

ANALIZA WPŁYWU ZJAWISKA TARCIA NA FUNKCJONOWANIE PRZEKŁADNI CVT WRAZ Z PROPOZYCJĄ STANOWISKA BADAWCZEGO

THE INFLUENCE OF FRICTION ON CVT TRANSMISSION FUNCTIONALITY. NEW TEST BENCH PROPOSITION

Jarosław Goszczak

Andrzej Werner

Politechnika Łódzka

Wydział Mechaniczny

Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn

ul. Żeromskiego 116

90-924 Łódź

e-mail: jaroslaw.goszczak@p.lodz.pl

Abstract: The paper discusses friction phenomenon between the pushbelt (or chain) in the continuously variable transmission. This type of transmission is becoming more and more popular. It is so due to the technical progress last years and its indisputable advantage over conventional transmissions. It enables us to use the full characteristic of the engine. The introduction describes the issue, principles of the transmission's operation, the construction of the steel pushbelt and a scheme of forces acting on a single belt's steel element (segment). In the next part, the article explains the need of researches and their impact on the transmission's proceeding. Moreover, a simplified model of the test bench with description of the proposed tests needed to elaborate sought relationships is included in the paper.

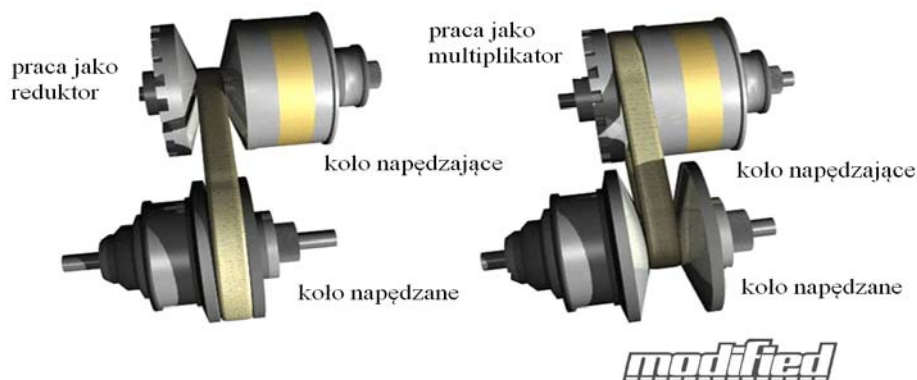
Keywords: CVT transmission, friction, hysteresis, pushbelt, chain.

Wprowadzenie

Przekładnie typu CVT (z ang. Continuously Variable Transmission) dzięki rozwojowi materiałoznawstwa i ogólnemu postępowi techniki stają się coraz bardziej popularne. Sam pomysł na ciągłą (płynną) zmianę przełożenia nie jest nowy, jednakże przez wiele lat możliwości techniczne uniemożliwiały ich szersze zastosowanie. Wiązało się to z małą wartością przenoszonego maksymalnego momentu obrotowego oraz małą sprawnością przekładni. Obecnie momenty

obrotowe przenoszone w już istniejących rozwiązaniach przekroczyły 400 Nm [1].

Istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych przekładni o ciągłej zmianie przełożenia. W niniejszym artykule będzie rozpatrywane rozwiązanie z rys. 1, gdzie moment przenoszony jest albo poprzez pas pchany (ang. pushbelt), bądź przez łańcuch. Przekładnia o ciągłej (płynnej) zmianie przełożenia uzyskują zmianę przełożenia poprzez zmianę czynnych promieni pracy pasa pchającego lub łańcucha, jak na rys. 1 oraz rys. 2b.



Rys.1. Zasada pracy przekładni CVT [3].

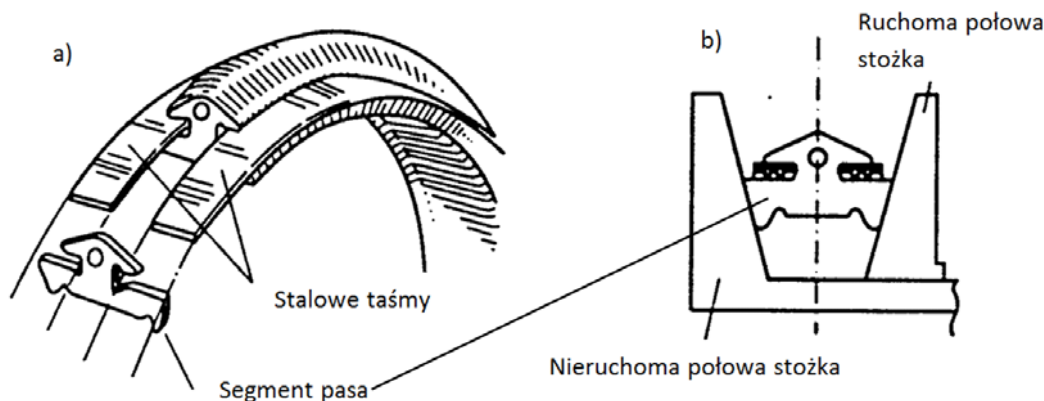
Pas (lub łańcuch) współpracuje z powierzchniami stożkowymi, dzięki czemu uzyskuje się płynne przejście pomiędzy dowolnymi wartościami przełożeń mieszczących się w dostępnych granicach dla danej przekładni.

Pas pchany przekładni CVT składa się z kilkuset segmentów - rys. 2a. Dociskane do stożków są one pośrednio stalowymi taśmami w efekcie ściskania przez połówki stożków. Moment obrotowy przenoszony jest przez przekładnię tego typu ciernie, dzięki wystarczającemu dociskowi stożków. Docisk ten wywołany jest przez siłowniki hydrauliczne zasilane pompą olejową. Celem konstruktora jest wywołanie jak najmniejszego napięcia pasa niepowodującego poślizgu, gdyż wzrost napięcia obniża sprawność mechaniczną przekładni oraz powoduje konieczność wzrostu wartości ciśnienia siłownika napinającego, zasilanego pompą hydrauliczną.

Przekładnia typu CVT nie jest tak popularna jak tradycyjne, stopniowe skrzynie biegów m.in. ze względu na skomplikowane sterowanie, które musi zapewnić odpowiednie ciśnienie na siłownikach przekładni

zabezpieczające przed poślizgiem pasa a jednocześnie nie za silne, aby niepotrzebnie nie obniżać sprawności. Należy pamiętać, iż w celu ostatecznego wywierania ciśnienia na siłownik konieczny jest zespół współpracujących elementów takich jak elektrozawory, hydrauliczny blok sterujący, pompa zasilająca, na których dochodzi do zakłóceń sygnału zadawanego przez sterownik (straty ciśnienia, przecieki, zmiana temperatury cewki elektrozaworu a co za tym idzie rezystancji i siły cewki). W związku z tym w przypadku braku danych doświadczalnych należy zwiększyć ciśnienie wywierane na siłownik przekładni CVT o pewien współczynnik bezpieczeństwa w celu absolutnego zabezpieczenia przed poślizgiem.

Przekładnie o ciągłej zmianie przełożenia posiadają wiele zalet opisywanych w literaturze, z których najważniejsze to zwiększenie dynamiki pojazdu przy jednoczesnym zmniejszeniu zużycia paliwa dzięki możliwości rozpędzania pojazdu przy zachowaniu stałej prędkości obrotowej silnika równej np. maksymalnemu momentowi obrotowemu.



Rys. 2. Pas stalowy pchany przekładni CVT [5].

Opisywane stanowisko badawcze oraz propozycja badań dotyczą poznania zjawiska tarcia pomiędzy pasem pchany lub ciągnącym a stożkami przekładni CVT. W dotychczas spotykanych w literaturze modelach przekładni tego typu zjawisko to jest określane w sposób niejednoznaczny i/lub przybliżony, a w niektórych opracowaniach w ogóle pomijany.

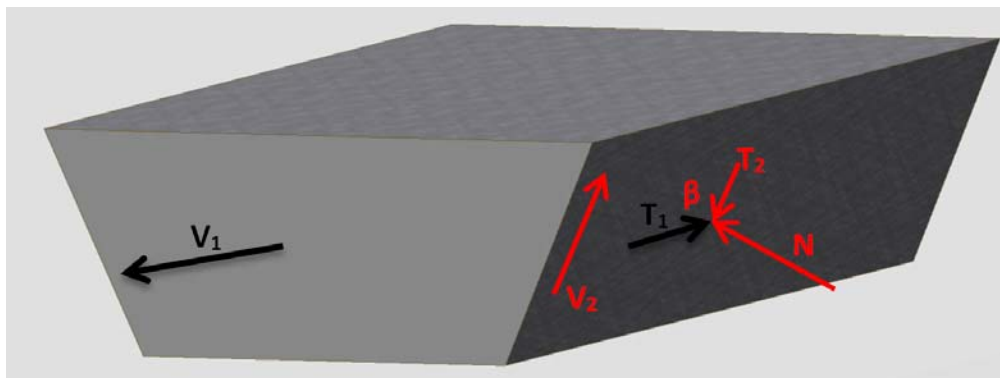
Dzięki opisywanemu stanowisku, w efekcie przeprowadzonych badań, możliwe będzie obniżenie wartości wspomnianego ciśnienia, zwiększenie sprawności układu przeniesienia napędu oraz zmniejszenie zużycia paliwa przez samochód.

Opis zagadnienia

Poruszaniu promieniowemu segmentów pasa przekładni towarzyszy zjawisko tarcia, podobnie jak ruchowi obwodowemu. Gdyby występowało zjawisko tarcia wyłącznie promieniowo - kierunek i zwrot siły tarcia byłyby proste do określenia. Podobnie w przypadku występowania wyłącznie siły obwodowej.

Przy złożonym zjawisku tarcia trudno jest określić wartość kąta między składową siłą tarcia obwodową a promieniową (kąt β na rys. 3). Opisywane stanowisko badawcze ma pomóc w odpowiedzi na to pytanie. Rys. 3 przedstawia element stalowy, symulujący na proponowanym stanowisku segmentu pasa (łańcucha) przekładni CVT.

Jest to analogiczna sytuacja występująca np. w przypadku sił działających na opony samochodowe. Jeżeli doprowadzimy do zablokowania opon przednich podczas hamowania, nie mamy możliwości wykonywania skrętu samochodem. Cała siła tarcia została rozwinięta w kierunku wzdłużnym i nie ma możliwości rozwinięcia jej już w kierunku poprzecznym. Sumaryczna siła tarcia, którą może być rozwinięta na oponie we wszystkich kierunkach jest stała. Jeżeli częściowo jest już rozwinięta w kierunku wzdłużnym, to należy się liczyć z faktem, iż w kierunku poprzecznym może zostać już rozwinięta odpowiednio mniejsza wartość siły tarcia.

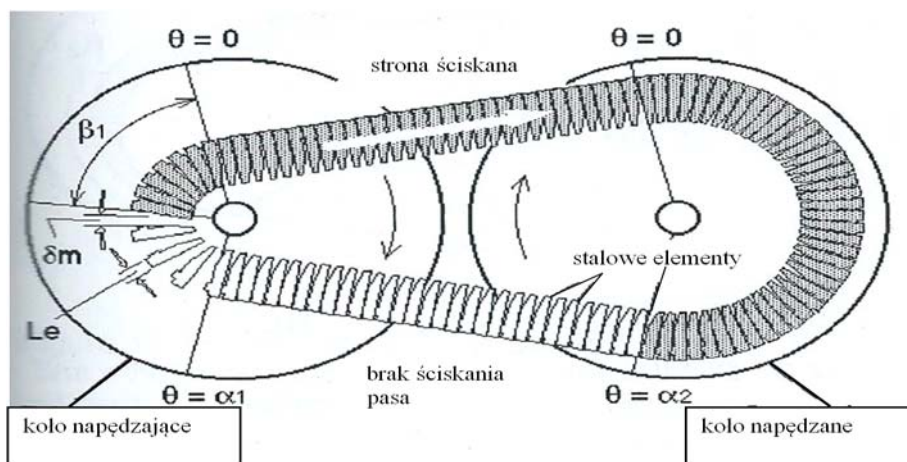


Rys. 3. Element symulujący segment pasa przekładni CVT.

Innym niejednoznacznie określanym przez literaturę zagadnieniem występujących w tego typu przekładni jest wzajemne położenie elementów pasa przekładni CVT, co przedstawiono schematycznie na rys. 4. Temat ten jest powiązany z zagadnieniem tarcia między stożkami, ponieważ istotne jest, czy należy rozpatrywać pas jako sztywny wzdłuż długości - w tym przypadku w szeregu segmentów występuje tarcie nie w pełni rozwinięte i nie ma zjawiska poślizgu wzdłużnego, czy też należy

rozpatrywać pas jako szereg segmentów połączonych nieszywno, co skutkuje rozwijaniem pełnego tarcia w kolejnych segmentach, aż do zrównoważenia siły - w tym przypadku występuje zjawisko podziału kąta opasania na część aktywną i nieaktywną.

W celu poznania tego mechanizmu należy przeprowadzić badania z zespołem elementów tego samego typu połączonych bardziej lub mniej sztywno.



Rys. 4. Schematyczne przedstawienie problemu napinania się segmentowego pasa stalowego przekładni CVT [4].

Stanowiska badawcze- uzasadnienie potrzeby oraz opis

W wielu opracowaniach (np. [2]) podaje się model tarcia w przekładni CVT oparty na różnych uproszczeniach, bez przedstawiania wyników stanowiskowych weryfikacji publikowanych równań. Nawet w tak szerokiej publikacji jak pozycja [2] stwierdza się w trakcie przekształcania równań, iż siła tarcia promieniowego jest pomijalna. Co również istotne, autorzy niniejszego artykułu nie odnaleźli ani w powyższej, jak również w innej dostępnej literaturze poszukiwanego kąta β (rys. 3). Rys. 5 przedstawia rozkład sił oddziałujących na element stalowy pasa (lub łańcucha) przekładni CVT.

Jeżeli siła tarcia promieniowego T zostanie pominięta wtedy siła reakcji N będzie wynosić:

$$N = 2 \cdot F \cdot \sin \beta = 2 \cdot F \cdot \sin(11^\circ) = 0,382 \cdot F.$$

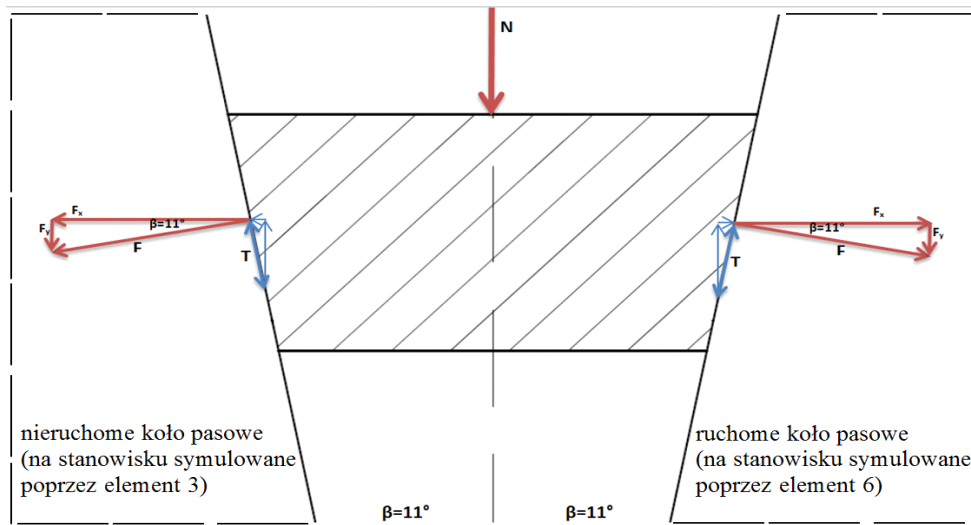
Jeżeli natomiast uwzględnimy w pełni rozwiniętą siłę tarcia promieniowego T , wtedy siła N wyniesie (przy założeniu współczynnika tarcia równego 0,1):

$$N = 2 \cdot F \cdot \sin \beta + 2 \cdot F \cdot \mu \cdot \cos \beta = 2 \cdot F \cdot \sin(11^\circ) + 2 \cdot F \cdot 0,1 \cdot \cos(11^\circ) = 0,382 \cdot F + 0,196 \cdot F = 0,578 \cdot F.$$

Rzeczywista siła reakcji będzie pomiędzy dwoma powyższymi wartościami N oraz N' w zależności od nieokreślonego do tej pory kąta β pomiędzy wektorami tarcia obwodowego oraz promieniowego. Jednakże, jak zostało przedstawione powyżej, siła tarcia promieniowego jest istotna i nie powinna być pomijana w

modelowaniu tego typu przekładni. Jej pominięcie skutkuje wywieraniem większej niż konieczna siły napinającej pas w jak to zostało przedstawione we wstępie, w

konsekwencji mniejszej sprawności całkowitej przekładni.

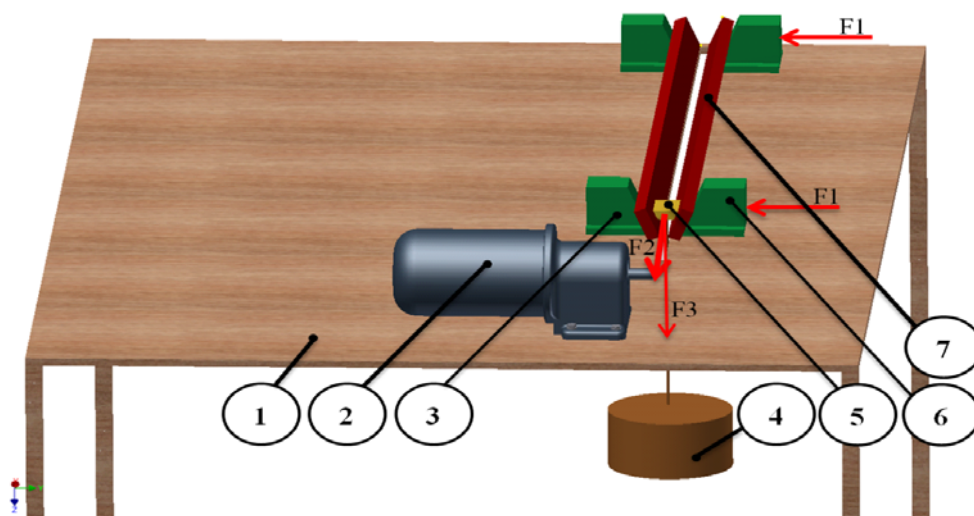


Rys. 5. Rozkład sił działających na segment pasa (łańcucha) przekładni CVT.

Pomijana siła tarcia promieniowego może pomagać w utrzymywaniu właściwego napięcia koniecznego do zabezpieczenia przekładni przed pracą w poślizgu. Przy kącie rozwarcia bliskim występowania zjawiska samohamowności nie potrzebna by była już żadna siła do napinania pasa. Na podstawie dotychczasowych własnych badań doświadczalnych można stwierdzić, iż pompa hydrauliczna do przekładni CVT w przypadku maksymalnego obciążenia powoduje pobór mocy z silnika spalinowego samochodu około 10 kW. Zmniejszenie potrzebnego ciśnienia oznacza zmniejszenie poboru mocy przez pompę, a co za tym idzie zużycia

paliwa przez samochód. Niemniej jednak, zjawisko tarcia powoduje zawsze inne bardzo ważne zjawisko - histerezę. Uwzględniając tarcie w przekładni nie możemy wyliczyć dokładnie przełożenia na podstawie wartości ciśnień w obu siłownikach, gdyż aktualne przełożenia zależą także od historii przemieszczania stożków.

Uproszczony model stanowiska badawczego przedstawiony jest na rys. 6. Element (5), symulujący segment pasa porusza się pomiędzy szynami prowadzącymi (7).



Rys. 6. Uproszczony model stanowiska badawczego (opis w tab. 1).

Jest on ciągniony z niewielką prędkością liniową za pomocą żyłki nawijanej na wał motoreduktora (2). Siła docisku wywoływana jest poprzez ciężar (4), zamocowany za pomocą linki przełożonej przez otwór podłużny stołu (1). Elementy (3) symulują nieruchome połowy stożków przekładni CVT, natomiast ruchome elementy (6) symulują przesuwne połowy stożków przekładni CVT (porównaj z rys. 2b oraz rys. 5). Na ruchomych segmentach (6) mierzone są siłomierzami siły F1, będące przedstawieniem wartości sił symulujących ściskanie stożków. Siła F2 (pomiar siłomierzem), odpowiada sile wzdłużnej (a w przekładni CVT sile

obwodowej), natomiast siła F3 (również mierzona siłomierzem) sile promieniowej wynikającej z napięcia pasa, przyłożonej bezpośrednio do elementu za pomocą linki przełożonej przez otwór podłużny w stole stanowiska badawczego. Motoreduktor ma za zadanie wdrożyć nieznaczne prędkości poślizgu występujące między pasem a stożkami przekładni CVT w kierunku obwodowym, przy jednoczesnym umożliwieniu dokonania pomiarów w trakcie pokonywania długości szyn stanowiskowych przez element.

W tabeli 1 przedstawiono szczegółowo elementy składowe proponowanego stanowiska badawczego.

Tab. 1. Elementy proponowanego stanowiska.

Pozycja	Szczegóły	Ilość
Szyna płaska symulująca tworzącą stożka przekładni CVT.	Artykuł nr 903508 z katalogu firmy Gudel. Szyna płaska S1545/1000mm	2
Element o kącie rozwarcia 22° symulujący segment pasa przekładni CVT	-	3
Element o kącie rozwarcia innym niż 22°	-	3
Siłomierzy wraz z oprzyrządowaniem do pomiaru siły oddziałującej na szynę	Siłomierz FB50 firmy Axis	2
Siłomierz do pomiaru siły wzdłużnej	Siłomierz FC200 firmy Axis	1
Waga hakowa ręczna do pomiaru zadawanego obciążenia	Waga CH15K20 firmy KERN	1
Drobne elementy stanowiska (śruby, złącza)	-	-
Motoreduktor kątowy o dużym przełożeniu do symulacji poślizgu między pasem a stożkami przekładni CVT	Motoreduktor GCM063 0,37 kW. Prędkość obrotowa wyjściowa n=14 obr/min	1

Prace powinny zostać przeprowadzone w następujących etapach:

- Budowa stanowiska,
- Badania stanowiskowe dla jednego elementu o kącie rozwarcia 22°,
- Badania stanowiskowe dla wielu elementów o kącie rozwarcia 22°,
- Badania stanowiskowe dla jednego elementu o kącie rozwarcia innym niż 22°,
- Badania stanowiskowe dla wielu elementów o kącie rozwarcia innym niż 22°,
- Końcowa analiza wyników badań.

Przebieg badań w każdym z etapów powinien polegać na wielokrotnym pokonywaniu przez element lub zestaw elementów symulujących segmenty pasa przekładni CVT, długości szyny stanowiska symulującej z kolei stożki przekładni CVT. W trakcie tego ruchu przy znanej sile napinającej oraz prędkości obrotowej motoreduktora (a więc i liniowej elementu) notowane będą siły F1 oraz

F2 (rys. 6), przy sile F3 przykładanej w różny sposób (w czasie ruchu i w stanie spoczynku).

Podsumowanie

Na podstawie wcześniej przedstawionych rozważań opisywane stanowisko badawcze powinno umożliwić:

- określenie kąta pomiędzy składową siłą tarcia obwodową a promieniową (kąt β) przy różnym sposobie przykładania siły promieniowej
- znalezienie zależności pomiędzy kątem rozwarcia elementów stalowych a wartością kąta β
- określenie czy pas (łańcuch) przekładni CVT należy rozpatrywać jako ciało wzdłużnie sztywne czy też jako szereg ciał połączonych ze sobą pewną sprężystością, oraz jak duży wpływ na osiągane rezultaty ma przyjęcie jednego z modeli
- określenia jak istotną rolę w pracy przekładni odgrywa zjawisko histerezy.

Literatura

1. <https://www.youtube.com/watch?v=bwKKGdU0fjU> (dostęp 14.02.2016).
2. Grzegożek, W., Przekładnie o ciągłej zmianie przełożenia (CVT) w układach napędowych pojazdów, Wyd. Politechniki Krakowskiej, Kraków, 2011.

3. http://spline.mae.wvu.edu/Reseach_Projects/HANSES/A2.html (dostęp 14.02.2016).
4. Kobayashi, D., Mabuchi, Y., Katoh, Y., A study on the Torque Capacity of a Metal Pushing V-belt for CVTs. Nissan Motor Company, SAE Technical Paper 980822, 1998, doi:10.4271/980822.
5. <http://image..com/f/69633342+w+h+q80+re0+cr1+ar0+st0/continously-variable-transmissions-nissan-xtronic-cvt-03.jpg> (dostęp 14.02.2016).