MECHANIKA
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
MECHANICS
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
5-M/2012
ZESZYT 10
ROK 109
ISSUE 10
YEAR 109

ANDRZEJ BIENIEK, ANDRZEJ AUGUSTYNOWICZ*

ZJAWISKA HYDRODYNAMICZNE W UKŁADZIE ZACISKU CIĘGNA SAMOCHODOWEJ PRZEKŁADNI CVT A WSKAŹNIKI JEJ PRACY

HYDRODYNAMIC PHENOMENA AT THRUST FORCE SYSTEM OF AUTOMOTIVE CVT TRANSMISSION AND THEIR OPERATING INDEXES

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono podstawowe zależności matematyczne, opisujące zjawiska zachodzące w układzie hydraulicznym przekładni bezstopniowej, uwzględniające działanie sił odśrodkowych na olej znajdujący się w cylindrach wywierających siłę zacisku cięgna pomiędzy powierzchniami stożkowymi kół przekładni. Publikacja zawiera opis proponowanej modyfikacji układu sterowania przekładnią dzięki zastosowaniu dodatkowego czujnika ciśnienia w układzie hydraulicznym. Równocześnie przedstawiono wyniki badań samochodowej przekładni CVT. Dokonano analizy wpływu zjawisk hydrodynamicznych na wybrane wskaźniki jej pracy, takie jak siła naporu (zacisku) cięgna na poszczególnych kołach przekładni, iloraz sił naporu, estymowanego współczynnika tarcia pomiędzy cięgnem a kołami przekładni. Modyfikacja algorytmu sterowania może przyczynić się do poprawy wskaźników pracy przekładni przy równoczesnym zapewnieniu jej bezpieczeństwa dzięki zminimalizowaniu możliwości wystąpienia poślizgu cięgna.

Słowa kluczowe: bezstopniowa przekładnia cięgnowa, siła zacisku cięgna, sprawność przekładni

Abstract

In the paper the mathematical description of phenomenon acting at hydraulic circuit of continuously variable transmission (CVT) is described. That take into consideration acting of centrifugal forces at oil into clamping chambers which affect as thrust forces at transmission belt operating between transmission pulleys conic surface. The publication include description of proposed modification of transmission control system during application of additional pressure sensor at transmission hydraulic circuit. There are also research results of automotive CVT presented. There are also analyzed influence of hydrodynamic phenomenon at chooses transmission operating indexes as thrust forces at transmission pulleys, thrust force ratio, estimated friction coefficient between transmission belt and transmission pulleys. Modification of control algorithm could take an effect as improvement of transmission operating indexes with simultaneously high safety of transmission during minimizing of possibilities of belt slip.

Keywords: Continously Variable Transmission, belt thrust force, transmission efficiency

* Dr inż. Andrzej Bieniek, dr hab. Andrzej Augustynowicz, Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Opolska.

1. Wstęp

W samochodowej cięgnowej przekładni bezstopniowej CVT (*Continously Variable Transmission*) wyposażonej w metalowe cięgno, przenoszenie momentu obrotowego jest możliwe dzięki siłom tarcia występującym pomiędzy stożkowymi powierzchniami kół przekładni a współpracującym z nim cięgnem [4, 6]. Wartość sił tarcia zależy między innymi od osiowej siły naporu działającej na powierzchniach stożkowych kół przekładni, a będącej wynikiem działania ciśnienia oleju znajdującego się w komorach zintegrowanych z przesuwną osiowo częścią koła przekładni [7, 8, 10]. Sterowanie podstawowymi parametrami pracy przekładni, takimi jak przełożenie czy zdolność do przenoszenia momentu obrotowego, odbywa się przez regulację ciśnienia oleju w układzie hydraulicznym przekładni. Tym samym konieczne jest sterowanie równocześnie ciśnieniem występującym zarówno w kole czynnym, jak i biernym. Obserwacja jednego z ważniejszych wskaźników pracy przekładni, jakim jest ciśnienie naporu występujące w kołach przekładni, jest możliwe dzięki zastosowaniu czujnika ciśnienia. Konstrukcja przekładni CVT oraz jej układu hydraulicznego, a w szczególności sposób doprowadzenia oleju do wirujących wraz z kołem przekładni cylindrów naporu powoduje, że czujnik ciśnienia umieszczony jest najczęściej w osi obracającego koła w pobliżu obwodu doprowadzającego olej do cylindra naporu. Skutkiem takiego umieszczenia czujnika jest technologicznie proste wykonanie połączenia z równoczesnym uzyskaniem łatwego podłączenia go do instalacji elektrycznej. W ruchu obrotowym koła zachodzą zjawiska hydrodynamiczne w oleju, które należy uwzględnić w algorytmie sterowania przekładnią [9]. Siły odśrodkowe działające na olej znajdujący się w cylindrach naporu przekładni powodują zmianę jego ciśnienia, a tym samym zmianę siły naporu w poszczególnych kołach przekładni. Wpływ zjawisk związanych z ruchem obrotowym komór naporu na wskaźniki pracy przekładni jest istotnym problemem, który wymaga zbadania i uwzględnienia w algorytmach sterowania przekładni bezstopniowej. Jest to związane również z zachowaniem założonego bezpieczeństwa pracy przekładni (zminimalizowanie zjawiska poślizgu) cięgna przy równoczesnym ograniczeniu nadmiernych sił naporu, które powodują m.in. spadek jej sprawności [5, 8, 10] Wymienione powyżej aspekty pracy przekładni mają również ogromne znaczenie, jeżeli chodzi o poprawę jej trwałości i niezawodności działania.

2. Siły odśrodkowe działające w przekładni CVT

2.1. Ciśnienie hydrodynamiczne w układzie hydraulicznym

Samochodowa przekładnia cięgnowa składa się z dwóch kół (czynnego i biernego). Każde z kół przekładni złożone jest z dwóch stożkowych tarcz, przy czym jedna z nich może przesuwać się poosiowo, druga zaś jest sztywno połączona z osią koła. Przesuwna tarcza jest zintegrowana z cylindrem naporu, wypełnionym podczas pracy przekładni olejem pod ciśnieniem. Ciśnienie oleju w układzie hydraulicznym jest wynikiem działania pompy hydraulicznej tłoczącej olej do opisywanego cylindra naporu. Podczas obrotu koła na olej znajdujący się tej komorze działają siły odśrodkowe, powodując przyrost jego ciśnienia hydrodynamicznego. Wzrost tego ciśnienia powoduje powstanie siły (jako wyniku działania ciśnienia na powierzchnię cylindra naporu) działającej na przesuwną tarczę koła. Jej przesunięcie w kierunku drugiej tarczy na stałe zespolonej z osią koła powoduje wzrost siły naporu (zacisku cięgna). Takie działanie wpływa na wiele wskaźników pracy przekładni,

jak np. zdolność do przeniesienia momentu obrotowego, wartość przełożenia, sprawność przekładni oraz inne – będące wynikiem zmiany wartości ilorazu sił naporu poszczególnych kół przekładni [5, 6]. Tak więc siła naporu działająca w kołach przekładni decyduje o wielu aspektach jej działania. Pomijając wpływ działania sił odśrodkowych na cięgno przekładni osiowa siła naporu jest wynikiem działania jej składowych pochodzących od oddziaływania ciśnienia oleju na wewnętrzne powierzchnie komory naporu oraz działania sprężyny dociskającej umieszczonej na kole (biernym) przekładni:

$$A = A_{\text{hyd}} + A_{\text{spr}} \tag{1}$$

gdzie:

A_{hyd} – siła naporu będąca wynikiem działania ciśnienia oleju na cylinder naporu [N],
A_{spr} – siła naporu będąca wynikiem działania sprężyny dociskającej koło [N].

Z kolei siła wynikająca z ciśnienia oleju działającego w cylindrze naporu może być podzielona na dwie składowe zależne od: ciśnienia statycznego mierzonego w osi koła przekładni A_{stat} oraz ciśnienia dynamicznego wynikającego z działania sił odśrodkowych w ruchu obrotowym A_{dyn}:

$$A_{\text{hyd}} = A_{\text{stat}} + A_{\text{dyn}} \tag{2}$$

gdzie:

A_{stat} – składowa siły naporu będąca wynikiem działania statycznego ciśnienia oleju na cylinder naporu [N],
A_{dyn} – składowa siły naporu będąca wynikiem działania dynamicznego ciśnienia oleju na cylinder naporu [N].

Rozpatrując składowe siły naporu działające na poszczególnych kołach przekładni można zapisać dla koła czynnego:

$$A_1 = S_1 \cdot p_{\text{stat1}} + A_{\text{dyn1}} \tag{3}$$

gdzie:

S_1 – powierzchnia naporu cylindra koła czynnego [m^2],
p_{stat1} – ciśnienie oleju (statyczne) w obwodzie koła czynnego [kPa],
A_{dyn1} – składowa siły naporu wywołana dynamicznym wzrostem ciśnienia naporu [N].

oraz odpowiednio siłę naporu koła biernego, uwzględniając występowanie sprężyny dociskającej przesuwną tarczę:

$$A_2 = S_2 \cdot p_{\text{stat 2}} + (k_{\text{spr}}(x_{\max} - x_a) + F_{\text{spr 0}}) + A_{\text{dyn 2}} \tag{4}$$

gdzie:

S_2 – powierzchnia naporu cylindra koła biernego [m^2],
p_{stat2} – ciśnienie oleju (statyczne) w obwodzie koła biernego [kPa],
k_{spr} – stała sprężystości sprężyny tarczy przesuwnej koła biernego [N·m^{-1}],
$x_{\max}$ – położenie tarczy przesuwnej dla maksymalnego promienia opasania koła [m],
x_a – położenie tarczy przesuwnej dla aktualnego promienia opasania koła [m],
F_{spr0} – siła dociskowa sprężyny dla położenia maksymalnego promienia opasania [N],
A_{dyn2} – składowa siły naporu wywołana dynamicznym wzrostem ciśnienia naporu [N].

Składowa dynamiczna siły naporu zależy od prędkości kątowej koła przekładni, własności zastosowanego oleju (głównie jego gęstości) oraz wymiarów geometrycznych cylindra naporu:

$$A_{\mathrm{dyn}\,i} = \frac{\pi \omega_i^2 \rho_{\mathrm{oil}}}{4}\left(R_{\mathrm{oci}}^4 - R_{\mathrm{sci}}^4\right) \tag{5}$$

gdzie:

ω_i – prędkość kątowa i-tego koła przekładni [rad/s],
ρ_{oil} – gęstość oleju w układzie hydraulicznym przekładni [kg/m^3],
R_{oci} – zewnętrzny promień cylindra naporu koła i [m],
R_{sci} – wewnętrzny promień cylindra naporu koła i [m],
i – oznaczenie kół przekładni $i = 1$ – koło czynne, $i = 2$ – koło bierne.

Parametry zależne od konstrukcji cylindra naporu oraz własności zastosowanego oleju można zastąpić współczynnikiem oddziaływania sił odśrodkowych zapisanym następująco:

$$c_{di} = \frac{\pi \rho_{\mathrm{oil}}}{4}\left(R_{oci}^4 - R_{sci}^4\right) \tag{6}$$

Wartość tego współczynnika można przyjąć jako stałą w danej temperaturze oleju. Należy jednak zwrócić uwagę, że zmiana temperatury oleju ma niewielki wpływ na zmianę jego gęstości. Według badań [3] wzrost temperatury oleju o 60°C (z 40 do 100°C) powoduje spadek jego gęstości o ok. 3%, wobec tego z pewnym uproszczeniem można przyjąć stałą wartość gęstości oleju w układzie hydraulicznym przekładni. Wówczas rozpatrywany współczynnik dynamiczny siły naporu wynosi odpowiednio dla koła czynnego:

$$c_{d1} = \frac{\pi \rho_{\mathrm{oil}}}{4}\left(R_{oc1}^4 - R_{sc1}^4\right) \tag{7}$$

oraz dla koła biernego

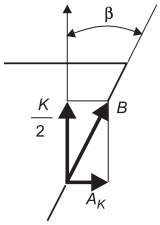
$$c_{d2} = \frac{\pi \rho_{\mathrm{oil}}}{4}\left(R_{oci2}^4 - R_{sci2}^4\right) \tag{8}$$

Ostatecznie można zapisać wartość składowej dynamicznej siły naporu dla poszczególnych kół przekładni jako:

$$A_{\mathrm{dyni}} = c_{di} \cdot \omega_i^2 \tag{9}$$

2.2. Siły odśrodkowe działające na cięgno przekładni

Rozpatrując działanie cięgnowej przekładni bezstopniowej z segmentowym cięgnem metalowym (pchanym), należy uwzględnić również działanie sił odśrodkowych na poszczególne jego segmenty. Cięgno metalowe współpracujące ze stożkowymi powierzchniami tarcz tworzącymi koła przekładni na promieniu r poddawane jest oddziaływaniu siły odśrodkowej K skierowanej na od osi koła na zewnątrz.



Rys. 1. Wybrane składowe sił w elementarnym fragmencie cięgna działające w płaszczyźnie równoległej do osi koła przekładni

Fig. 1. Choosen forces at piece of belt acting at plane parallel to axis of transmission pulley

Siłę tę można rozpatrywać jako składową siły naporu A_k zgodnie z zależnością

$$A_K = \frac{1}{2} K \cdot \mathrm{tg}\beta \tag{10}$$

gdzie:

K – siła odśrodkowa działająca na segmenty cięgna przekładni [N],

β – kąt pochylenia bieżni koła przekładni [°].

Uwzględniając jednostkową masę cięgna oraz promień opasania koła przekładni można zapisać składową A_k siły naporu jako:

$$A_K = \frac{1}{2} m_j \cdot r_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \mathrm{tg}\beta \tag{11}$$

gdzie:

m_j – jednostkowa masa cięgna przekładni [kg/m],

r_1 – promień opasania koła czynnego [m].

Algorytm sterowania ciśnieniem w cylindrach naporu wpływający na osiową siłę naporu powinien uwzględniać minimalną (graniczną) wartość siły naporu, gwarantującą brak ciągłego poślizgu cięgna, a uwzględniający m.in. działanie sił odśrodkowych na cięgno przekładni:

$$A_{\min} = \frac{T_o}{2\mu_T r_1 \cos\beta} + A_K \tag{12}$$

gdzie:

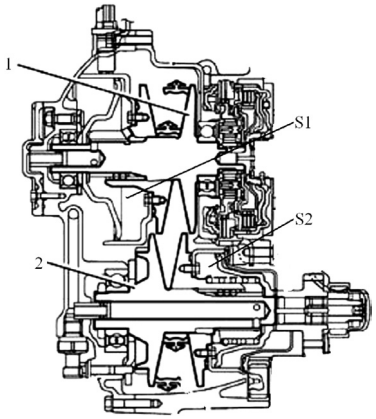
T_o – moment obrotowy wejściowy przenoszony przez przekładnię [N·m],

μ_t – współczynnik tarcia pomiędzy cięgnem a powierzchniami stożkowymi tarcz [–].

3. Badania samochodowej przekładni CVT

3.1. Obiekt badań

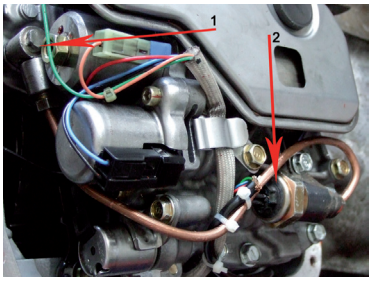
W celu przeprowadzenia analizy wpływu zjawisk hydrodynamicznych w obwodzie hydraulicznym przekładni na warunki pracy przekładni CVT przeprowadzono badania drogowe samochodowej cięgnowej przekładni bezstopniowej z cięgnem segmentowym (pchanym) CVT Fuji Hyper M6 (rys. 2).



Rys. 2. Schemat konstrukcji badanej przekładni bezstopniowej: 1 – koło czynne, 2 – koło bierne, S1 – powierzchnia naporu cylindra koła czynnego, S2 – powierzchnia naporu cylindra koła biernego [6]

Fig. 2. Scheme of the research CVT: 1 – primary pulley, 2 – secondary pulley, S1 – clamping area of primary chamber, S2 – clamping area of secondary chamber [6]

Badana przekładnia CVT działa, opierając się na układzie hydraulicznym wyposażonym w elektrozawory sterowane jednostką ECU (*Electronic Control Unit*). Dzięki wysterowaniu elektrozaworów możliwe jest ustalenie ciśnienia w poszczególnych cylindrach naporu, a przez to uzyskanie zadanych wartości przełożenia przekładni oraz zdolności do przeniesienia momentu obrotowego. Standardowo monitorowane jest ciśnienie w kole biernym przekładni, zaś układ hydrauliczny badanej przekładni wyposażono w dodatkowy czujnik ciśnienia, przyłączony do obwodu koła czynnego. Dzięki temu możliwe jest uzyskanie pełniejszej informacji o warunkach pracy przekładni, a w szczególności współpracy koła czynnego z cięgnem (ciśnienie w obwodzie koła czynnego) oraz parametrów pracy przekładni, takich jak np. iloraz sił naporu przyłożonych do kół przekładni. Na rysunku 3 przedstawiono zmodyfikowany układ hydrauliczny przekładni umożliwiający monitorowanie i sterowanie ciśnieniem w kole czynnym. Podstawowe parametry badanej przekładni CVT przedstawiono w tabeli 1.



Rys. 3. Modyfikacja układu hydraulicznego przekładni CVT: 1 – przyłącze układu hydraulicznego, 2 – czujnik monitorujący ciśnienie w obwodzie koła czynnego

Fig. 3. Modification of CVT hydraulic system: 1 – hydraulic system connect line, 2 – primary pressure monitoring sensor

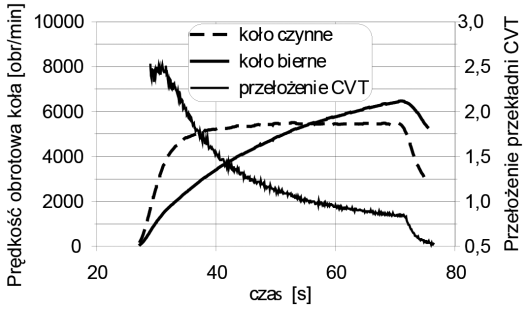
Tabela 1

Podstawowe parametry przekładni Fuji Hyper M6

Lp.	Parametr	Wartość
1	Zakres przełożeń	0,442–2,432
2	Rodzaj sterowania	El. – hydrauliczny
3	Rodzaj cięgna	Metalowe pchane
4	Jednostkowa masa cięgna	1,6 kg/m
5	Zakres ciśnień w układzie hydraulicznym	1,80–5,35 Pa
6	Powierzchnia naporu koła czynnego S_1	0,0207 m^2
7	Powierzchnia naporu koła biernego S_2	0,0097 m^2
8	Kąt pochylenia powierzchni koła β	11°
9	Rozstaw osi kół przekładni a	0,155 m
10	Długość cięgna l	0,648 m
11	Współczynnik konstrukcyjny przekładni κ	0,3871
12	Współczynnik dynamiczny siły naporu koła czynnego c_{d1}	0,0325
13	Współczynnik dynamiczny siły naporu koła biernego c_{d2}	0,0080
14	Gęstość oleju	860 kg/m^3

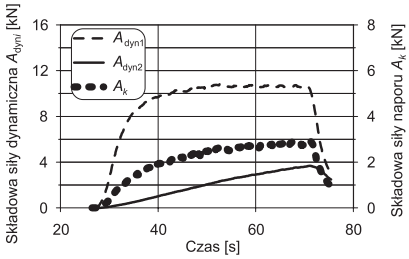
3.2. Osiowe siły naporu

Badania przekładni CVT działającej w układzie napędowym samochodu osobowego Fiat Punto II Speadgear przeprowadzono podczas dynamicznej próby rozpędzania pojazdu. Próby rozpędzania przeprowadzono z pełnym otwarciem przepustnicy, co umożliwiło pełne obciążenie przekładni. Dzięki temu możliwa była również analiza wpływu czynników dynamicznych na warunki pracy przekładni. Przebieg zmian prędkości obrotowej kół i przełożenia przekładni przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Przebieg zmiany wartości przełożenia przekładni i prędkości obrotowych jej kół

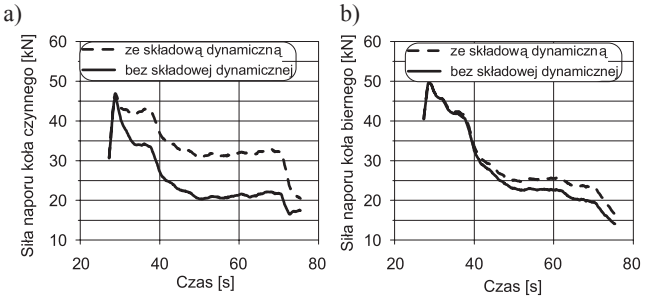
Fig. 4. Change of transmission ratio and pulleys rotational speed



Rys. 5. Przebieg składowych siły naporu dynamicznych

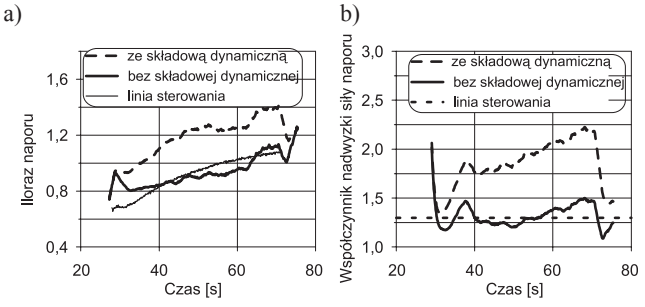
Fig. 5. Course of dynamic thrust force composite

Wykorzystując zależności 9 oraz 11, określono wartości składowych dynamicznych sił naporu (rys. 5). Parametry konstrukcyjne cylindrów naporu oraz zmiany ich prędkości kątowych skutkują działaniem składowej dynamicznej siły naporu przekraczającej maksymalnie 10 kN na kole czynnym i ok. 4 kN na kole biernym. Z kolei składowa A_k przyjmuje wartości dochodzące do 3 kN. Porównanie przebiegu sił naporu uwzględniające składową dynamiczną oraz brak jej uwzględnienia przedstawiono dla koła czynnego na rys. 6a, zaś dla koła biernego na rys. 6b. Wpływ zjawisk hydrodynamicznych w hydraulicznym układzie zacisku cięgna jest zdecydowanie większy na kole czynnym, gdzie powoduje zwiększenie siły naporu maksymalnie o ok. 50%, równocześnie generując wzrost na kole biernym o ok. 20%.



Rys. 6. Przebieg siły naporu: a) koła czynnego, b) koła biernego

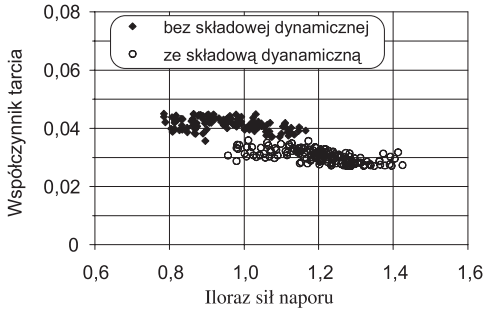
Fig. 6. Course of thrust force at: a) primary pulley, b) secondary pulley



Rys. 7. Przebieg: a) ilorazu sił naporu oraz b) współczynnika nadwyżki siły naporu

Fig. 7. Course of: a) thrust force ratio and b) index of trust force surplus

Składowa dynamiczna siły naporu wpływa również na przebieg ilorazu sił naporu, co w porównaniu z teoretyczną linią sterowania, zapewniającą nadwyżkę siły naporu o wartości 1,3 (zapewnienie bezpieczeństwa pracy przekładni), pokazuje brak uwzględnienia w standardowym algorytmie sterownia zjawisk hydrodynamicznych występujących w przekładni (rys. 7a i 7b), przy czym współczynnik nadwyżki siły naporu jest tutaj rozumiany jako iloraz aktualnej siły naporu do jej wartości granicznej A_{min}, przyjmując wartość współczynnika tarcia pomiędzy cięgnem a kołami przekładni o wartości 0,06 [8].



Rys. 8. Estymowany współczynnik tarcia pomiędzy kołem przekładni a jej cięgnem

Fig. 8. Estimated friction coefficient between pulley and transmission belt

W celu określenia warunków współpracy cięgna z kołami przekładni dokonano estymacji współczynnika tarcia pomiędzy kołem czynnym a cięgnem przekładni dla przypadku uwzględniającego zjawiska hydrodynamiczne oraz w przypadku ich braku (rys. 8). Jak pokazuje analiza, następuje wyraźna równica w rozmieszczeniu punktów estymacji dla tych dwóch przypadków.

4. Wnioski

Działanie algorytmu sterującego układem przeniesienia napędu z bezstopniową przekładnią cięgnową wymaga dalszego doskonalenia w celu poprawy wskaźników jego pracy. Poprawa jakości działania jest możliwa dzięki uwzględnieniu w algorytmach sterowania wielu zjawisk występujących podczas pracy przekładni CVT. Jak wykazały wstępne analizy, uwzględnienie zjawisk hydrodynamicznych występujących w układzie hydraulicznym przekładni ma istotne znaczenie dla wielu aspektów jej działania. Istotna z tego punktu widzenia jest więc możliwość poprawy takich wskaźników jak np. sprawność przekładni dzięki obniżeniu siły naporu do niezbędnego minimum. Na uwagę zasługuje fakt, że uwzględnienie hydrodynamicznych zjawisk występujących w przekładni umożliwiłoby zmniejszenie ciśnienia naporu wytwarzanego przez pompę w przypadku wysokich prędkości obrotowych nawet o kilkadziesiąt procent, co pozytywnie wpłynęłoby na sprawność przekładni. Równocześnie jednak należy uwzględnić bezpieczeństwo jej działania, powodując zmniejszenie niebezpieczeństwa wystąpienia długotrwałego poślizgu cięgna, co pozwoli na uzyskanie wysokiej niezawodności i trwałości przekładni CVT.

Literatura

[1] Bieniek A., *Analysis of transmission load and frictional conditions in continuously variable transmission*, International Congres Motor Vehicles & Motors, Kragujevac 2006, nr 20060064, 1-4.

[2] Bieniek A., Jantos J., *Applying of frictional conditions estimation at thrust force control in continuously variable transmission*, JSAE Paper, No. 20074543, CVT & Hybrid Conference, Yokohama 2007.

[3] Evonik RohMax Oil Additives – CVT fluid Viscoplex 0-220 – materiały informacyjne, 2008.

[4] Grzegożek W., *Przekładnie o ciągłej zmianie przełożenia (CVT) w układach napędowych pojazdów*, Kraków 2011.

[5] van der Laan M., van Drogen, M., *Improving push belt CVT efficiency by clamping force control strategies based on variator slip measurement*, International Symposium on the TVT, Vol. 2005, 1-6.

[6] *Fiat Punto Speedgear – Arbeits und Informationsunterlagen*, 2000.

[7] Ryu W., Kim H., *CVT ratio control with consideration of CVT system loss*, International Journal of Automotive Technology, Vol. 9, No. 4, 2008, 459-465.

[8] Sauer G., *Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes*, VDI Verlag, nr 293, 1996.

[9] Veenhuizen P., Bonsen B., Klaassen T., van der Meeraker K., *Simulated behavior of a vehicle with V-belt geared neutral transmission with variator slip control* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 219, 2005, 1321-1330.

[10] Yamagucci A., Tani H., Hayakawa K., *Measurement and Estimation Technologies for the Experimental Analysis of Metal V-belt Type CVTs*, R&D Review of Toyota CRDL, Vol. 40, No. 3, 2006, 21-29.