

Wieloobszarowy układ regulacji PI do sterowania prędkością obrotową samochodu z silnikiem spalinowym

Rafał Strojny, Robert Piotrowski

Wydział Elektrotechniki i Automatyki, Politechnika Gdańska

Streszczenie: Sterowanie pojazdami stanowi istotny obszar działalności koncernów samochodowych. W pracy przedstawiono nieliniowy model matematyczny układu napędowego samochodu osobowego z silnikiem spalinowym. Następnie zaproponowano strukturę systemu sterowania i zaprojektowano nieliniowy wieloobszarowy układ regulacji PI. Przeprowadzono testy symulacyjne zaproponowanego rozwiązania i dokonano krytycznej analizy uzyskanych wyników.

Słowa kluczowe: modelowanie matematyczne, systemy dynamiczne, układ napędowy, wieloobszarowy regulator PI, nieliniowy system sterowania

1. Wprowadzenie

Samochód jest powszechnie wykorzystywanym środkiem lokomocji. Istotnymi zagadnieniami związanymi z jego użytkowaniem są te dotyczące zużycia paliwa. Ma to bezpośredni związek ze sposobem sterowania tym urządzeniem. Co więcej, rosnące ceny ropy naftowej powodują spadek popytu na nowe pojazdy, wzrost kosztów transportu, a w konsekwencji spowolnienie gospodarcze. Oprócz ekonomii pojazdu ważna jest wygoda użytkowania. Dla wzrostu komfortu podróży wprowadza się liczne automatyczne systemy wspomagania, np. hamowania, kontroli trakcji, utrzymania stałej prędkości.

Głównym celem artykułu jest prezentacja procesu projektowania i symulacyjnej analizy działania układu sterowania prędkością obrotową samochodu z silnikiem spalinowym. Jest to zagadnienie aktualne i rozważane w wielu ośrodkach przemysłowych i naukowych. Przykładem może być sterowanie momentem obrotowym silnika za pomocą krępego regulatora rozmytego z wnioskowaniem Takagi-Sugeno [1]. W tym przypadku uzyskano dobrą jakość sterowania, płynne przełączanie biegów oraz kompensację mocy dodatkowych obciążeń (np. klimatyzacja). W pracy [2] omówiono zaprojektowany liniowo-kwadratowy regulator, który zaimplementowano w mikrokontrolerze i przetestowano w warunkach laboratoryjnych. W pracy [3] opisano układ sterowania momentem obrotowym z użyciem regulatora strumienia powietrza i skoordynowanego układu regulacji dawką paliwa. W arty-

kule [4] przedstawiono koncepcję i strukturę programowalnego układu regulacji silnikiem spalinowym.

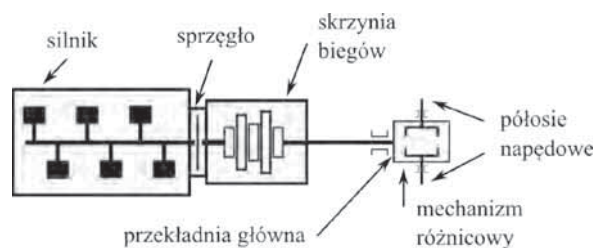
W niniejszej pracy zaproponowano nowy system sterowania układem napędowym samochodu z wykorzystaniem wieloobszarowego układu regulacji z regulatorami PI. Jego zadaniem jest sterowanie prędkością obrotową samochodu. Nie rozważano przebiegu prędkości liniowej. Założono, że po włączeniu układu regulacji rola kierowcy ogranicza się do zmiany biegów. Ponadto rozważa się ruch pojazdu w dwóch kierunkach: przód i tył. Model matematyczny obiektu i układ regulacji zaimplementowano i przetestowano w środowisku MATLAB/Simulink.

2. Obiekt sterowania

Obiektem sterowania jest układ napędowy samochodu osobowego marki Golf III z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym.

2.1. Opis obiektu

Obiekt sterowania jest wyposażony w silnik o pojemności 1598 cm³ i mocy maksymalnej 75 KM (55 kW) przy prędkości obrotowej równej 4800 obr./min. Maksymalna prędkość pojazdu wynosi 168 km/h. Pojazd ma pięciostopniową skrzynię biegów o przełożeniach: I bieg – 3,455; II bieg – 1,750; III bieg – 1,386; IV bieg – 0,939; V bieg – 0,745. Przełożenie przekładni głównej układu napędowego wynosi 3,941. Wymiary geometryczne pojazdu to: długość – 4,02 m, szerokość – 1,695 m i wysokość – 1,43 m. Współczynnik oporu powietrza wynosi 0,35, a masa własna pojazdu to 1090 kg. Opony mają standardowy rozmiar 175/70 i są montowane



Rys. 1. Schemat ideowy układu napędowego samochodu
Fig. 1. Schematic diagram of propulsion system of the car

na stalowych felgach 5.5Jx13". Promień koła w bezruchu wynosi 0,2876 m.

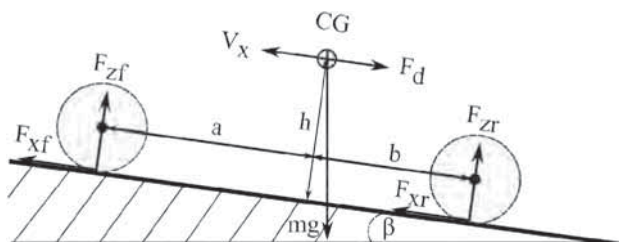
Układ napędowy (rys. 1) składa się z mechanizmów zapewniających przenoszenie energii z wału silnika na osie samochodu.

Jednostka napędowa w procesie przemian termodynamicznych, podczas spalania mieszanki paliwowej, wytwarza energię, która jest przetwarzana na energię mechaniczną za pomocą tłoków silnika. Sprzęgło rozłącza wał silnika z napędowym podczas zmiany przełożenia w skrzyni biegów. Przekładnia główna realizuje przełożenie oraz zmienia kierunek obrotów z podłużnego na poprzeczny. Mechanizm różnicowy umożliwia kołom uzyskiwanie różnych prędkości obrotowych względem siebie (np. podczas zakrętu).

2.2. Model obiektu

W pracy [5] zaproponowano model układu napędowego samochodu z silnikiem spalinowym. Został on zaimplementowany w środowisku MATLAB/Simulink z dedykowaną biblioteką SimDriveline [6], zweryfikowany podczas pomiarów obiektowych i zbadany symulacyjnie. Następnie [7] uszczegółowiono model o dodatkowe cechy jednostki napędowej, skrzyni biegów i przepustnicy. Pozwoliło to poprawić jego dokładność. W dalszej części artykułu przedstawiono ostateczną postać opracowanego modelu matematycznego układu napędowego.

Punktem wyjścia do budowy modelu obiektu jest rozkład sił działających wzdłuż i w pionie względem osi kierunku ruchu (rys. 2).



Rys. 2. Siły działające na pojazd

Fig. 2. The forces acting on the vehicle

gdzie: CG – środek ciężkości położony na wysokości h [m] nad nawierzchnią i w odległości a [m] od osi przedniej i b [m] od tylnej, β – kąt nachylenia nawierzchni [rad], mg – siła ciężkości pojazdu o masie m [kg], F_d – siła oporu powietrza [N], F_{xf} , F_{xr} – siły napędowe dla przednich i tylnych punktów styku z nawierzchnią [N], F_{zf} , F_{zr} – siły obciążenia dla przednich i tylnych punktów styku z nawierzchnią [N], V_x – prędkość pojazdu [m/s].

Znając moment obrotowy τ_{drive} [N·m] pojawiający się na osi koła, można wyznaczyć zależność związaną z siłą napędową F_x [N] i prędkością kątową Ω [rad/s]:

$$I_\omega \cdot \frac{d\Omega}{dt} = \tau_{drive} - r_e \cdot F_x \quad (1)$$

gdzie: I_ω – bezwładność koła [kg·m²], r_e – skuteczny promień toczenia koła [m].

Bezwładność kół I_ω ma znaczenie podczas przyspieszania pojazdu, jej wartość jest identyczna dla osi przedniej i tylnej.

Bilans sił działających na koło podczas ruchu całego pojazdu opisuje zależność:

$$m \cdot \frac{dV_x}{dt} = F_x - m \cdot g \cdot \sin \beta \quad (2)$$

gdzie: m – masa pojazdu [kg], V_x – prędkość pojazdu [m/s], β – kąt nachylenia nawierzchni [rad].

Ruch pojazdu określono opierając się na bilansie sił wzdłużnych:

$$F_b = F_d + F_w + F_x \quad (3)$$

gdzie: F_b – siła bezwładności [N], F_d – siła oporu powietrza [N], F_w – siła oporu wzniesienia [N], F_x – siła napędowa [N].

Siła oporu powietrza F_d jest funkcją kwadratu prędkości pojazdu V_x :

$$F_d = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot A \cdot V_x^2 \cdot \text{sgn}(V_x) \quad (4)$$

Siła F_d powstaje podczas ruchu samochodu o powierzchni czołowej A [m²], zależy od gęstości powietrza ρ [kg/m³] i współczynnika czołowego oporu powietrza C_d , który dla każdego pojazdu jest inny i wynika z kształtu nadwozia.

Bilans sił zawiera również siłę oporu wzniesienia F_w wyznaczaną zgodnie z równaniem:

$$F_w = -m \cdot g \cdot \sin \beta \quad (5)$$

Podczas ruchu niejednostajnego powstaje siła bezwładności F_b postaci:

$$F_b = m \cdot V'_x \quad (6)$$

gdzie: V'_x – przyspieszenie samochodu [m/s²].

Dodatkową siłą działającą na pojazd, oprócz sił wzdłużnych, jest pionowa siła F_z [N]. Jest ona konieczna do opisu zachowania się opony podczas ruchu [5], zależy od kąta nachylenia powierzchni i wynika z przesuwania się środka ciężkości (rys. 2):

$$F_z = F_{zf} + F_{zr} = m \cdot g \cdot \cos \beta \quad (7)$$

W przedstawionych równaniach brakuje oddzielnego opisu oporu toczenia, który niejawnie uwzględniono w sile F_x . Znajomość maksymalnej siły obwodowej U_{max} oraz procentowego poślizgu dla danej siły pozwala wyznaczyć współczynnik przyczepności poślizgowej f_t . Umożliwia on oszacowanie zachowania się koła podczas toczenia po danej powierzchni. Ponadto w modelu uwzględniono [7]:

- statyczną nieliniową charakterystykę momentu obrotowego na wale silnika w funkcji prędkości obrotowej silnika, przy założeniu niezmienności pozostałych parametrów;
- nieliniową funkcję współczynnika przepływu powietrza od stopnia otwarcia przepustnicy;
- bezwładność skrzyni biegów w układzie napędowym – nieliniowa funkcja wpływu bezwładności na elementy wirujące układu napędowego;

- zmianę biegu samochodu, która prowadzi do przerwy w przenoszeniu przez silnik siły napędowej na układ napędowy pojazdu; w chwilach przerwy zasymulowano rozłączenie sprzęgła jako zerową podaż momentu silnika na układ napędowy.

Opracowany model jest dynamiczny, nieliniowy i hybrydowy (występowanie zmiennych ciągłych i dyskretnych). Został on zaimplementowany w środowisku symulacyjnym [5], które umożliwia budowę schematów fizycznych połączeń między poszczególnymi elementami pojazdu. Parametry modelu określono na podstawie danych pomiarowych, danych technicznych oraz eksperymentalnie podczas badań symulacyjnych. Ich wartości przedstawiono w publikacji [7].

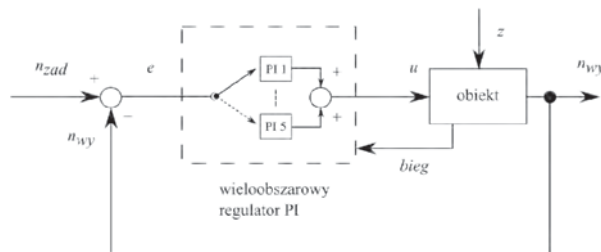
Opierając się na danych obiektowych przeprowadzono weryfikację modelu. Szczegółowy opis badań i ich wyniki zawarto w [7]. Uzyskano 1 % błąd prędkości maksymalnej samochodu w stosunku do prędkości przewidywanej w danych technicznych. Czasy rozpędzania pojazdu rzeczywistego i symulacyjnego do prędkości 100 km/h różniły się o 0,7 s (5 %). Weryfikowano także wartość prędkości obrotowej dla różnych prędkości liniowych samochodu. Badania wykonano dla wszystkich biegów, a uzyskana wartość błędu względnego zawierała się w przedziale 0,2–8,7 %. Średni błąd wyniósł 3,15 %. Wyniki świadczą o tym, że uzyskano dokładny, zweryfikowany model komputerowy układu napędowego. Zostanie on wykorzystany do projektowania algorytmu sterowania (patrz następna sekcja).

3. Wieloobszarowy układ regulacji

Początkowo do celów sterowania zaprojektowano układ z regulatorem PI o stałych nastawach. Szybko jednak zauważono, że takie rozwiązanie nie jest wystarczające. Badany obiekt charakteryzuje się zmiennością parametrów wynikającą ze skokowych zmian biegów, które wpływają na przełożenie w układzie napędowym samochodu. W związku z tym system sterowania ze stałymi nastawami regulatora nie zapewnia dobrej jakości regulacji na każdym biegu. Naturalnym rozwiązaniem jest zastosowanie układu, który ma zmienne nastawy dla każdego z punktów pracy – realizowane za pomocą kilku regulatorów przełączalnych w zależności od warunków pracy. Regulatory tego typu mogą być miękko lub twardo przełączane. W pierwszym przypadku stosuje się najczęściej logikę rozmytą do przypisywania funkcji przynależności do danej cechy. Drugie podejście charakteryzuje się skokową zmianą aktualnie stosowanego regulatora. Metoda ta została wykorzystana w sterowaniu prędkością obrotową samochodu, ze względu na budowę obiektu – nie ma biegów pośrednich, które uzasadniałyby zastosowanie miękkiego przełączania. Przełączanie tego typu mogłoby być użyte dla bezstopniowych skrzyni biegów.

3.1. Struktura układu regulacji

Na rys. 3 przedstawiono schemat opisywanego układu regulacji. Sygnałem wejściowym do regulatora jest sygnał uchybu regulacji e , który jest różnicą między wartością zadaną n_{zad} , a wyjściową prędkości obrotowej n_{wy} . Efektem



Rys. 3. Schemat wieloobszarowego układu regulacji PI

Fig. 3. Scheme of multiregional PI control system

pracy regulatora jest sygnał sterujący u – stopień otwarcia przepustnicy samochodu. Z obiektu do regulatora podawany jest sygnał odpowiedzialny za identyfikację aktualnie użytego biegu. Na obiekt działają zmienne zakłócenia z w postaci podmuchów wiatru i niwelety jezdni.

3.2. Dobór nastaw regulatorów

Kryterium doboru nastaw pięciu regulatorów PI było jak najlepsze dopasowanie przebiegu odpowiedzi skokowej do pożądanych parametrów jakości regulacji. Optymalizacji dokonano dla każdego biegu oddzielnie. Założono: skok od 0–2500 obr./min, czas ustalania 50 s, czas narastania do wartości 90 % zadanej równy 5 s oraz przeregulowanie 0 %. W tab. 1. przedstawiono wyniki optymalizacji nastaw: wartości wzmocnienia K_p oraz stałej czasowej całkowania T_i dla każdego z biegów. Podano również warunki początkowe prędkości n_0 . Mimo że użycie tych nastaw spełnia założenia dla przebiegu wyjściowego, to dla różnych biegów proces ten przebiegał różnie, o czym świadczą wartości wskaźnika jakości I – całki z kwadratu uchybu regulacji.

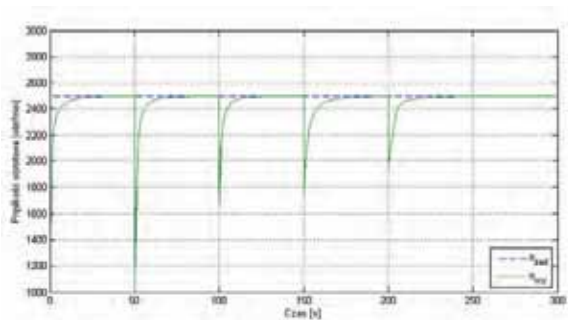
Tab. 1. Zestawienie dobranych nastaw wraz z innymi charakterystycznymi wartościami

Tab. 1. Summary of selected settings along with the other characteristic values

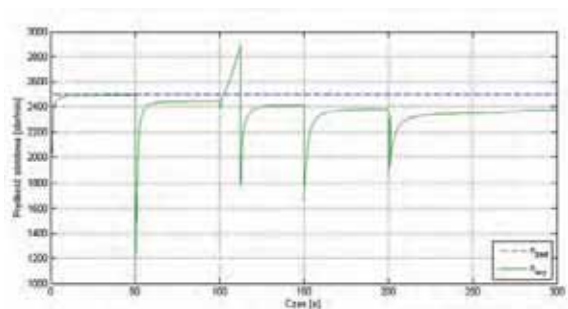
Parametr	Bieg				
	I	II	III	IV	V
K_p [-]	0,001	0,0018	0,0025	0,0024	0,0044
T_i [s]	107,43	28,08	14,95	17,02	17,76
n_0 [km/h]	0	19,9	39,2	53,4	72,9
$I \cdot 10^5$	18,4	12	4,88	9,13	51,2

Można zauważyć, że wraz ze wzrostem biegu wartość wzmocnienia K_p rośnie, a stała całkowania T_i ma tendencję malejącą. Jest to ściśle związane z obiektem sterowania. Użycie wyższego biegu wymaga większej reakcji ze strony urządzenia wykonawczego (przepustnicy). Charakter zmian T_i wskazuje na coraz wolniejszą dynamikę wraz ze wzrostem biegu.

Na rys. 4 przedstawiono wyniki symulacji przy wykorzystaniu wieloobszarowego układu regulacji podczas przełączania biegów co 50 s, dla $n_{zad} = 2500$ obr./min. Uchyb



Rys. 4. Wieloobszarowy układ regulacji – zmiana biegów
Fig. 4. Multiregional control system – changing gears

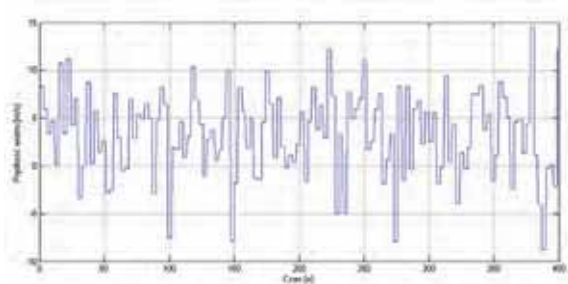


Rys. 5. Układ regulacji PI – zmiana biegów
Fig. 5. PI control system – changing gears

regulacji jest eliminowany, dzięki możliwości przełączania między regulatorami zaprojektowanymi do każdego z biegów. Dla porównania pokazano przebiegi w układzie sterowania z jednym regulatorem PI o stałych nastawach (rys. 5). Jakość sterowania jest dużo gorsza.

4. Testy symulacyjne i analiza wyników

W celu weryfikacji poprawności działania zaprojektowanego układu regulacji, wykonano testy symulacyjne. Sprawdzono, czy układ regulacji nadąża za różnymi wartościami zadanymi prędkości obrotowej. Zbadano także wpływ zmiennych zakłóceń: podmuchów wiatru działających w kierunku ruchu i niwelety jezdni.

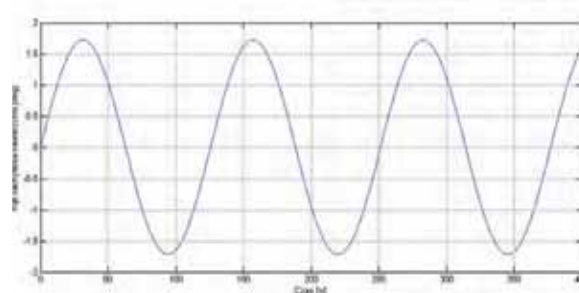


Rys. 6. Zakłócenie 1 – zmiana prędkości wiatru
Fig. 6. Disturbance 1 – changing of wind speed

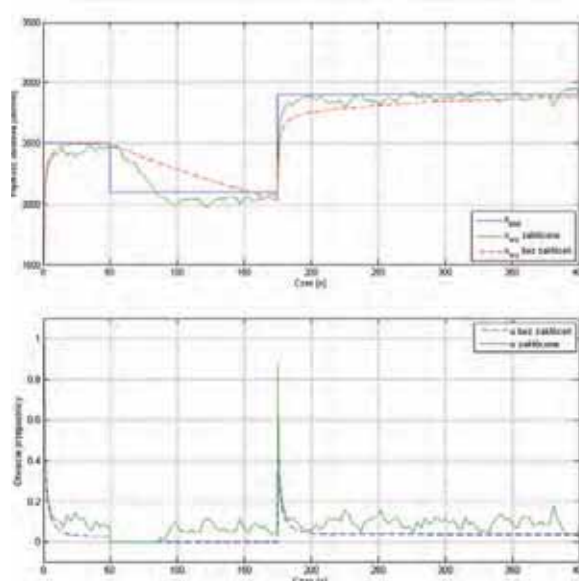
Pierwsze zakłócenie, opory podmuchów wiatru, zamodelowano jako losowy przebieg prędkości wiatru. Zastosowano rozkład normalny ze średnią równą 2/3 średniej rocznej prędkości wiatru w Linderberg, Niemcy (4,7 m/s). Wariancję oszacowano doświadczalnie na wartości 20 (rys. 6).

Uwzględniając, że niweleta jezdni powinna być możliwie płynna, zamodelowano ją za pomocą sygnału sinusoidalnego. Nachylenie jezdni wyrażono jako stosunek zmiany wysokości bezwzględnej do długości danego odcinka trasy w poziomie. Częstotliwość sygnału dobrano eksperymentalnie tak, aby przetestować układ dla ujemnego i dodatniego nachylenia (zjazd i podjazd) (rys. 7).

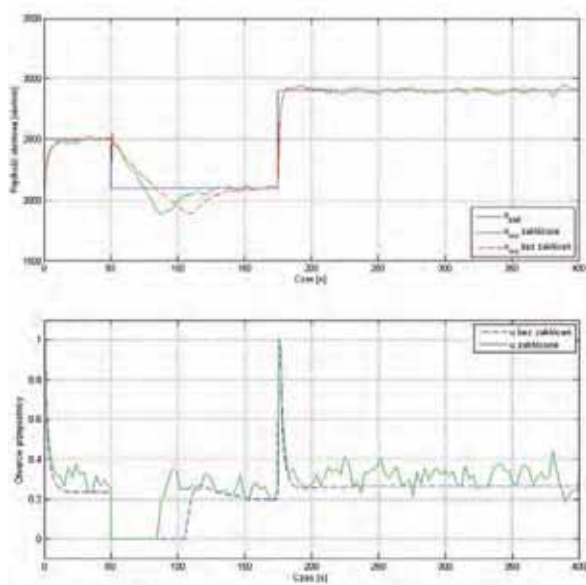
Jakość regulacji oceniano dla wszystkich biegów, aby znaleźć różnice oraz przyczyny ich powstawania. W artykule przedstawiono skrócone wyniki dla trzech biegów (I, III i V). W celu krytycznej oceny zaproponowanego rozwiązania na wejście układu podawana jest przedziałami zmieniająca trajektoria zadana prędkości obrotowej. Testy wykonano dla dwóch sytuacji: braku zakłóceń i zakłócenia w postaci podmuchów wiatru (rys. 6). Na rys. 8–10 przedstawiono otrzymane wyniki badań symulacyjnych. Porównano zmienną sterowaną (prędkość obrotowa) z zadaną oraz



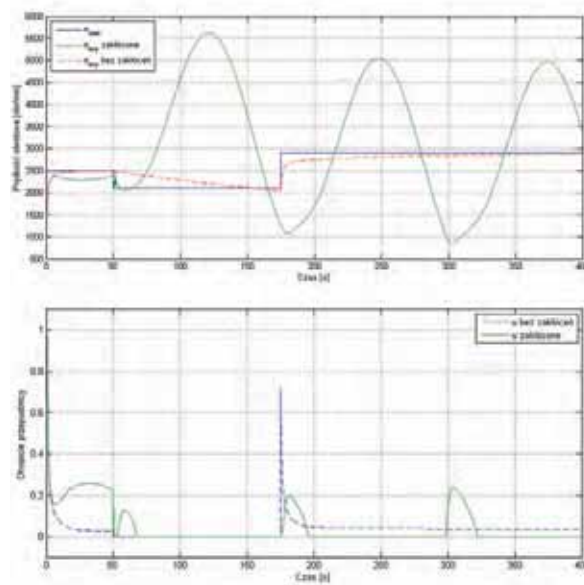
Rys. 7. Zakłócenie 2 – zmiana kąta nachylenia nawierzchni
Fig. 7. Disturbance 2 – changing of road slope angle



Rys. 8. Wieloobszarowy układ regulacji – I bieg, zakłócenie 1
Fig. 8. Multiregional control system – gear 1, disturbance 1



Rys. 9. Wieloobszarowy układ regulacji PI – III bieg, zakłócenie 1
Fig. 9. Multiregional PI control system – gear 3, disturbance 1



Rys. 11. Wieloobszarowy układ regulacji – I bieg, zakłócenie 2
Fig. 11. Multiregional control system – gear 1, disturbance 2

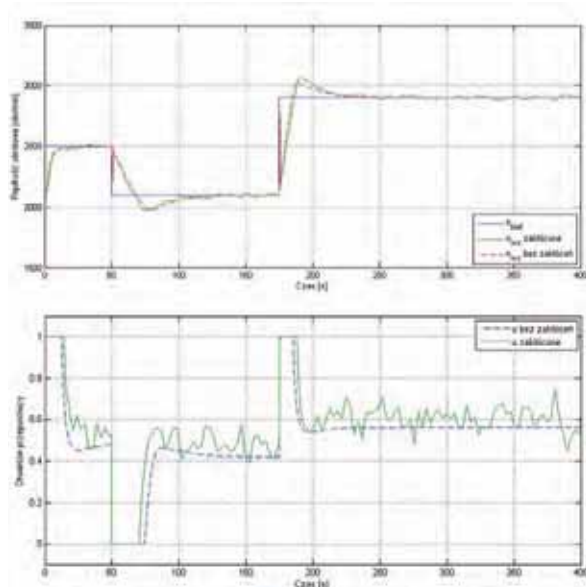
zilustrowano przebieg zmiennej sterującej (otwarcie przepustnicy). Wartości związane z otwarciem przepustnicy znormalizowano w zakresie 0–1 (zamknięta – otwarta).

Najgorszą jakość regulacji uzyskano dla biegu I (rys. 8). Sygnał sterujący nie osiąga wartości maksymalnej. Przyczyną jest brak modelu hamowania, gdyż wszelkie wytrącanie energii jest nieekonomiczne. Dla wartości zadanej 2900 obr./min czas regulacji jest długi i wynika z małej wartości wzmocnienia K_p regulatora PI dla tego biegu. Dla pozostałych biegów wyniki są lepsze, czas regulacji krótszy, a przeregulowanie mniejsze (rys. 9–10). Jest to efekt wzrostu obciążenia wynikającego z przekładni bie-

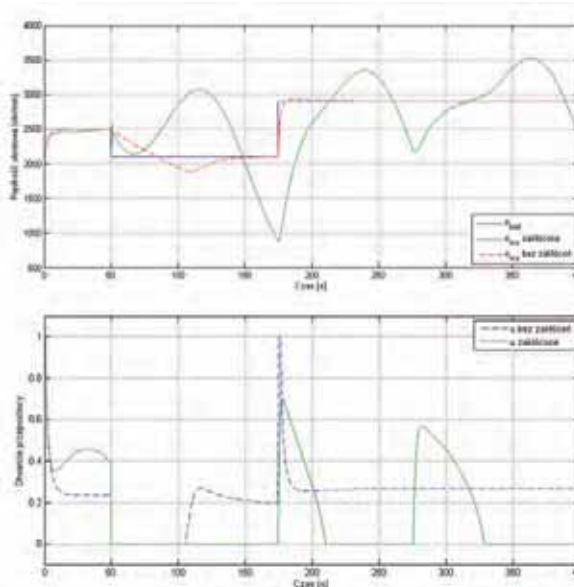
gów. Czas regulacji maleje ze wzrostem zastosowanego biegu i obciążeń działających na układ napędowy.

Ponadto można zauważyć wpływ działania zakłócenia (rys. 8–10). Proces ten jest losowy i oddziałuje na wartość prędkości obrotowej, co nie pozwala na sprowadzenie uchybu do zera w stanach ustalonych. Sygnał sterujący wykazuje stosunkowo szybkie zmiany ze względu na konieczność kompensacji zakłócenia. Co więcej, jest on większy, co oznacza wzrost zużycia paliwa.

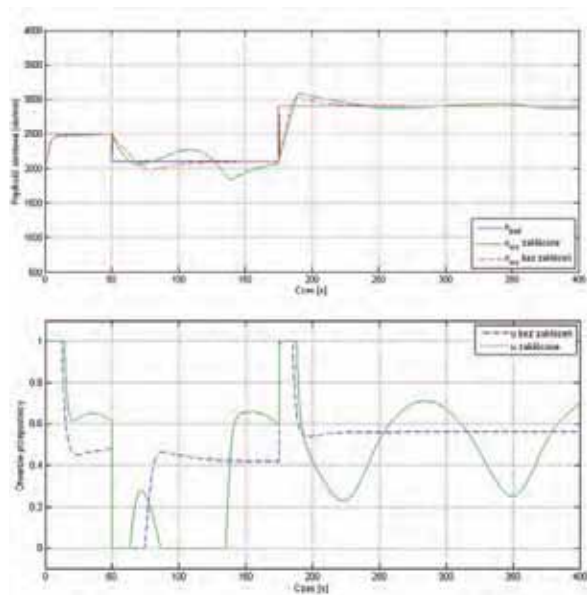
Na rys. 11–13 porównano wyniki sterowania układu bez działania zakłóceń z wynikami sterowania układem z zakłóceniami w postaci zmiennej niwelety jezdni (rys. 7).



Rys. 10. Wieloobszarowy układ regulacji – V bieg, zakłócenie 1
Fig. 10. Multiregional control system – gear 5, disturbance 1



Rys. 12. Wieloobszarowy układ regulacji – III bieg, zakłócenie 2
Fig. 12. Multiregional control system – gear 3, disturbance 2



Rys. 13. Wieloobszarowy układ regulacji – V bieg, zakłócenie 2
Fig. 13. Multiregional control system – gear 5, disturbance 2

Zmiana niwelety jezdni silnie wpływa na układ regulacji, zwłaszcza dla niższych biegów (rys. 11–12). Powoduje ona ciągłą zmianę zapotrzebowania na moc samochodu pojawiającą się na jego kołach. Wraz ze wzrostem biegu jakość regulacji poprawia się (rys. 13). Przebiegi otwarcia przepustnicy wskazują na działanie dużego obciążenia o szybszej dynamice, niż ta związana z członem całkującym regulatora. Sygnał sterujący rośnie do względnie małych wartości w stosunku do działającego zakłócenia, przez co nie może być ono skompensowane podczas jazdy. Jednym z rozwiązań może być budowa adaptacyjnego wieloobszarowego układu regulacji. Dzięki temu możliwe byłoby ciągłe strojenie nastaw regulatorów, zależne od warunków jazdy. Zadanie to może zostać rozwiązane dla systemu sterowania z pomiarami zakłóceń.

5. Podsumowanie

W artykule przedstawiono model układu napędowego samochodu z silnikiem spalinowym. Zbudowano układ sterowania prędkością obrotową oparty na wieloobszarowym regulatorze PI zaprojektowanym dla punktów pracy wyznaczonych przez biegi samochodu. Przeprowadzono badania jakości działania układu bez i w obecności zakłóceń. Zaprojektowany układ sterowania jest dobrym rozwiązaniem w przypadku braku zakłóceń lub występowania dużej mocy samochodu wynikającego z danego punktu pracy, lub samej budowy jednostki napędowej.

Bibliografia

1. Khiar D., Lauber J., *Robust Takagi-Sugeno fuzzy control of a spark ignition engine*, "Control Engineering Practice", vol. 15, issue 12, 2007, 1446–1456.

2. López J.D., Espinosa J.J., Agudelo J.R., *LQR control for Speed and torque of internal combustion engines*, "Proc. of the 18th IFAC World Congress", 2011, 2230–2235.
3. Grondin O., Chauvin J., Corde G., *Torque-oriented Control of an Homogeneous Charge Compression Ignition Vehicle*, "Proc. of the 47th IEEE Conference on Decision and Control", 2008, 5608–5614.
4. Kościelnik D., *A programmable Controller for Combustion Engines Used in Race Cars*, "Proc. of the IEEE International Symposium", 2008, 1108–1113.
5. Steckiiewicz D., Piotrowski R., *Model matematyczny układu napędowego samochodu z silnikiem spalinowym i jego badania symulacyjne*, „Pomiary Automatyka Robotyka”, Nr 2, 2012, 489–494 (płyta CD).
6. [www.mathworks.com/help/phymod/sdl/getting-started-with-simdriveline.html] – *Getting Started with Sim-Driveline*, dostęp: 10.12.2012.
7. Strojny R., Piotrowski R., *Analiza symulacyjna zmodyfikowanego modelu układu napędowego samochodu z silnikiem spalinowym*, „Modelowanie Inżynierskie”, Tom 13, Zeszyt 44, 2012, 253–264.

Multiregional PI control system of the rotational speed of a car with an internal combustion engine

Abstract: Control of vehicles has a key role in the activities of car companies. The paper presents a nonlinear mathematical model of the propulsion system of a passenger car with a petrol engine. Next, new control structure and the nonlinear multiregional PI control system of the rotational speed are designed. Finally, the results of simulation and a critical analysis are presented.

Keywords: mathematical modeling, dynamic systems, propulsion system, multiregional PI controller, nonlinear control system

mgr inż. Rafał Strojny

Ukończył studia magisterskie na Wydziale Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej (kierunek: Automatyka i Robotyka) w 2012 r. Zainteresowania: badanie losowych szeregów czasowych, technologie internetowe.

e-mail: rafal@strojny.biz



dr inż. Robert Piotrowski

Absolwent Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej (kierunek: Automatyka i Robotyka) (2001 r.). W 2005 r. uzyskał stopień doktora (Automatyka i Robotyka). Obecnie adiunkt w Katedrze Inżynierii Systemów Sterowania. Zainteresowania naukowe dotyczą modelowania i zaawansowanych metod sterowania procesami przemysłowymi.

e-mail: r.piotrowski@eia.pg.gda.pl

