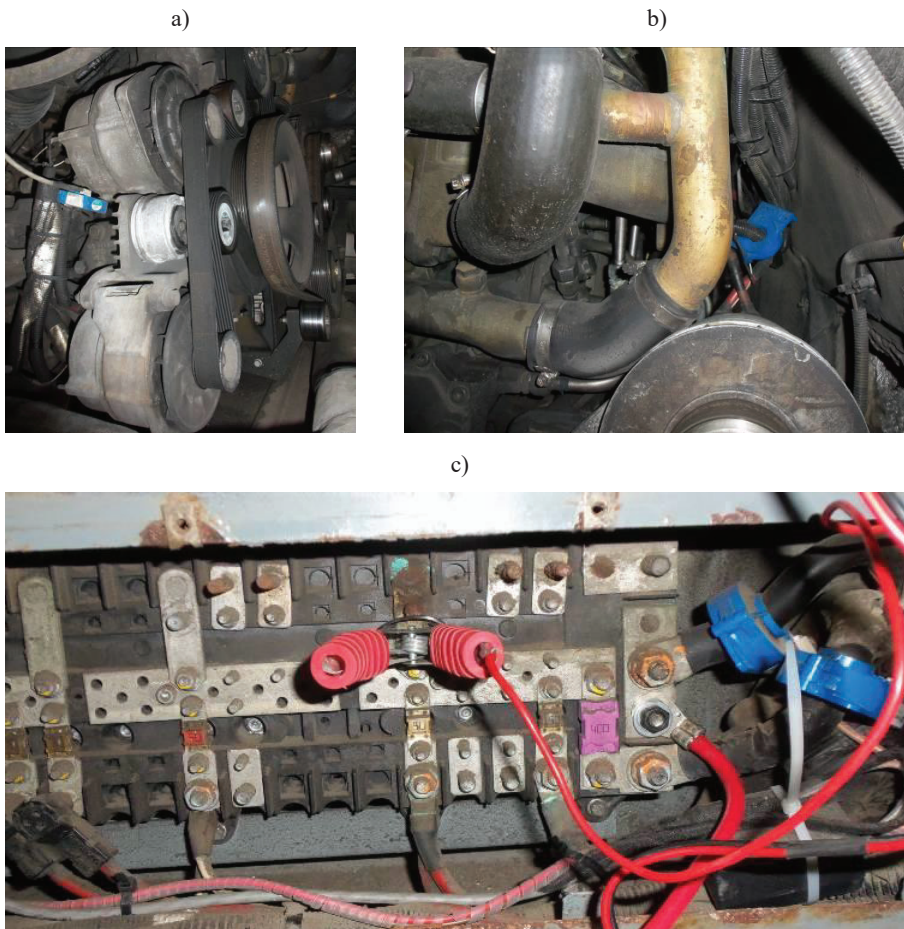
**Tab. 11.2. Podstawowe parametry przetworników LEM serii HTR**

|                                |                             |
|--------------------------------|-----------------------------|
| Zakres prądu wejściowego       | +/-800 A                    |
| Napięcie zasilania             | 12 to 15 V                  |
| Typ transformatora             | Rdzeń rozdzielony           |
| Maksymalna średnica kabla      | 21 mm                       |
| Typ czujnika                   | Efekt Halla z otwartą pętlą |
| Typ montażu                    | Panel, Szyna                |
| Pasma częstotliwości           | do 10 kHz                   |
| Dokładność                     | +/- 2%                      |
| Minimalna temperatura robocza  | -10 °C                      |
| Maksymalna temperatura robocza | +70 °C                      |
| Połączenia obwodu wtórnego     | MOLEX 5046-04/AG            |



**Rys. 11.3. Przetwornik prądowy serii HTR a) widok urządzenia, b) schemat działania opracowano na podstawie [149]**





Rys. 11.4. Przetworniki prądowe HTR 300-SB zamontowane: a) na przewodzie wychodzącym z połączonych ze sobą dwóch małych alternatorów, b) na przewodzie wychodzącym z dużego alternatora, c) na przewodzie wychodzącym z zespołu alternatorów i z akumulatora [66], fot. M. J. Gęca

#### 11.4. Układy pojazdowego obciążenia elektrycznego

Do przeprowadzenia prób kontrolowanego obciążania instalacji elektrycznej pojazdu w ustalonych i nieustalonych warunkach pracy silnika spalinowego autobusu użyto następujących grup odbiorników elektrycznych:

- zestaw 20 żarówek o mocy 100 W każda, zasilanych napięciem 24 V (rys. 11.6), podzielonych na 4 równe sekcje włączane oddzielnie, z wentylatorami do chłodzenia żarówek (tabela, odbiorniki P6-P9). Zestaw podłączono do instalacji elektrycznej pomiędzy alternatorem

i akumulatorem. W efekcie wyeliminowano straty związane z ładowaniem i rozładowywaniem akumulatora.

- odbiorniki elektryczne seryjnie montowane w autobusie przedstawione w tabeli 11.3, kolejno włączane i wyłączane w określonych odstępach czasu. Największe obciążenie elektryczne stanowią wentylatory wymiennika klimatyzacji zlokalizowane na dachu autobusu (punkt nr P10 w tabeli 11.3). Obciążenie silnika spalinowego wynikające z działania układu pneumatycznego zostało wyeliminowane poprzez podłączenie zewnętrznego źródła sprężonego powietrza.



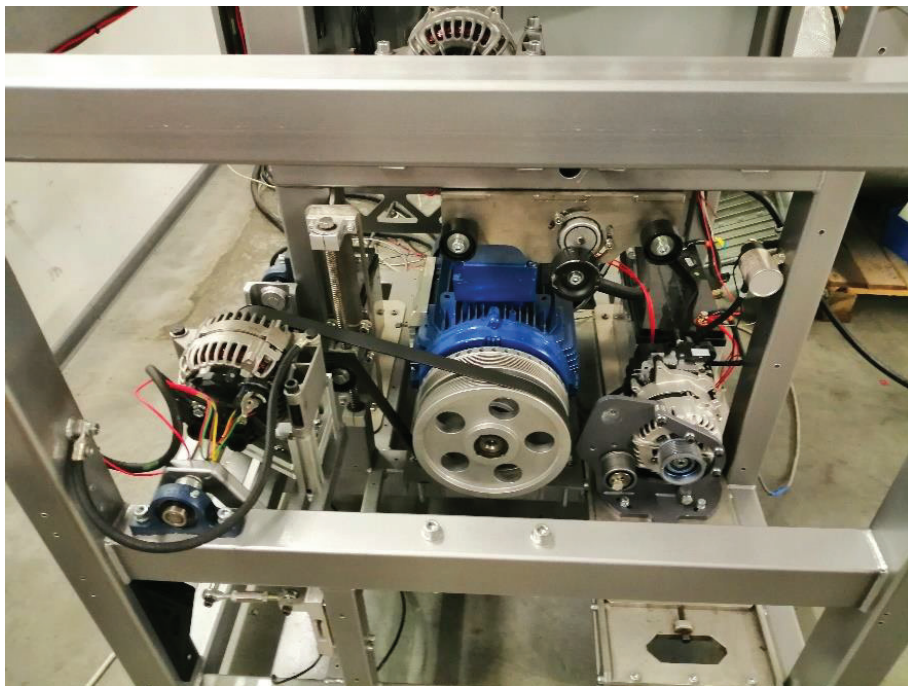
Rys. 11.5. Dodatkowe obciążenie alternatorów [66], fot. M. J. Gęca

Tab. 11.3. Odbiorniki elektryczne na pokładzie autobusu

| Nr  | Odbiornik                                            | Pobór prądu [A] |
|-----|------------------------------------------------------|-----------------|
| P0  | tablice, oświetlenie, kasowniki, komputery przenośne | 20              |
| P1  | światła pozycyjne i wewnętrzne                       | 9               |
| P2  | światła mijania                                      | 9               |
| P3  | światła drogowe                                      |                 |
| P4  | wentylatory nawiewowe                                | 9               |
| P5  | R + G (kasowniki, tablice z trasą)                   | 1               |
| P6  | żarówki 1 (20 A)                                     | 22              |
| P7  | żarówki 2 (40 A)                                     | 22              |
| P8  | żarówki 3 (60 A)                                     | 22              |
| P9  | żarówki 4 (80 A)                                     | 21              |
| P10 | wentylatory wymienników klimatyzacji                 | 19              |

## 11.5. Stanowisko do badań alternatorów

Badania alternatora wykonano na zaprojektowanym w tym celu stanowisku, które zostało przedstawione na rysunku 11.6. Do napędu alternatora zastosowano silnik elektryczny o mocy 18,5 kW firmy Tamel. Szczegóły techniczne silnika zostały zawarte w tabeli 11.4. Zmiana prędkości obrotowej zrealizowana była za pomocą falownika LG ig5.



Rys. 11.6. Stanowisko do badań alternatorów

Napęd alternatora został zrealizowany za pomocą przekładni pasowej. Zastosowano koła pasowe o oznaczeniu 8PK według normy DIN 2211. W celu odwzorowania zakresu prędkości obrotowej wału alternatora, która występuje w czasie eksploatacji w autobusie, przyjęto przełożenie 3:1. Oznacza to, że zakres prędkość wynosił od 3 000 do 10 500 obr/min, co odpowiadało częstotliwości ustawianych przez falownik w zakresie od 17 do 60 Hz.

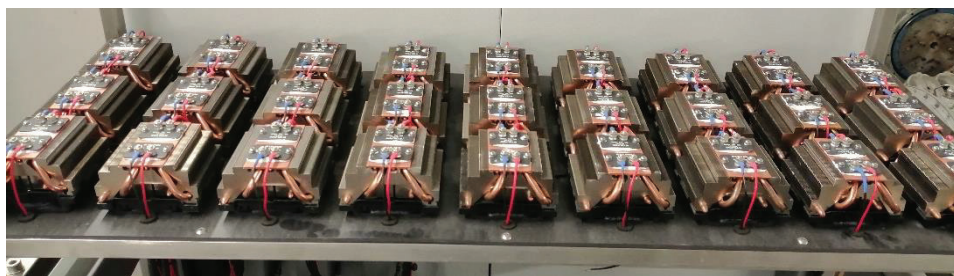
Tab. 11.4. Dane silnika elektrycznego Tamel

|               |              |
|---------------|--------------|
| Typ silnika   | 3Sg160L-2    |
| Moc           | 18,5 kW      |
| Maks. obroty  | 2930 obr/min |
| Średnica wału | 42 mm        |
| Obudowa       | Aluminiowa   |

**Tab. 11.5. Dane silnika elektrycznego Tamel, c.d**

|                         |             |
|-------------------------|-------------|
| Rodzaj montażu          | Łapowy IMB3 |
| Zasilanie               | 400 V       |
| Częstotliwość zasilania | 50 Hz       |
| Stopień ochrony         | IP55        |
| Klasa izolacji          | F           |

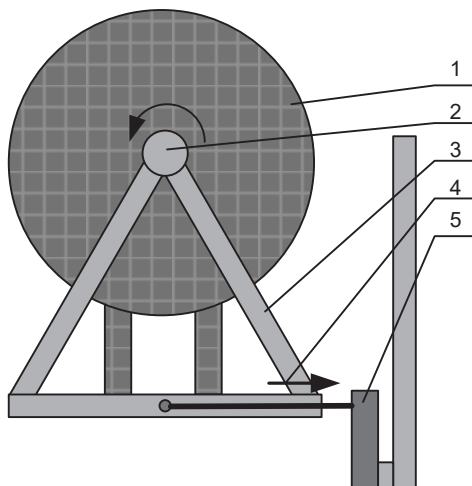
Obciążenie elektryczne alternatora realizowano za pomocą rezystorów, które zamieniały energię elektryczną na energię cieplną. Ta z kolei była rozpraszana na ciepło, za pomocą aluminiowych radiatorów chłodzonych wentylatorami. W ten sposób uzyskano stabilne warunki obciążenia elektrycznego. Zestaw składał się z 54 rezystorów o mocy 100 W każdy. Umożliwiło to zmianę mocy elektrycznej od 100 W do 5,4 kW. Zestaw rezystorów zaprezentowano na rysunku 11.7.



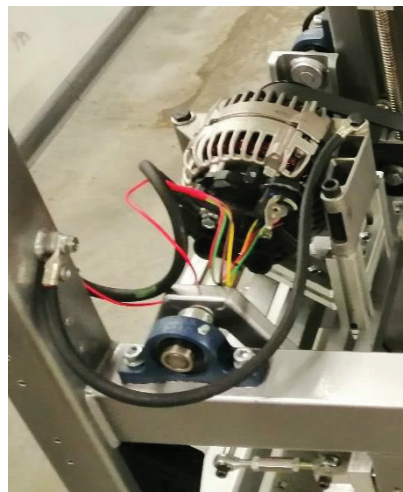
**Rys. 11.7. Zestaw rezystorów obciążeniowych**

Badany alternator został zamocowany na odpowiednio opracowanej platformie, której oś obrotu była zgodna z osią obrotu wału alternatora. Dzięki temu możliwy był pomiar momentu reakcyjnego działającego na badane urządzenie. Moment ten umożliwił wyznaczenie mocy mechanicznej, jaka była dostarczana do alternatora podczas badań przy różnych obciążeniach elektrycznych, wynikających z opracowanego planu badań sprawności przetwarzania energii mechanicznej na energię elektryczną. Wspomniany reakcyjny moment obrotowy wyznaczono poprzez pomiar siły za pomocą tensometru firmy Zemic o oznaczeniu L6D C3. Schemat pomiarowy oraz zdjęcie opracowanego stanowiska pomiarowego przedstawiono na rysunkach 11.8 oraz 11.9. Odległość  $r$ , punktu przełożenia siły do tensometru od osi obrotu alternatora wynosiła 0,17 m.





Rys. 11.8. Schemat pomiaru momentu obrotowego: 1 – alternator, 2 – oś obrotu, 3 – platforma montażowa, 4 – kierunek działania siły, 5 – tensometr



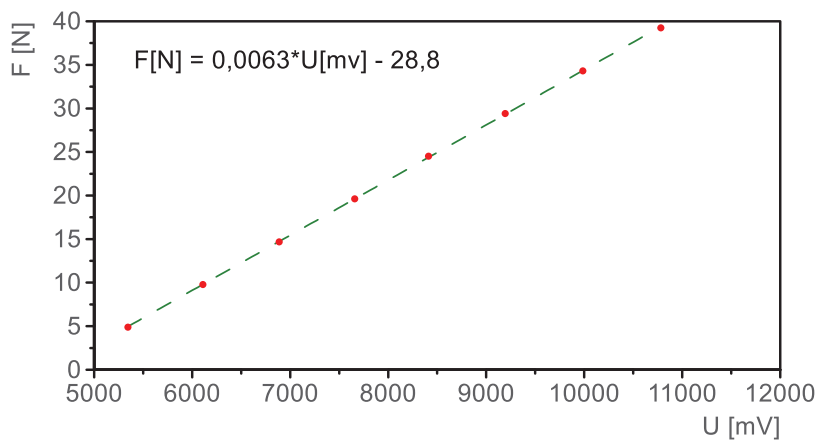
Rys. 11.9. Widok układu pomiarowego momentu obrotowego z zamontowanym alternatorem

Moc mechaniczną  $P_w$ , jaka napędzała alternator wyznaczono z następującego równania:

$$P_w = \frac{F \cdot r \cdot n_A}{9550} \quad (11.1)$$

gdzie:  $F$  – siła działająca na tensometr [N],  $r$  – promień działania siły [m],  $n_A$  – prędkość obrotowa wału alternatora [obr/min].

Zastosowano belka tensometryczna to Zemic L6D C3 o zakresie pomiarowym do 10 kg. W celu wyznaczenia charakterystyki tensometru przeprowadzono kalibrację. Oznaczało to, że na odpowiednio przygotowanym stanowisku pomiarowym obciążano tensometr znanym obciążeniem i odczytywano wskazanie wyrażone w mV. Pomiary przeprowadzono w ośmiu punktach od 5 do 40 N co 5 N. Opracowany wykres oraz równanie zaprezentowano na rysunku 11.10. Wyznaczony błąd wskazań, zdefiniowany jako średni błąd kwadratowy wartości średniej, wyniósł poniżej 1%.



**Rys. 11.10. Zależność siły w funkcji napięcia sygnału pomiarowego tensometru**

## 12. Załącznik nr 2. Kody źródłowe programów do analizy danych opracowanych programie NI Diadem

### Kod programu do zmiany formatów plików z hamowni podwoziowej

```
Dim i
If FileDlgShow(DataReadPath,"LSD Files","*.lsd","DataSelection",True) =
"IDOk" Then
    For i = 0 to UBound(FileDlgNameList)
        Call Data.Root.Clear()
    ' Call DataFileLoad(FileDlgNameList(i),"lsd","Load")

Call DataFileLoad(FileDlgNameList(i),"LSD_DataPlugin","Load")

Data.Root.ChannelGroups(1).Name = "1011_10_1 hamownia"
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Data").Name = "czas"
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Noname").Name = "RPM"
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Noname_2").Name = "Moc"
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Noname_3")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Noname_4")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Noname_5")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Noname_6")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Noname_7")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Noname_8")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Noname_9")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Noname_10")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Noname_11")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Noname_1")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("20151029")

Call DataFileSave("wynik_"&DataSetName,"TDMS")

Next
End If
```

### Kod programu do analizy wyników badań z testów drogowych

```
Option Explicit 'Forces the explicit declaration of all the variables in
a script.

Dim i
If FileDlgShow(DataReadPath,"TDMS Files","*.tdms","DataSelection",True) =
"IDOk" Then
    For i = 0 to UBound(FileDlgNameList)
        Call Data.Root.Clear()
        Call DataFileLoad(FileDlgNameList(i),"TDMS","Load")

Set ChnResult = ChnSmooth4253H("[1]/V","/Smoothed4253H",1)
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Smoothed4253H").Name = "V-filtrowane"

Set ChnResult = ChnDeltaCalc("[1]/V-filtrowane","/Delta V-filtrowane")
Set ChnResult = ChnSmooth4253H("[1]/Delta V-filtrowane","/Delta V-
filtrowane",0)
```

```

Set ChnResult =
ChnSmooth("[1]/l\h", "/Smoothed", 20, "maxNumber", "byMeanValue")
Set ChnResult = ChnDeltaCalc("[1]/Smoothed", "/Delta")
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Smoothed").Name = "Smoothed"
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Delta").Name = "Delta l\h"
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Smoothed")

'stan 1-          Ruch opózniony autobusu bez udziału energii z paliwa -
hamowanie silnikiem,

ChnEventResultList = ChnEventFind("(A>0) and (B<-0.1) and (C=0) and (D=0)
and (F>0)", Array("A", "B", "C", "D", "E", "F"), Array(Data.GetChannel("[1]/V-
filtrowane"), Data.GetChannel("[1]/Delta V-
filtrowane"), Data.GetChannel("[1]/l\h"), Data.GetChannel("[1]/TPS"), Data.Ge
tChannel("[1]/Delta l\h"), Data.GetChannel("[1]/n")))
Call ChnEventCreateStatusChn("/EventStatus", ChnEventResultList,
"[1]/Delta V-filtrowane", 0, 1)

'Utworzenie nowych kanałów

Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Add("Eel
stan", DataTypeFloat64, 25)
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Add("Ef stan", DataTypeFloat64, 26)

'Obliczanie czasu pracy stan
Set ChnResult = ChnLinScale("[1]/EventStatus", "/LinearScaled", 0.1, 0)
Set ChnResult = ChnSum("[1]/LinearScaled", "/Sum")
Set ChnResult =
ChnStatisticsChannelCalc("[1]/Sum", 16, 0, 0, 0, 1, 0, "NameName")
Set ChnResult =
ChnLinScale("[1]/Maximum", "/LinearScaled1", 0.00027777777777778, 0)
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("LinearScaled1").Name = "czas stan h"

Dim oElementList
Set oElementList = data.CreateElementList
Call oElementList.Add(Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("LinearScaled"))
Call oElementList.Add(Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Sum"))
Call oElementList.Add(Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Maximum"))
Data.Remove(oElementList)

'Obliczenie energii elektrycznej podczas danego stanu obciążenia

Call Calculate("ch(""[1]/Eel
stan")=ch(""[1]/I_ALT")*ch(""[1]/U")*ch(""[1]/EventStatus")*0.1/360000
0")

Set ChnResult = ChnSum("[1]/Eel stan", "/Eel stan")
Set ChnResult = ChnStatisticsChannelCalc("[1]/Eel
stan", 16, 0, 0, 0, 1, 0, "NameName")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Eel stan")
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Maximum").Name = "Eel stan"

'Obliczenie energii paliwa podczas danego stanu obciążenia
Call Calculate("ch(""[1]/Ef
stan")=(ch(""[1]/l\h")*0.854*11.94*0.1*ch(""[1]/EventStatus"))/3600")

Set ChnResult = ChnSum("[1]/Ef stan", "/Ef stan")
Set ChnResult = ChnStatisticsChannelCalc("[1]/Ef
stan", 16, 0, 0, 0, 1, 0, "NameName")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Ef stan")

```



```
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Maximum").Name = "Ef stan"

Call DataFileSave("stan_1_"&DataSetName,"TDMS")
Next
End if
```

## Kod programu do obliczania mocy paliwa oraz wyznaczania funkcji aproksymacyjnych

```
Option Explicit 'Forces the explicit declaration of all the variables in
a script.

Dim i
If FileDlgShow(DataReadPath,"TDMS Files","*.tdms","DataSelection",True) =
"IDOk" Then
    For i = 0 to UBound(FileDlgNameList)
        Call Data.Root.Clear()
        Call DataFileLoad(FileDlgNameList(i),"TDMS","Load")

Set ChnResult = ChnSmooth4253H("[1]/RPM-1","/RPM-1-filtr",1)
Set ChnResult = ChnDeltaCalc("[1]/RPM-1-filtr","/Delta-RPM-1-filtr")

ChnEventResultList = ChnEventFind("(A=4) and (C>30) and (B>43) and
(B<72)", Array("A","B","C"),
Array(Data.GetChannel("[1]/Bieg"),Data.GetChannel("[1]/V"),Data.GetChannel
("[1]/l\h")))
Call ChnEventCreateFilteredTrueChn("/EventStatus", ChnEventResultList,
"[1]/l\h", 0)

Call Calculate("ch(""[1]/EventStatus")=ch(""[1]/EventStatus")-
CTNV(ch(""[1]/EventStatus")=0) ")
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("EventStatus").Name = "l\h status"

Set ChnResult = ChnLinScale("[1]/l\h status","/LinearScaled",10.19676,0)
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("LinearScaled").Name = "Ppaliwo kW"

ApprAnsatzFct(1) = "Yes"
ApprAnsatzFct(2) = "Yes"
ApprAnsatzFct(3) = "Yes"
Call ChnApprXYCalc("[1]/V","[1]/Ppaliwo
kW","/ApproximatedX","/ApproximatedY","Partition complete area",100,1)
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("ApproximatedX").Name = "AA_V aprox"
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("ApproximatedY").Name = "AAP pal kW
aprox"

Call DataFileSave("moc paliwa funkcja V_"&DataSetName,"TDMS")

Next
End if
```

## Kod programu do obliczania energii podczas procesu przyspieszania

```
Option Explicit 'Forces the explicit declaration of all the variables in
a script.

Dim i
If FileDlgShow(DataReadPath,"TDMS Files","*.tdms","DataSelection",True) =
"IDOK" Then
    For i = 0 to UBound(FileDlgNameList)
        Call Data.Root.Clear()
        Call Data.FileLoad(FileDlgNameList(i),"TDMS","Load")

Set ChnResult = ChnSmooth4253H("[1]/V","/Smoothed4253H",1)
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Smoothed4253H").Name = "V-filtrowane"

Set ChnResult = ChnDeltaCalc("[1]/V-filtrowane","/Delta V-filtrowane")
Set ChnResult = ChnSmooth4253H("[1]/Delta V-filtrowane","/Delta V-
filtrowane",0)

Set ChnResult =
ChnSmooth("[1]/I\h","/Smoothed",20,"maxNumber","byMeanValue")
Set ChnResult = ChnDeltaCalc("[1]/Smoothed","/Delta")
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Smoothed").Name = "Smoothed"
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Delta").Name = "Delta I\h"
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Smoothed")

'stan 1- Ruch przypieszony autobusu APP max
hnEventResultList = ChnEventFind("(A>00) and (B<72)", Array("A","B"),
Array(Data.GetChannel("[1]/TPS"),Data.GetChannel("[1]/V")))
Call ChnEventCreateStatusChn("/EventStatus", ChnEventResultList,
"[1]/TPS", 0, 1)

'Nowe kanały

Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Add("Eel
stan",DataTypeFloat64,25)
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Add("Ef stan",DataTypeFloat64,26)

'Obliczanie czasu pracy stan
Set ChnResult = ChnLinScale("[1]/EventStatus","/LinearScaled",0.1,0)
Set ChnResult = ChnSum("[1]/LinearScaled","/Sum")
Set ChnResult =
ChnStatisticsChannelCalc("[1]/Sum",16,0,0,0,1,0,"NameName")
Set ChnResult =
ChnLinScale("[1]/Maximum","/LinearScaled1",0.00027777777777778,0)
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("LinearScaled1").Name = "czas stan h"

Dim oElementList
Set oElementList = data.CreateElementList
Call oElementList.Add(Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("LinearScaled"))
Call oElementList.Add(Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Sum"))
Call oElementList.Add(Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Maximum"))
Data.Remove(oElementList)

'Obliczenie energii elektrycznej podczas danego stanu obciążenia
```

```

Call Calculate("ch(""[1]/Eel
stan")=ch(""[1]/I_ALT")*ch(""[1]/U")*ch(""[1]/EventStatus")*0.1/360000
0")

Set ChnResult = ChnSum("[1]/Eel stan","/Eel stan")
Set ChnResult = ChnStatisticsChannelCalc("[1]/Eel
stan",16,0,0,0,1,0,"NameName")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Eel stan")
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Maximum").Name = "Eel stan"

'Obliczenie energii paliwa podczas danego stanu obciążenia
Call Calculate("ch(""[1]/Ef
stan")=(ch(""[1]/I_h")*0.854*11.94*0.1*ch(""[1]/EventStatus"))/3600")

Set ChnResult = ChnSum("[1]/Ef stan","/Ef stan")
Set ChnResult = ChnStatisticsChannelCalc("[1]/Ef
stan",16,0,0,0,1,0,"NameName")
Call Data.Root.ChannelGroups(1).Channels.Remove("Ef stan")
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Maximum").Name = "Ef stan"

Call DataFileSave("Energia_"&DataSetName,"TDMS")

Next
End if

```

## Kod programu do wyznaczania funkcji aproksymacyjnych charakterystyk alternatora

Option Explicit 'Forces the explicit declaration of all the variables in a script.

```

Dim i
If FileDlgShow(DataReadPath,"TDMS Files,*.tdms","DataSelection",True) =
"IDOk" Then
    For i = 0 to UBound(FileDlgNameList)
        Call Data.Root.Clear()
        Call DataFileLoad(FileDlgNameList(i),"TDMS","Load")

Set ChnResult = ChnSub("[1]/Approximated Pm","[1]/ApproximatedY
Pe","/Subtracted")
Data.Root.ChannelGroups(1).Channels("Subtracted").Name = "Approx Ps"

Call DataFileSave("wynik Pe Pm Ps"&DataSetName,"TDMS")

Next
End if

```