

Article citation info:

Goszczak J, Radzyński B. Test stand for modelling hydraulically controlled continuously variable transmission. The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2017; 78(4): 63-77, <http://dx.doi.org/10.14669/AM.VOL78.ART5>

## **Stanowisko badawcze do modelowania własności hydraulicznych przekładni cvt**

**JAROSŁAW GOSZCZAK<sup>1</sup>, BARTOSZ RADZYMŃSKI<sup>2</sup>**

Politechnika Łódzka

### **Streszczenie**

W artykule opisano stanowisko badawcze opracowane w Katedrze Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej, pozwalające na analizę zjawisk hydraulicznych zachodzących w samochodowej przekładni bezstopniowej o sterowaniu hydraulicznym współpracującej z pasem pchanym lub łańcuchem.

W artykule przedstawiono krótką charakterystykę tego typu przekładni oraz stosowane dziś rodzaje sterowania przełożeniem. W dalszej części skupiono się na najpopularniejszym dziś rozwiązaniu hydraulicznym. Wobec znanych niedoskonałości klasycznego układu w tego typu przekładniach z jedną pompą o stałej objętości jednostkowej, opracowane zostało nowe rozwiązanie w celu podniesienia sprawności.

Opisywane stanowisko badawcze umożliwia przeprowadzenie różnorodnych testów wspomnianego, nowego rozwiązania. Osiągnięto to poprzez odpowiedni dobór układu dźwigniowego, sprzęgającego ruch dwóch siłowników, dzięki któremu dla każdego stosunku ciśnień w obu siłownikach wypracowana zostaje nowa równowaga sił a odpowiednie przemieszczenia na stanowisku badawczym są proporcjonalne do przesunięć w referencyjnej przekładni CVT. Przedstawiono sposób w jaki uzyskano podobieństwo stanowiska do układu z rzeczywistej przekładni Jatco CVT7 oraz przykładowe wyniki badań.

**Słowa kluczowe:** ciśnienia, układ hydrauliczny, przekładnia CVT, zależności geometryczne

---

<sup>1</sup> Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, Poland; e-mail: [jaroslaw.goszczak@p.lodz.pl](mailto:jaroslaw.goszczak@p.lodz.pl)

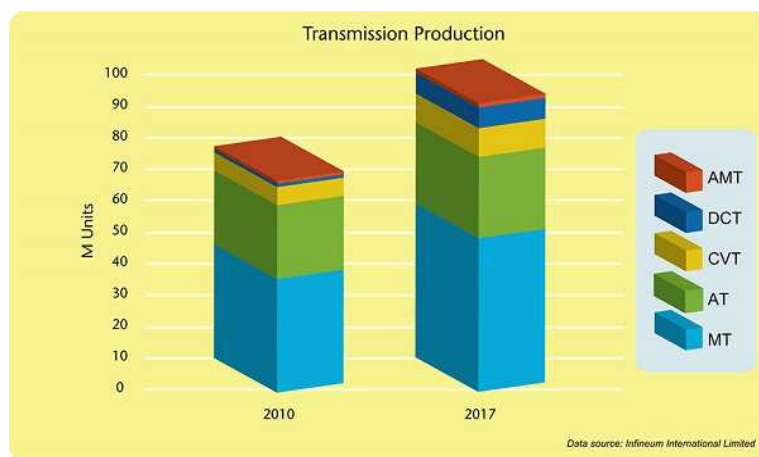
<sup>2</sup> Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, Poland; e-mail: [bartosz.radzynski@p.lodz.pl](mailto:bartosz.radzynski@p.lodz.pl)

## 1. Wstęp

Od pojawienia się pierwszego pojazdu z przekładnią bezstopniową minął już ponad wiek[6], jednak ten typ przekładni został szerzej wprowadzony do produkcji dopiero za sprawą rozwiązania opracowanego przez Hub van Doorne'a, gdy w 1965 roku wszystkie ówczesne samochody osobowe marki DAF zostały wyposażone w bezstopniowe przekładnie typu Variomatic[12].

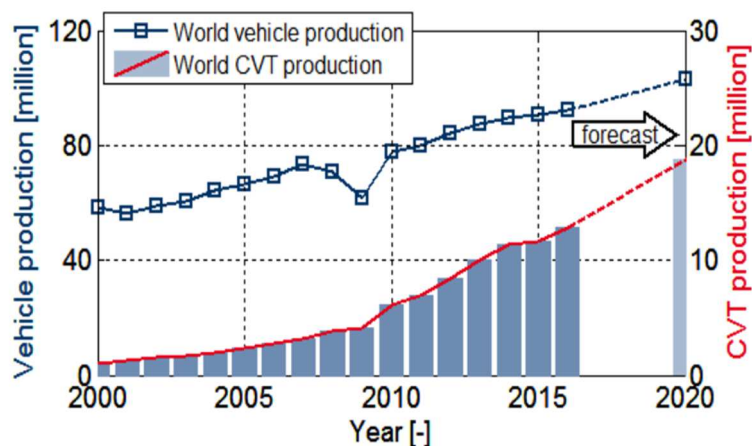
Dzięki rozwojowi inżynierii materiałowej oraz automatyki poczynionemu w ciągu ostatnich dwóch/trzech dekad możliwe stało się przenoszenie przez pas (ang. pushbelt[12]) lub łańcuch momentów obrotowych umożliwiającą wykorzystanie osiągnięć obecnych silników spalinowych oraz kontrolowanie połączenia silnik-przekładnia CVT tak, aby zapewnić optymalne warunki pracy tegoż zestawienia. Kryterium optymalizacyjnym może być wartość maksymalnego momentu obrotowego, mocy maksymalnej, najmniejszego jednostkowego zużycia paliwa lub np. najmniejszej emisji szkodliwych substancji.

W wyniku tych osiągnięć nieustannie wzrasta udział przekładni bezstopniowych w produkcji automatycznych skrzyń biegów. Zestawienie udziału tego typu przekładni w latach 2010 oraz 2017 (prognoza) przedstawia rysunek nr 1.



Rys. 1. Zestawienie udziału poszczególnych typów skrzyń biegów w produkcji światowej[13]  
 AMT- zautomatyzowane manualne skrzynie biegów, DCT- dwusprzęgłowe skrzynie biegów,  
 CVT- bezstopniowe skrzynie biegów, AT- klasyczne automatyczne skrzynie biegów, MT-  
 manualne skrzynie biegów

Wykres następnym przedstawia natomiast światową produkcję skrzyń biegów o bezstopniowej zmianie przełożenia (pomocnicza oś rzędnych) w milionach sztuk w porównaniu ze światową produkcją samochodów podaną również w milionach sztuk. Przewiduje się, że w roku 2020 w przybliżeniu co piąty pojazd będzie wyposażony w tego typu przekładnię.



Rys. 2. Światowa produkcja przekładni CVT w zestawieniu z produkcją pojazdów[11]

Wzrost sprzedaży tego typu rozwiązania oraz dalszy rozwój techniki powodują, że przekładnie bezstopniowe wciąż są rozwijane. Oprócz wielkich graczy na rynku CVT takich jak Bosch Transmission Technology[12], LuK[14], czy Jatco[15] istnieją mniejsze firmy, specjalizujące się w opracowywaniu nowych technologii dla przekładni bezstopniowej takie jak np. Gear Chain Industrial B.V[16] czy Varibox[17]. Tematyką tą zajmują się również liczne uniwersytety techniczne. Jednym z nich jest Politechnika Łódzka, gdzie opracowano rozwiązanie sterowania hydraulicznego przełożeniem, którego zastosowanie może przynieść znaczącą oszczędność energii[4].

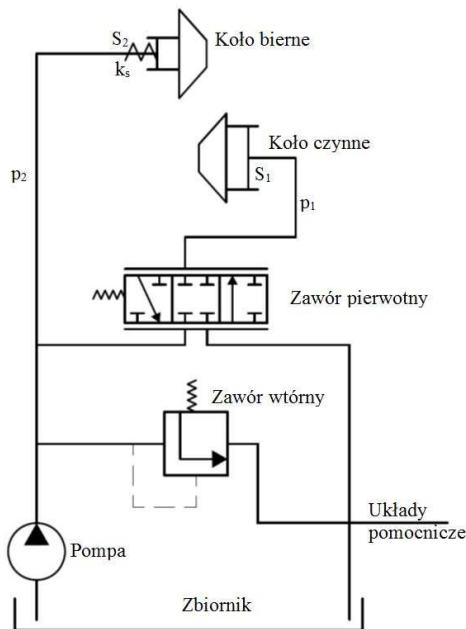
Niniejszy artykuł po przedstawieniu stosowanych obecnie sposobów sterowania przełożeniem przekładni bezstopniowej omawia stanowisko badawcze zaprojektowane i zbudowane w Katedrze Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej do testowania własności hydraulicznych układu hydraulicznego przekładni CVT, bez konieczności wykonywania czasochłonnego i kosztownego prototypu.

## 2. Sterowanie przełożeniem w przekładniach CVT

Pośród wielu idei bezstopniowej zmiany przełożenia obecnie popularne jest rozwiązanie z parą kół pasowych stożkowych i pasem pchanym (głównie produkcji firmy BOSCH) lub łańcuchem (przede wszystkim produkcji firmy LuK).

Jeżeli chodzi zaś o sam sposób realizacji przesuwu osiowego kół pasowych, a tym samym sterowania przełożeniem to można wyróżnić trzy typy konstrukcji[1]: hydrauliczny[9], elektrohydrauliczny[2] oraz elektro-mechaniczny[8].

Zdecydowanie najpopularniejszym dziś rozwiązaniem jest konstrukcja z siłownikami hydraulicznymi i ona będzie tematem dalszych rozważań. Typowe rozwiązanie stosowane przez producentów skrzyń biegów CVT, (m.in. firmę Jatco) przedstawione jest na rysunku nr 3.



Rys. 3. Konwencjonalny układ hydrauliczny przekładni CVT[7]

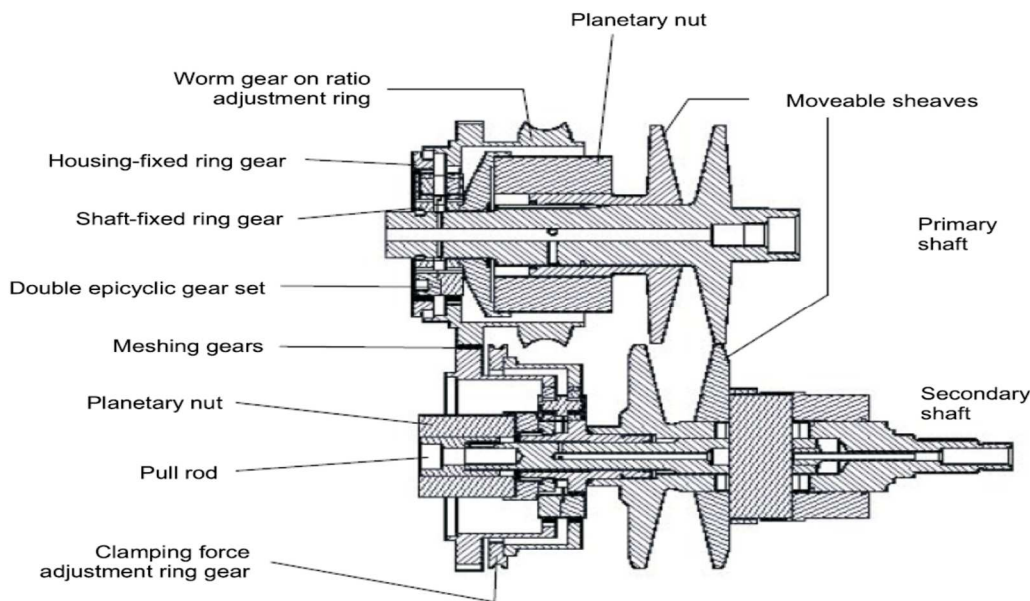
[7] Siły naporu w stożkowych kołach przekładni są generowane w sposób hydrauliczny przez oddziaływanie ciśnienia (odpowiednio  $p_1$  oraz  $p_2$ ) na powierzchnię naporu  $S_1$  oraz  $S_2$ . Na schemacie zaznaczono wyłącznie ruchome tarcze stożkowych kół przekładni. Zawór wtórny kontroluje w układzie ciśnienie oleju podawanego przez pompę, a więc w konsekwencji ciśnienie w obwodzie koła biernego (tj. w obwodzie wtórnym). Nadmiarowy przepływ z pompy jest kierowany w stronę układów pomocniczych (chłodnica i filtr oleju). Ciśnienie w obwodzie pierwotnym  $p_1$  jest sterowane za pomocą zaworu pierwotnego, zmniejszającego wejściowe ciśnienie  $p_2$ . Przy prawidłowym ustawieniu elektrozaworów hydraulicznych, ciśnienia  $p_1$  i  $p_2$  mogą być tak dobrane, aby utrzymywać dowolny stacjonarny punkt pracy przekładni. Dzięki temu, że powierzchnia naporu siłownika koła czynnego jest większa od powierzchni naporu siłownika koła biernego, siła naporu w kole czynnym może być większa od siły naporu w kole biernym ( $S_1 > S_2$ ), mimo że ciśnienie w obwodzie koła czynnego nie może być większe od ciśnienia w obwodzie koła biernego.

W związku z opisaną zasadą działania, obwód ten mimo swojej popularności (jest najczęściej stosowany) posiada znaczną wadę w postaci niskiej sprawności układu, szczególnie w przypadku wysokich wartości prędkości obrotowych silnika samochodu. Wynika to z faktu, iż wał pompy o stałej objętości jednostkowej napędzany jest poprzez przekładnię łańcuchową od silnika pojazdu (rozwiązanie stosowane m.in. w popularnej przekładni firmy Jatco, model CVT7). Przy zastosowaniu pompy o dużej objętości jednostkowej, przy wyższych prędkościach obrotowych powstaje wyraźny nadmiar wydajności pompy, który upuszczany jest do miski olejowej, powodując straty energii. Jak znaczne mogą być wartości mocy pobieranej przez pompę przekładni CVT w konwencjonalnym zastosowaniu można przeczytać

w [5], natomiast o sprawności przekładni CVT i potencjalnych możliwościach jej zwiększenia w [1].

Układem sterowania elektro-hydraulicznego jest m. in. koncepcja opisana w dalszej części artykułu, przedstawiona na rys. 5. Główną różnicą jest zastosowanie silników elektrycznych do napędu pompy (lub pomp). Pozwala to na dostosowanie wydajności oleju do aktualnie panujących potrzeb. Inną zaletą tego rozwiązania jest możliwość pracy układu hydraulicznego w pojazdach z systemem start/stop oraz hybrydowych, gdzie silnik spalinowy jest okresowo wyłączany. Według [2] zastosowanie tego typu sterowania może prowadzić do zredukowania mocy potrzebnej do sterowania przekładnią o ponad 83% oraz do około 5% oszczędności w zużyciu paliwa względem konwencjonalnego układu hydraulicznego.

Schemat jednej z koncepcji sterowania elektro-mechanicznego przedstawiono na rysunku 4. W rozwiązaniu tym zastosowano dwie podwójne przekładnie planetarne - każda z nich o tych samych wymiarach. W każdej parze przekładni połączono jedno koło pierścieniowe z serwomotorem. Pierwszy serwomotor umożliwia zmianę przełożenia, drugi natomiast regulację siły docisku na kołach stożkowych. W[8] podaje się, iż stosując ten typ sterowania można uzyskać do 10% oszczędności w zużyciu paliwa względem układu z klasycznym sterowaniem hydraulicznym.



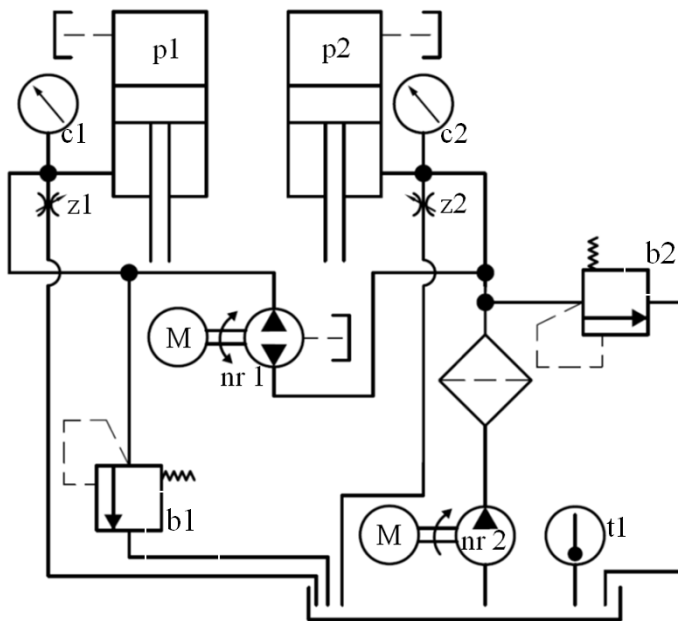
Rys. 4. Schemat sterowania elektro-mechanicznego- Empact CVT [8]

### 3. Sposób odwzorowania rzeczywistej przekładni CVT na stanowisku badawczym

Zajmując się hydraulicznym układem sterowania przełożeniem (najszerzej dziś stosowanym) opracowano wspomniane już rozwiązanie, którego zastosowanie może w znaczny sposób ograniczyć straty energii w tego typu przekładniach, szczególnie w okresach poruszania się pojazdu ze stałym przełożeniem.

Szczegóły tego rozwiązania podano w [4] i nie będą dokładnie tutaj rozpatrywane. Dla umożliwienia analizy dalszej części niniejszego artykułu przytoczony zostanie jedynie schemat hydrauliczny wyjaśniający zasadę pracy- rys. 5. Pompa dwustronnego działania 1 odpowiedzialna jest za utrzymywanie właściwego przełożenia oraz ciśnienia  $p_1$ . Przepompowuje ona olej pomiędzy dwoma siłownikami kół pasowych o tych samych polach. Pompa nr 2 odpowiedzialna jest za utrzymanie właściwego ciśnienia  $p_2$  w układzie oraz kompensację zmian objętości oleju w układzie.

W literaturze można spotkać inne ośrodki pracujące nad tego typu rozwiązaniem[16].



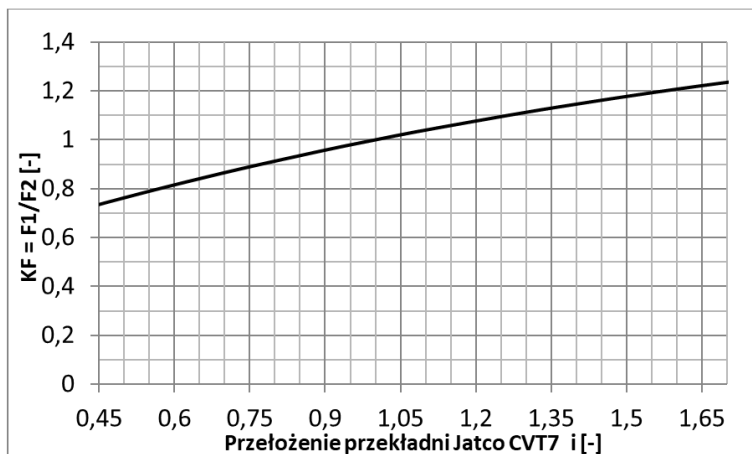
Rys.5. Schemat układu hydraulicznego sterowania przekładnią CVT w proponowanym rozwiązaniu[4]

Aby umożliwić zbadanie wyżej opisanej propozycji układu hydraulicznego konieczne było opracowanie i wykonanie prototypu skrzyni biegów lub stanowiska badawczego, modelującego zjawiska hydrauliczne. Z powodu czasochłonności wykonania kompletnego prototypu skrzyni biegów o równych polach powierzchni i o zasilaniu dwoma pompami hydraulicznymi, zdecydowano się na opracowanie stanowiska badawczego modelującego zachowanie przekładni, składającego się z dwóch siłowników hydraulicznych połączonych odpowiednim układem dźwigniowym (rys. 7) .

Kluczową kwestią, która musiała być zachowana było podobieństwo zmian położenia (a przez to przełożenia) siłowników na stanowisku oraz w rzeczywistej przekładni CVT. Jako referencyjna skrzynia biegów została wybrana przekładnia Jatco CVT7. Podczas zmiany przełożenia (stosunku sił) od pierwotnego stanu ustalonego do nowego stanu ustalonego, położenia siłowników w modelu oraz przekładni referencyjnej powinny być do siebie proporcjonalne, co skutkuje proporcjonalnością przetłaczanych objętości oleju.

Rozwiązanie tej kwestii wymagało znaczącego nakładu pracy ze względu na nieliniowy charakter zmiany przełożenia względem zmian stosunku sił pochodzących od obu siłowników. Stosunek wartości siły pochodzącej od pierwszego siłownika do wartości siły pochodzącej od drugiego siłownika będzie w dalszej części artykułu zwany zmienną KF. W przypadku proponowanego rozwiązania z dwoma pompami hydraulicznymi, stosunek ten pokrywa się ze stosunkiem ciśnień, ze względu na równe pola powierzchni siłowników. Wspomnianą, nieliniową charakterystykę przekładni Jatco CVT7 przedstawia wykres nr 6.

Należy w tym miejscu wyraźnie zaznaczyć, iż ze względu na współdziałanie w powstawaniu niniejszego rozwiązania kooperanta z przemysłu francuskiego przyjęto definicję przełożenia jako stosunku prędkości obrotowej wału napędzanego do prędkości obrotowej wału napędzającego, a więc odwrotnie niż to jest praktykowane w Polsce.



Rys. 6. Charakterystyka przekładni Jatco CVT7

Wymagane podobieństwo na stanowisku badawczym osiągnięto poprzez odpowiednio dobrany układ dźwigniowy łączący oba siłowniki. Dobór położenia punktu obrotu obu siłowników zapewnia wcześniej wspomniane podobieństwo w całym zakresie przełożeń oraz powoduje, iż dla każdego stosunku ciśnień wypracowywana zostaje nowa równowaga sił.

Zależności geometryczne pozwalające na znalezienie miejsca obrotu przedstawiono poniżej wzory (1) do (9). Oznaczenia jak na rys nr 7.

Kolorem czerwonym naniesiono punkty i odległości, których wartość lub położenie zmienia się w zależności od położenia (symulowanego przełożenia) układu dźwigniowego. Wyjątek

stanowią również zmienne wartości ramion oznaczone na zielono. Na niebiesko oznaczono odległości, których położenie lub wartość są stałe.

$H_1, H_2$  - wysunięcie tłoczków siłowników względem położenia przy równych ciśnieniach. Zmienne przyjmują znak dodatni przy wydłużaniu całkowitej długości siłownika.

$B$  - długość siłowników przy równych ciśnieniach

$L=L_1=L_2$  - długość ramion siłowników

$C$  - odległość środka obrotu „O” od środka ramion „S”

$\Delta\alpha$  [rad] - odchylenie od położenia początkowego. Przyjmuje wartości dodatnie dla  $H_1 < 0$ .

$ram_1, ram_2$  - długości ramion działania sił pochodzących od siłowników względem punktu obrotu

$\alpha_0$  - wychylenie początkowe

$$\alpha_1 = \alpha_0 - \Delta\alpha$$

$$\alpha_2 = \alpha_0 - \Delta\alpha$$

$$B + H_1 = \sqrt{(OM^2 + OP^2) - 2 \cdot OM \cdot OP \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (1)$$

$$H_1 = \sqrt{(OM^2 + OP^2) - 2 \cdot OM \cdot OP \cdot \cos(\alpha_1)} - B \quad (2)$$

$$B + H_2 = \sqrt{(OM^2 + OP^2) - 2 \cdot OM \cdot OP \cdot \cos(\alpha_2)} \quad (3)$$

$$H_2 = \sqrt{(OM^2 + OP^2) - 2 \cdot OM \cdot OP \cdot \cos(\alpha_1)} - B \quad (4)$$

$$A_1 = \frac{OP \cdot OM \cdot \sin(\alpha_1)}{2} \quad (5)$$

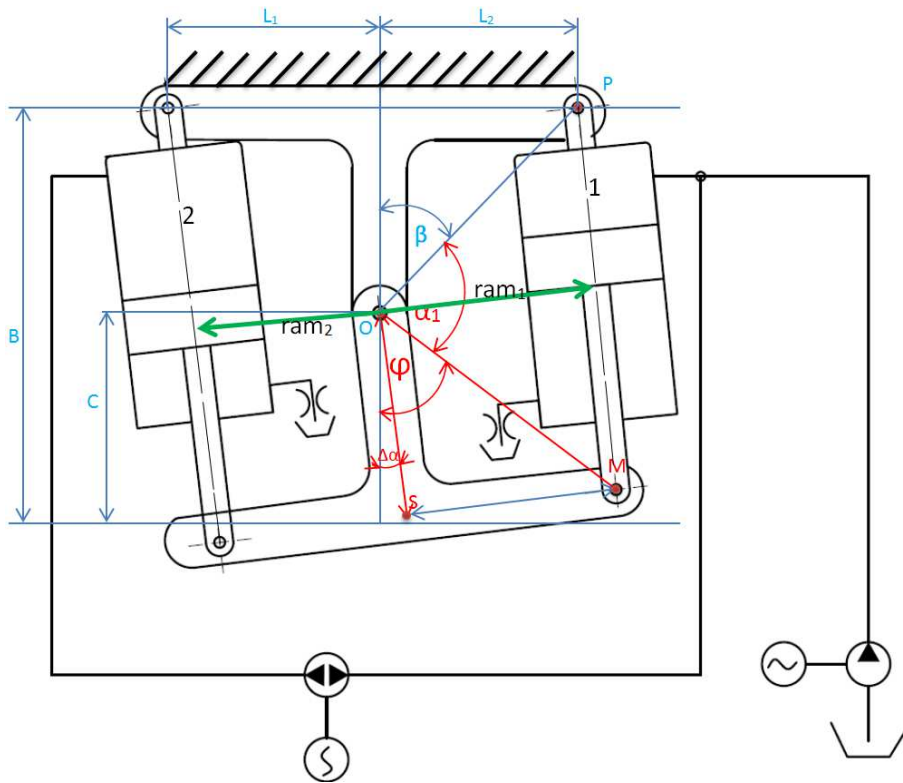
$$A_2 = \frac{OP \cdot OM \cdot \sin(\alpha_2)}{2} \quad (6)$$

$$ram_1 = \frac{2 \cdot A_1}{B + H_1} \quad (7)$$

$$ram_2 = \frac{2 \cdot A_2}{B + H_2} \quad (8)$$

$$i_{sym} = \frac{ram_1}{ram_2} \quad (9)$$

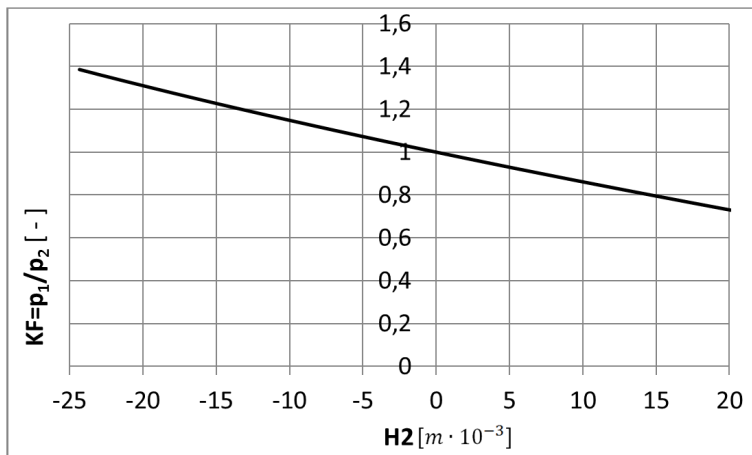




Rys. 7. Schematyczne przedstawienie stanowiska badawczego wraz z oznaczeniami niezbędnymi do określenia właściwej geometrii układu dźwigniowego

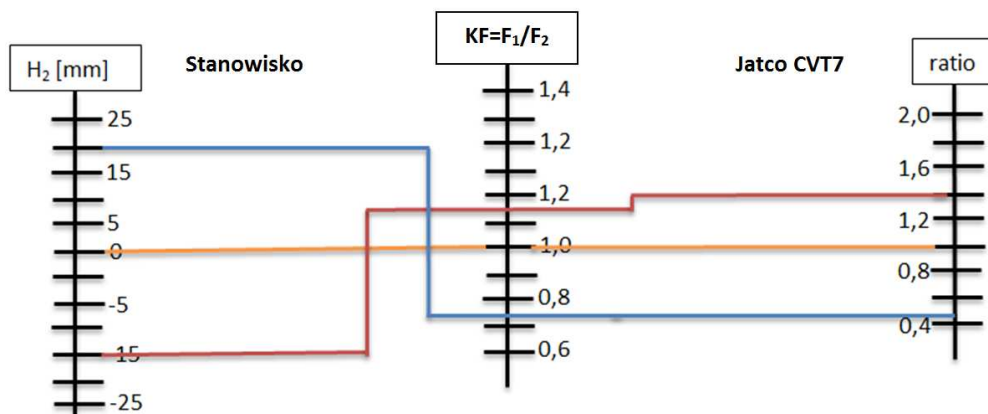
Znając charakterystykę przekładni Jatco CVT7 przedstawioną na rys. nr 6 (przełożenie przekładni w funkcji KF), oraz powyżej przedstawione zależności opisujące stanowisko badawcze, możliwe jest dobranie punktu podparcia tak, aby jak najlepiej zachowana została wcześniej wspomniana proporcjonalność.

Określenie relacji między położeniami siłowników układu dźwigniowego a symulowanym przełożeniem rzeczywistej przekładni możliwe jest poprzez zmienną KF. W tym celu należy porównać wykres 6 z charakterystyką stanowiska badawczego (KF w funkcji wysunięcia drugiego siłownika), którą przedstawiono na wykresie 8. Za zmienną niezależną przyjęto wysunięcie siłownika drugiego, gdyż właśnie na nim znajduje się czujnik położenia.



Rys. 8. Charakterystyka stanowiska badawczego.

Na rysunku 9 przedstawiono obrazowo w jaki sposób dokonano określenia modelowanego przełożenia na stanowisku badawczym na przykładnie trzech wartości przełożeń. Jak już wspomniano, punktem wspólnym dla obu obiektów jest stosunek sił generowanych w obu siłowniach. Dla układu dźwigniowego wiąże się on z położeniem wybranego tłoczyska, dla przekładni Jatco CVT7 jest związany ze stosunkiem promieni na których aktualnie znajduje się pas czyli przełożeniem przekładni.



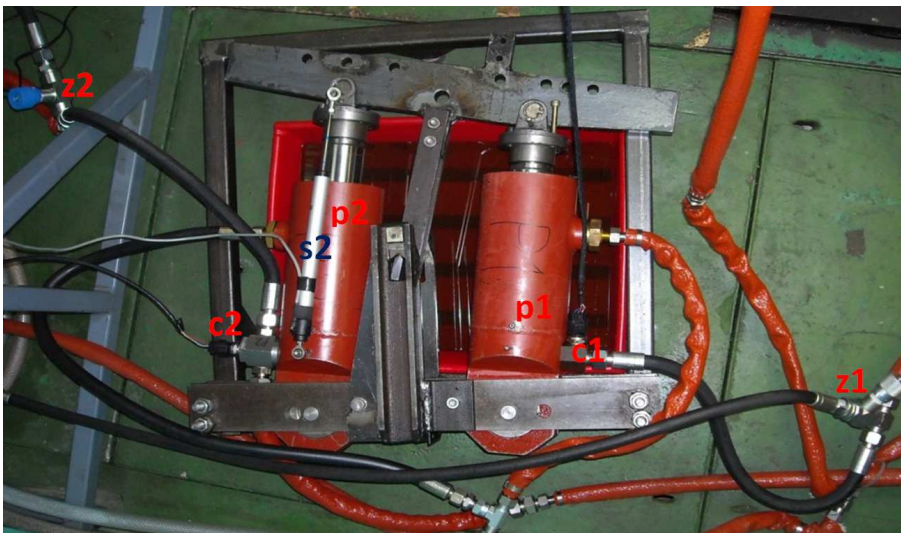
Rys. 9. Relacja pomiędzy położeniem drugiego siłownika układu dźwigniowego na stanowisku badawczym a przełożeniem modelowanej przekładni Jatco CVT7.

#### 4. Opis stanowiska badawczego

Stanowisko badawcze składa się z następujących elementów (rysunki 5 oraz 10):

- pompy wyporowej 1 o stałej objętości jednostkowej wynoszącej  $2\text{cm}^3$  z możliwością pracy w obu kierunkach, odpowiedzialnej za zamianę przełożenia, napędzanej z silnika elektrycznego sterowanego falownikiem otrzymującym wartość zadaną prędkości obrotowej ze sterownika;
- pompy wyporowej 2 o stałej objętości jednostkowej wynoszącej  $11\text{cm}^3$ , odpowiedzialnej za pokrywanie przecieków w układzie, napędzanej z silnika elektrycznego otrzymującym wartość zadaną prędkości obrotowej ze sterownika;
- zespołu siłowników hydraulicznych p1 oraz p2 o średnicy tłoka 100mm i skoku 50mm i pomijalnych przeciekach własnych;
- zaworów bezpieczeństwa b1 oraz b2 (po jednym w linii każdej pompy);
- dwóch zaworów dławiących z1 oraz z2, umożliwiających symulowanie większych przecieków w siłownikach;
- czujników ciśnienia w siłownikach c1 oraz c2;
- czujnika wysunięcia, zamontowanego na siłowniku p2, oznaczonego jako s2;
- czujnika temperatury oleju, znajdującego się w zbiorniku oleju o oznaczeniu t1.

Oryginalne uszczelnienia siłowników powodowały znaczne zafałszowanie charakterystyki układu poprzez dużą histerezę powodowaną tarciem. W wyniku zmiany uszczelnień udało się uzyskać znaczne obniżenie tarcia na uszczelnieniach przy utrzymaniu pomijalnie małych przecieków[3].



Rys. 10. Zdjęcie najważniejszego podzespołu stanowiska badawczego- dwóch siłowników sprzężonych w sposób modelujący współpracę w przekładni CVT

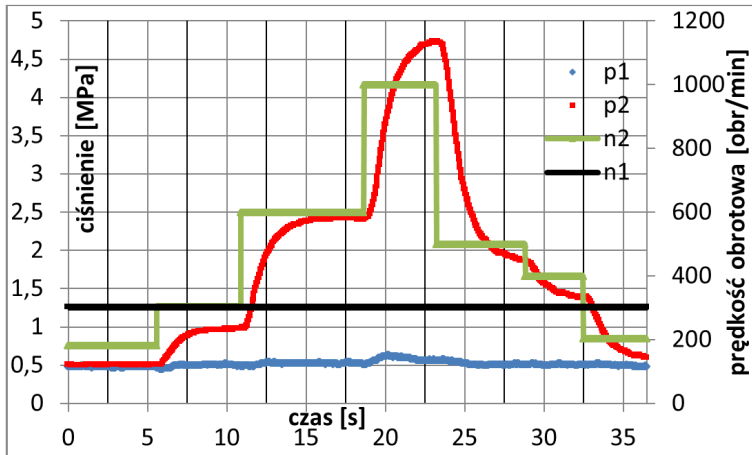
Stanowisko jest w stanie realizować zakres przełożeń  $i_{sym} = \langle 0,43 \div 2,4 \rangle$  przy odpowiadającym mu zakresie stosunku ciśnień  $\frac{p_1}{p_2} = \langle 0,7 \div 1,35 \rangle$ . Przekładnia CVT w skrzyni biegów Jatco CVT7 realizuje zakres przełożeń od 0,45 do 1,7, więc stanowisko badawcze jest w stanie modelować szerszy zakres przełożeń.

W przekładni Jatco CVT7 pole powierzchni siłownika  $p_2$  posiada niemal dokładnie tę samą powierzchnię co każdy z siłowników na stanowisku badawczym. Ze względu na fakt, iż w przekładni firmy Jatco ruch osiowy siłownika to 14,5mm a na stanowisku badawczym siłownik w zakresie przełożeń od 0,45 do 1,7 przemieszcza się o 34,8mm wynika skala czasu wynosząca  $\frac{34,8}{14,5} = 2,4$ , przy zastosowaniu pomp o tej samej objętości jednostkowej na stanowisku i w przekładni referencyjnej. Oznacza to, iż wszelkie zmiany na stanowisku modelowane są 2,4 razy wolniej niż w rzeczywistej przekładni Jatco CVT7. Niesie to za sobą korzyść taką samą, jak obserwowanie zjawisk za pomocą szybkich kamer a następnie odtwarzania filmu w zwolnionym tempie- możliwość oglądania zjawisk szybkozmiennych w wolniejszy, dokładniejszy sposób.

## 5. Przykładowe wyniki badań

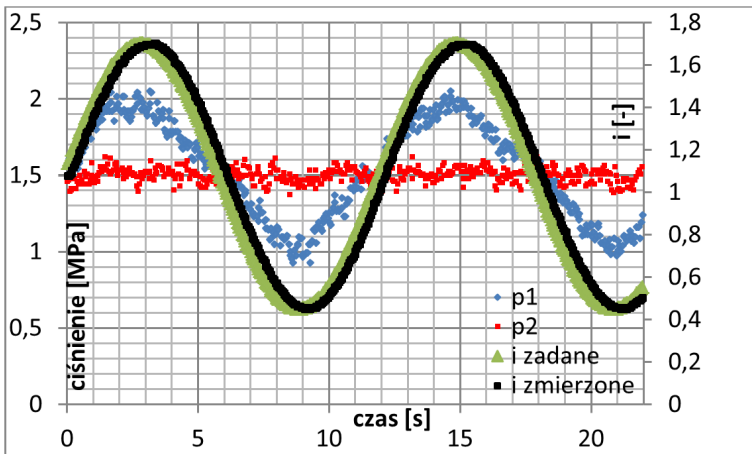
Dzięki opisanej wcześniej konstrukcji stanowiska badawczego udało się bez konieczności budowy prototypu uzyskać wiarygodny model przekładni. Przy zastosowaniu układu hydraulicznego szerzej opisanego w [4] wykonano szereg badań, których rezultaty przykładowo zamieszczono poniżej.

Na wykresie nr 11 przedstawiono własność proponowanego układu hydraulicznego, będącą niewątpliwie jego znaczącą zaletą. Wykres ten prezentuje przebieg ciśnienia  $p_1$  przy stałej prędkości obrotowej pompy pierwszej a skokowo zmienianej prędkości pompy drugiej. Należy zwrócić uwagę, iż stała prędkość obrotowa pompy 1, gwarantuje w przybliżeniu stałą wartość ciśnienia w tymże siłowniku, niezależnie od ciśnienia  $p_2$ . Powodem tego zjawiska jest fakt, iż ciśnienie w siłowniku pierwszym jest rezultatem jedynie wydajności oleju wprowadzanego do tego siłownika i jego przecieków, a przecieki przez pompę 1 pomiędzy siłownikami są pomijalnie małe, tak więc ciśnienie ssania pompy nie odgrywa istotnej roli dla wartości ciśnienia na tłoczeniu pompy. Podobne rezultaty uzyskano dla różnych wartości obu ciśnień- również wtedy, gdy ciśnienie  $p_1$  jest wyższe od  $p_2$ .



Rys. 11. Przebieg ciśnienia p1 przy różnym ciśnieniu p2 (wydajności pompy 2)[4]

Wykres następnym przedstawia natomiast przebieg realizowanego przełożenia przez układ względem sinusoidalnego sygnału zadanego. Warto zwrócić uwagę, iż mimo zmieniającej się wartości ciśnienia w siłowniku pierwszym układ jest w stanie utrzymać w przybliżeniu stałą wartość ciśnienia p2, co jest kluczowe w przypadku przekładni CVT, gdyż to ciśnienie odpowiedzialne jest za napięcie pasa, zabezpieczające przed poślizgiem. Drugą bardzo ważną cechą jest zachowanie podobnej dynamiki układu regulacji w całym zakresie przełożeń (mimo nieliniowego obiektu), co udało się uzyskać na zasadzie analogicznych zabiegów jak opisane w [10].



Rys. 12. Odpowiedź układu na sinusoidalne wymuszenie zmiany przełożenia

## 6. Podsumowanie

Pośród różnych rozwiązań napędu przesuwu kół stożkowych przekładni o bezstopniowej zmianie przełożenia najczęściej stosowany jest napęd hydrauliczny.

W celu przeprowadzenia badań proponowanego układu sterowania zbudowano stanowisko badawcze składające się z dwóch siłowników hydraulicznych i układu dźwigniowego. W celu uzyskania podobieństwa referencyjnej przekładni i stanowiska badawczego konieczny był właściwy dobór zależności geometrycznych na stanowisku, w szczególności układu dźwigniowego.

Podano przykładowe wyniki badań przeprowadzonych za pomocą opisywanego stanowiska.

### Podziękowania

Autorzy niniejszego opracowania pragną serdecznie podziękować Panu doc. dr. inż. Andrzejowi Wernerowi za nieocenione wsparcie podczas opracowywania artykułu.

### Literatura

- [1] Bonsen B. Efficiency optimization of the push-belt CVT by variator slip control. Technische Universiteit Eindhoven. Eindhoven, 2006; 161.
- [2] Bradley T H, Frank A A. Servo-pump hydraulic control system performance and evaluation for CVT pressure and ratio control. VDI CVT 2002 Congress (VDI-Berichte 1709). Düsseldorf, 2002.
- [3] Goszczak J. Wpływ zastosowanego uszczelnienia siłownika hydraulicznego na opory ruchu tłoka (Impact of hydraulic cylinder seals on the piston's resistance to motion). Proceedings of the Conference "Wpływ Młodych Naukowców na Osiągnięcia Polskiej Nauki" ("Influence of Young Scientists on the Achievements of Polish Science"). Kraków, 2015.
- [4] Goszczak J, Radzymiński B. Propozycja układu hydraulicznego zasilającego przekładnię CVT (Proposal of hydraulic supply system for continuously variable transmission). Przegląd Mechaniczny. 2017; 7-8/2017L: 23-28. DOI:10.15199/148.2017.7-8.2.
- [5] Goszczak J, Werner A, Gauthier P, Pawelski Z. Model i badania układu ograniczającego wydajność pompy wyporowej o stałej objętości jednostkowej (Model and testing of a system to limit the rate of delivery of a fixed-displacement pump). Hydraulika i Pneumatyka. 2015; 3: 5-9.
- [6] Grzeżożek W. Przekładnie o ciągłej zmianie przełożenia (CVT) w układach napędowych pojazdów (Continuously variable transmissions in vehicle drivelines). Cracow University of Technology. Kraków, 2011; 95.
- [7] Jantos J. Zintegrowane sterowanie samochodowym, spalinowym układem napędowym o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły (Integrated control of automotive internal combustion powertrain with a continuously variable transmission). Opole University of Technology. Opole, 2003; 139.

- [8] Klaassen T W G L. The empact CVT: dynamics and control of an electromechanically actuated CVT. Technische Universiteit Eindhoven. Eindhoven, 2007; 157.
- [9] Radzymiński B, Goszczak J. Wypracowanie ciśnień do sterowania przełożeniem bezstopniowej przekładni samochodowej (Generating the pressure to control the gear ratio of a continuously variable transmission in a car). The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2016 (74); 4: 95-104. DOI: 10.14669/AM.VOL74.ART9.
- [10] Radzymiński B, Goszczak J. Wprowadzenie nieliniowego regulatora w celu poprawienia własności dynamicznych prototypowego układu sterowania przekładnią bezstopniową (Introduction of a non-linear controller to improve dynamic properties of the prototype control system of continuously variable transmission). Autobusy – technika, eksploatacja, systemy transportowe. 2017; 6: 1045-1048.
- [11] Sluis F, Yildiz S, Brandsma A, Veltmans P, Kunze M. The CVT Pushbelt reinvented for Future Compact and Efficient Powertrains. JSAE 2017 Conference; Yokohama, 2017.
- [12] Bosch Transmission Technology. [http://www.bosch.nl/transmission\\_technology/en/html/5835.htm](http://www.bosch.nl/transmission_technology/en/html/5835.htm) (cited 2017 June 26).
- [13] Infineum International Limited. <http://www.infineuminsight.com/insight/dec-2012/gearing-up> (cited 2017 June 16).
- [14] LuK. [http://www.luk.de/content.luk.de/en/products/transmission\\_components/cvt/CVT.jsp](http://www.luk.de/content.luk.de/en/products/transmission_components/cvt/CVT.jsp) (cited 2017 June 29).
- [15] Jatco. <https://www.jatco.co.jp/english/> (cited 2017 June 07).
- [16] Gear Chain Industrial B.V. <http://www.gcinet.nl/en/technology/control-systems> (cited 2017 June 06).
- [17] Varibox. <http://www.varibox.com/> (cited 2017 July 01).