



Elektromechaniczny trakcyjny zespół napędowy o bezstopniowej regulacji przełożenia

Ireneusz Skornóg

1. Wstęp

Główną przyczyną zanieczyszczenia powietrza w Europie są pojazdy spalinowe, z tego względu obecnie znajduje się na tym obszarze 320 stref czystego transportu, a wkrótce będzie ich ponad 500 (wg raportu Clean Cities Campaign [1]). Polskie Ministerstwo Klimatu i Środowiska opublikowało stanowisko odnośnie opiniowania nowelizacji Ustawy o elektromobilności. Zgodnie z proponowanym rozwiązaniem samorząd każdego miasta liczącego sobie ponad 100 tysięcy mieszkańców, a jest ich w Polsce 37, będzie musiał wyznaczyć strefę czystego transportu. Nakaz utworzenia stref miałby zacząć obowiązywać od 1 stycznia 2030 roku. To czas, który moglibyśmy nazwać wystarczająco odległym, bo zgodnie z obowiązującym brzmieniem Ustawy o elektromobilności od 1 stycznia 2025 roku samorzady gmin i powiatów, w których mieszka przynajmniej 50 tysięcy osób, będą musiały taką strefę zapewnić [2]. W czerwcu 2022 roku Parlament Europejski poparł propozycję Komisji Europejskiej dotyczącą zerowej emisji z nowych samochodów osobowych i dostawczych do 2035 roku, by zapewnić neutralność klimatyczną do 2050 roku. Oznacza to, że wszystkie nowe samochody osobowe i dostawcze sprzedawane w UE od 2035 roku mają być zeroemisyjne [3]. W oparciu o powyższe informacje podjęto próbę zaprojektowania od podstaw zintegrowanej elektromechanicznej jednostki napędowej dedykowanej pojazdom elektrycznym.

Opis konstrukcji i zasada działania zespołu napędowego

Z uwagi na istotne różnice w charakterystyce pracy, a w szczególności w zależności momentu obrotowego od prędkości obrotowej pomiędzy silnikiem elektrycznym i spalinowym, w projektowanym rozwiązaniu postanowiono dostosować konstrukcję mechanizmu do właściwości silnika elektrycznego. Silnik elektryczny, w odróżnieniu od silnika spalinowego, rozwija maksymalny moment obrotowy już od minimalnych prędkości obrotowych, a praktycznie od zera. Spadek momentu występuje dopiero w okolicy maksymalnej prędkości obrotowej. Odmienna sytuacja ma miejsce w przypadku silnika spalinowego, gdzie przy najniższych prędkościach obrotowych moment jest ponad dwukrotnie niższy od maksymalnego, a przy prędkości obrotowej równej zero moment również jest równy zero. Porównanie charakterystyk obydwu typów silników przedstawiono na rysunku 1 i 2. Tak więc zastosowanie

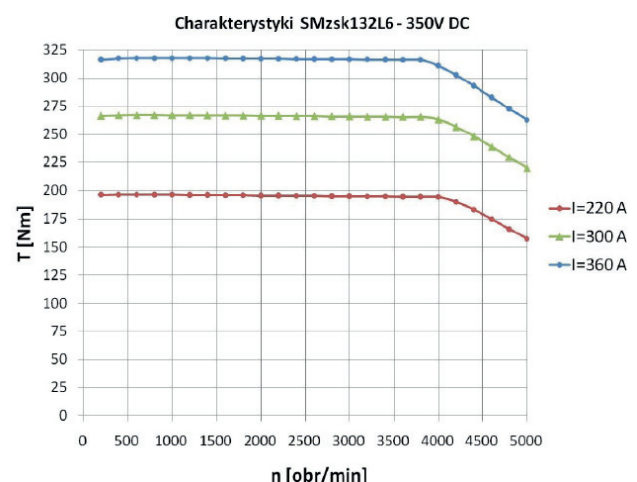
Streszczenie: Przedmiotem artykułu jest opis budowy i zasady działania oraz prezentacja wyników badań elektromechanicznego zespołu napędowego dedykowanego napędom elektrycznym i hybrydowym pojazdom samochodowym. Konstrukcja zespołu składa się z głównego silnika napędowego, dwóch silników pomocniczych oraz zespołu dwóch przekładni planetarnych. Każdy z silników zasilany jest z oddzielnego falownika, a ich pracą zarządza centralna jednostka sterująca w oparciu o założony algorytm.

Słowa kluczowe: elektromechaniczny zespół napędowy, trakcyjny zespół napędowy, pojazd elektryczny

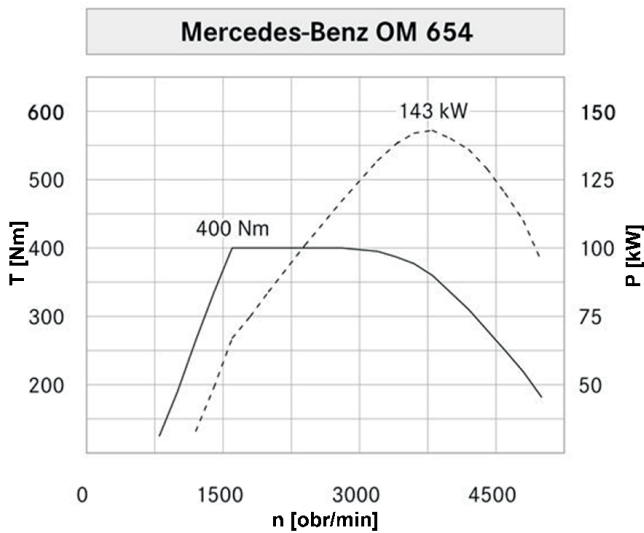
ELECTROMECHANICAL TRACTION DRIVE UNIT FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Abstract: The subject of the article is a description of the construction and operating principles, as well as the presentation of the electromechanical drive unit, dedicated to drive electric and hybrid vehicles, research results. This unit contain main electric motor, additional two auxiliary motors and two planetary gear units. Each motor is powered by a separate inverter, and their operation is managed by a central control unit based on an established algorithm.

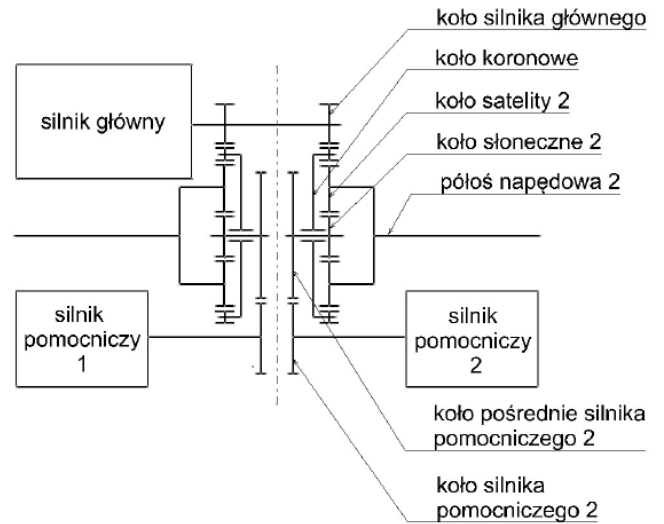
Keywords: electromechanical drive unit, traction drive unit, electric vehicle



Rys. 1. Zależność momentu w funkcji prędkości obrotowej dla elektrycznego silnika napędowego zastosowanego w projekcie



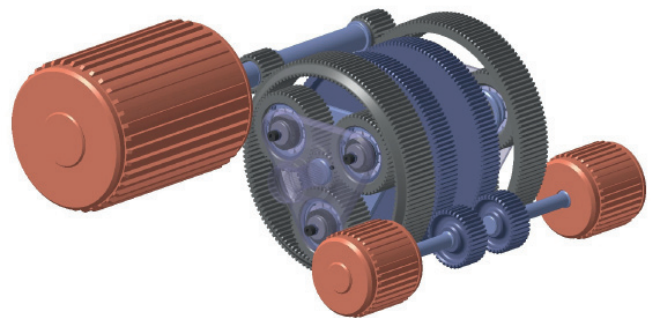
Rys. 2. Zależność momentu w funkcji prędkości obrotowej dla silnika Mercedesa OEM 654 z zapłonem samoczynnym [4]



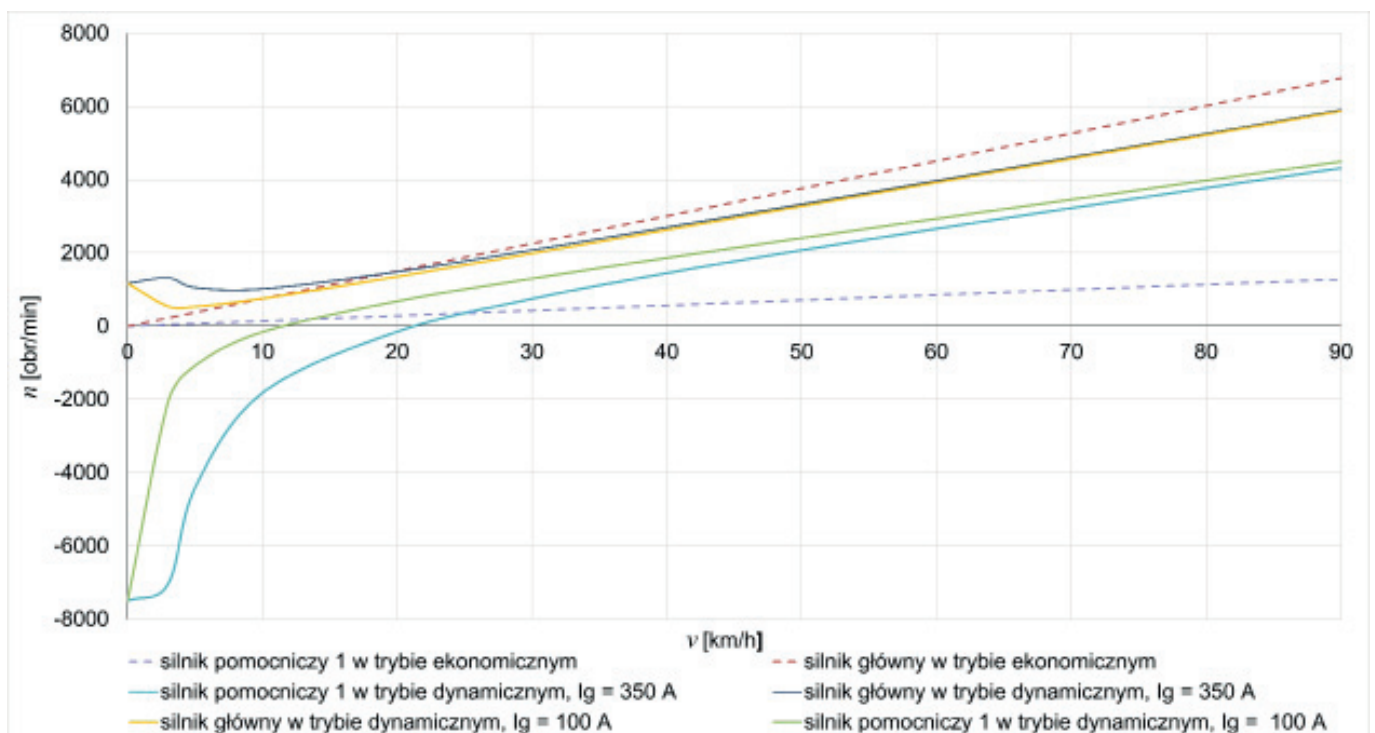
Rys. 3. Schemat budowy zespołu napędowego zastosowanego w samochodzie testowym FIAT DUCATO III w ramach projektu badawczego

silnika spalinowego do napędu samochodu wymusza stosowanie w układach napędowych tych pojazdów sprzęgieł oraz skrzyń biegów. Z kolei w pojazdach z napędem elektrycznym można pominąć te komponenty, stosując jedynie przełożenie stałe pomiędzy silnikiem elektrycznym i kołami pojazdu.

Rozwiązanie takie, choć tanie w produkcji, jest obciążone pewną wadą, a mianowicie charakterystyka trakcyjna pojazdu musi z jednej strony zapewnić odpowiedni moment na kołach pojazdu w trakcie ruszania czy też przy jeździe z małą prędkością pod duże wzniesienie, a z drugiej strony osiągnięcie założonej prędkości maksymalnej. To z kolei wymaga stosowania



Rys. 4. Model CAD 3D przekładni zespołu napędowego



Rys. 5. Zależność prędkości obrotowych silników od prędkości jazdy samochodu

dużego przełożenia w przypadku ruszania, oraz małego dla osiągnięcia prędkości maksymalnej. Musi więc być przyjęty pewien kompromis dla całego zakresu prędkości obrotowych, który ogranicza własności trakcyjne tego typu układów. Drugim, lepszym, aczkolwiek znacznie droższym rozwiązaniem jest stosowanie skrzyń biegów do napędu samochodów elektrycznych. W takim przypadku mamy do dyspozycji stopniowe przekładnie manualne lub zautomatyzowane oraz przekładnie automatyczne wywodzące się z pojazdów spalinowych. Szczególnie to ostatnie rozwiązanie jest drogie zawiązując koszt i tak już drogiego napędu elektrycznego, z powodu wysokich kosztów baterii. Dla porządku należy jeszcze wspomnieć o przekładniach bezstopniowych eCVT stosowanych w napędach elektrycznych, w tym przypadku wadami są ograniczenie przenoszanej mocy i stosunkowo krótka trwałość tego typu urządzeń. Uwzględniając powyżej opisane rozwiązania zaprojektowano od podstaw zintegrowaną elektromechaniczną jednostkę napędową przeznaczoną do pojazdów z napędem elektrycznym. Kierowano się kryterium minimum kosztów przy zapewnieniu wysokich parametrów trakcyjnych układu napędowego. Dla realizacji tego celu zbudowano urządzenie, w skład którego wchodzi: dwie przekładnie obiegowe, których koła koronowe są napędzane poprzez jeden główny silnik napędowy, natomiast koła słoneczne prawej i lewej przekładni napędzają odpowiednio prawy silnik pomocniczy 1 i lewy silnik pomocniczy 2. Moment napędowy odbierany jest z prawego i lewego jarzma satelitów niezależnie i przekazywany na półosie. Na rysunku 3 przedstawiono schemat budowy zespołu napędowego, a na rysunku 4 model CAD 3D przekładni.

Główny moment obrotowy jest generowany przez silnik napędowy, natomiast silniki pomocnicze, poprzez odpowiednią kontrolę prędkości obrotowej przez jednostkę centralną, mają za zadanie zmianę przełożenia pomiędzy silnikiem głównym, a kołami pojazdu. Dodatkowo zespół daje możliwość zwiększenia momentu napędowego podczas ruszania pojazdu oraz w trakcie jazdy na małych prędkościach (do około 20 km/h). Efekt ten będzie uzyskany dzięki odpowiedniemu oprogramowaniu zarządzającemu pracą silników poprzez nadrzędną jednostkę sterującą. Napęd przekazywany jest niezależnie na lewe i prawe koło pojazdu, dzięki czemu uzyskujemy możliwość zadania różnych wartości momentu i prędkości obrotowej na poszczególne koła w zależności od chwilowych warunków drogowych. Jest to możliwe dzięki zastosowaniu silników pomocniczych i odpowiedniej nadrzędnej jednostki sterującej, której zadaniem jest taki rozdział momentu obrotowego na koła pojazdu, aby umożliwić jazdę zarówno na podłożu asfaltowym, jak i w warunkach terenowych, bez poślizgu, ograniczając równocześnie do minimum moc krążącą. Układ napędowy zbudowany w oparciu o projektowany mechanizm nie wymaga użycia sprzęgła, skrzyni biegów i mechanizmu różnicowego. Ponadto zastępuje działanie układów kontroli trakcji w odniesieniu do klasycznego napędu stosowanego w pojazdach samochodowych.

Założenia konstrukcyjne i charakterystyka trakcyjna pojazdu z projektowanym zespołem napędowym

Do prototypowego zespołu napędowego zastosowano silniki elektryczne PMSM o następujących parametrach:

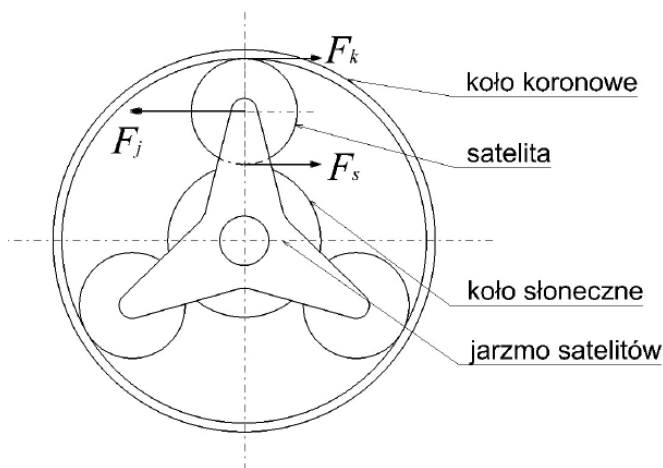
- silniki zasilane z falownika o znamionowym napięciu zasilania 350 V;
- moc znamionowa silnika głównego wynosi ok. 80 kW
- maksymalna prędkość obrotowa silnika głównego wynosi 6500 obr./min;
- znamionowy moment silnika głównego wynosi ok. 150 Nm;
- maksymalny moment silnika głównego wynosi ok. 300 Nm;
- moc znamionowa silnika pomocniczego wynosi ok. 15 kW;
- maksymalna prędkość obrotowa silnika pomocniczego wynosi 8000 obr./min;
- znamionowy moment silnika pomocniczego wynosi około 15 Nm;
- maksymalny moment silnika pomocniczego wynosi około 30 Nm.

Konstrukcja przekładni złożona jest z dwóch podstawowych modułów: moduł przełożenia stałego przenoszący napęd z silnika głównego na koła koronowe przekładni obiegowych i moduł głównych przekładni obiegowych sumujących moment od silnika głównego i od silników pomocniczych. Wyprowadzenie momentu obrotowego na koła następuje z jarzma lewej i prawej przekładni obiegowej. Zakładane parametry eksploatacyjne przekładni:

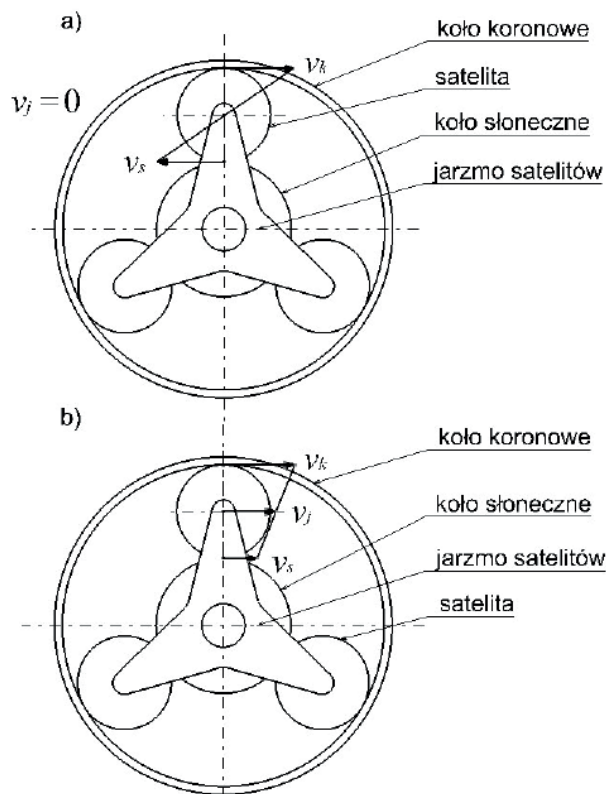
- przełożenie silnika głównego wynosi 9,38, wielkość przełożenia została tak dobrana, aby dla maksymalnej prędkości obrotowej silnika, napędzany pojazd osiągnął prędkość maksymalną 100 km/h, przełożenie silników pomocniczych wynosi 58,4;
- wymiary gabarytowe przekładni: szerokość 900 mm i długość 650 mm;
- masa zespołu nie przekracza 230 kg, w tym masa samych silników elektrycznych wynosi 150 kg;
- do badań trakcyjnych wykorzystano samochód testowy marki Fiat Ducato III.

Projektowane charakterystyki dla zespołu napędowego pokazano na rysunku 5.

Zależności pomiędzy prędkościami obrotowymi silników, a prędkością jazdy samochodu zostały zaprojektowane w taki sposób, że podczas ruszania samochodu z miejsca silniki główny i pomocnicze osiągają już określone, zgodne z założonym algorytmem prędkości obrotowe, natomiast samochód pozostaje jeszcze w miejscu. Jest to możliwe poprzez to, że silnik



Rys. 7. Zależności między siłami działającymi na uzębienie satelity w celu określenia równowagi dynamicznej



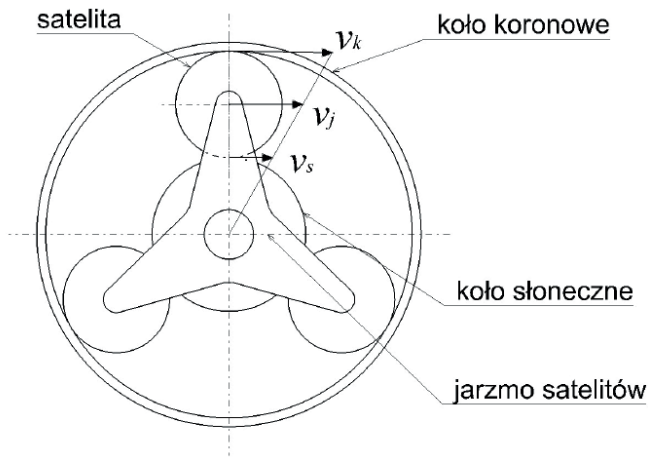
Rys. 6. Zależności pomiędzy wektorami prędkości w punktach styku satelity z kołem koronowym i kołem słonecznym przekładni, a) przypadek ruszania z miejsca, b) jazda z ustaloną prędkością

główny obraca się w kierunku napędowym (powodującym jazdę samochodu do przodu), a silniki pomocnicze w kierunku przeciwnapędowym. Sumowanie prędkości silników odbywa się na poziomie przekładni obiegowej co zapewnia uzyskanie ww. efektu. Ogólne równanie określające zależności między wektorami prędkości obwodowych punktów na styku zębów koła satelitarnego, określa następujące równanie:

$$V_j = \frac{V_k + V_s}{2} \quad (1)$$

gdzie: v_j – wektor prędkości obwodowej jarzma, v_s – wektor prędkości obwodowej na styku koła słonecznego i satelity, v_k – wektor prędkości obwodowej na styku koła koronowego i satelity (rys. 6).

Przyjmijmy, że silnik główny napędza koło koronowe, a silnik pomocniczy koło słoneczne przekładni, odbiór mocy następuje z jarzma satelitów. Podczas ruszania z miejsca ruch obrotowy głównego silnika napędowego wywołany jest dzięki dostarczeniu prądu ze źródła zasilania za pośrednictwem zadajnika momentu sterowanego pedałem przyspieszenia, a ruch obrotowy silników pomocniczych odbywa się na skutek transmisji momentu obrotowego z koła koronowego do koła słonecznego przy nieruchomym jarzmie, podczas gdy silniki pomocnicze nie są jeszcze obciążone żadnym momentem. W tym przypadku satelity obracają się wokół własnych osi, a jarzmo pozostaje nieruchome. Zjawisko to jest zobrazowane na rysunku 6a) w przypadku kiedy $v_k = -v_s$, wtedy $v_j = 0$. Z uwagi na to, że silniki pomocnicze nie są obciążone żadnym momentem, rozpędzają



Rys. 8. Zależności między wektorami prędkości obwodowych przy sterowaniu ekonomicznym

się wraz z silnikiem głównym aż do osiągnięcia granicznej prędkości silnika pomocniczego.

Prędkość graniczna silnika pomocniczego obliczana jest w funkcji $n_{sp} = f(I_g, v)$, przy czym zależność jest wprost proporcjonalna do chwilowego prądu pobieranego przez silnik główny I_g i odwrotnie proporcjonalna do chwilowej prędkości jazdy samochodu v . Po osiągnięciu tej prędkości silnik pomocniczy zaczyna być zasilany prądem I_{sp} , a zwrot wektora wytworzonej siły elektromotorycznej jest skierowany w kierunku napędowym. Zależność pomiędzy prądami I_g oraz I_{sp} jest określona z warunku równowagi dynamicznej zgodnie ze schematem pokazanym na rysunku 7.

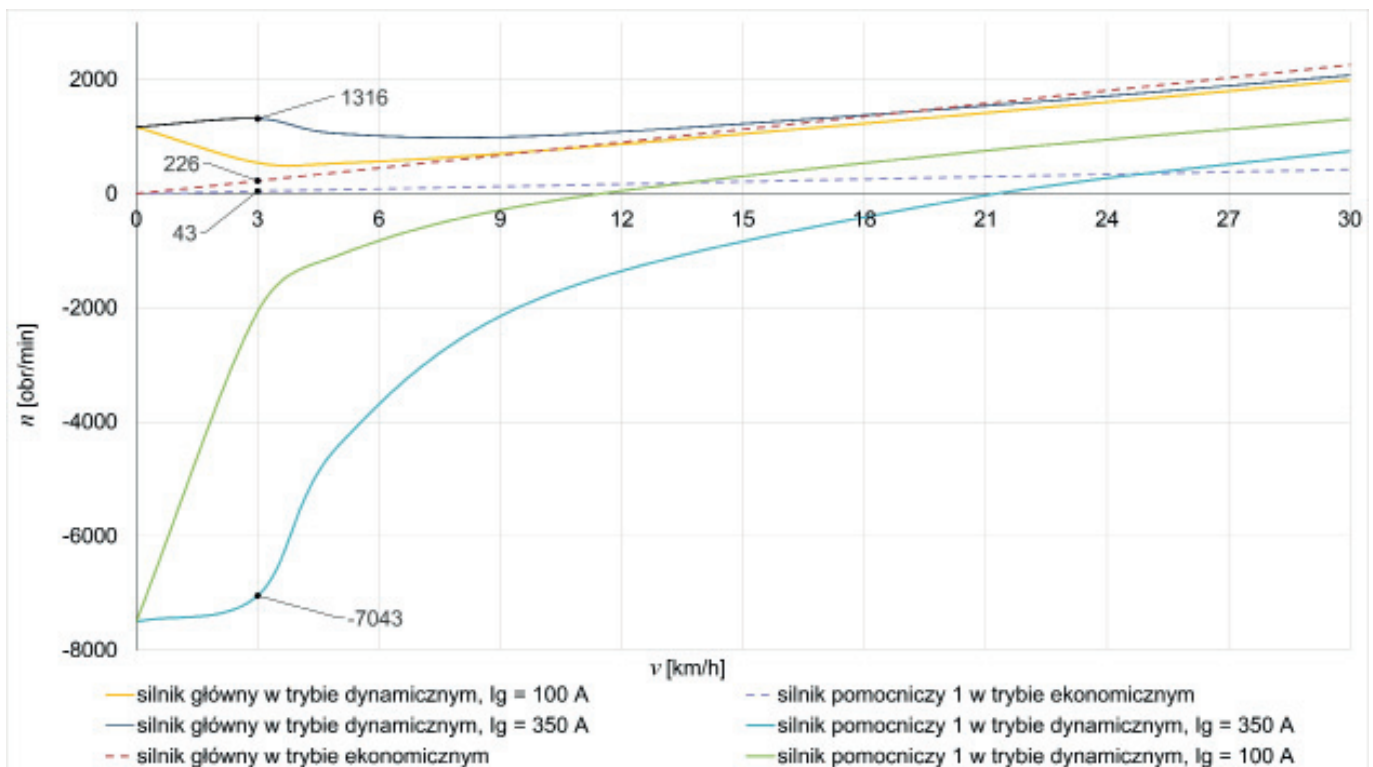
W celu określenia warunku równowagi dynamicznej pomiędzy chwilowym momentem wytwarzanym przez silnik główny T_g , a równoważącym go momentem generowanym przez silnik

pomocniczy T_{sp} , rozpatrujemy równanie momentów pochodzących od sił reakcji na uzębienie satelity od koła koronowego napędzanego przez silnik główny, a z drugiej strony od koła słonecznego napędzanego silnikiem pomocniczym. Równowagę momentów określamy względem osi koła satelitarnego. Jak widać na rysunku 7 warunkiem równowagi jest [5,7]:

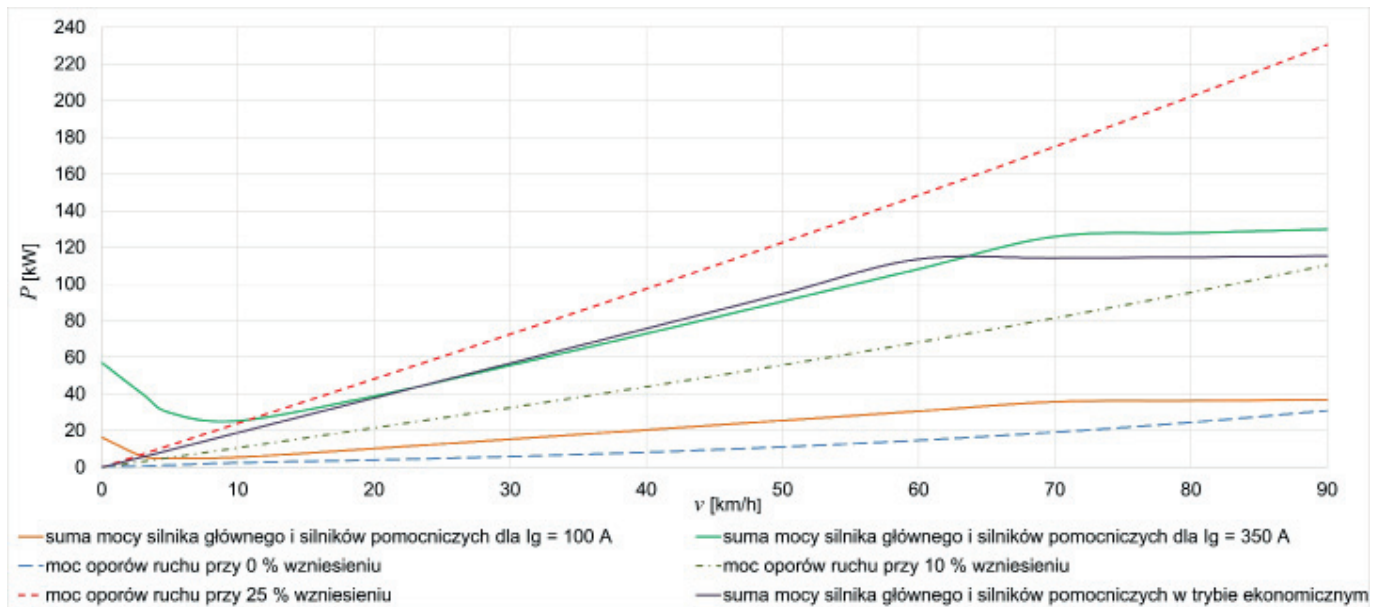
$$F_k = F_s \rightarrow F_j = F_k + F_s \rightarrow F_j = 2F_k \quad (2)$$

gdzie: F_k – wektor siły powstały od koła koronowego, F_s – wektor siły powstały od koła słonecznego, F_j – wektor siły odbieranej z jarzma satelitów.

Po uwzględnieniu zależności geometrycznych przekładni określamy więc związek pomiędzy momentami $T_{sp} = f(T_g)$, a tym samym pomiędzy prądami silników $I_{sp} = f(I_g)$. Sterowanie zespołem napędowym w oparciu o powyższe zależności nazwano sterowaniem dynamicznym, w tym przypadku w zależności od chwilowej wartości prądu pobieranego przez silnik główny dla ustalonej prędkości jazdy możemy osiągać różne wartości prędkości obrotowej poszczególnych silników co zobrazowano na rysunku 5. W celach porównawczych określono dodatkowo inny sposób wyznaczania zależności $n_{sp} = f(n_g)$, pokazano to na rysunku 8, gdzie graficzne przedstawienie wektorów prędkości obwodowych oznacza, że wektory prędkości kątowych koła koronowego jarzma i satelity są sobie równe. Z tego wynika, że satelita nie wykonuje obrotu względem własnej osi. Taki sposób sterowania nazwano sterowaniem ekonomicznym. Nazwa ma swoje uzasadnienie, gdyż w tym przypadku nie mamy do czynienia z ruchem względnym pomiędzy poszczególnymi kołami przekładni, a tym samym sprawność mechaniczna układu przeniesienia napędu jest w tym przypadku największa.



Rys. 9. Zależność prędkości obrotowych silników od prędkości jazdy samochodu w zakresie ograniczonym do 30 km/h



Rys. 10. Projektowana charakterystyka trakcyjna dla samochodu marki Fiat Ducato III

Konsekwencją tego jest brak możliwości różnicowania prędkości obrotowych silników w stosunku do prędkości jazdy samochodu. Jest to przypadek analogiczny do przekazywania napędu z silnika elektrycznego na koła pojazdu za pomocą stałego przełożenia. W celu zobrazowania zalet sterowania dynamicznego w stosunku do ekonomicznego posłużono się wykresem przedstawionym na rysunku 9, ograniczonym do zakresu prędkości jazdy od 0 do 30 km/h, gdzie różnicowanie prędkości kątowej silników w stosunku do prędkości jazdy jest największe. Dla maksymalnego prądu silnika głównego

350 A przy prędkości jazdy 3 km/h prędkość obrotowa silnika głównego w trybie ekonomicznym wynosi 226 obr./min, natomiast w trybie dynamicznym 1316 obr./min, czyli jest prawie sześć razy większa. Z uwagi na to, że w obydwu przypadkach silnik główny osiąga taki sam moment, to wytworzona moc jest również sześciokrotnie większa. Ponieważ wszystkie silniki pracują w trybie napędowym, ogólne równanie mocy dla poruszającego się pojazdu określamy następująco [6]:

$$P_k = (P_g + P_{sp}) \eta_m - P_o \quad (3)$$

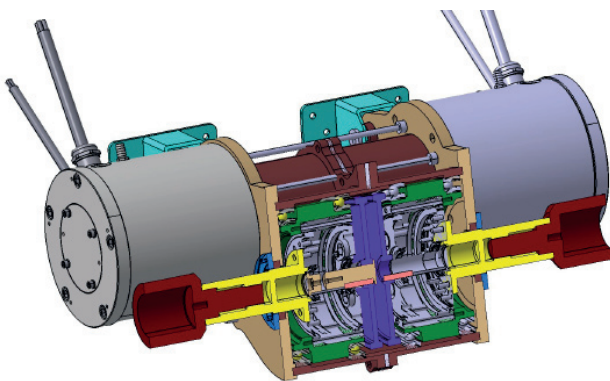
$$P_g = T_g \omega_g \quad (4)$$

$$P_{sp} = T_{sp} |\omega_{sp}| \quad (5)$$

$$P_o = P_p + P_t + P_w \quad (6)$$

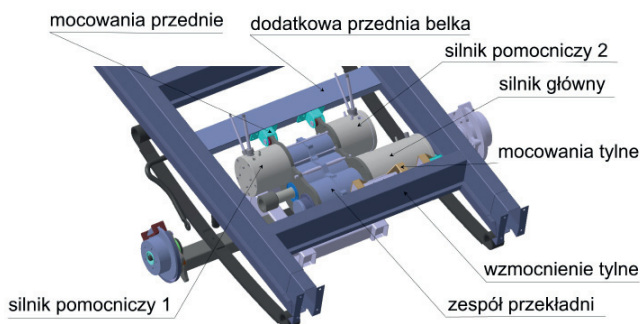
$$P_k = T_k \omega_k \quad (7)$$

gdzie: P_k – moc dostarczana na koła, P_g – moc silnika głównego, P_{sp} – moc silników pomocniczych, η_m – sprawność mechaniczna zespołu (z badań $\eta_m = 0,75$), P_o – moc oporów ruchu, P_p – moc oporu powietrza, P_t – moc oporów toczenia, P_w – moc oporów wzniesienia, ω_g , ω_{sp} , ω_k – prędkość kątowa odpowiednio silnika głównego, pomocniczego i koła, T_g , T_{sp} i T_k – momenty analogicznie.

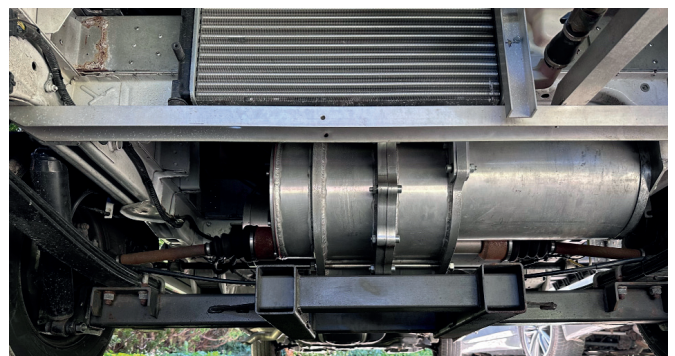


Rys. 11. Model zespołu napędowego, przekrój przez oś główną

Analizując projektowaną charakterystykę trakcyjną



Rys. 12. Model zabudowy zespołu napędowego do ramy auta



Rys. 13. Zdjęcie zabudowanego zespołu napędowego na ramie samochodu

samochodu badawczego (rys. 10) jazda pod 25% wzniesienie (maksymalne jakie występuje na polskich drogach) jest możliwa jedynie w trybie dynamicznym, dla prądu pobieranego przez silnik główny na poziomie 100 A do prędkości jazdy około 3 km/h, natomiast dla maksymalnego prądu 350 A do prędkości jazdy około 13 km/h. Natomiast w trybie ekonomicznym samochód nie jest w stanie ruszyć pod 25% wzniesienie.

Wykonanie i zabudowa zespołu do pojazdu testowego FIAT Ducato III

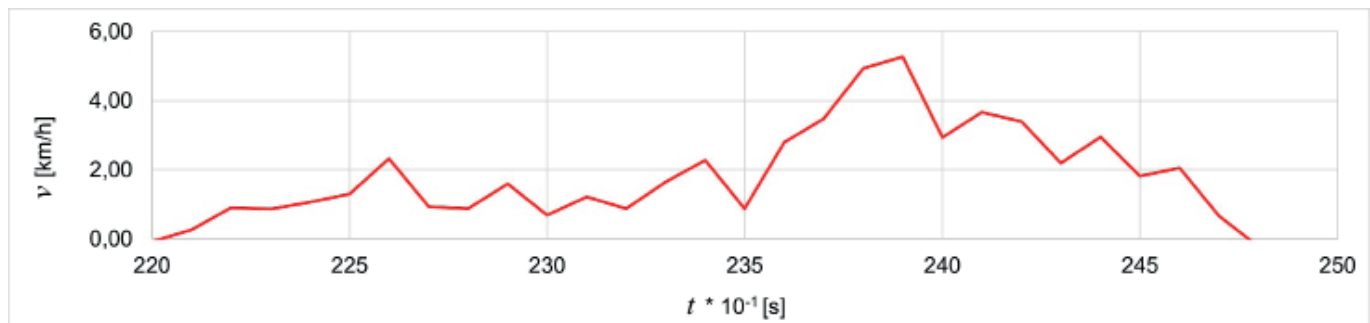
Wszystkie elementy konstrukcyjne zostały wykonane w oparciu o dokumentację techniczną sporządzoną przy pomocy systemów CAD w postaci modeli 3D (rys. 11) i rysunków technicznych 2D, poprzedzone wykonaniem obliczeń wytrzymałościowych.

Po zmontowaniu kompletnego zespołu napędowego przystąpiono do jego montażu w pojeździe. W tym celu wykonano szereg zmian w ramie pojazdu, polegających głównie na

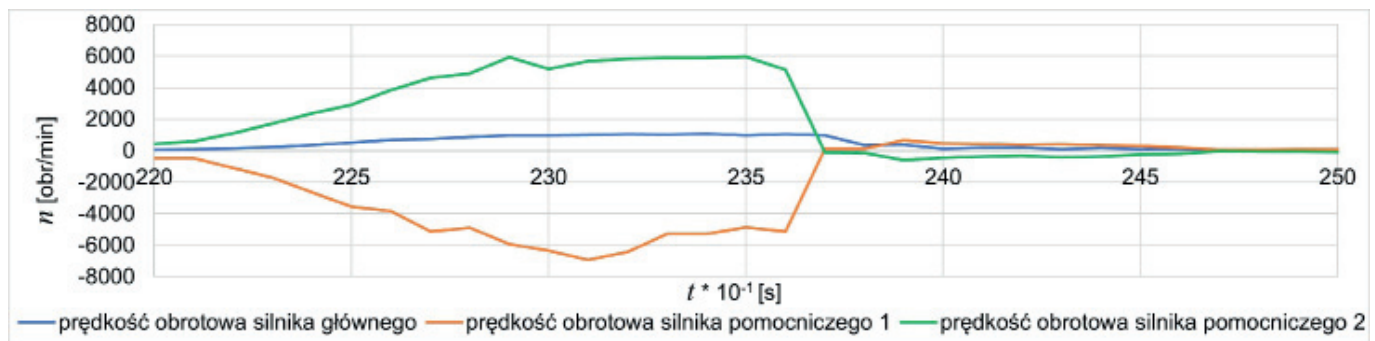
wzmocnieniu konstrukcji w miejscach montażowych (rys. 12). Następnie zabudowano zespół napędowy wraz z wyposażeniem elektrycznym (rys. 13).

Opis przeprowadzonych badań i prezentacja wyników

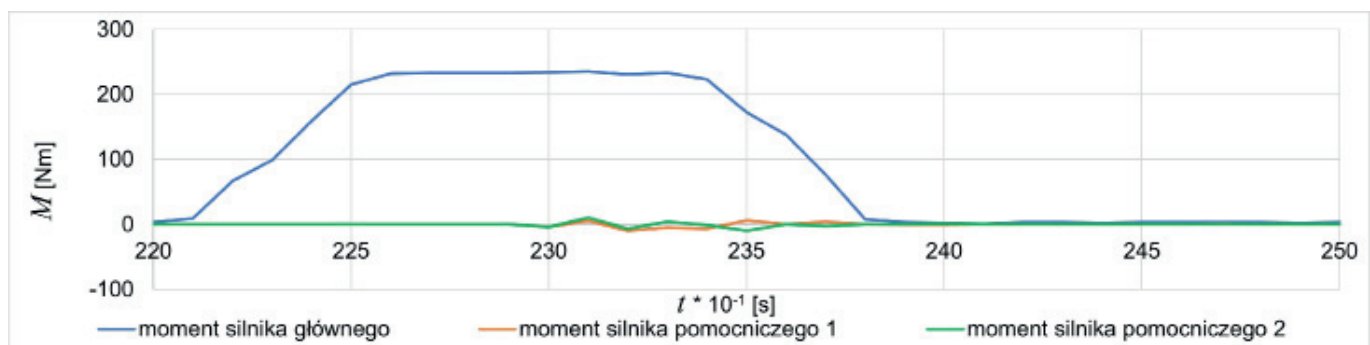
W trakcie badań wykonanych na samochodzie testowym jako pierwszy wykonano test podjazdu pod krawężnik, samochód dojechał kołami do krawężnika opierając się o niego, a następnie ruszono do przodu przy maksymalnym wciśnięciu pedału przyspieszenia. Wysokość krawężnika wynosiła 10 cm. Zarejestrowany przebieg prędkości jazdy, prędkości obrotowych silników, momentów i mocy w funkcji czasu przedstawiono na rysunkach 14, 15, 16 oraz 17. Analizując wykresy można stwierdzić, że pokonanie przeszkody nastąpiło w wyniku działania jedynie silnika głównego. Oscylacja mocy silników pomocniczych praktycznie sprowadziła ich pracę do zera, tym samym moment na kole został ograniczony w przybliżeniu



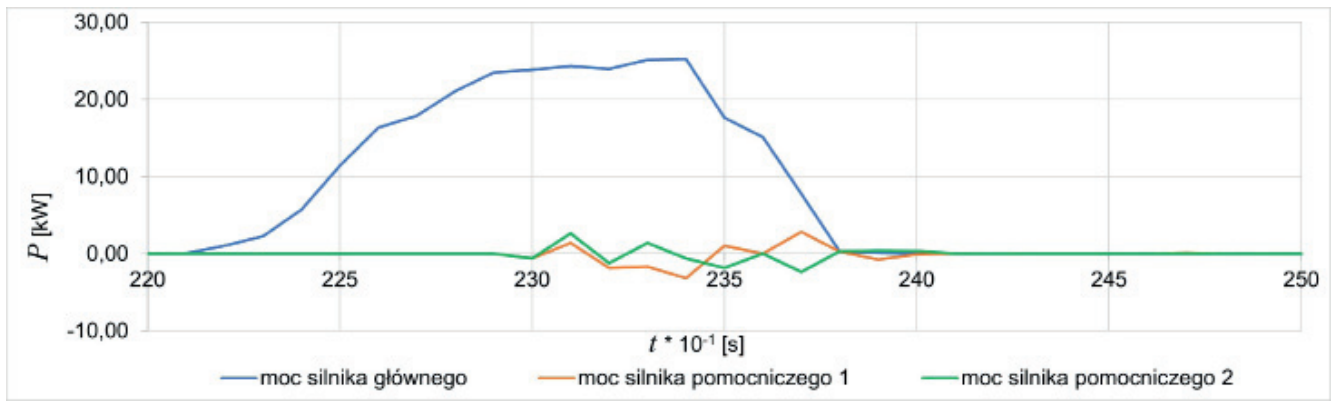
Rys. 14. Prędkość jazdy samochodu – próba krawężnikowa



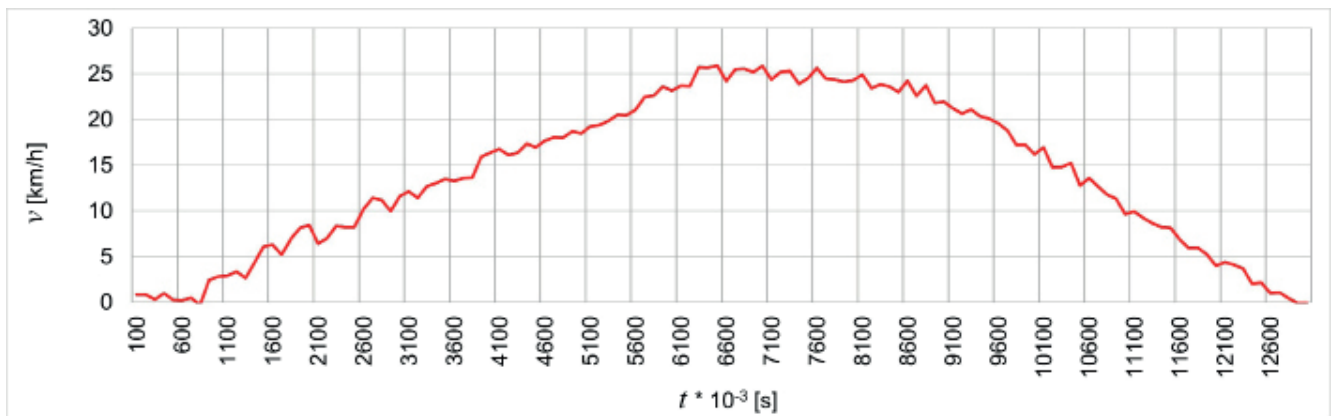
Rys. 15. Prędkości obrotowe silników – próba krawężnikowa



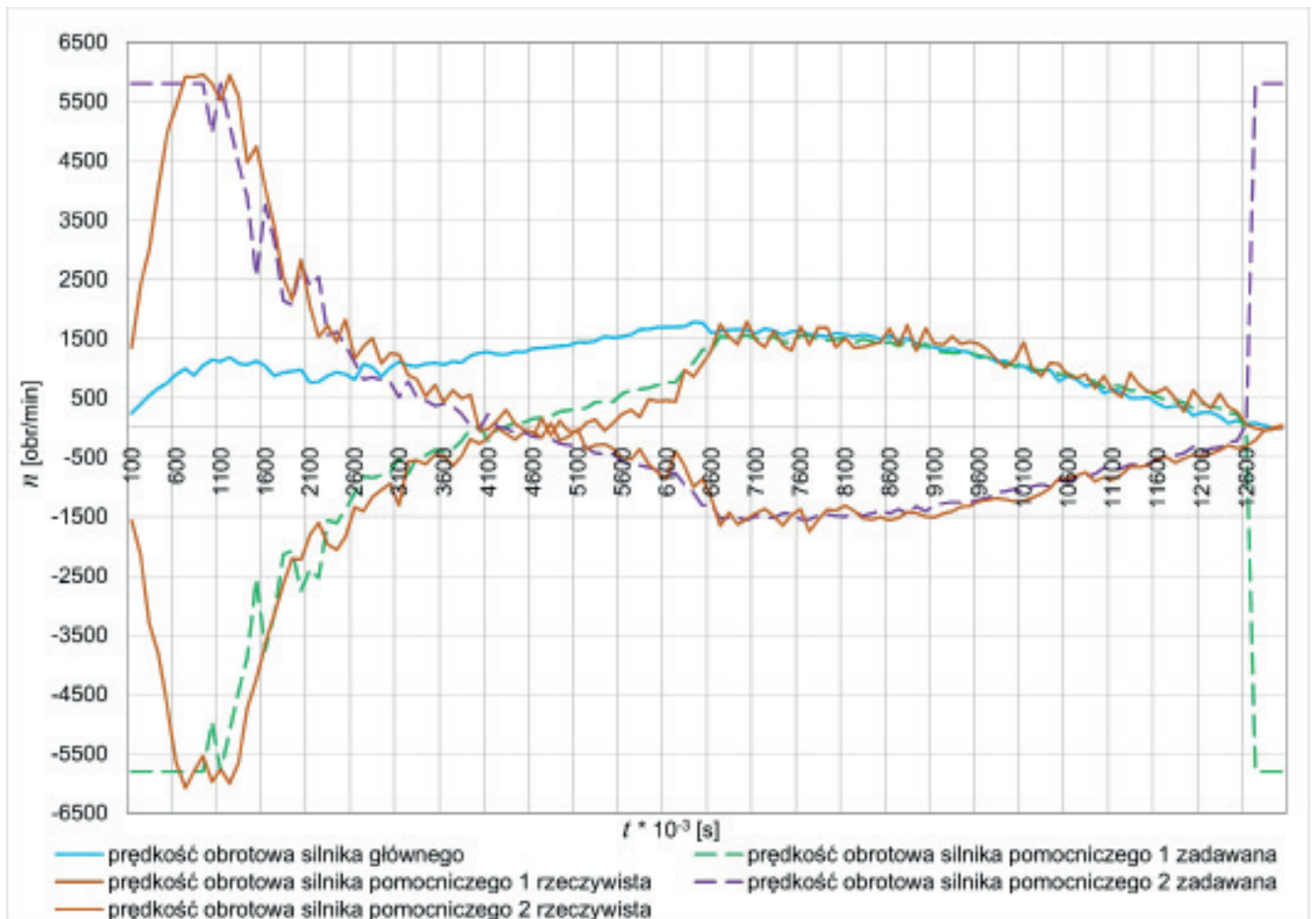
Rys. 16. Momenty obrotowe silników – próba krawężnikowa



Rys. 17. Moce silników – próba krawężnikowa



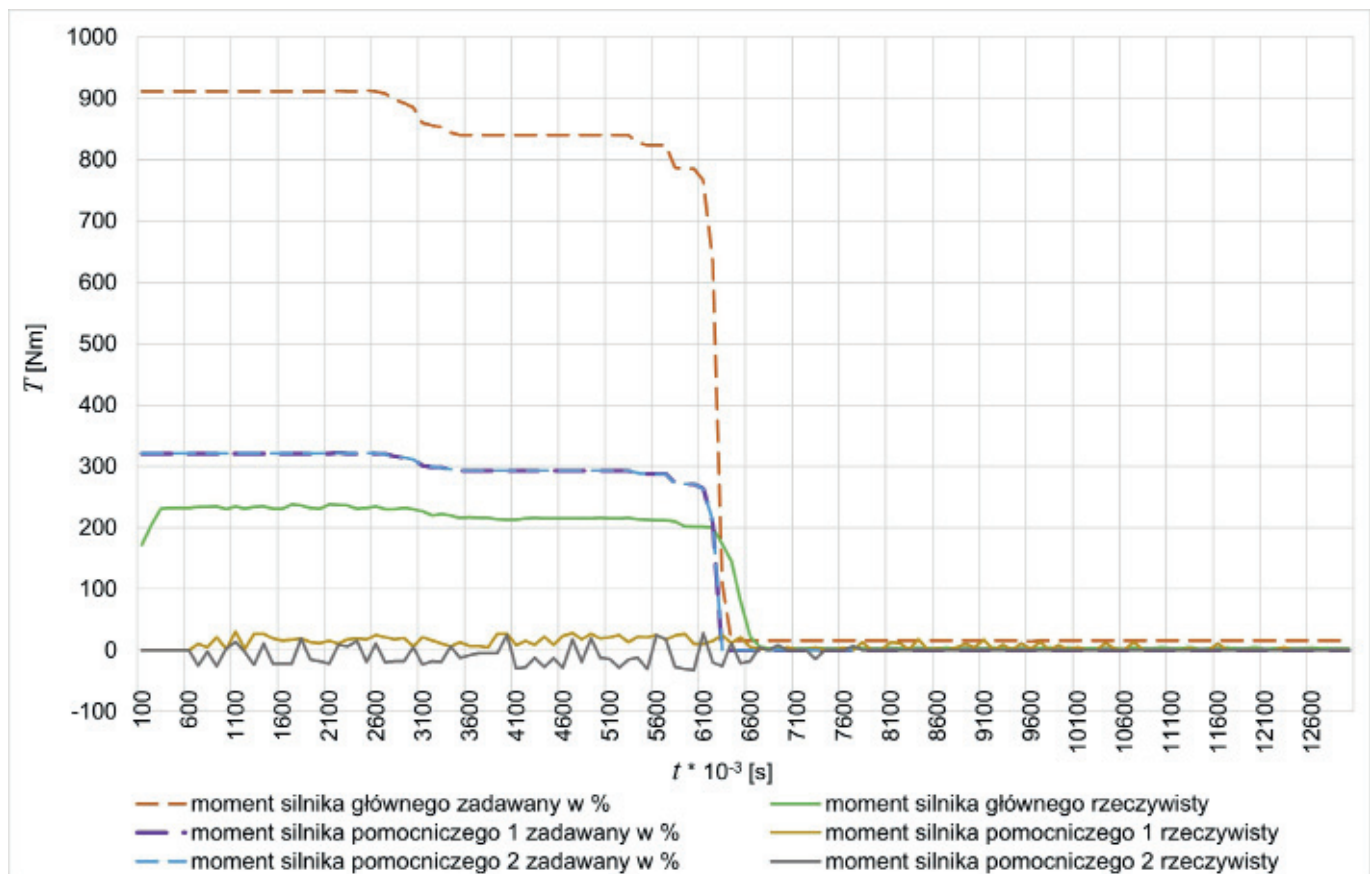
Rys. 18. Prędkość pojazdu – próba ruszania z miejsca



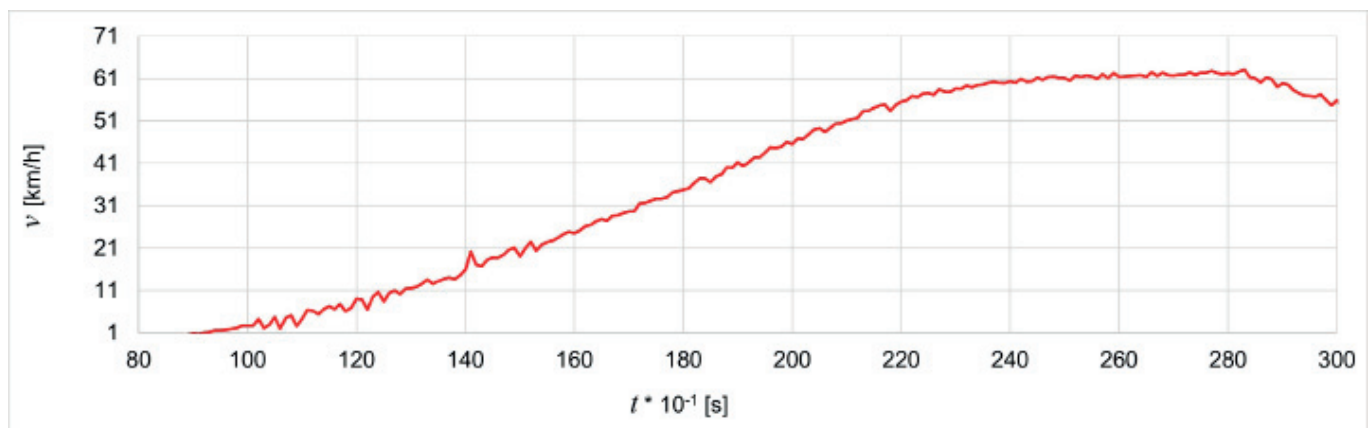
Rys. 19. Prędkości obrotowe silników – próba ruszania z miejsca

o 50% w stosunku do momentu projektowanego. To niekorzystne zjawisko wymaga wyeliminowania w trakcie prowadzenia dalszych prac rozwojowych nad systemem sterowania i zasilania silników elektrycznych. Następnie na rysunkach 18, 19 i 20 przedstawiono zapis parametrów w trakcie ruszania z miejsca przy maksymalnym wciśnięciu pedału przyspieszenia. Możemy tu zaobserwować narastanie prędkości obrotowych silnika głównego i silników pomocniczych podczas gdy pojazd pozostaje jeszcze w miejscu. Następnie po osiągnięciu granicznej prędkości obrotowej przez silniki pomocnicze, pojazd zaczyna dynamicznie ruszać z miejsca, tak jak określono to teoretycznie w założeniach projektowych. Dodatkowo

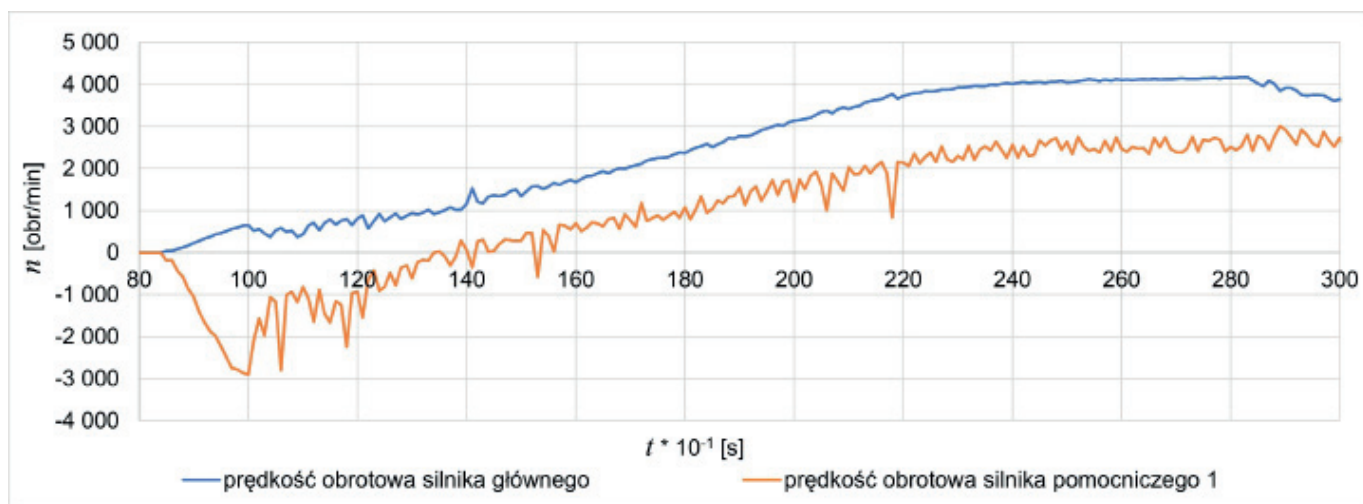
możemy zaobserwować na rysunku 19 nadążanie rzeczywistych prędkości obrotowych silników pomocniczych za krzywą opisującą zadawane graniczne wartości prędkości obrotowej silników pomocniczych w funkcji $n_{sp} = f(I_g, v)$ zobrazowane na tym wykresie, co również zostało określone w założeniach projektowych. W dalszym etapie wykonano test drogowy rejestrując parametry w trakcie jazdy, przykładowy zapis rejestracji na odcinku prostym podjazdu pod 5% wzniesienie pokazano na rysunku 21, 22 oraz 23. Podobnie jak w pierwszym przykładzie, ruch samochodu wymuszony był jedynie poprzez działanie silnika głównego, z uwagi na cykliczne zmiany wartości mocy silników pomocniczych z dodatnich na ujemne i odwrotnie.



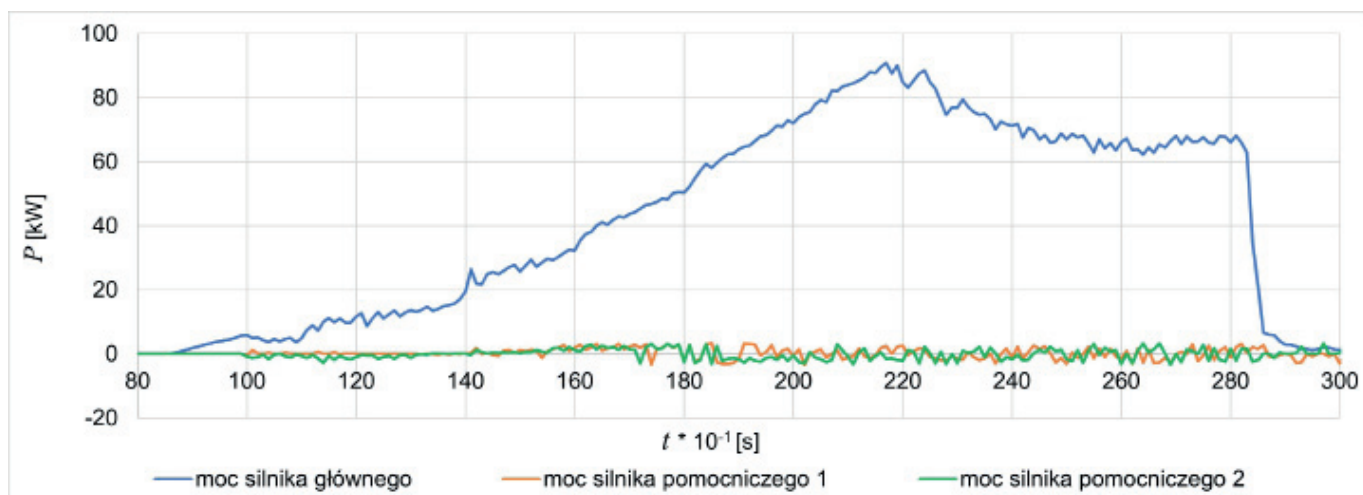
Rys. 20. Momenty napędowe silników - próba ruszania z miejsca



Rys. 21. Prędkość jazdy - podjazd pod 5% wzniesienie



Rys. 22. Prędkości obrotowe silników – podjazd pod 5% wzniesienie



Rys. 23. Moce silników – podjazd pod 5% wzniesienie

Oznacza to spadek momentu obrotowego na kołach o połowę. Pomimo to, samochód dynamicznie przyspieszał podczas podjazdu pod 5% wzniesienie, a dodatkowo pozostawał jeszcze odczuwalny zapas mocy.

Wnioski końcowe

Osiągnięte rezultaty w trakcie realizacji projektu potwierdzają wstępne założenia stawiane projektowanej konstrukcji elektromechanicznego zespołu napędowego. Próby zostały przeprowadzone przy zredukowanym do połowy zsumowanym momencie napędowym (praktycznie zerowym momentem od silników pomocniczych). W szczególności udało się

osiągnąć zwiększenie momentu napędowego w trakcie ruszania z miejsca oraz podczas jazdy z niewielkimi prędkościami przy dużym obciążeniu (jazda w terenie lub pod duże wzniesienie). Po dokonaniu analizy parametrów osiągniętych podczas prowadzenia badań można przedstawić następujące wnioski:

- próba krawężnikowa została wykonana z powodzeniem przy podjeździe z zatrzymania na krawężnik o wysokości 10 cm;
- teoretyczny maksymalny stopień regulacji wyniósł 6:1, obliczony na podstawie porównania mocy rozwijanej podczas ruszania z miejsca w trybie dynamicznym w stosunku do trybu ekonomicznego;

reklama

- badanie dynamiki pojazdu w trakcie ruchu przyniosło zadowalające rezultaty, w trakcie podjazdu pod około 5% wzniesienie pojazd był w stanie jeszcze dynamicznie przyspieszać.

Analizując zalety mechanizmu napędowego będącego przedmiotem niniejszego opracowania można stwierdzić, że w porównaniu do napędów elektrycznych ze stałym przełożeniem, dodatkowo uzyskujemy:

- automatyczną regulację przełożenia pomiędzy obrotami silnika głównego i kołami pojazdu, w szczególności wykorzystywaną przy ruszaniu z miejsca i dla niskich prędkości jazdy z obciążeniem;
 - podwojenie momentu napędowego na kole pojazdu z uwagi na sumowanie w przekładni obiegowej momentu napędowego silnika głównego i silników pomocniczych;
 - brak konieczności stosowania mechanizmu różnicowego;
 - kontrolę trakcji włącznie z wektorowaniem momentu napędowego na lewe i prawe koło pojazdu;
 - zwiększenie maksymalnej prędkości jazdy dzięki sumowaniu w przekładni obiegowej prędkości obrotowych silnika głównego i silników pomocniczych.
- Ponadto w odniesieniu do napędów z dwoma niezależnymi silnikami elektrycznymi dodatkowo uzyskujemy:
- automatyczną regulację przełożenia pomiędzy obrotami silnika głównego i kołami pojazdu;
 - zwiększenie maksymalnej prędkości jazdy dzięki sumowaniu w przekładni obiegowej prędkości obrotowych silników, głównego i pomocniczych, przy zachowaniu na odpowiednim poziomie momentu napędowego.

Projekt był współfinansowany ze środków Unii Europejskiej za pośrednictwem NCBiR.

LITERATURA

- [1] CLEAN CITIES CAMPAIGN *Quantifying the impact of low and zero-emission zones: Evidence Review*, 17.10.2022.
- [2] Obwieszczenie Marszałka Sejmu Rzeczypospolitej Polskiej z dnia 7 kwietnia 2022 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu ustawy o elektromobilności i paliwach alternatywnych, Dz.U. 2022 poz. 1083.
- [3] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2023/851 z dnia 19 kwietnia 2023 r. w sprawie zmiany rozporządzenia (UE) 2019/631 w odniesieniu do wzmocnienia norm emisji CO₂ dla nowych samochodów osobowych i dla nowych lekkich pojazdów użytkowych zgodnie z ambitniejszymi celami klimatycznymi Unii.
- [4] MERCEDES-BENZ, *Leistungsdiagramm Mercedes-Benz Typ C 200 Kompressor W 203*, katalog produktu.
- [5] DAJNIAK H. *Ciągniki teoria ruchu i konstruowanie*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1979.
- [6] LANZENDOERFER J., SZCZEPANIAK C., *Teoria ruchu samochodu*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1980.
- [7] MULLER L., *Przekładnie obiegowe*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1983.

 mgr inż. Ireneusz Skornóg

AUTO DESIGN Olszewski, Skornóg, Kwiatkowski spółka jawna
ul. Towarowa 2, 43-300 Bielsko-Biała
e-mail: i.skornog@autodesign.pl