

Grzegorz KORALEWSKI

OPTYMALIZACJA PRZEŁOŻEŃ AUTOMATYCZNEJ PRZEKŁADNI HYDROMECHANICZNEJ AUTOBUSU MIEJSKIEGO METODĄ ANALIZY REGRESJI

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodykę optymalizacji przełożeń automatycznej przekładni hydromechanicznej w aspekcie obniżenia zużycia paliwa podczas rozpędzania autobusu. Omówiono dwa kryteria optymalności. Badania przeprowadzono z zastosowaniem matematycznego planowania eksperymentu oraz z wykorzystaniem komputerowych symulacji ruchu autobusu podczas rozpędzania. Metodę zilustrowano przykładem optymalizacji przełożeń automatycznej hydromechanicznej skrzynki biegów autobusu miejskiego.

WSTĘP

Transformacja strumienia mocy od silnika spalinowego do kół napędzanych samochodu odbywa się za pośrednictwem układu napędowego. Drugą funkcją tego układu jest dopasowanie zakresu pracy silnika spalinowego adekwatnie do występujących oporów ruchu samochodu tak aby silnik pracował w zakresie swoich największych sprawności ogólnych. Najbardziej efektywny zakres pracy silnika spalinowego powinien zawierać się pomiędzy prędkością obrotową przy maksymalnym momencie napędowym n_M , a prędkością obrotową przy maksymalnej mocy n_N . Zapewnia to z jednej strony właściwą dynamikę pojazdu, a z drugiej strony najniższe zużycie paliwa [12]. Temu celowi podporządkowany jest także dobór liczby biegów mechanicznego reduktora automatycznej przekładni hydromechanicznej autobusu miejskiego oraz określenie wartości przełożeń na poszczególnych biegach.

Znane z teorii samochodu metodyki określania przełożeń biegów krańcowych bazują na wymaganiach normatywnych [1, 5]. Dla biegu pierwszego są to kryteria największej siły napędowej na kołach samochodu, zdolności pokonywania wzniesień czy też zdolności samochodu do uzyskiwania możliwie dużych przyspieszeń [1]. Przełożenie biegu najwyższego jest wyznaczane w oparciu o kryterium maksymalnej prędkości pojazdu lub też związane jest ze współczynnikiem przewyższenia prędkości obrotowej [2] co jest związane z oszczędnością zużycia paliwa podczas jazd z dużymi prędkościami na dobrej drodze. Taki sam cel zakłada optymalizacja przełożenia biegu ekonomicznego przedstawiona w pracy [13]. Natomiast dobór przełożeń biegów pośrednich w teorii samochodu proponuje się realizować według zdefiniowanych procedur, które prowadzą do rozkładu przełożeń w postaci postępu geometrycznego lub podwójnego postępu geometrycznego [1, 12], albo tworzą ściśle zdefiniowane

szeregi np. harmoniczny czy hiperboliczny [10]. Jednakże stosowanie ich nakłada dodatkowe ograniczenia na procedurę optymalizacji i dlatego celem danej pracy jest opracowanie metody optymalizacji przełożeń mechanicznego reduktora przekładni hydromechanicznej która bezpośrednio bazuje na funkcji celu – kryterium jakości ruchu samochodu.

Analiza energochłonności poszczególnych faz ruchu autobusu miejskiego a także cykli jezdnych i w następstwie zużycia paliwa [14] prowadzi do konstatacji, że największe zapotrzebowanie na energię (i paliwo) ma miejsce podczas rozpędzania autobusu. Dlatego też jako kryterium optymalizacji zostanie przyjęte zużycie paliwa przy rozpędzaniu autobusu kiedy to najbardziej wyeksponowana jest praca układu napędowego.

1. IDEA OPTYMALIZACJI PRZEŁOŻEŃ

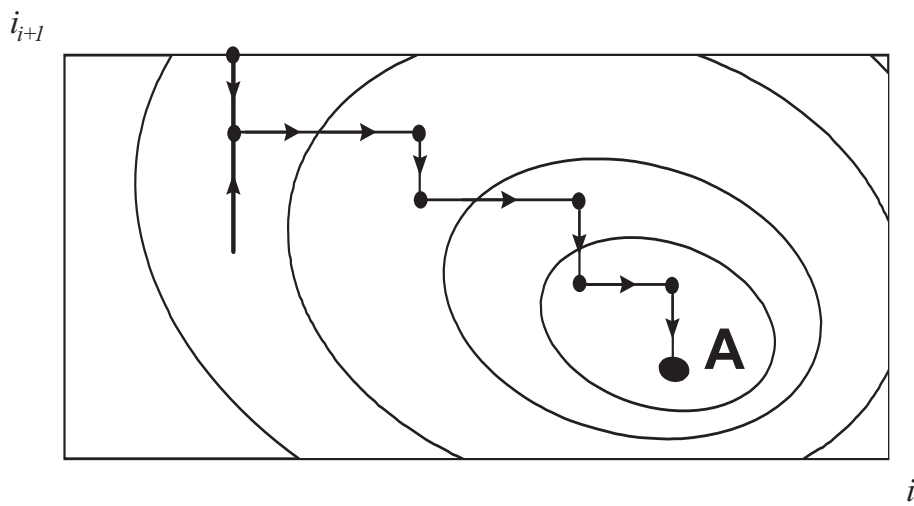
Bezpośrednie analityczne zbadanie ekstremum współzależności przełożeń układu napędowego i zużycia paliwa przy rozpędzaniu autobusu jest trudne. Złożoność tego problemu wynika między innymi i z tego, że w procesie rozpędzania autobusu mają miejsce kolejne przełączenia biegów, a więc skokowe zmiany przełożeń. Również obecność w układzie napędowym autobusu nieliniowego elementu przekształcającego moment napędowy – przekładni hydrokinetycznej – nie sprzyja rozwiązaniu tego problemu na drodze analitycznej. Dlatego stosowane metody badawcze opierają się, w zasadzie, na rozpatrywaniu kolejnych kombinacji szeregów przełożeń w układzie napędowym autobusu i w uproszczony sposób graficzny lub graficzno-analityczny pozwalają określić najdogodniejsze przełożenia realizujące zadane kryterium. Z reguły w kolejnych kombinacjach szeregów przełożeń zmianie podlega tylko jeden czynnik – przełożenie jednego biegu. Jednak takie postępowanie badawcze nie zapewnia wystarczającej dokładności co powoduje określone odstępstwa od optymalności.

W związku z tym bardziej racjonalne okazują się numeryczne metody badawcze, opierające się na komputerowych symulacjach ruchu autobusu. Jako algorytm optymalizacji można wykorzystać dwie różne zasady:

- zastosowania metod wielowymiarowych poszukiwań numerycznych, pozwalających zminimalizować ilość obliczeń kosztem ukierunkowanej strategii poszukiwań najlepszych zestawień przełożeń [4];
- wykorzystania wielowymiarowej regresji, w szczególności wieloczynnikowego planowania eksperymentu typu nieliniowego, pozwalającego zrealizować obliczenia dla minimalnej ilości zestawień przełożeń, a następnie otrzymane wyniki analitycznie rozprzestrzenić na cały badany obszar i wyznaczyć rozwiązania ekstremalne [3, 6, 9, 11].

Spośród metod wielowymiarowych poszukiwań numerycznych najdogodniejsze przy rozwiązywaniu tego typu zadań są metody bezpośrednie, opierające się na porównywaniu obliczanych wielkości funkcji celu (tj. wskaźników zużycia paliwa) w różnych punktach obszaru badań (dla różnych kombinacji przełożeń w układzie napędowym autobusu) [4].

Dla przykładu, jedną z najbardziej znanych metod optymalizacji – metodę najszybszego spadku – można w tym przypadku zastosować w sposób następujący: przy komputerowej realizacji matematycznego modelu rozpędzania autobusu należy dokonywać kolejnych zmian każdej wielkości spośród badanych przełożeń do tej pory, dopóki nie będzie osiągnięta najmniejsza wartość wybranego wskaźnika zużycia paliwa (lokalne ekstremum). Następnie należy powrócić do biegu początkowego, tj. do tego, przy którym rozpoczęto proces rozpędzania, i ocenić czy możliwa jest dalsza optymalizacja, ale z już uprzednio przybliżonymi wartościami pozostałych przełożeń.



Rys. 1. Ilustracja graficzna poszukiwań optymalnych przełożeń układu napędowego autobusu metodą najszybszego spadku

Cały proces jest powtarzany, z kolejnym przechodzeniem do coraz wyższych biegów. W zastosowaniu do kombinacji dwóch kolejnych biegów i_i i i_{i+1} graficzna interpretacja tej metody poszukiwań optymalnych wartości przełożeń może być przedstawiona jak na rys.1, gdzie liniami ciągłymi zaznaczono kombinacje przełożeń jednakowo ekwiwalentne z punktu widzenia zużycia paliwa, a w punkcie A (globalne ekstremum) – przypuszczalną optymalną kombinację. Obliczenia należy przeprowadzać, rozpoczynając od początkowej kombinacji i_i , i_{i+1} , zmieniając jeden z parametrów przy stałej wartości drugiego parametru, aż do osiągnięcia najmniejszej wartości wybranego wskaźnika zużycia paliwa. Teraz wartość i_i należy pozostawić niezmienną, a poszukiwania prowadzi krok po kroku dla wartości i_{i+1} , aż do osiągnięcia jeszcze mniejszego zużycia paliwa. W tym punkcie pozostawiamy niezmiennym nowy parametr i_{i+1} , a minimalizację zużycia paliwa przeprowadzamy zmieniając znowu wartość i_i itd. (rys. 1). W analogiczny sposób poszukiwania przeprowadza się i dla większej liczby biegów. Metoda ta wyróżnia się dużą prostotą i efektywnością, jednakże jest zupełnie nie do zastosowania w przypadku nieciągłości zależności funkcjonalnej $Q = f(i_1, \dots, i_n)$, kiedy to niemożliwe jest wstępne ustalenie wartości przełożeń dla każdego konkretnego przypadku.

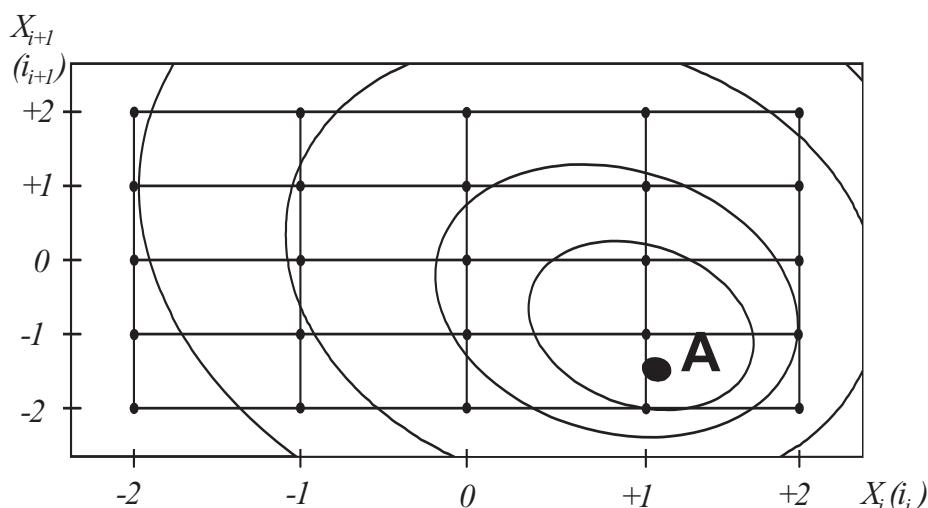
Użyte oznaczenia:

Q – zużycie paliwa w czasie rozpędzania autobusu,

i_i, i_{i+1} – przełożenia sąsiednich biegów mechanicznego reduktora przekładni hydromechanicznej,

n – liczba biegów przekładni.

W procesie optymalizacji przełożeń możliwe jest zastosowanie także innych metod wielowymiarowych poszukiwań numerycznych takich jak metoda sympleksu, czy metoda poszukiwań przypadkowych (na etapie wstępnym, albo w połączeniu z jakąś inną metodą). Wspólne dla nich wszystkich jest to, że na początku należy określić i ograniczyć dopuszczalne zakresy zmian przełożeń i tylko ich początkowe tzw. „startowe” wartości. Bieżące wartości przełożeń i ich kombinacje są określane już w samym procesie obliczeń, w każdym konkretnym przypadku, w oparciu o wyniki otrzymane w poprzednim kroku poszukiwań.



Rys. 2. Schemat poszukiwań optymalnych przełożeń automatycznej skrzynki biegów metodą wieloczynnikowego planowania eksperymentu

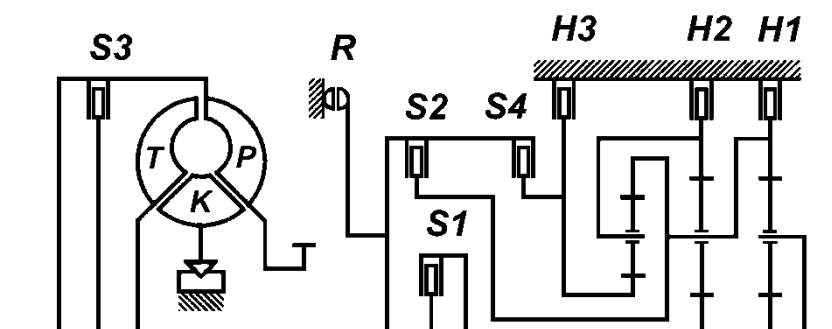
Wieloczynnikowe planowanie eksperymentu (rys. 2), przeciwnie, przewiduje uprzednie określenie warunków wszystkich komputerowych symulacji (tj. specjalnie zestawianie kombinacji przełożeń) by następnie, po przeprowadzeniu obliczeń, sformułować równanie regresji opisujące zależność wyjściowego kryterium optymalności od przełożeń układu napędowego [6]. Zbadanie ekstremum równania regresji, analitycznie lub metodami numerycznymi, pozwoli na znalezienie optymalnych kombinacji przełożeń.

2. METODYKA OPTIMALIZACJI PRZEŁOŻEŃ

Mając na uwadze fakt, że zarówno skrzynka biegów jak i przekładnia główna mają to samo zadanie – transformację momentu napędowego – wydaje się wskazane jednoczesne połączone obliczanie ich przełożeń, tj. znalezienie iloczynów przełożeń poszczególnych biegów i przekładni głównej $i_1 i_0, \dots, i_n i_0$ jako jedynych badanych czynników x_1, \dots, x_n . Zakładając dalej istnienie w skrzynce biegu bezpośredniego (co upraszcza jej schemat kinematyczny) otrzymana optymalna wielkość x_n albo x_{n-1} (w przypadku nadbiegu) od razu określi optymalną wielkość i_0 dla przekładni głównej. Jednocześnie należy uwzględnić ograniczenie ogólnej liczby biegów n układu napędowego i ustalić przedziały możliwych zmian wielkości przełożeń wszystkich biegów (warunki brzegowe). Przy tym skrajne wielkości przełożeń poszczególnych biegów i ich możliwe kombinacje muszą bezwzględnie spełniać wymagania wynikające z norm i przepisów branżowych. Dotyczy to zwłaszcza pokonywania wzniesień przez autobus, dopuszczalnej minimalnej intensywności rozpędzania i zapewnienia zadanej maksymalnej prędkości ruchu.

2.1. Charakterystyka obiektu badań

Obiektem badań był autobus miejski o masie 12500 kg (w trakcie badań) z silnikiem wysokoprężnym doładowanym Cummins B-215 o pojemności skokowej $6,8 \text{ dm}^3$ i mocy 159 kW przy 2400 obr/min oraz momencie obrotowym 700 Nm przy 1500 obr/min, wyposażony w automatyczną przekładnię hydromechaniczną ZF 5HP 500 o maksymalnym współczynnikiem transformacji 2,5 i możliwością blokowania przekładni hydrokinetycznej kiedy jej funkcjonowanie nie jest niezbędne w danych warunkach ruchu. Sprzyja to zwiększeniu średniej sprawności eksploatacyjnej przekładni. Schemat kinematyczny przekładni jest przedstawiony na rys. 3, a kolejność pracy elementów włączających poszczególne biegi w tab. 1. Przełożenie przekładni głównej mostu napędowego wynosiło 5,38.



Rys. 3. Schemat kinematyczny automatycznej przekładni hydromechanicznej ZF 5HP500

W zastosowaniu do autobusów miejskich możliwe przedziały wartości przełożeń w mechanicznym reduktorze automatycznej przekładni hydromechanicznej przedstawiono w tab. 2.

Tabela 1. Kolejność pracy elementów załączających biegi przekładni hydromechanicznej ZF 5HP500

Bieg	Załączany element							Przełożenie
	S1	S2	S3	S4	H1	H2	H3	
N								–
1	•				•			3,43
2	•					•		2,01
3	•		•				•	1,42
4	•	•	•					1,0
5		•	•				•	0,83
R				•	•			4,84

Tabela 2. Możliwe przedziały przełożeń mechanicznego reduktora automatycznej przekładni hydromechanicznej autobusu miejskiego

Poziomy	Wartość standaryzowana x	Przełożenia skrzynki biegów			
		i_1	i_2	i_3	i_4
górny graniczny	+2	3,9	2,5	1,6	1,19
górny	+1	3,7	2,3	1,5	1,12
podstawowy	0	3,5	2,1	1,4	1,05
dolny	-1	3,3	1,9	1,3	0,98
dolny graniczny	-2	3,1	1,7	1,2	0,91

Zastosowanie wieloczynnikowego planowania eksperymentu przewiduje znajdowanie ilościowej współzależności pomiędzy wielkościami przełożeń układu napędowego i przyjętymi wskaźnikami zużycia paliwa podczas rozpędzania autobusu, w postaci równania regresji [3]:

$$Q = b_0 \pm \sum_{i=1}^n b_i x_i \pm \sum_{i=1; j=i+1}^n b_{ij} x_i x_j \pm \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2 \quad (1)$$

gdzie:

Q – parametr wyjściowy (kryterium optymalności): bezwzględne zużycie paliwa Q_v , w celu osiągnięcia zadanej prędkości końcowej rozpędzania V_k albo wariacyjne kryterium zużycia paliwa \mathcal{E} [7],

x_i – standaryzowana wartość przełożenia i -tego biegu, która wiąże się z naturalną wartością tego przełożenia za pomocą zależności:

$$x_i = \frac{i_i - i_i^0}{i_i^{\max} - i_i^0} \quad (2)$$

przy czym:

i_i^0, i_i^{\max} – odpowiednio, bazowy i górny poziom wartości przełożeń.

W zastosowaniu do przykładu z tab. 2 związki między standaryzowanymi i naturalnymi wartościami przełożeń mechanicznego reduktora przekładni hydromechanicznej będą wyrażone w postaci:

$$x_1 = \frac{i_1 - 3,5}{0,2}; x_2 = \frac{i_2 - 2,1}{0,2}; x_3 = \frac{i_3 - 1,4}{0,1}; x_4 = \frac{i_4 - 1,05}{0,07} \quad (3)$$

b_0 – bazowa wielkość parametru wyjściowego,

b_i – współczynnik regresji dający ilościową ocenę wpływu przełożenia i -tego biegu na parametr wyjściowy,

b_{ij} – współczynnik, charakteryzujący efekt skojarzenia przełożeń i -tego i j -tego biegu,

b_{ii} – współczynnik nieliniowej współzależności Q i x_i .

W celu znalezienia wielkości współczynników regresji równania (1) i następnie określenia szeregu przełożeń zapewniających minimalną wartość kryterium optymalności, konieczne jest wyznaczenie tego kryterium dla szeregu charakterystycznych kombinacji poszczególnych przełożeń, odpowiadających tzw. macierzy planowania eksperymentu. Przykład tej ostatniej dla autobusu miejskiego z automatyczną przekładnią hydromechaniczną przedstawiono w tab. 3. Postać macierzy w każdym konkretnym przypadku określa się liczbą badanych czynników i wymaganą dokładnością. Tutaj zastosowano macierz rotatabilną typu 2^4 , która jest odpowiednia dla czterech badanych czynników (czterech biegów). Wprawdzie w danym przypadku badany autobus był wyposażony w pięciobiegową automatyczną skrzynkę przekładniową, ale z uwagi na fakt, że piąty bieg nie jest wykorzystywany w procesie rozpędzania autobusu w warunkach miejskich z uwagi na ograniczenia prędkości ruchu, to optymalizację przeprowadzono dla czterech czynników. Dla takiej macierzy planowania rozwinięcie równania regresji (1) przyjmie postać:

$$Q = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{23}x_2x_3 + b_{24}x_2x_4 + b_{34}x_3x_4 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{44}x_4^2 \quad (4)$$

W tabeli 3 przedstawiono także wyniki komputerowych symulacji procesu rozpędzania autobusu. Rozpędzanie modelowano dla pełnej masy autobusu przy średnich wartościach eksploatacyjnych współczynnika oporów toczenia odpowiadających nawierzchni asfaltowej i pracy silnika na charakterystyce zewnętrznej, tj. z maksymalną dawką paliwa. Uwzględniając znaczny wpływ chwil przełączania biegów na wskaźniki zużycia paliwa, dla każdej kombinacji przełożeń uprzednio wyznaczono optymalne, w sensie zużycia paliwa, chwile przełączeń.

Jako kryterium optymalności w tym przypadku zastosowano równość wskaźników $\frac{g_e N_e}{a}$ na biegach sąsiednich [7, 8].

Użyte oznaczenia:

g_e – jednostkowe zużycie paliwa przez silnik spalinowy,

N_e – efektywna moc silnika spalinowego,

a – przyspieszenie autobusu.

Tabela 3. Macierz planowania eksperymentu i rezultaty komputerowej symulacji procesu rozpędzania autobusu

Nr	Przełożenie standaryzowane				Wskaźniki rozpędzania do $V_k=60$ km/h			
	x_1	x_2	x_3	x_4	t, s	S, m	Q_v, g	\mathcal{E}, g
1	+1	+1	+1	+1	34,5	431,9	223,3	131,9
2	-1	+1	+1	+1	32,7	420,1	253,3	132,1
3	+1	-1	+1	+1	34,6	434,2	252,8	131,4
4	-1	-1	+1	+1	34,7	443,1	253,1	131,0
5	+1	+1	-1	+1	35,6	446,2	263,7	138,5
6	-1	+1	-1	+1	35,8	470,8	274,1	144,3
7	+1	-1	-1	+1	37,2	438,2	253,5	132,1
8	-1	-1	-1	+1	33,2	445,0	253,5	131,5
9	+1	+1	+1	-1	34,5	475,7	258,5	131,4
10	-1	+1	+1	-1	34,7	442,2	257,5	129,5
11	+1	-1	+1	-1	34,6	432,4	256,3	130,2
12	-1	-1	+1	-1	34,7	445,8	256,8	130,6
13	+1	+1	-1	-1	40,1	502,2	299,7	152,5
14	-1	+1	-1	-1	35,8	470,8	254,1	144,3
15	+1	-1	-1	-1	35,2	438,2	253,5	132,1
16	-1	-1	-1	-1	35,2	445,0	273,5	131,5
17	-2	0	0	0	39,1	437,8	289,5	141,6
18	+2	0	0	0	34,8	447,8	252,8	143,9
19	0	-2	0	0	35,2	445,4	252,5	138,8
20	0	+2	0	0	35,4	462,0	252,5	139,2
21	0	0	-2	0	36,0	464,9	285,2	148,5
22	0	0	+2	0	34,6	451,3	256,3	136,2
23	0	0	0	-2	34,9	447,4	252,6	134,4
24	0	0	0	+2	41,2	512,4	301,6	147,4
25	0	0	0	0	36,9	487,4	288,6	138,4

3. OPRACOWANIE WYNIKÓW SYMULACJI KOMPUTEROWYCH I OCENA EFEKTYWNOŚCI OPTYMALIZACJI

Statystyczne opracowanie otrzymanych wyników, zgodnie z procedurami [3, 9], pozwoliło wyznaczyć współczynniki równania regresji (4), dające ilościową ocenę wpływu przełożeń na wskaźniki zużycia paliwa podczas rozpędzania autobusu (tab. 4). Zbadanie ekstremum równań typu (1) umożliwia otrzymanie wartości przełożeń odpowiadających najmniejszemu zużyciu paliwa. W szczególności dla badanego autobusu z automatyczną przekładnią hydro-mechaniczną najmniejsze bezwzględne zużycie paliwa przy rozpędzaniu do prędkości $V_k = 60$ km/h ma miejsce dla następujących przełożeń: $i_1 = 3,62$; $i_2 = 2,45$; $i_3 = 1,61$; $i_4 = 1,05$. W porównaniu z istniejącym szeregiem w standardowej przekładni: $i_1 = 3,43$; $i_2 = 2,01$; $i_3 = 1,42$; $i_4 = 1$ daje to zmniejszenie bezwzględnego zużycia paliwa w czasie rozpędzania o 8,6 %.

Tabela 4. Współczynniki równania regresji (1)

Współczynnik	Dla kryterium Q_v	Dla kryterium ε
b_0	255,82	134,55
b_1	-1,05	-4,04
b_2	0,27	1,06
b_3	0,98	0,29
b_4	-0,75	1,20
b_{12}	0,16	-2,57
b_{13}	0,27	1,68
b_{14}	-0,74	-1,08
b_{23}	-3,43	0,62
b_{24}	0,15	-1,85
b_{34}	0,29	-2,44
b_{11}	2,42	0,59
b_{22}	-5,14	0,86
b_{33}	3,94	2,11
b_{44}	-0,29	2,09

Efektywność otrzymanego szeregu przełożeń, wg tej metody optymalizacji, jest przesądzona wybranym wskaźnikiem optymalności. W tym przypadku ma miejsce także skrócenie o 12,4 % czasu rozpędzania do zadanej prędkości końcowej. Ta znaczna poprawa dynamiki rozpędzania uwarunkowała konieczność dodatkowej oceny efektywności otrzymanego szeregu przełożeń w warunkach ruchu cyklicznego i ustalonego. Rezultaty komputerowych symulacji pozwoliły na konstatację, że optymalizacja parametrów układu napędowego ze względu na minimalne bezwzględne zużycie paliwa przy rozpędzaniu do zadanej prędkości końcowej nie zawsze daje zadowalające wyniki i może ujemnie wpłynąć na zużycie paliwa w ruchu ustalonym. Można to tłumaczyć odmiennymi sposobami formowania się zużycia paliwa w ruchu ustalonym i przy rozpędzaniu. W tym ostatnim, wielkość zużycia paliwa w funkcji prędkości ruchu wyrażona będzie jako:

$$Q_v = \int_0^{V_k} \frac{G_T(v)}{a(v)} dv \quad (5)$$

gdzie:

$G_T(v)$ – wartość chwilowa czasowego zużycia paliwa przez silnik spalinowy,

tj. uformowana jest poprzez stosunek chwilowych wartości czasowego zużycia paliwa $G_T(v)$ i przyspieszenia autobusu $a(v)$. Minimalizacja zużycia paliwa będzie realizowana na drodze zmniejszania $G_T(v)$ (co jest oczywiste) i zwiększania $a(v)$. Wzrost przyspieszenia autobusu decyduje o czasie rozpędzania do zadanej prędkości końcowej, a zatem i o czasie pracy silnika. Ta właściwość procesu rozpędzania warunkuje w wielu przypadkach dominację składowej dynamicznej (przyspieszenia) w formowaniu się zużycia paliwa. Jeżeli jednak jako wskaźnik optymalności przyjęte zostanie zużycie paliwa odniesione do jednostki przejechanej drogi – tak, jak to przyjmuje się dla ruchu ustalonego i cyklicznego – to otrzymane zalecenia są zupełnie nie do przyjęcia dla realizacji w procesie rozpędzania z uwagi na niedopuszczalne pogorszenie się dynamiki i paliwowej ekonomiczności rozpędzania. Rozpędzanie jest natomiast podstawowym stanem pracy dla układu napędowego. Dlatego też na podstawie przeglądu i analizy istniejących różnych wskaźników oceny ekonomiczności procesu rozpędzania, optymalizację przełożeń układu napędowego przeprowadzono na podstawie kryterium wariacyjnego ε [7]:

$$\varepsilon = Q_v - G_{TV} \frac{S}{V_k} \quad (6)$$

gdzie:

G_{TV} – czasowe zużycie paliwa przy ruchu autobusu z prędkością ustaloną V_k ,

V_k – wartość chwilowa końcowej prędkości rozpędzania,
 S – droga przebyta przez pojazd,

uwzględniającego dodatkowo przejechaną drogę i pozwalającego ocenić ekonomiczność rozpędzania we współzależności ze wszystkimi jego wskaźnikami t , S i V_k . Sens fizyczny danego kryterium na podstawie wyrażenia (6) można zinterpretować jako ocenę dodatkowego zużycia paliwa przy osiągnięciu przez autobus zadanego punktu (V_k, S) na drodze rozpędzania, w porównaniu z wariantem przejeżdżania danego odcinka drogi S z prędkością ustaloną V_k . Dlatego dane kryterium stymuluje zmniejszenie czasowego zużycia paliwa w strefie V_k , gdzie wpływ składowej dynamicznej $a(v)$ zauważalnie słabnie, a zatem i zmniejszenie prędkości obrotowej silnika w tej strefie, co pokrywa się z warunkami kształtowania się paliwowej ekonomiczności ruchu ustalonego. Otrzymane według tego kryterium wartości przełożeń mechanicznego reduktora przekładni hydromechanicznej autobusu: $i_1 = 3,52$; $i_2 = 1,94$; $i_3 = 1,40$; $i_4 = 0,91$ charakteryzują się pewnym nieznacznym wzrostem bezwzględnego zużycia paliwa Q_v przy rozpędzaniu. Jednakże w całości, dla ruchu cyklicznego w warunkach miejskich i podmiejskich, ich realizacja daje polepszenie paliwowej ekonomiczności o $3,8 \div 4,7\%$ w porównaniu z wariantem rozpatrzonym wyżej.

PODSUMOWANIE

Przy optymalizacji przełożeń układu napędowego wybór metody poszukiwania ekstremum funkcjonu jakości procesu ruchu autobusu w każdym konkretnym przypadku powinien być determinowany złożonością problemu badawczego i możliwościami technicznymi. Jednak taka lub inna koncepcja poszukiwań nie powinna mieć wpływu na wynik końcowy. Dlatego też zastosowanie różnych metod optymalizacji, biorących za podstawę to samo kryterium optymalności, może służyć jako ocena poprawności postępowania badawczego już na etapie symulacji komputerowych. Wybór innego kryterium, np. maksymalnej dynamiki rozpędzania, spowoduje zmiany jakościowe procesu ruchu autobusu co doprowadzi do otrzymania innych optymalnych szeregów przełożeń.

BIBLIOGRAFIA

1. Arczyński S.: *Mechanika ruchu samochodu*. WNT, Warszawa 1994.
2. Dębicki M.: *Teoria samochodu, teoria napędu*. WNT, Warszawa 1976.
3. Draper N. R., Smith H.: *Analiza regresji stosowana*. PWN, Warszawa 1973.
4. Findeisen W., Szymanowski J., Wierzbicki A.: *Teoria i metody obliczeniowe optymalizacji*. PWN, Warszawa 1977.
5. Jaśkiewicz Z.: *Projektowanie układów napędowych pojazdów samochodowych*. WKiŁ, Warszawa 1982.
6. Kacprzyński B.: *Planowanie eksperymentów. Podstawy matematyczne*. WNT, Warszawa 1974.
7. Koralewski G.: *Metodologiczkie aspekty optymalizacji zakonov upravlienija i paramietrov gidromiechanicznych pieriedacz avtomobiliej*. NVF Ukrainski technologii, Lwów 2000.
8. Koralewski G., Wrona R.: *Adaptacja automatycznej przekładni hydromechanicznej w układzie napędowym autobusu*. Zeszyty Naukowe Wyższej Szkoły Ekonomii i Innowacji w Lublinie 2006, Nr 3.
9. Mańczak K.: *Technika planowania eksperymentu*. WNT, Warszawa 1976.
10. Micknass W., Popiol R., Sprenger A.: *Sprzęgła, skrzynki biegów i półosie napędowe*. WKiŁ, Warszawa 2005.
11. Polański Z.: *Planowanie doświadczeń w technice*. PWN, Warszawa 1984.

12. Postek B.: *Wyznaczanie przełożeń w mechanicznej skrzyni przekładniowej*. AUTO-Technika Motoryzacyjna 1991, nr 11.
13. Romaniszyn K., Parczewski K.: *Próba optymalizacji przełożenia biegu ekonomicznego*. AUTO-Technika Motoryzacyjna 1988, nr 3.
14. Siłka W.: *Energochłonność ruchu samochodu*. WNT, Warszawa 1997.

OPTIMIZING GEAR RATIO IN THE HYDROMECHANICAL AUTOMATIC GEARBOX OF CITY BUS BY MEANS OF REGRESSION ANALYSIS METHOD

Abstract

In the paper, the problem of optimizing gear ratio in the hydromechanical automatic gearbox discussed in terms of reduction in fuel consumption during bus acceleration. Two criteria of optimality are presented. The studies were carried out using computer simulation of bus movement and basing on mathematical planning of experiment. The method is illustrated on the example of optimizing gear ratio of a hydromechanical automatic gearbox of city bus.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

Autor:

dr hab. inż. Grzegorz KORALEWSKI - Wyższa Szkoła Ekonomii i Innowacji w Lublinie