

BADANIA SYMULACYJNE UKŁADU NAPĘDOWEGO Z PRZEKŁADNIĄ HYDROKINETYCZNĄ W WYBRANYCH CYKLACH JEZDNYCH

MAREK WOŹNIAK, ZBIGNIEW PAWELSKI

Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn

Streszczenie

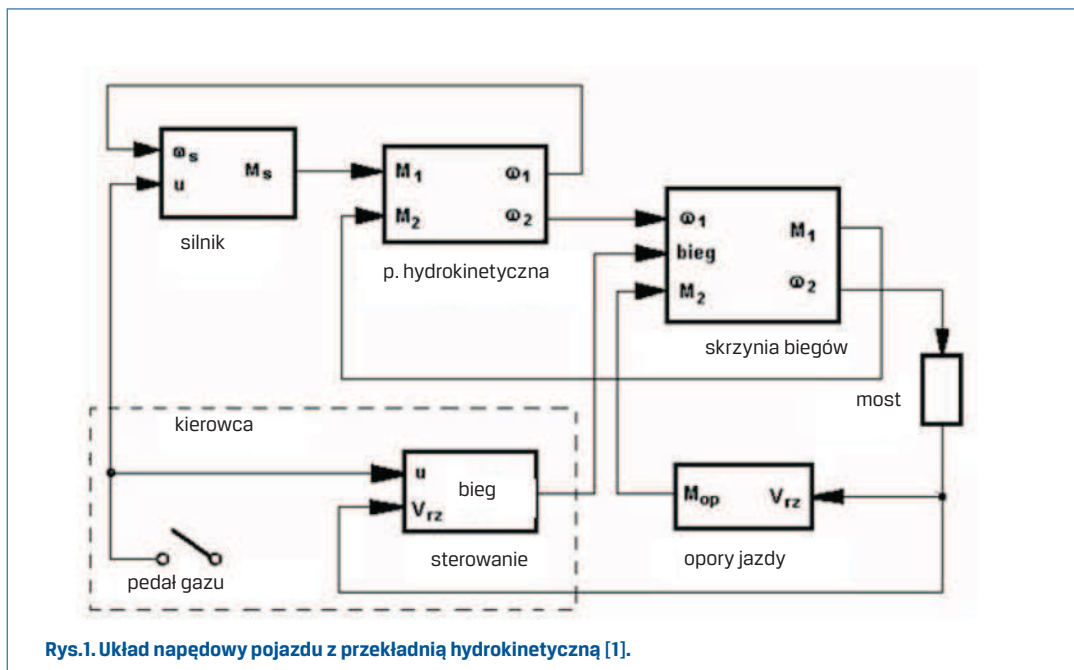
W pracy zaprezentowano model układu napędowego pojazdu z silnikiem o ZS i przekładnią automatyczną wyposażoną w przekładnię hydrokinetyczną. Modelu symulacyjny wykonany został przy użyciu programu MatLab Simulink R2009a. Przedstawiono jego główne podsystemy oraz koncepcję układu sterowania mającą decydujący wpływ na pracę układu napędowego. W zaproponowanym modelu symulacyjnym położenie pedału przyspieszenia jest informacją o woli kierowcy, o zadanej prędkości pojazdu i sposobie jej osiągnięcia (jazda dynamiczna, ekonomiczna), czyli wyborze strategii jazdy. Obecne uwarunkowania ekologiczne tj. normy EURO 3,4,5, wymagają by odpowiadające im strategii jazdy były realizowane ekologicznie. Decyzja o wyborze przełożenia i stopniu obciążenia silnika jest podejmowana w sterowniku nadrzędnym, poza kierowcą, pozwalając ostatecznie na ekonomiczną, ekologiczną lub dynamiczną pracę całego układu napędowego. W końcowej części pracy zostały poddane analizie wyniki badań symulacyjnych.

Słowa kluczowe: przekładnia hydrokinetyczna, układ napędowy, sterownik silnika, test jezdny UITP

1. Wprowadzenie

Układ napędowy pojazdu z automatyczną skrzynią biegów można przedstawić jako obiekt regulacji automatyki jak na rys. 1.

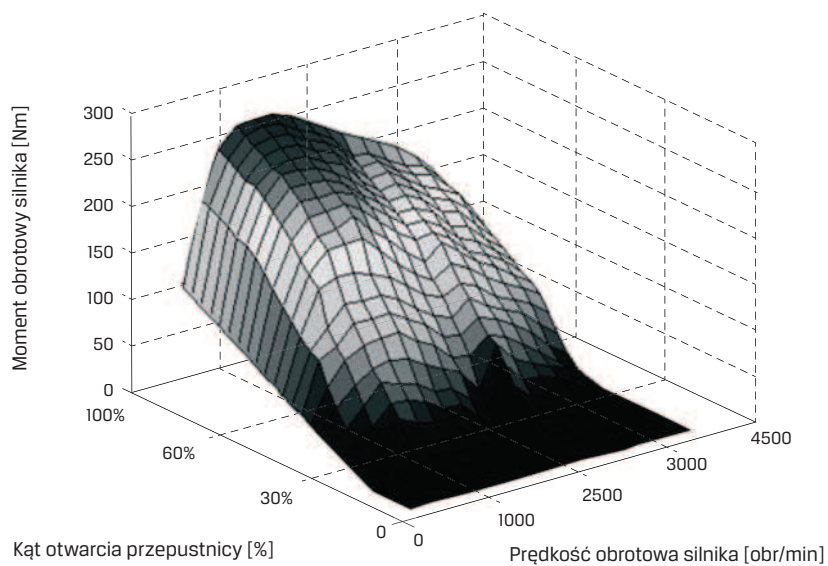
Z wielu publikacji [2÷7], dotyczących przekładni hydrokinetycznej, wynika że przekładnia ta samoczynnie przystosowując się do zmian obciążenia w układzie napędowym, nie wymaga sterowania, co wynika również z powyższego rysunku. Silnik i skrzynia biegów mają swoje indywidualne, autonomiczne sterowniki, a pracą całego układu nadzoruje kierowca i sterownik nadrzędny, którego zadaniem jest wypracowanie takich żądań w stosunku do silnika i skrzyni biegów, aby ich współpraca przebiegała optymalnie ze względu na postawione kryterium. W module nadrzędnym „przetwarzane” jest życzenie kierowcy na tzw. strategii sterowania, które przyporządkowują położeniu pedału gazu (przyspieszenia) optymalne parametry silnika i przełożenie przekładni. Od ponad dwudziestu lat, wraz z rozwojem technik mikroprocesorowych, ilość zadań dla tego modułu ciągle rośnie.[8]



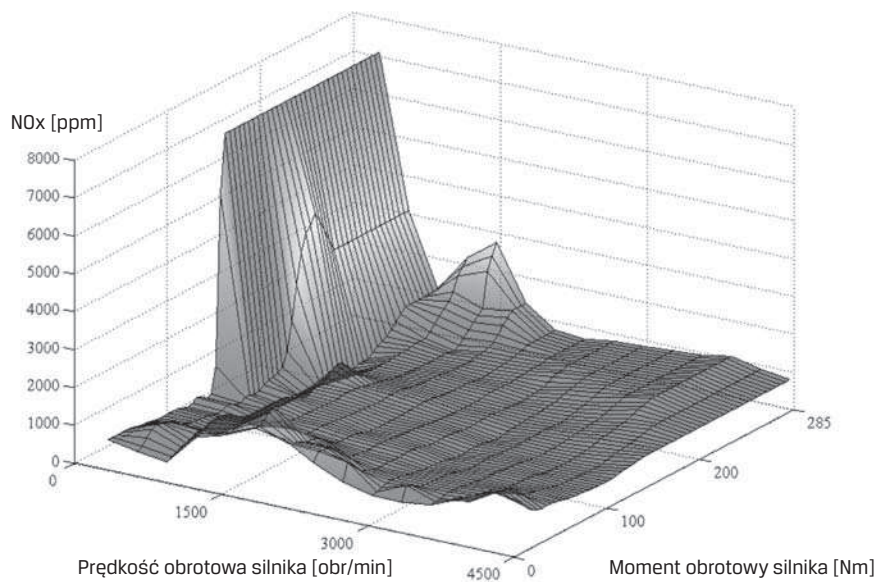
2. Sterownik silnika

Model silnika opiera się o badania stanowiskowe w stanach ustalonych silnika RABA MAN D2156, które zostały wykonane na hamowni Schenck w Katedrze Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn [11]. Na ich podstawie określono trójwymiarowe charakterystyki: momentu obrotowego silnika, jednostkowego zużycia paliwa, emisji szkodliwych składników spalin: NO_x , C_nH_m , CO oraz cząstek stałych PM , w funkcji: prędkości kątowej (obrotowej) silnika oraz kąta otwarcia przepustnicy, odpowiadającego położeniu pedału gazu (przyspieszenia).

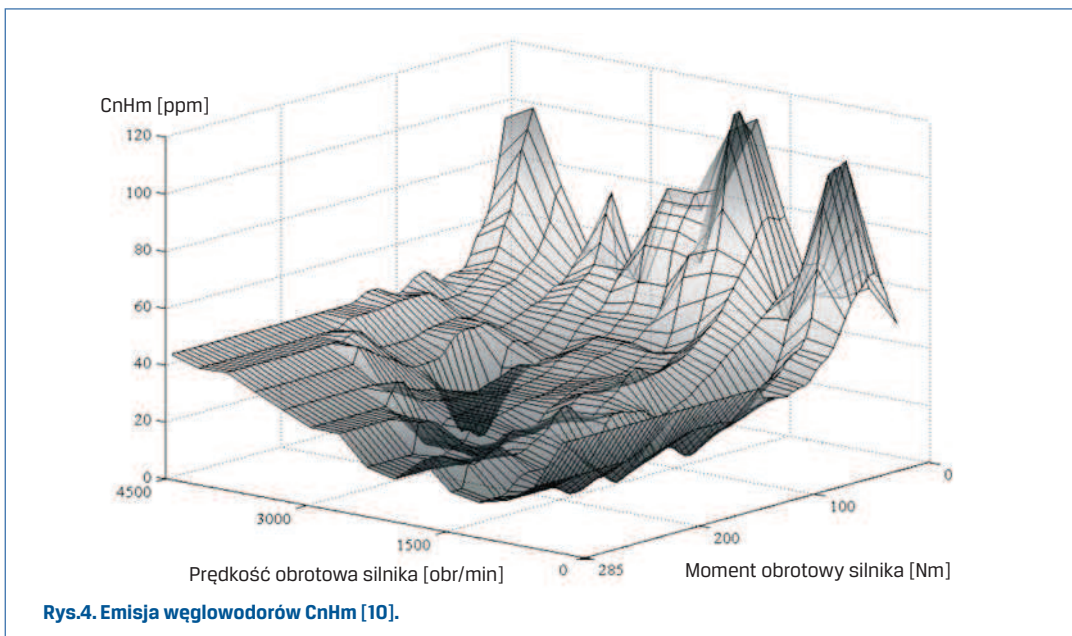
Przykładowo, na rysunku 2 przedstawiono taką charakterystykę dla momentu obrotowego, na rysunku 3 emisję NO_x , natomiast na rysunku 4 zawartość C_nH_m w spalinach. Widoczne są charakterystyczne przebiegi przy częściowym kącie otwarcia przepustnicy oraz turbodoładowaniu. W zakresie $0\div 30\%$ kąta otwarcia przepustnicy, rysunek 2, istnieje obszar niskich, prawie stałych wartości momentu obrotowego. Ta właściwość silnika jest uwzględniana przez wiele firm jako niesterowalny zakres na wykresach przełączeń biegów [1,9,10].



Rys.2. Charakterystyka momentu obrotowego silnika spalinowego[10].



Rys.3. Emisja tlenków azotu NOx[1].



Dla każdej z wymienionych charakterystyk, można wyznaczyć tzw. linie optymalne. Jak łatwo zauważyć, każda z tych linii "optymalnych" jest inną funkcją momentu i prędkości obrotowej. Stąd określenie jednej linii sterowania silnikiem, spełniającej kryteria cząstkowe staje się niemożliwe. Mogą one być średnią ważoną kilku linii optymalnych, przy czym wagi dla poszczególnych linii mogą być również zmienne. Na rozdział wag w poszczególnych kryteriach, jak toksyczność, ekonomiczność, mają dodatkowo wpływ inne parametry jak np.:

- temperatura w układzie chłodzenia (przy niższej temperaturze silnika zmienia się proporcja między składnikami toksycznymi spalin),
- temperatura katalizatora.

Linie sterowania silnika można wyznaczać w różny sposób zależny od zdefiniowanego kryterium.[8,9,10,12] Jednym ze sposobów sterowania silnikiem jest zastosowanie przykładowo metody Pareto, która pozwala wyznaczyć minimum np. następującej optymalizowanej funkcji:

$$K = w_{ge} K_{ge} + w_{CO} K_{CO} + w_{NOx} K_{NOx} + w_{CnHm} K_{CnHm} + w_{PM} K_{PM} + \dots \quad (1)$$

gdzie: w_{xy} – waga parametru „xy”; uzależniając wartość wagi od aktualnie „obsługiwanej” mocy można uwzględnić różne warunki „brzegowe”

$$w_{ge} + w_{CO} + w_{NOx} + w_{CnHm} + w_{PM} + \dots = 1. \quad (2)$$

K_{xy} – względna wartość parametru „xy” odniesiona do wartości minimalnej np. z norm toksyczności spalin, obliczana z zależności jak poniżej; przykładowo dla jednostkowego zużycia paliwa „ge”:

$$K_{ge} = \frac{ge_{pcel} - \frac{\sum_{i=1}^N ge_i}{N}}{ge_{pcel}}, \quad (3)$$

gdzie: N - liczba punktów obliczeniowych dla danej krzywej, ge_{pcel} - wartość docelowa jednostkowego zużycia paliwa (minimum), ge_i - wartość jednostkowego zużycia paliwa w i -tym punkcie pracy silnika

Wartości odniesienia przyjętych do analizy parametrów xy_{pcel} tworzą współrzędne punktu celu optymalizowanej funkcji. Posługiwanie się wartościami względnymi pozwala "unormować" składniki a ich równoważność uzyskuje się, gdy ich wartości względne są tego samego rzędu. Przedstawiona powyżej propozycja pozwala zwiększać ilość rozważanych parametrów i traktować je w sposób równoważny względem siebie. Oczywiście jest tworzenie także innych funkcji optymalizacyjnych.

Należy podkreślić, że przebieg funkcji sterowania silnikiem powinien uwzględniać spełnienie aktualnie obowiązujących norm spalin oraz generować dla tych warunków linię optymalną zużycia paliwa. Taka filozofia sterowania silnikiem pozwala na spełnienie ostrzejszych norm spalin na drodze programowej, bez konieczności dokonywania zmian konstrukcyjnych.

3. Sterownik stopniowej skrzyni biegów

W przekładni automatycznej decyzja o przełączeniu biegu nie pochodzi bezpośrednio od kierowcy, lecz zostaje wypracowana w układzie sterowania a logika przełączeń określa, który bieg jest załączony i kiedy zostanie zmieniony. Równocześnie przekładnia powinna zachowywać się tak, jak tego oczekuje kierowca na podstawie chwilowej sytuacji ruchu.

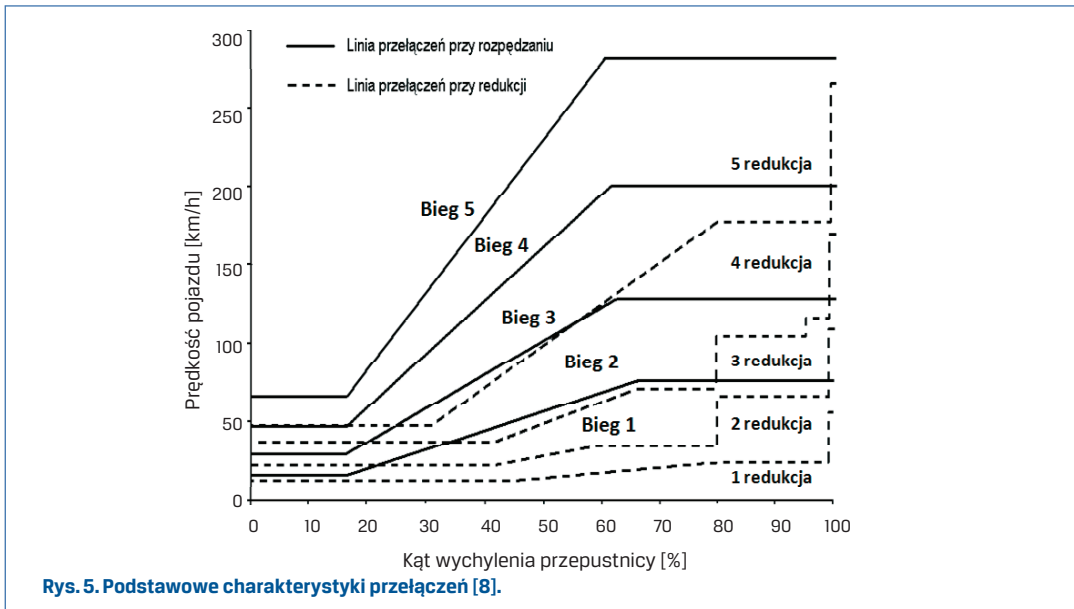
Bazę decyzji przełączeń tworzy tzw. program przełączeń podstawowych, który składa się z linii przełączeń przy rozpędzaniu i przy redukcji, dla wszystkich biegów do przodu. Przykładowo, rysunek 5 przedstawia program przełączeń podstawowych dla danego pojazdu i wybranej strategii sterowania. Z wielkości wejściowych: kąta wychylenia przepustnicy gazu i prędkości pojazdu, wynika stosowana w danej chwili charakterystyka przełączeń i wybór biegu.

Zamodelowana skrzynia biegów była wzorowana na skrzyni montowanej w autobusie miejskim B12BLE VOLVO [20]. Wartości przełożeń, planetarnej skrzyni biegów wyniosły:

$$i_1=3,43, i_2=2,01, i_3=1,42, i_4=1,00, i_5=0,83,$$

a przełożenie przekładni głównej:

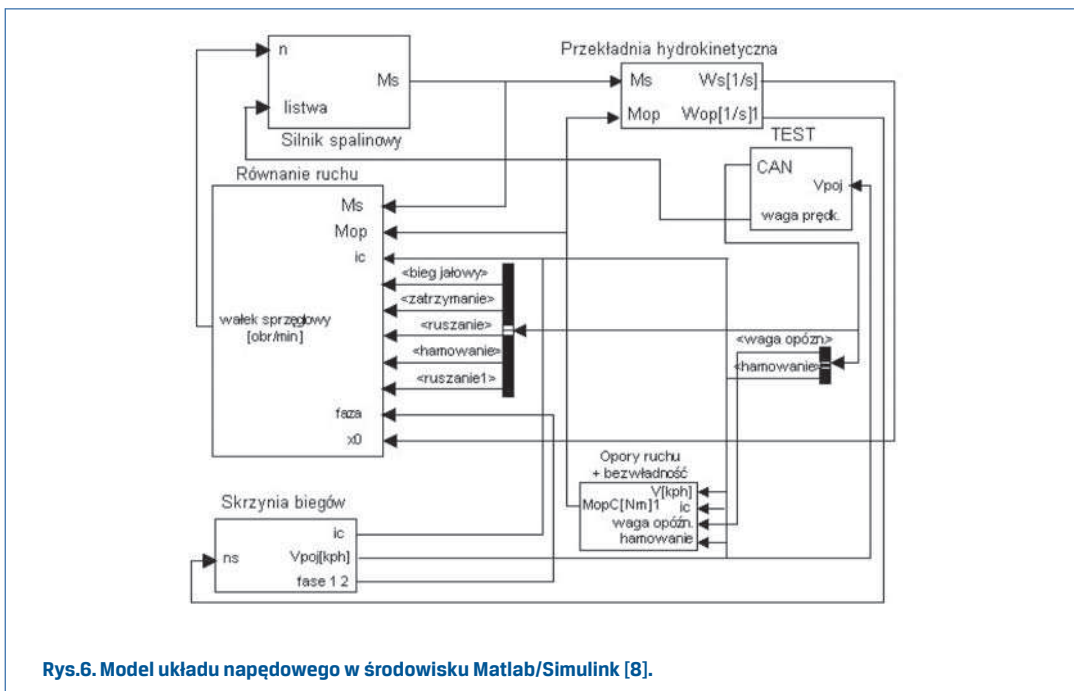
$$i_g=5,63.$$



Rys. 5. Podstawowe charakterystyki przełączeń [8].

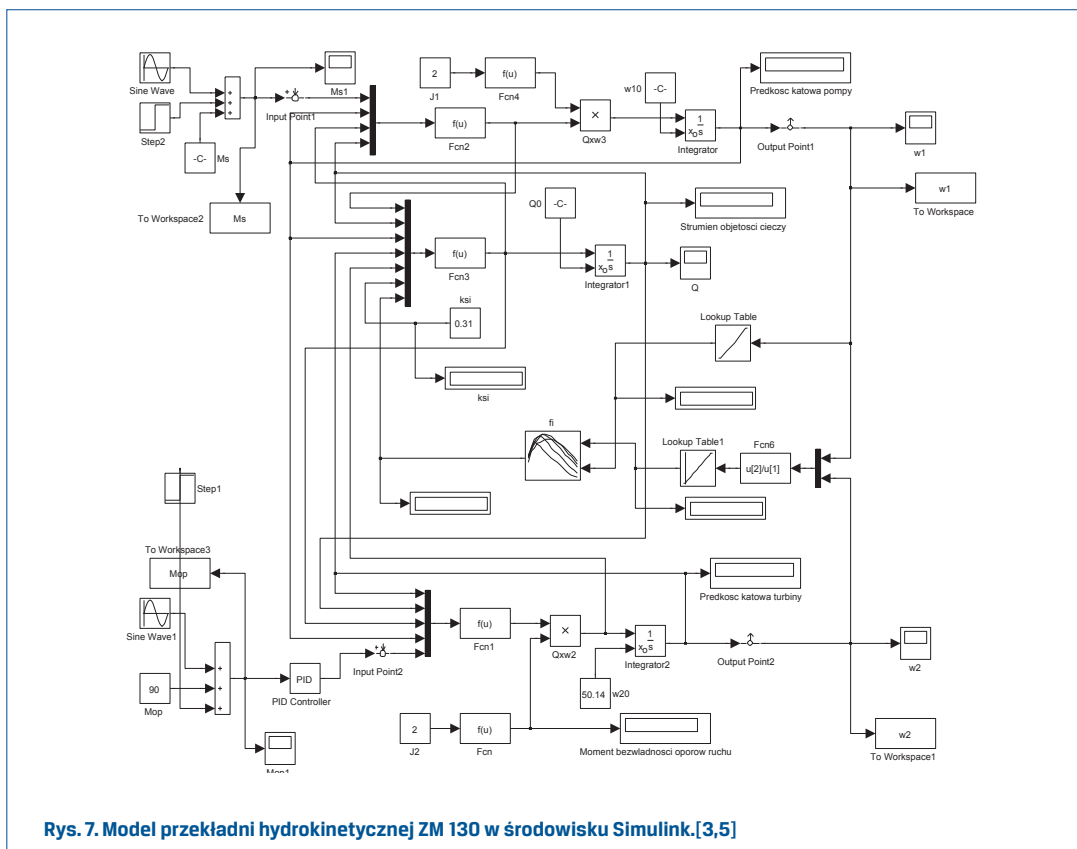
4. Model symulacyjny w środowisku Matlab/Simulink

Zaproponowany model układu napędowego oparty o powyższe założenia dla autobusu miejskiego ilustruje rysunek 6.



Rys.6. Model układu napędowego w środowisku Matlab/Simulink [8].

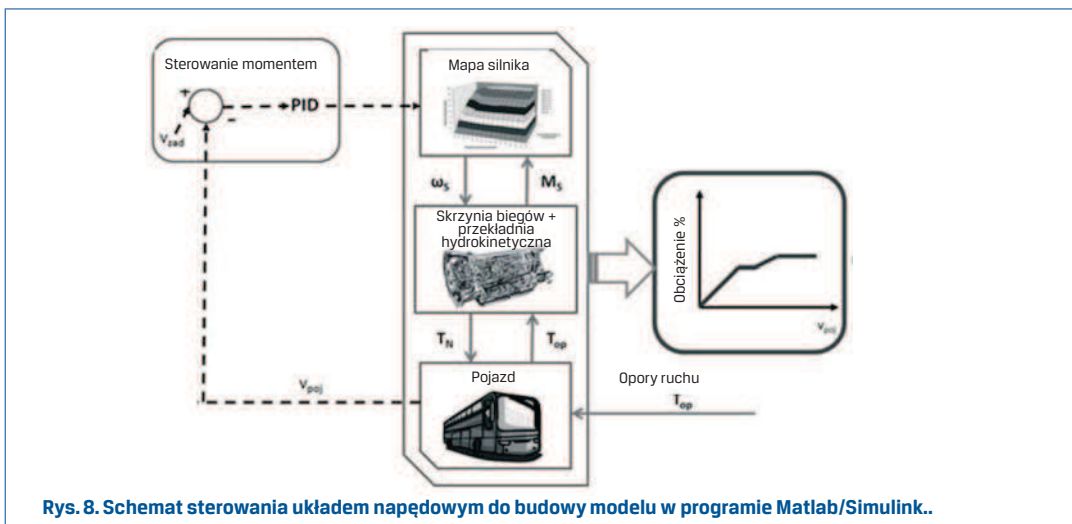
Nieliniowy model przekładni hydrokinetycznej (rysunek 7) uwzględniający współczynnik strat na tarcie i zmienny współczynnik strat na uderzenie został przedstawiony w pracach [1,4,13,14]. Model zweryfikowano w oparciu o badania przeprowadzone na stanowisku pomiarowym znajdującym się w Katedrze Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn.



5.5. Koncepcja układu sterowania układem napędowym w modelu symulacyjnym

Dla proponowanego układu sterowania wielkości wejściowe i wyjściowe, rysunek 8, można scharakteryzować następująco:

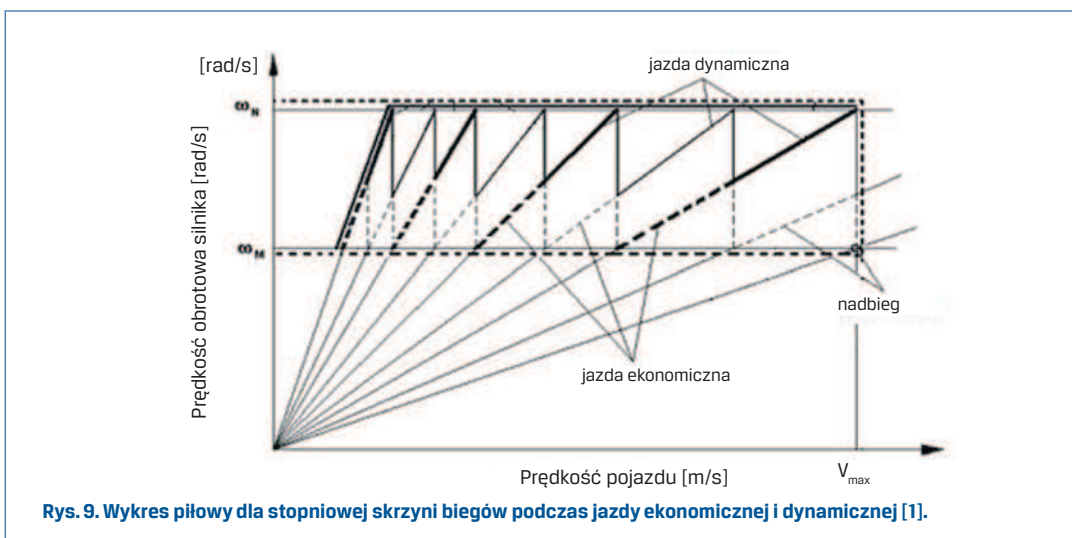
- v_{zad} – prędkość pojazdu zadana, wynika z założonego np. cyklu jazdy, może to być wybrany test toksyczności spalin lub jego fragment.
- T_{op} – opory ruchu, stanowią obciążenie układu napędowego, wynikające głównie z oporów powietrza, wzniesienia i sił bezwładności.
- V_{poj} – prędkość pojazdu.



Rys. 8. Schemat sterowania układem napędowym do budowy modelu w programie Matlab/Simulink..

W układzie regulacji pokazanym na rysunku 8, ze sprzężeniem zwrotnym wykorzystano regulator PID. Parametry regulatora zostały dobrane metodą kolejnych przybliżeń, w taki sposób by układ sterowania był uniwersalny dla różnych zadanych przebiegów prędkości. Parametry regulatora powinny zapewnić przejazd pojazdu, z błędem odwzorowania prędkości nieprzekraczającym 5%.

Wzrost liczby przełożeń, np. z 5 do 10 jak na rysunku 9, pozwolił zrealizować sterowanie skrzynią biegów według różnych algorytmów, np. jazdę ekonomiczną lub sportową. Przy jeździe ekonomicznej praca silnika spalinowego powinna zostać zawężona do otoczenia prędkości kątowej przy maksymalnym momencie obrotowym (linia przerywana), które zwykle odpowiada pracy z maksymalną sprawnością. Jazda sportowa odpowiada pracy silnika w otoczeniu maksymalnej mocy (górna część wykresu na rys.9 – linia ciągła).[1]



Rys. 9. Wykres piłowy dla stopniowej skrzyni biegów podczas jazdy ekonomicznej i dynamicznej [1].

W modelu symulacyjnym uwzględniono filozofię sterowania pokazaną na rysunku 9. Zwiększono dwukrotnie liczbę przełożeń, które obliczono jako podwójny szereg geometryczny o wykładniku dwukrotnie mniejszym niż współczynnik elastyczności silnika. Otrzymano następujące wartości:

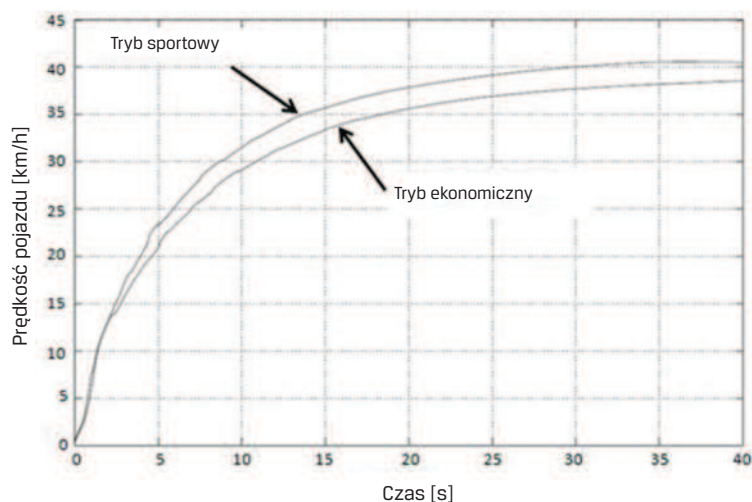
$$i_1=3,43, \quad i_2=2,23, \quad i_3=2,01, \quad i_4=1,54, \quad i_5=1,42, \quad i_6=1,065, \quad i_7=1, \quad i_8=0,83, \quad i_9=0,778, \\ i_{10}=0,59.$$

Przełożenie przekładni głównej pozostało bez zmian.

6. Wyniki badań symulacyjnych

Na rysunku 10 przedstawiano porównanie rozpędzania się pojazdu dla jazdy dynamicznej oraz ekonomicznej.

W obu przypadkach zwiększono liczbę biegów do 10. Zauważalna jest różnica 4 km/h dla prędkości maksymalnej pojazdu na korzyść sportowego charakteru jazdy.



Rys.10 Rozpędzanie autobusu dla trybu dynamicznego i ekonomicznego.

Tab.1. Emisja związków toksycznych dla wybranych wariantów jazdy.

Wariant	$g_c \left[\frac{g}{kWh} \right]$	$G_{100} \left[\frac{dcm^3}{100km} \right]$	NOx [ppm]	CO [ppm]	CH [ppm]
ECO (5 biegów)	195,8	55,47	2471,2	892,39	14,23
DYNAMIC(5 biegów)	198,12	56,93	2491,13	895,66	14,46
ECO (10 biegów)	194,4	54,81	2467,71	890,35	14,18
SPROT (10 biegów)	196,15	56,15	2490,42	894,35	14,35

7. Badania symulacyjne modelowanego układu napędowego w wybranych cyklach jezdnych

Dla oceny zużycia paliwa przez autobusy oraz emisji składników spalin opracowano wiele testów jezdnych [15-19].

Podczas badań symulacyjnych wykorzystano dwa testy jezdne, są to :

- UITP Easy Urban,
- UITP Heavy Urban.

7.1. Prędkość pojazdu zadana i zrealizowana

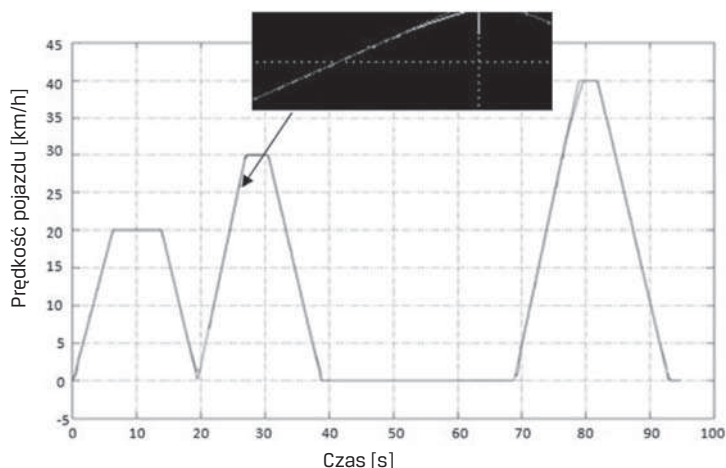
Przebieg prędkości zadanej w funkcji czasu w cyklu UITP Heavy Urban przedstawiono na rysunku 11. Na tle zadanej prędkości pojazdu nałożono prędkość zrealizowaną. Na mniejszym rysunku (rys. 11) przedstawiono dokładniej wybrany odcinek (od chwili 26s do 32s) analizowanej próby. Błąd odwzorowania prędkości zadanej, zdefiniowany jako różnica prędkości zadanej i zrealizowanej, nie przekracza maksymalnie 2,2 km/h. Rysunek 12 przedstawia symulację przejazdu autobusu dla cyklu UITP Easy Urban, dla którego błąd odwzorowania prędkości wynosił maksymalnie 1,9 km/h.

7.2 Przyspieszanie pojazdu a dobór parametrów regulatora PID

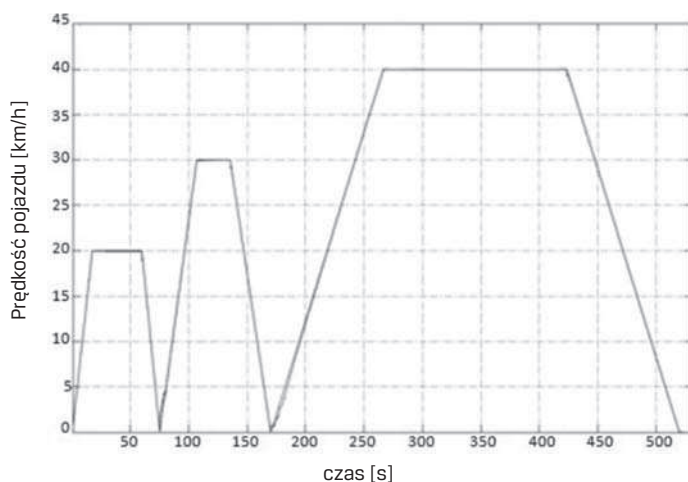
Dobór parametrów regulatora PID dla prezentowanego modelu poprzedzony był dużą liczbą badań symulacyjnych. Nastawy regulatora dla poszczególnych cykli jezdnych przedstawia poniższa tabela. Warto zauważyć, że dla obu cykli udało się dobrać regulator o zbliżonych parametrach, który zapewnił dobrą zgodność prędkości zadanej i zrealizowanej.

Tab.2. Wartości doboru parametrów regulatora PID dla poszczególnych cykli jezdnych [8].

Cykl Jezdny	Wartości nastawów regulatora PID		
	Człon proporcjonalny	Człon całkujący	Człon różniczkujący
Easy Urban	6	0,11	0,1
Heavy Urban	4	0,11	0,1



Rys. 11. Przebieg zadanej i zrealizowanej prędkości pojazdu w cyklu UITP Heavy Urban [8].



Rys.12 Przebieg zadanej i zrealizowanej prędkości pojazdu w cyklu UITP Easy Urban.

8. Wnioski

- Pomimo nieliniowych charakterystyk silnika i nieliniowej charakterystyki przekładni hydrokinetycznej regulator PID o stałych parametrach zapewnił realizację analizowanych cykli jezdnych i różnych trybów sterowania: jazda ekonomiczna, jazda sportowa (dynamiczna),
- Przedstawiony model układu sterowania można uznać za poprawny, gdyż wyniki badań symulacyjnych odwzorowują dość dokładnie analizowane cykle jezdne UITP.

References

- [1] PAWELSKI, Z.: *Skrzynie automatyczne. Podstawy działania*. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź, 2010.
- [2] PAWELSKI, Z., WOŹNIAK, M., PAŁCZYŃSKI, T.: *Badania stanowiskowe i symulacyjne właściwości dynamicznych przekładni hydrokinetycznej*. XVIII Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne'2007”, Wrocław, 10-12.10.2007, ss.193-204.
- [3] PAWELSKI, Z., WOŹNIAK, M.: *Badania stanowiskowe i symulacyjne przy wejściowym sygnale sinusoidalnym na wale turbiny przekładni hydrokinetycznej*. Wydawnictwo Naukowe PWN. Archiwum Motoryzacji, 2/2009, ss. 163-177.
- [4] PAWELSKI, Z., WOŹNIAK, M.: *Badania stanowiskowe i symulacyjne przy wejściowym sygnale sinusoidalnym na wale turbiny przekładni hydrokinetycznej*. Hydraulika i Pneumatyka 1/2010, ss.10-13.
- [5] PAWELSKI, Z., WOŹNIAK, M., PAŁCZYŃSKI, T.: *Stationary and Simulating Researches with input sinus signal on turbine's shaft of hydrokinetic torque converter ZM130*. FISITA 2010, World Automotive Congress - Automobiles and Sustainable Mobility, Budapeszt, 30.05-4.06.2010.
- [6] KĘSY, Z.: *Sterowanie przekładni hydrokinetycznej cieczą roboczą*. Monografia, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom, 2003.
- [7] KĘSY, Z.: *Hydrokinetyczne układy napędowe*. Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom, 2002.
- [8] WOŹNIAK M.: *Badania stanowiskowe i symulacyjne własności dynamicznych przekładni hydrokinetycznej*. Łódź, 2010, (praca doktorska).
- [9] BRACE, C.J., DEACON, M., VAUGHAN, N.D., BURROWS, C.R., HORROCKS, R.W.: *Integrated Passenger car diesel CVT powertrain control for economy and low emission*. IMechE International Seminar S540 'Advanced Vehicle Transmissions and Powertrain. Management' 25 -26 Sept 1997.
- [10] PAŁCZYŃSKI, T.: *Wpływ sterowania na pracę układu napędowego z przekładnią CVT*. Łódź, 2008, (praca doktorska).
- [11] PAWELSKI Z.: *Modelowanie i obliczanie napędu hydrobusu*. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź, 2000.
- [12] BRACE, C.J., DEACON M., VAUGHAN N.D., HORROCKS R.W. AND BURROWS C.R.: *An operating point optimizer for design and calibration of an integrated diesel/CVT transmission powertrain*. www.bath.ac.uk/mech-eng/auto/powertrain/power.html#pa.
- [13] PAWELSKI, Z., WOŹNIAK, M.: *Badania stanowiskowe i symulacyjne przekładni hydrokinetycznej ZM130*. XXIII Konferencja Naukowa "Problemy rozwoju maszyn roboczych", Zakopane, 25-28.01.2010.
- [14] PAWELSKI, Z.: *Badania charakterystyki przekładni hydrokinetycznej przy wybranych nieustalonych obciążeniach*. Łódź, 1980, (praca doktorska).
- [15] TURNER, J. E., *Ontario's experience with natural gas powered buses*. Conferenza Europea Sul Metano Nei Transporti. Bologna 1992.
- [16] *Testing Cycles*. <http://www.dieselnet.com>.
- [17] CHŁOPEK, Z., ROSTKOWSKI, J., *Analiza emisji zanieczyszczeń z silników autobusowych w warunkach rzeczywistego użytkowania*. Journal of KONES, 2003.
- [18] CHŁOPEK, Z., *Weryfikacja metod oceny zużycia paliwa przez autobusy komunikacji miejskiej*. Biuletyn Komunikacji Miejskiej. Nr 84, (sierpień 2005).
- [19] UITP.: *Standardised On-Road Test Cycles - SORT. A project of the UITP bus committee in collaboration with manufacturers*. 54th UITP international congress 20-25 May, 2001.
- [20] Volvo B12BLE, <http://www.volvo.com.cn/internet/vebiz2webauthor/sharepoint/docfetch.aspx?docID=7&listID=e1dd57e4-470d-4b89-bcab-fa3640cccce3&area=VolvoCom+Volvo+Buses>.