Grzegorz KORALEWSKI, Rafał WRONA

MODELOWANIE ADAPTACYJNEGO STEROWANIA PROCESEM BLOKOWANIA PRZEKŁADNI HYDROKINETYCZNEJ AUTOBUSÓW LOTNISKOWYCH

Artykuł zawiera syntezę matematycznego modelu adaptacyjnego sterowania procesem blokowania przekładni hydrokinetycznej w układzie przeniesienia napędu autobusów lotniskowych. Może on być wykorzystany w sterownikach automatycznych hydromechanicznych skrzyń biegów do realizacji sterowania blokowaniem przekładni hydrokinetycznej podczas ruchu autobusu. Sterowanie adaptacyjne pozwala uwzględnić zmienność różnych czynników eksploatacyjnych takich jak: warunki drogowe, stan pracy silnika i przekładni hydrokinetycznej oraz przede wszystkim zmienność masy autobusu, co jest bardzo istotne w przypadku autobusów lotniskowych. Celem sterowania adaptacyjnego jest zwiększenie płynności jazdy autobusu a tym samym poprawa komfortu przewozu pasażerów i ich bezpieczeństwa.

WSTĘP

W obecnych czasach automatyczne przekładnie hydromechaniczne znalazły zastosowanie jako standardowe wyposażenie układów napędowych autobusów miejskich. Dotyczy to także autobusów lotniskowych, których segment rozwija się dynamicznie i znajduje coraz większe zastosowanie na tych lotniskach gdzie tanie linie lotnicze nie korzystają z terminali odpraw a pasażerowie nie wchodzą na pokłady samolotów poprzez tzw. rękawy. Są oni dowożeni autobusami lotniskowymi do samolotów oczekujących z dala od głównych terminali odpraw. Powoduje to zmniejszenie kosztów opłat lotniskowych i przyczynia się do obniżenia cen biletów za przelot tanimi liniami lotniczymi.

Zastosowanie automatycznych przekładni hydromechanicznych polepsza komfort jazdy autobusem, wydłuża okres bezawaryjnej eksploatacji i zmniejsza przeciążenia dynamiczne w układzie przeniesienia napędu autobusu. Jednakże przy tym zwiększa się nieco zużycie paliwa, a co za tym idzie wzrastają koszty eksploatacji autobusu. Aby zniwelować te niedogodności i poprawić charakterystyki eksploatacyjne autobusu w układzie przeniesienia napędu, gdzie ma zastosowanie automatyczna przekładnia hydromechaniczna, stosuje się blokowanie funkcjonowania przekładni hydrokinetycznej w takich stanach kiedy jej działanie nie jest niezbędne.

1. BEZPIECZEŃSTWO PRZEWOZÓW I KOMFORT JAZDY PASAŻERÓW

Bezpieczeństwo przewozów i komfort jazdy pasażerów autobusami na terytorium lotnisk w znacznej mierze jest zależny od sposobu prowadzenia autobusu przez kierowcę. Wiąże się to przede wszystkim z dynamiką zmian przyspieszenia autobusu podczas jego rozpędzania oraz narastania opóźnienia autobusu w czasie zwalniania i zatrzymywania. Płynna i powolna zmiana powyższych parametrów jest pożądana i uzasadniona faktem, że zdecydowana większość pasażerów autobusu lotniskowego, a w zasadzie prawie wszyscy, zajmują miejsca stojące. Pomimo tego, że na pokładzie autobusów jest wiele poręczy i pętli asekuracyjnych, to należy przyłożyć szczególną uwagę do tego by pasażerowie podczas jazdy nie byli narażani na gwałtowne zmiany przyspieszenia – opóźnienia autobusu. Nie zawsze jest możliwa pełna i skuteczna asekuracja pasażera, który może mieć ręce zajęte bagażem podręcznym, co zdarza się szczególnie przy podróżach tanimi liniami lotniczymi. Nie bez znaczenia jest też duża liczba pasażerów stojących na pokładzie autobusu oraz znaczny przyrost jego masy. Dlatego tak ważna jest płynność jazdy zarówno przy rozpędzaniu jak i hamowaniu autobusu.

Układy przeniesienia napędu współczesnych autobusów lotniskowych, tak jak i autobusów miejskich, są standardowo wyposażone w automatyczne stopniowe skrzynki biegów, które są przekładniami hydromechanicznymi. Algorytmy sterowania automatycznych skrzyń biegów autobusów miejskich realizują strategię minimalizacji zużycia paliwa przy zachowaniu przez autobus niezbędnych, pożądanych własności dynamicznych. Można to matematycznie opisać następującym funkcjonałem jakości ruchu podczas rozpędzania autobusu [2, 3]:

$$J_Q = \sum_{i=1}^{n} \int_{V_0}^{V_k} \frac{(g_e N_e)_i}{a_i(v)} dv = \sum_{i=1}^{n} \left[\int_{V_0}^{V_p} \frac{(g_e N_e)_i}{a_i(v)} dv + \int_{V_p}^{V_k} \frac{(g_e N_e)_{i+1}}{a_{i+1}(v)} dv \right] \rightarrow \min \quad (1)$$

gdzie:

a – przyśpieszenie autobusu,

v – chwilowa wartość prędkości ruchu,

V_0, V_k – początkowa i końcowa prędkości rozpędzania,

i, n – odpowiednio, indeks i liczba biegów przekładni hydromechanicznej,

g_e – jednostkowe zużycie paliwa przez silnik autobusu,

N_e – efektywna moc silnika.

Przy takiej strategii sterowania przełączaniem biegów automatycznej przekładni hydromechanicznej warunek przełączania przełożeń z niższych na wyższe podczas rozpędzania autobusu będzie opisany następującą zależnością:

$$\frac{(g_e N_e)_i}{a_i(v)} = \frac{(g_e N_e)_{i+1}}{a_{i+1}(v)} \quad (2)$$

gdzie:

$a_i(v)$ – wartość bieżąca przyśpieszenia autobusu,

g_e, N_e – jednostkowe zużycie paliwa i efektywna moc silnika w procesie ruchu na poszczególnych biegach.

Realizacja powyższego warunku (2) podczas przełączania biegów przy rozpędzaniu autobusu, pomimo, że daje pożądany efekt ekonomiczny w postaci minimalizacji zużycia paliwa na rozpędzanie autobusu, to jednak nie zapewnia równości przyspieszeń na biegach sąsiednich. W przypadku sterowania automatycznych skrzynek biegów autobusów lotniskowych jest to zjawisko niepożądane z uwagi na możliwość pojawiania się dyskomfortu dla pasażerów podczas rozpędzania.

Dlatego wydaje się celowym zastosować inną strategię sterowania automatycznych przekładni hydromechanicznych autobusów lotniskowych, a mianowicie tę jaka jest opisana następującym funkcjonałem jakości ruchu autobusu podczas jego rozpędzania:

$$J_T = \sum_{i=1}^{n} \int_{V_0}^{V_k} \frac{1}{a_i(v)} dv = \quad (3)$$

$$= \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{1}{a_i(v)} dv + \int_{V_p}^{V_k} \frac{1}{a_{i+1}(v)} dv \right) \rightarrow \min$$

Wtedy to warunek przełączania biegów z niższych na wyższe podczas rozpędzania autobusu wyrazi się następującą zależnością:

$$a_i(v) = a_{i+1}(v) \quad (4)$$

2. IDEA BLOKOWANIA PRZEKŁADNI HYDROKINETYCZNEJ

Blokowanie przekładni hydrokinetycznej realizowane jest za pomocą ciernego sprzęgła blokującego, którego załączanie także może wywołać znaczne przeciążenia dynamiczne w układzie przeniesienia napędu autobusu. Może to nastąpić wtedy, kiedy w procesie załączania blokady przekładni hydrokinetycznej nie jest uwzględniana zmienność parametrów ruchu autobusu [4,5].

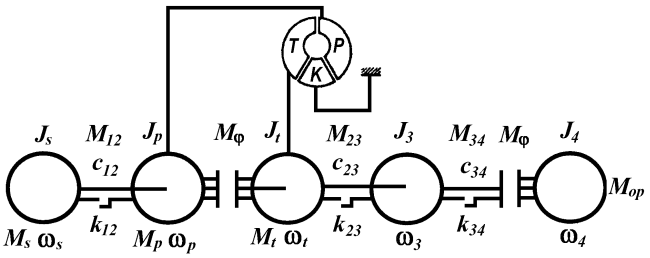
Dla tego, aby zmniejszyć przeciążenia dynamiczne w układzie przeniesienia napędu autobusu celowym wydaje się zastosowanie adaptacyjnego sterowania procesem blokowania przekładni hydrokinetycznej w którym to będzie zrealizowane odpowiednie tempo załączania sprzęgła blokującego w czasie ruchu autobusu z uwzględnieniem zmienności różnych czynników eksploatacyjnych. Do podstawowych czynników eksploatacyjnych podlegającym wahaniom w procesie ruchu autobusu należy odnieść takie jak: warunki drogowe, czyli opory ruchu, stany pracy silnika, czyli zadawanie przez kierowcę obciążeń silnika, stany funkcjonowania przekładni hydrokinetycznej, całkowitą masę autobusu i inne. W autobusach lotniskowych należy przede wszystkim podkreślić, że masa autobusu podlega istotnym wahaniom. Podczas dowozu pasażerów z terminala odpraw do oczekującego samolotu masa autobusu jest znacznie większa niż przy jego powrocie.

Sterowanie adaptacyjne może być zrealizowane za pomocą tego samego sterownika automatycznej przekładni hydromechanicznej, który organizuje przełączanie biegów w mechanicznej części skrzynki biegów oraz z wykorzystaniem elektrohydraulicznych zaworów płynnego załączania ciernego sprzęgła blokującego ze zmienną charakterystyką wyjściową.

Strategia takiego sterowania adaptacyjnego polega na tym, że co pewien przedział czasowy w sterowniku automatycznej skrzynki biegów przeprowadza się wyznaczanie oporów ruchu, całkowitej masy autobusu, stanu pracy silnika i przekładni hydrokinetycznej. Następnie, zgodnie z dynamicznym schematem obliczeniowym autobusu, modelowany jest proces blokowania przekładni hydrokinetycznej oraz dokonuje się wyboru optymalnego tempa załączania sprzęgła blokującego według zadanych kryteriów obciążania układu przeniesienia napędu. Jako te ostatnie mogą być przyjęte: dynamiczne przeciążenia w układzie napędowym oraz praca wykonywana podczas poślizgu sprzęgła blokującego.

3. MODELOWANIE PROCESU RUCHU AUTOBUSU

W celu przeprowadzenia obliczeń obciążeń w układzie przeniesienia napędu w procesie blokowania przekładni hydrokinetycznej został zestawiony schemat dynamiczny autobusu z masowymi momentami bezwładności mas wirujących zredukowanymi na osie wirnika pompy i wirnika turbiny oraz momentami i współczynnikami sprężystości w sprężystych węzłach układu przeniesienia napędu (rys. 1).



Rys. 1. *Schemat dynamiczny autobusu dla wyznaczania obciążeń układu przeniesienia napędu w procesie blokowania przekładni hydrokinetycznej*

Dla modelowania procesu ruchu autobusu z przepływem pełnego strumienia napędowego przez odblokowaną przekładnię hydrokinetyczną, mając na względzie momenty oddziaływujące na masy i elementy sprężyste, oraz posiłkując się rozważaniami zawartymi w literaturze tej problematyki np. [7] można zapisać następujące równania różniczkowe opisujące ruch obrotowy mas:

$$\begin{cases} M_s - J_s \dfrac{d\omega_s}{dt} = M_{12} + M_{v12} \\ \dfrac{dM_{12}}{dt} = \dfrac{\omega_s - \omega_p}{c_{12}} \\ M_{12} - J_p \dfrac{d\omega_p}{dt} = M_p \\ M_t - J_t \dfrac{d\omega_t}{dt} = M_{23} \\ \dfrac{dM_{23}}{dt} = \dfrac{\omega_t - \omega_3}{c_{23}} \\ M_{23} - J_3 \dfrac{d\omega_3}{dt} = M_{34} + M_{v34} \\ \dfrac{dM_{34}}{dt} = \dfrac{\omega_3 - \omega_4}{c_{34}} \\ M_{34} = \min(M_{34}, M_\varphi) \\ M_{34} - J_4 \dfrac{d\omega_4}{dt} = M_{op} sign\omega_4 \end{cases} \quad (5)$$

Warunek poślizgu kół napędzanych autobusu jest następujący:

$$M_{34} \geq M_{\varphi} \tag{6}$$

W przytoczonych powyżej równaniach zostały użyte następujące oznaczenia:

M_s – moment obrotowy silnika zredukowany na oś wirnika pompy;

M_p – moment obrotowy wynikający z oddziaływania cieczy roboczej na wirnik pompy;

M_t – moment obrotowy wirnika turbiny wywołany strumieniem cieczy roboczej;

M_{φ} – moment sprzęgnięcia kół napędzanych z podłożem, zredukowany na oś wirnika turbiny;

M_{op} – moment obrotowy wywołany oporami ruchu, zredukowany na oś wirnika turbiny;

J_s – masowy moment bezwładności wirujących elementów silnika, zredukowany na oś wirnika pompy

J_p – masowy moment bezwładności wirnika pompy;

J_t – masowy moment bezwładności wirnika turbiny i związanych z nim wirujących elementów skrzynki biegów, zredukowany na oś wirnika turbiny;

J_3 – masowy moment bezwładności wału przegubowego i związanych z nim wirujących elementów przekładni głównej, zredukowany na oś wirnika turbiny;

J_4 – masowy moment bezwładności koła zamachowego, ekwiwalentny postępowemu ruchowi masy autobusu, zredukowany na oś wirnika turbiny;

M_{12}, M_{23}, M_{34} – momenty w elementach sprężystych, odpowiednio: wału wejściowego, wału przegubowego i opon kół napędzanych autobusu;

c_{12}, c_{23}, c_{34} – współczynniki sprężystości, odpowiednio: wału wejściowego, wału przegubowego oraz opon kół napędzanych autobusu;

$\omega_s, \omega_p, \omega_t, \omega_3, \omega_4$ – prędkości kątowe odpowiednich wirujących mas.

Można przyjąć, że siły i momenty rozproszenia są proporcjonalne różnicy prędkości kątowych mas wirujących:

$$\begin{cases} M_{v12} = k_{12}(\omega_s - \omega_p) \\ M_{v23} = k_{23}(\omega_t - \omega_3) \\ M_{v34} = k_{34}(\omega_3 - \omega_4) \end{cases} \tag{7}$$

gdzie: k_{12}, k_{23}, k_{34} – współczynniki oporów niesprężystych.

Przytoczone powyżej równania różniczkowe mogą być rozwiązywane metodami cyfrowymi przez program obliczeniowy sterownika automatycznej skrzynki biegów i z uwzględnieniem realnych warunków eksploatacji autobusu. Dla tego konieczne jest, na każdym kroku iteracji, wyznaczenie za pomocą czujników prędkości kątowych i przyspieszeń kątowych mas wirujących autobusu i przeprowadzenie obliczeń według przytoczonych wcześniej zależności.

W celu określenia wartości rzeczywistego momentu obrotowego silnika należy wyznaczyć prędkości kątowe i przyśpieszenia silnika, wirnika pompy i turbiny przekładni hydrokinetycznej i obliczyć przełożenie kinematyczne:

$$i_k = \frac{\omega_t}{\omega_p} . \tag{8}$$

Następnie, na podstawie zapisanych w pamięci sterownika charakterystyk przekładni hydrokinetycznej, należy znajdować wartości współczynników momentu obrotowego wirnika pompy $\lambda = f(i_k)$ i obliczyć wartości momentów obrotowych wirnika pompy przekładni hydrokinetycznej:

$$M_p = \lambda \rho D^5 \omega_p^2 \tag{9}$$

gdzie:

i_k – przełożenie kinematyczne przekładni hydrokinetycznej;

λ – współczynnik momentu obrotowego wirnika pompy;

ρ – gęstość cieczy roboczej;

D – średnica zewnętrzna wirnika pompy przekładni hydrokinetycznej.

Wartości rzeczywistego momentu obrotowego silnika na każdym kroku obliczeń można znaleźć rozwiązując następujący układ równań różniczkowych:

$$\begin{cases} M_s - J_s \dfrac{d\omega_s}{dt} = M_{12} + M_{v12} \\ M_{12} - J_p \dfrac{d\omega_p}{dt} = M_p \end{cases} \tag{10}$$

Rozwiązując ten układ równań za względu na argument M_s otrzymamy:

$$M_s = J_s \frac{d\omega_s}{dt} + J_p \frac{d\omega_p}{dt} + M_p + M_{v12} . \tag{11}$$

Wyznaczanie momentu obrotowego silnika przytoczoną metodą obliczeniową ma istotną przewagę stosunku do tej jaką można zastosować poprzez pozyskiwanie danych z uprzednio wprowadzonych do pamięci sterownika charakterystyk silnika spalinowego. W tym drugim przypadku jest bardzo trudne uwzględnienie spadku mocy silnika i zmiany jego charakterystyk prędkościowych w procesie eksploatacji autobusu gdzie mają miejsce stany nieustalonej pracy silnika.

Dla określania takich parametrów jak wartości oporów ruchu i masy autobusu dla dwóch następujących po sobie punktów obliczeń rozdzielonych pewnym przedziałem należy wyznaczać wartości przyśpieszeń autobusu (a_1, a_2) wychodząc ze zmian wartości prędkości kątowej obrotu wirnika turbiny przekładni hydrokinetycznej $(\Delta\omega_{t1}, \Delta\omega_{t2})$ w tych punktach w ciągu określonego czasu $\Delta t_1, \Delta t_2)$:

$$a_1 \frac{\Delta\omega_{t1} r_k}{\Delta t_1 i_{un}}, \quad a_2 \frac{\Delta\omega_{t2} r_k}{\Delta t_2 i_{un}} \tag{12}$$

gdzie:

r_k – promień kinematyczny ogumienia kół napędzanych autobusu;

i_{un} – przełożenie w układzie przeniesienia napędu autobusu.

Dla przytoczonych powyżej punktów można zestawić następujący układ równań:

$$\begin{cases} F_1 = m_a a_1 + F_{a1} + F_{op} \\ F_2 = m_a a_2 + F_{a2} + F_{op} \end{cases} \tag{13}$$

gdzie:

F_1, F_2 – siły napędowe na kołach napędzanych autobusu;

m_a – pełna masa autobusu;

F_{a1}, F_{a2} – zredukowane siły bezwładności występujące przy rozpędzaniu wirujących mas silnika, układu przeniesienia napędu oraz kół autobusu;

F_{op} – sumaryczna siła oporów ruch autobusu.

Dla wyznaczenia sił napędowych F_1, F_2 we wskazanych punktach obliczeń należy znaleźć wartości prędkości kątowych wirnika pompy $(\omega_{p1}, \omega_{p2})$ i wirnika turbiny $(\omega_{t1}, \omega_{t2})$ przekładni hydrokinetycznej i obliczyć wartości przełożeń kinematycznych:

$$i_{k1} = \frac{\omega_{t1}}{\omega_{p1}}, \quad i_{k2} = \frac{\omega_{t2}}{\omega_{p2}} . \tag{14}$$

A następnie, jak już było uprzednio wskazane, należy określić wartości współczynników momentu obrotowego wirnika pompy:

$$\lambda_1 = f(i_{k1}), \quad \lambda_2 = f(i_{k2}), \tag{15}$$

oraz współczynników transformacji momentów obrotowych:

$$K_1 = f(i_{k1}), \quad K_2 = f(i_{k2}) . \tag{16}$$

Następnie, we wskazanych punktach, należy wyznaczyć wartości momentów obrotowych na wale wirnika pompy M_{p1}, M_{p2} i wale wirnika turbiny przekładni hydrokinetycznej:

$$\begin{cases} M_{t1} = K_1 M_{p1} \\ M_{t2} = K_2 M_{p2} \end{cases} \tag{17}$$

i określić wartości sił napędowych F_1, F_2 na kołach napędzanych autobusu:

$$F_1 = \frac{M_{t1}}{r_k} i_{un}, \quad F_2 = \frac{M_{t2}}{r_k} i_{un} . \tag{18}$$

Z przytoczonego powyżej układu równań określona zostaje masa autobusu m_a oraz siła oporów ruchu F_{op}:

$$m_a = \frac{F_1 - F_2 - F_{a1} + F_{a2}}{a_1 - a_2} , \tag{19}$$

$$F_{op} = F_1 - m_a a_1 - F_{a1} . \tag{20}$$

Na podstawie wyznaczonych wartości m_a i F_{op} określa się ciężar autobusu G_a oraz moment oporów ruchu M_{op} :

$$G_a = m_a g , \tag{21}$$

$$M_{op} = F_{op} r_k . \tag{22}$$

4. SYNTEZA ALGORYTMU BLOKOWANIA PRZEKŁADNI HYDROKINETYCZNEJ

Podczas zainicjowania sygnału dla blokowania przekładni hydrokinetycznej wartości $M_s, M_p, M_t, G_a, M_{op}$, wartości momentów sprężystości i sił rozproszenia a także prędkości kątowych wirujących mas bezwładności, otrzymane w ostatnim kroku obliczeń, są wykorzystywane jako dane wejściowe przy modelowaniu procesu blokowania przekładni hydrokinetycznej w sterowniku automatycznej skrzynki biegów.

Przy modelowaniu procesu blokowania przekładni hydrokinetycznej należy uwzględnić, że moc od silnika napędowego jest transformowana dwoma strumieniami: poprzez cierne sprzęgło blokujące i poprzez przekładnię hydrokinetyczną. Proces przejściowy w układzie z elementami sprężystymi charakteryzuje się dwiema fazami. Pierwszą, kiedy to sprzęgło blokujące znajduje się w poślizgu, i drugą, kiedy sprzęgło blokujące jest załączone.

Dla każdej z tych faz można sformułować następujące równania różniczkowe opisujące ruch mas bezwładnościowych:

1. Sprzęgło blokujące przekładnię hydrokinetyczną znajduje się w poślizgu:

$$\begin{cases} M_s - J_s \dfrac{d\omega_s}{dt} = M_{12} + M_{v12} , \\ \dfrac{dM_{12}}{dt} = \dfrac{\omega_s - \omega_p}{c_{12}} , \\ M_{12} - J_p \dfrac{d\omega_p}{dt} = M_\varphi sign(\omega_s - \omega_p) + M_p , \\ M_t + M_\varphi sign(\omega_p - \omega_3) - J_t \dfrac{d\omega_t}{dt} = M_{23} + M_{v23} , \\ \dfrac{dM_{23}}{dt} = \dfrac{\omega_t - \omega_3}{c_{23}} , \\ M_{23} - J_3 \dfrac{d\omega_3}{dt} = M_{34} + M_{v34} , \\ \dfrac{dM_{34}}{dt} = \dfrac{\omega_3 - \omega_4}{c_{34}} , \\ M_{34} = \min(M_{34}, M_\varphi) , \\ M_{34} - J_4 \dfrac{d\omega_4}{dt} = M_{op} sign\omega_4 . \end{cases} \tag{23}$$

Warunek załączania sprzęgła blokującego przekładnię hydrokinetyczną jest następujący:

$$\omega_p = \omega_t \,. \tag{24}$$

Natomiast warunek rozłączania sprzęgła blokującego przekładnię hydrokinetyczną i przechodzenia w fazę poślizgu jest następujący:

$$M_{12} - J_p \frac{d\omega_p}{dt} - M_{v12} \geq M_\varphi \,. \tag{25}$$

2. Sprzęgło blokujące przekładnię hydrokinetyczną jest załączone:

$$\begin{cases} M_s - J_s \dfrac{d\omega_s}{dt} = M_{12} + M_{v12} \;, \\ \dfrac{dM_{12}}{dt} = \dfrac{\omega_s - \omega_p}{c_{12}} \;, \\ M_{12} - (J_p + J_t)\dfrac{d\omega_p}{dt} = M_{23} + M_{v23} \;, \\ \dfrac{dM_{23}}{dt} = \dfrac{\omega_t - \omega_3}{c_{23}} \;, \\ M_{23} - J_3 \dfrac{d\omega_3}{dt} = M_{34} + M_{v34} \;, \\ \dfrac{dM_{34}}{dt} = \dfrac{\omega_3 - \omega_4}{c_{34}} \;, \\ M_{34} = \min(M_{34}, M_\varphi) \;, \\ M_{34} - J_4 \dfrac{d\omega_4}{dt} = M_{op} sign\omega_4 \;. \end{cases} \tag{26}$$

Charakter przebiegu procesów przejściowych w układach drgających mobilnych maszyn, oprócz uwzględniania parametrów sprężysto–bezwładnościowych jest określany, jak wiadomo [1, 6], także przebiegiem zmian momentu tarcia M_φ w czasie poślizgu tarcz sprzęgła blokującego przekładnię hydrokinetyczną. Zmiana momentu tarcia jest czynnikiem zakłócającym w układzie dynamicznym przy modelowaniu procesu blokowania przekładni hydrokinetycznej. Z kolei moment tarcia jest zależny od przebiegu zmian ciśnienia na wyjściu mechanizmu płynności w układzie załączania sprzęgła blokującego i od współczynnika tarcia w procesie poślizgu tarcz sprzęgła.

Przy sterowaniu adaptacyjnym proces blokowania przekładni hydrokinetycznej jest modelowany w sterowniku automatycznej skrzynki biegów z wykorzystaniem różnorodnych przebiegów zmian ciśnienia na wyjściu mechanizmu płynności sprzęgła blokującego i z uwzględnieniem temperatury cieczy roboczej.

Wprowadzając charakterystyki obliczeniowe mechanizmu płynności ze zróżnicowanymi tempami przyrostu ciśnienia, w zależności od czasu regulowania ciśnienia mechanizmem płynności $t_{pł}$, oraz wykorzystując przytoczone wcześniej równania różniczkowe opisujące ruch mas układu dynamicznego, można wyznaczyć maksymalne momenty dynamiczne M_d jakie się pojawiają w układzie przeniesienia napędu autobusu podczas blokowania przekładni hydrokinetycznej. Ma to zasadnicze znaczenie dla układów napędowych autobusów lotniskowych, gdyż w sposób bezpośredni odnosi się do komfortu jazdy stojących pasażerów.

Znając przebieg zmian ciśnienia w siłowniku sprzęgła blokującego i współczynnika tarcia w procesie poślizgu jego tarcz można także na każdym kroku obliczeń wyznaczać wartość momentu tarcia sprzęgła blokującego M_φ. Następnie, rozwiązując równanie:

$$W_p = \int_0^{t_{pł}} M_\varphi(\omega_p - \omega_t)dt \tag{27}$$

można wyznaczyć wartość pracy poślizgu W_p sprzęgła blokującego przekładnię hydrokinetyczną.

Otrzymane w procesie modelowania maksymalne wartości M_d i W_p zostają porównane z wartościami granicznymi $M_{d\ dop}$ i $W_{p\ dop}$ jakie są dopuszczalne z uwagi na przeciążenia dynamiczne w układzie przeniesienia napędu oraz na komfort jazdy. Jeżeli M_d lub W_p przekraczają wartości dopuszczalne to zostaje wybrana następna charakterystyka mechanizmu płynności powodująca inne tempo załączania sprzęgła blokującego. Procedura wyboru tej charakterystyki powtarzana jest dopóty, dopóki nie zostanie znaleziona charakterystyka zapewniająca optymalne tempo załączania sprzęgła blokującego przekładni hydrokinetycznej.

Po zakończeniu procesu modelowania zostaje wypracowany sygnał uruchamiający sprzęgło blokowania przekładni hydromechanicznej z wybranym tempem załączania sprzęgła, lub sygnał uniemożliwiający blokowanie, jeżeli obciążenie układu napędowego przekracza wartość dopuszczalną.

PODSUMOWANIE

Sterowanie adaptacyjne w sposób zasadniczy pozwala rozwiązywać problemy wyboru optymalnego tempa załączania sprzęgła blokującego i zmniejszania obciążeń w układzie przeniesienia napędu autobusu w procesie blokowania przekładni hydrokinetycznej automatycznej skrzynki biegów. Realizowana jest adaptacja systemu sterowania do zmiennych warunków drogowych, stanów pracy silnika spalinowego, stanów funkcjonowania przekładni hydrokinetycznej, zmienności masy autobusu oraz temperatury cieczy roboczej w hydraulicznym układzie sterowania.

Zaproponowana metodyka adaptacyjnego sterowania procesem blokowania przekładni hydrokinetycznej może być wykorzystana zarówno podczas modelowania symulacyjnego procesu blokowania, przy wyborze charakterystyk automatycznego systemu sterowania, jak też i na pokładzie autobusu w czasie rzeczywistym wykorzystana przez sterownik automatycznej skrzynki biegów.

BIBLIOGRAFIA

1. Jaśkiewicz Z.: Projektowanie układów napędowych pojazdów samochodowych. WKiŁ, Warszawa 1982, 626 s.
2. Koralewski G., Wrona R.: Ocena wpływu czynników eksploatacyjnych na algorytmy przełączania biegów autobusów miejskich. Logistyka, nr 4/2015, s. 4151-4160.
3. Koralewski G., Wrona R.: Autobusy lotniskowe w logistyce obsługi przewozów pasażerskich. AUTOBUSY Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, Nr 6/2016, s. 932-937.
4. Micknass W., Popiol R., Sprenger A.: Sprzęgła, skrzynki biegów, wały i półosie napędowe. WKiŁ, Warszawa 2005, 375 s.

5. Pawelski Z.: Skrzynie automatyczne. Podstawy działania. Wyd. PŁ, Łódź 2010, 204 s.
6. Siłka W.: Energochłonność ruchu samochodu. WNT, Warszawa 1997, 144 s.
7. Szydelski Z.: Sprzęgła i przekładnie hydrokinetyczne. WNT, Warszawa 1993, 491 s.
8. Zając M.: Układy przeniesienia napędu samochodów ciężarowych i autobusów. WKiŁ, Warszawa 2003, 360 s.

Modeling adaptive controlling of hydrokinetic torque converter blocking process in airport buses

The article contains a synthesis of the mathematic model of adaptive controlling of hydrokinetic torque blocking process in the power transmission system in airport buses. It can be used in automatic hydro-mechanical gearbox controllers to achieve controlling hydrokinetic torque converter by blocking, as the bus moves.

Adaptive controlling allows to consider the changeability of various operating factors, such as: road conditions, engine operating conditions and hydrokinetic torque converter operating conditions, and, above all, buss weight variability, which is very significant in the case of airport buses. The aim of adaptive controlling is to increase the bus movement smoothness, and, at the same time, improvement of the passengers' comfort and safety of transport.

Autorzy:
dr hab. inż. **Grzegorz Koralewski** – Wyższa Szkoła Oficerska Sił Powietrznych w Dęblinie, Wydział Bezpieczeństwa Narodowego i Logistyki, Instytut Logistyki i Organizacji Transportu, g.koralewski@wsosp.pl
dr inż. **Rafał Wrona** – Politechnika Lubelska, Wydział Mechaniczny, Instytut Silników Spalinowych, Transportu i Ekologii, r.wrona@pollub.pl