

Article citation info:

Pawelski Z. Analysis of kinematics and dynamics of the vehicle drive system with a parallel power flow transmission. The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2016; 71(1): 85-113, <http://dx.doi.org/10.14669/AM.VOL71.ART5>

Analiza kinematyki i dynamiki układu napędowego z przekładnią z równoległym przepływem mocy

ZBIGNIEW PAWELSKI¹

Politechnika Łódzka

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę pozwalającą przeprowadzić analizę układu napędowego ze złożoną przekładnią z równoległym przepływem mocy, już na etapie projektu. Istotą tej metody jest wyznaczenie wartości dwóch charakterystycznych przełożeń i_1 oraz i_2 układu złożonego, przy których moc przenoszona przez przekładnię bezstopniową zmienia znak, tzw. „moc zerowa”. Przełożenia te określają przebieg mocy w całym zakresie regulacji przełożenia od i_1 do i_2 , a tym samym również przebieg prędkości i momentów obrotowych na wejściu i wyjściu z przekładni bezstopniowej. Możliwy jest więc dobór struktury przekładni złożonej tak, aby obciążenia podzespołów przekładni bezstopniowej nie przekraczały wartości dopuszczalnych i były utrzymane w założonych granicach.

Przykładowo, posługując się tą metodą przeprowadzono analizę układów napędowych czterech skrzyń z równoległym przepływem mocy, spotykanych obecnie w Polsce i tak: w autobusach miejskich – skrzynia DIWA firmy Voith, E^V Drive firmy Allison, prototyp PŁ oraz w samochodzie osobowym – Toyota-Prius czy Lexus.

Ponadto własności układów równoległych uzupełniono analizą rozwiązań z przekładnią cierną CVT jako bezstopniową oraz z konwencjonalną skrzynią biegów.

Słowa kluczowe: przekładnia, ruch miejski, przekładnia z równoległym przepływem mocy

¹ Lodz University of Technology (TUL), Department of Vehicles and Fundamentals of Machine Design, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, Poland, e-mail: zbigniew.pawelski@pl.lodz.pl

1. Wstęp

Wprowadzane kolejno przepisy o limitowanej emisji spalin, przyczyniły się do zwiększenia intensywności prac nad wdrożeniem m.in. hybrydowych układów napędowych. Obserwuje się coraz bardziej dynamiczny proces „hybrydyzacji” samochodów mimo że, wpływa on na wzrost kosztów produkcji tych pojazdów. Skutkami pozytywnymi są: ograniczenie zużycia paliw ropopochodnych i zmniejszona emisja spalin. Prognozy firmy Bosch mówią o liczbie 50 nowych modeli pojazdów z napędem hybrydowym w okresie do 2020 r. [2].

Wybór silnika spalinowego jako pierwotnego źródła napędu spowodował wprowadzenie do układu napędowego pojazdu takich podzespołów jak: sprzęgło, skrzynia biegów, przekładnia główna z mechanizmem różnicowym. Wynika to z całkowicie odmiennej charakterystyki silnika spalinowego (odwrócona parabola) wobec idealnej, hiperbolicznej, charakterystyki napędu. W ciągu ponad 100-letniej historii samochodu głównym zadaniem konstruktorów było osiągnięcie odpowiedniej dynamiki. Obecne przepisy dotyczące ograniczenia emisji spalin wymuszają korektę w konstrukcji napędu. Najmniej sprawnym podzespołem w układzie napędowym jest silnik spalinowy, który w ruchu miejskim osiąga sprawność przeciętną ok. $(5 \div 9)\%$, wobec możliwej do osiągnięcia $(35 \div 40)\%$ w warunkach ustalonych. W ruchu poza miastem można „zmusić” silnik do pracy w obszarze jego maksymalnej sprawności przez wprowadzenie biegów ekonomicznych oraz odpowiedniego (ekonomicznego) sposobu jazdy. Wynika to ze stałego przełożenia jakie istnieje między kołami a silnikiem w konwencjonalnym układzie napędowym, w którym realizowany ruch samochodu bezpośrednio wyznacza obszar pracy silnika.

Silnie dynamiczny ruch miejski będzie realizowany najczęściej w obszarach o niskiej sprawności i wysokiej emisji spalin, natomiast spokojny, długotrwały ruch autostradowy w obszarach o wysokiej sprawności i najniższej możliwej emisji spalin. Zatem pozostając przy silniku spalinowym jako podstawowym źródle napędu, oczekiwane jest takie rozwiązanie, które w ruchu miejskim zmianę prędkości pojazdu realizowałoby przez zmianę przełożenia w skrzyni biegów przy pracy silnika z maksymalną sprawnością i ustalonymi parametrami, a w ruchu autostradowym jak z dotychczasową skrzynią konwencjonalną, z uwagi na maksymalną sprawność wszystkich podzespołów. Skrzynie z równoległym przepływem mocy pozwalają na realizację tak postawionego zadania. Dodatkowo przy odpowiednim wyborze rodzaju przekładni bezstopniowej, możliwe staje się sterowanie przepływem mocy w obydwu kierunkach, tj. do kół i od kół samochodu, otrzymując możliwość rekuperacji energii hamowania, następnie jej magazynowania i wykorzystania podczas rozpędzania w napędzie hybrydowym [3, 4, 5].

Analiza różnych rozwiązań napędu hybrydowego przeprowadzona w [3] wskazuje, że zalety tej koncepcji to:

- możliwość ograniczenia pola pracy silnika niezależnie od obciążenia zewnętrznego do odcinka lub punktu, a zależy to od przyjętej struktury kinematycznej,
- wysoka sprawność przeciętna silnika, a tym samym obniżenie przebiegowego zużycia paliwa w ruchu miejskim, tj. do wartości w ruchu autostradowym, pomimo obniżonej o kilka procent sprawności przeniesienia napędu w porównaniu z układem konwencjonalnym,
- płynna zmiana prędkości oraz kierunku (jazda do przodu i do tyłu),
- poruszanie się pojazdu z dowolnie małą prędkością, także w czasie nagłych zmian oporów ruchu np. na wzniesieniach,
- małe wymiary i masa skrzyni w stosunku do przenoszanej mocy,
- hamowanie pojazdu z „dowolną intensywnością” aż do całkowitego zatrzymania, przy czym maksymalne opóźnienie zależy od ograniczenia mocy w przekładni bezstopniowej.

Uzyskanie wszystkich tych zalet zależy od własności przekładni bezstopniowej. Z istniejących przekładni bezstopniowych najlepiej spełnia postawione zadania przekładnia hydrostatyczna, następnie elektryczna, hydrokinetyczna i cierna.

2. Przykłady napędów z równoległym przepływem mocy

Obecnie w Polsce można spotkać w eksploatacji cztery rozwiązania skrzyń z równoległym przepływem mocy i tak: w autobusach miejskich – skrzynia DIWA firmy Voith, E^V Drive firmy Allison i prototyp PŁ oraz w samochodach osobowych, jak: Toyota-Prius, Lexus.

W rozwiązaniu firmy Voith zastosowano przekładnię hydrokinetyczną jako przekładnię bezstopniową, w rozwiązaniach Allison i Toyoty – przekładnię elektryczną, wynikającą z koncepcji napędu hybrydowego z akumulatorami elektrycznymi. W prototypie PŁ zastosowano przekładnię hydrostatyczną, ze względu na moc jednostkową podzespołów przenoszących energię, dostępnych na początku lat 90-tych ub. wieku w Polsce (m.in. akumulatory hydropneumatyczne).

Na przykładzie tych skrzyń można ocenić przydatność i jakość napędu równoległego, jako proekologicznego.

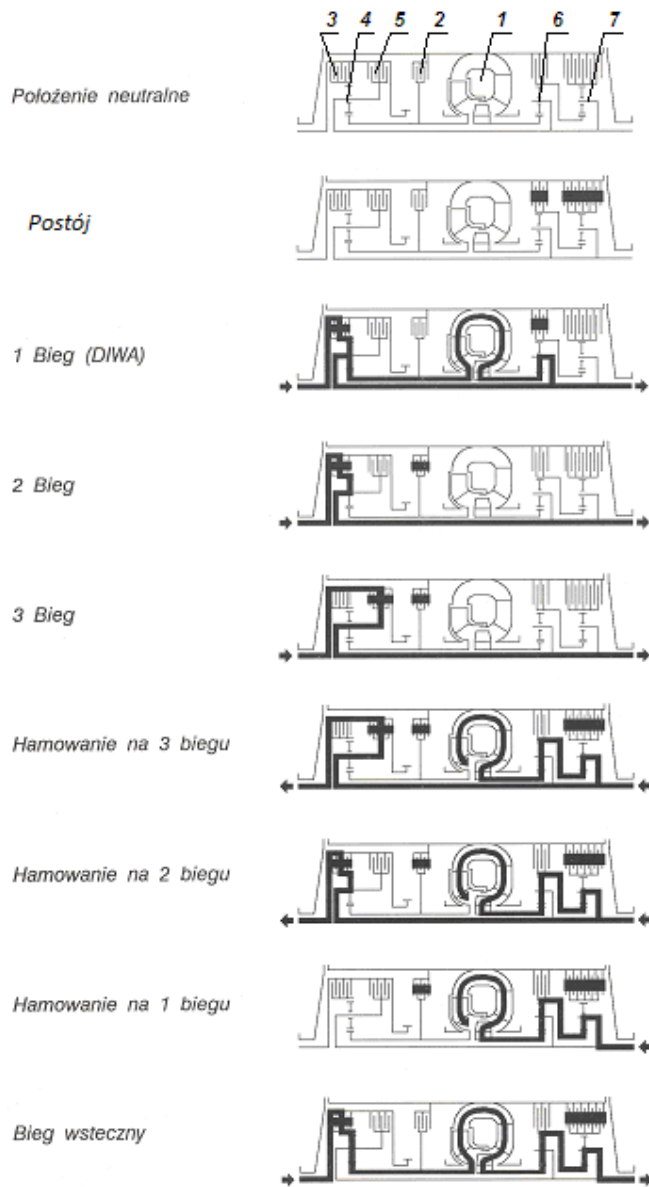
Skrzynia DIWA firmy Voith

Historia napędu z równoległym przepływem mocy w autobusach sięga lat czterdziestych XX wieku, kiedy to pojawiło się rozwiązanie Diwabus. Obecnie produkowane skrzynie biegów DIWA firmy Voith są konstrukcyjnym rozwinięciem dawnej koncepcji uzupełnionej doświadczeniami gromadzonymi od 1950 roku. Skrzynie te są w pełni automatycznymi, pozwalającymi hamować za pomocą zwalniacza (retardera), spełniając tym samym normy europejskie, wymagające trzeciego niezależnego hamulca stałego. Niestety energia z hamowania autobusu jest tracona.

Podstawą zespołu jest przekładnia hydrokinetyczna, rys. 1 [9]. Od strony silnika poprzedza ją: hamulec 2 pompy, sprzęgła: 3 i 5 przekładni 4 rozdzielającej moc z silnika spalinowego. Za przekładnią hydrokinetyczną znajduje się układ planetarny 6, sumujący moc płynącą dwoma gałęziami: mechaniczną i hydrauliczną. Układ planetarny 7 pozwala włączyć bieg wsteczny oraz służy do hamowania przekładni jako zwalniczem. Na biegu luzem wszystkie sprzęgła i hamulce są rozłączone.

Przekładnia hydrokinetyczna używana jest do przyspieszania na biegu pierwszym oraz podczas hamowania jako zwalnicz hydrodynamiczny. Moc z silnika na pierwszym biegu przenoszona jest w układzie z równoległym przepływem mocy, w którym przekładnia hydrokinetyczna połączona jest równolegle z przekładnią mechaniczną. Na biegu pierwszym załączane są: sprzęgło 5 i hamulec przekładni sumującej 6. Sprzęgło 5 łączy wał wejściowy skrzyni biegów z kołem koronowym przekładni rozdzielczej 4, a hamulec unieruchamia koło koronowe przekładni 6. Moc z silnika przekazywana jest na wał wyjściowy równolegle: częściowo hydraulicznie i częściowo mechanicznie, rys. 1, a podział mocy odbywa się następująco:

- Przy stojącym pojeździe nie porusza się wał wyjściowy skrzyni i połączone z nią jarzmo satelitów przekładni rozdzielczej 4. Wirnik pompy obraca się z prędkością wielokrotnie większą niż silnik. Przekładnia hydrokinetyczna i przełożenie przekładni rozdzielczej są dobrane tak, że silnik po rozruchu i całkowitym napełnieniu przekładni jest obciążony do 60%, dzięki czemu znajduje się w zakresie największego momentu obrotowego i minimalnego zużycia paliwa. Moment obrotowy turbiny przekazywany jest na wał wyjściowy przez przekładnię sumującą 6.
- Ze wzrostem prędkości pojazdu, a więc z rosnącą prędkością kątową wału wyjściowego, zmniejsza się część mocy przenoszona hydraulicznie przez przekładnię hydrokinetyczną i zwiększa część mocy przenoszona mechanicznie przez koło słoneczne przekładni 4. Równocześnie rosną obroty silnika spalinowego i maleją obroty wirnika pompy przekładni hydrokinetycznej oraz koła słonecznego przekładni rozdzielczej 4, które przy określonej prędkości pojazdu osiągają wartość zero i wtedy załącza się hamulec 2 oraz wyłącza hamulec przekładni sumującej 6, połączonej z wirnikiem turbiny. Od tej chwili moc z silnika przenoszona jest czysto mechanicznie na wał wyjściowy skrzyni biegów, przez sprzęgło 5 i przekładnię rozdzielczą 4 na biegu 2-gim lub sprzęgło 3 i przekładnię rozdzielczą 4 na biegu 3-im, tj. podobnie jak w rozwiązaniu konwencjonalnym.



Rys. 1. Przepływ mocy na poszczególnych biegach [9]

Na długim biegu pierwszym, możliwe jest rozpędzanie do $0.4 V_{\max}$. Rozdzielenie mocy i funkcjonowanie przekładni hydrokinetycznej w strukturze układu ze sterowalnym przełożeniem wewnętrznym oraz brak przełączeń w tej fazie jazdy oznacza większe bezpieczeństwo, wyższy komfort i dłuższą żywotność. W wyniku rozdziału mocy w pełni wykorzystuje się zalety hydrodynamiki, tj. dużą siłę napędową, płynne przyspieszanie i samoczynne dopasowywanie do obciążenia oraz zalety przekładni z równoległym przepływem mocy: wysoką sprawność i wymuszenie pracy silnika w obszarze ekonomicznym i ekologicznym.

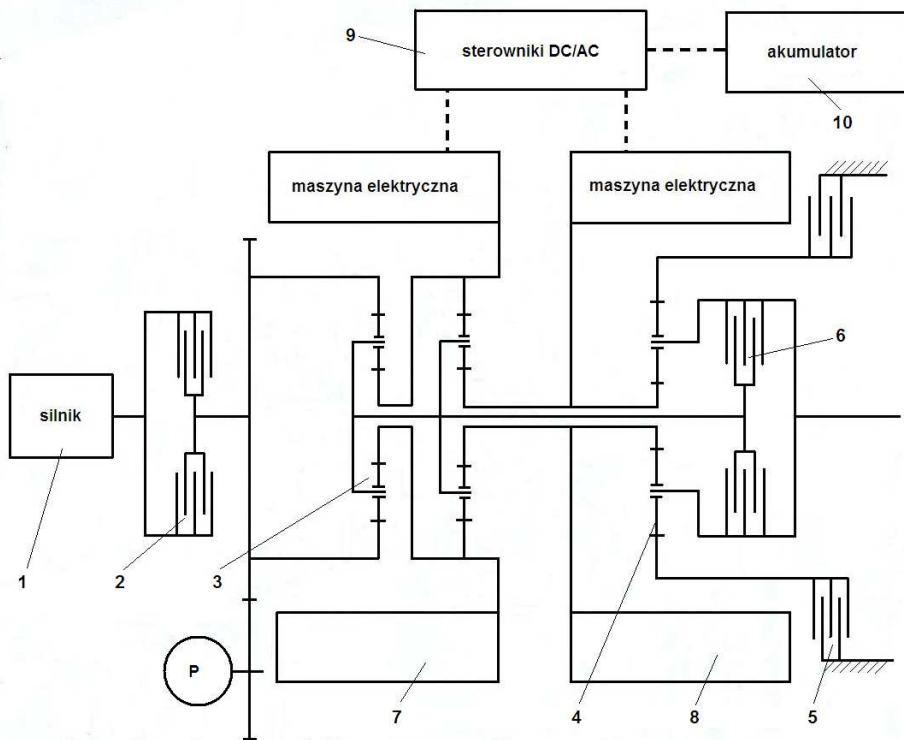
Jazdę do tyłu realizuje się za pośrednictwem przekładni rozdzielczej 4, hydrokinetycznej 1 oraz przekładni planetarnej 7 biegu wstecznego. Osiągana siła napędowa jest równa sile na biegu 1-ym, a maksymalna prędkość jazdy odpowiada $0.1 V_{\max}$.

Najnowsze rozwiązania tej skrzyni posiadają już 4 biegi, co sprzyja zawężeniu pola pracy silnika spalinowego a tym samym podniesienia jego sprawności przeciętnej, gdyż przekładnia hydrokinetyczna wykorzystywana jest tylko na biegu pierwszym, jak na rys. 1. Na pozostałych biegach silnik współpracuje ze skrzynią jak w konwencjonalnym rozwiązaniu i należy zmniejszyć jego zakres pracy do pola z maksymalną sprawnością.

Wzrost liczby biegów można zauważyć również w skrzyniach automatycznych innych firm.

Skrzynia E^V Drive firmy GM Allison

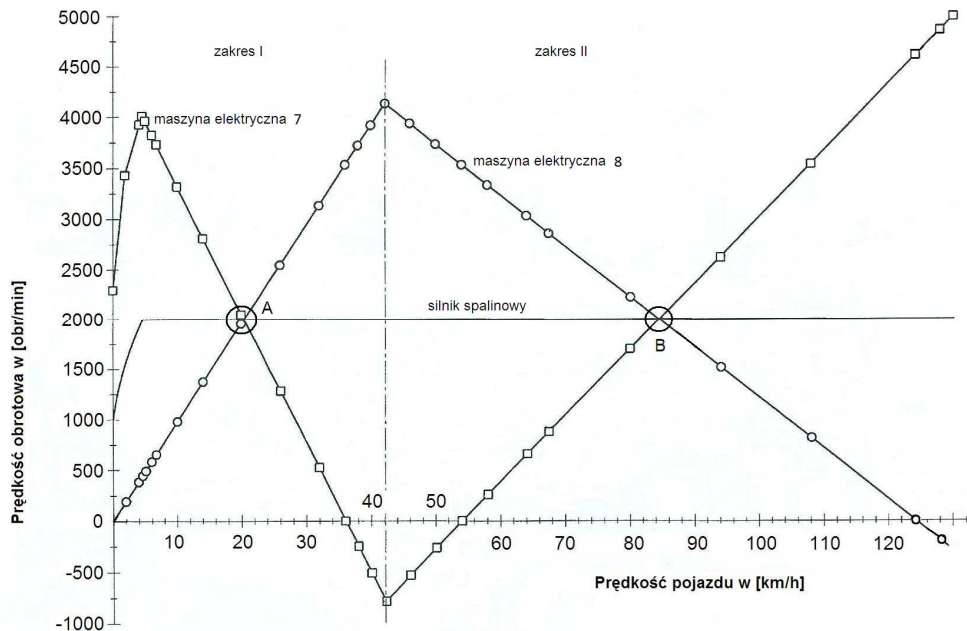
W dwuzakresowej skrzyni E^V Drive firmy GM Allison, rys. 2 [7, 10], można wyróżnić dwustopniową przekładnię planetarną 3 połączoną przez sprzęgło 2 z silnikiem napędowym 1, przekładnię planetarną 4 z dwoma sprzęgłami 5 i 6, zmieniającymi zakresy przełożeń, oraz dwie maszyny elektryczne 7,8 pracujące przemiennie jako silnik i jako prądnica. Istotą tej koncepcji jest przeniesienie funkcji elastyczności silnika, w układzie konwencjonalnym napędu, na skrzynię biegów z równoległym przepływem mocy, dzięki czemu silnik może pracować ze stałą prędkością obrotową, niezależnie od prędkości pojazdu.



Rys. 2. Schemat napędu hybrydowego E^V Drive firmy Allison [7, 10]

1 – silnik spalinowy, 2 – sprzęgło, 3 – dwustopniowa przekładnia planetarna, 4 – przekładnia planetarna, 5 – sprzęgło I zakresu, 6 – sprzęgło II zakresu, 7, 8 – maszyny elektryczne, 9 – przetwornice napięcia, 10 – akumulatory NiMH

Dodatkowo parametry konstrukcyjne przekładni planetarnych dobrano tak, że w każdym zakresie przełożeń istnieje prędkość pojazdu, przy której przekładnie planetarne zachowują się jakby były zablokowane, tj. wszystkie ich elementy obracają się z tą samą prędkością. Są to punkty pracy z największą sprawnością a odpowiadające im prędkości w przypadku autobusu, to 22 km/h – punkt A i 87 km/h – punkt B, rys. 3 [10]. Prędkości obrotowe maszyn elektrycznych oraz silnika napędowego wynikają z kinematyki obydwu przekładni planetarnych w funkcji prędkości pojazdu.



Rys. 3. Przebiegi prędkości obrotowych podstawowych zespołów napędu hybrydowego EV Drive firmy Allison [10]

W pierwszym zakresie przełożeń sprzęgło 5 jest załączone, 6 rozłączone a przekładnia planetarna 4 pracuje jako zwalniająca. Maszyna elektryczna 8 działa jak silnik i napędza koło słoneczne przekładni 4 oraz koło słoneczne drugiego stopnia przekładni 3. Maszyna elektryczna 7 działa początkowo jako prądnica a pod koniec zakresu jako silnik, co wynika z uwzględnienia strat energii w przekładni z równoległym przepływem mocy przy przechodzeniu przez punkt mocy zerowej. Jazdę do tyłu realizuje się przez wymuszenie przeciwnych obrotów maszyny 8.

W zakresie drugim, załączone sprzęgło 6 przenosi napęd z dwustopniowej przekładni planetarnej 3 bezpośrednio na wał wyjściowy skrzyni biegów. Sprzęgło 5 pozostaje wtedy rozłączone a maszyna elektryczna 7 działa jako silnik na przekładnię 3. Maszyna elektryczna 8 pracuje jak prądnica.

Maszyny elektryczne wytwarzają i używają prądu zmiennego a akumulatory prądu stałego. Podwójny moduł przetwornicy napięcia dokonuje więc, zamiany prądu stałego w zmienny lub zmiennego w stały, w zależności od potrzeby, ułatwiając przechowywanie i magazynowanie energii elektrycznej. Moduł pracuje w zakresie (430 ÷ 900) V i jest sterowany z wykorzystaniem komunikacji CAN.

System magazynowania energii oparty jest o akumulatory nikielowo-wodorowe NiMH, które

posiadają jedną z najwyższych gęstości energii, 360 MJ/m^3 . Magazynowana energia wytwarzana jest podczas normalnej pracy maszyn elektrycznych oraz podczas hamowania pojazdu. System magazynowania energii, o napięciu nominalnym 600 V, chłodzony jest powietrzem.

Przeprowadzone w USA badania eksploatacyjne autobusów hybrydowych z silnikiem wysokoprężnym Cummins o mocy 209 kW, wyposażonym w napęd E^V Drive z dwoma maszynami elektrycznymi o mocy 75 kW wykazały, że w porównaniu z napędem konwencjonalnym średnie zużycie paliwa w cyklach miejskich Manhattan, OCTA, CBD zmniejszyło się o 51% a emisja NO_x obniżyła się o 28%, CO o 29%, H_nC_m o 43%, CO_2 o 36% i cząstek stałych nawet o 66% [7].

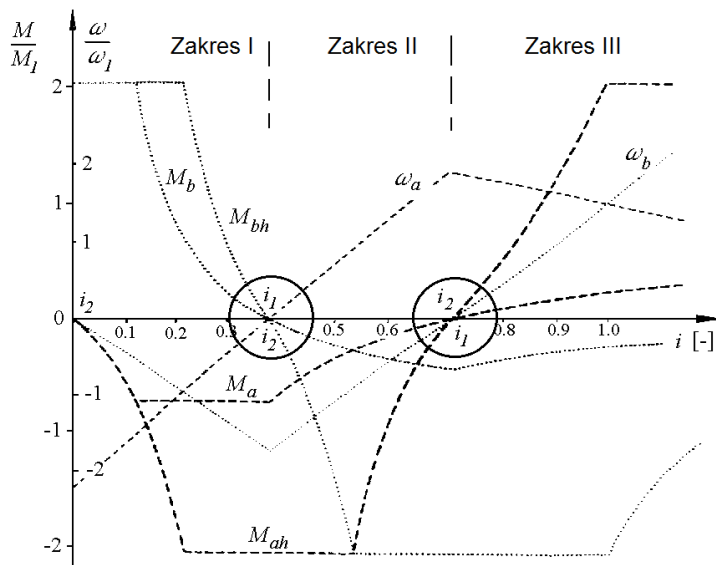
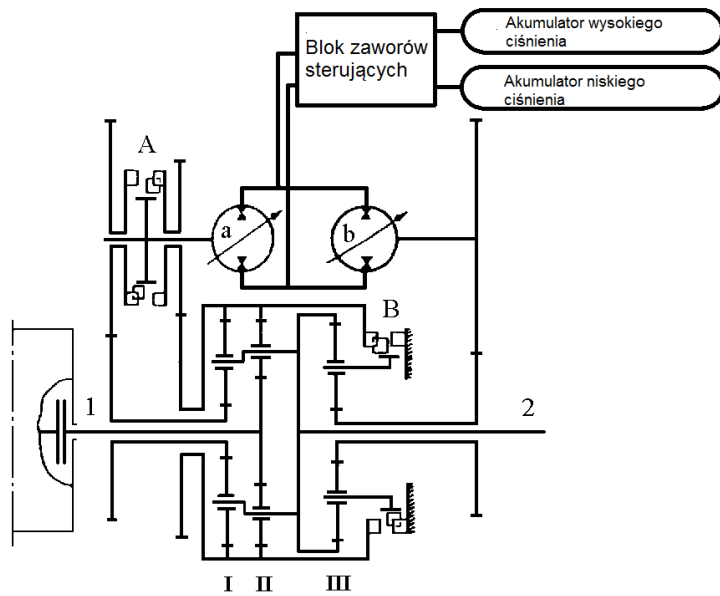
Polski producent Solaris jako pierwszy w Europie na początku 2007 r. wprowadził do seryjnej produkcji autobusów miejskich rozwiązanie firmy Allison.

Autobusy z tym napędem można spotkać na ulicach wielu miast, m.in. Bremy, Bochum, Drezna, Hanoweru, Lipska, Monachium, Lenzburga i Poznania. W przypadku autobusu hybrydowego Solaris stwierdzono mniejsze zużycie paliwa o 20÷25%, obniżenie emisji NO_x o 39%, CO o 10%, CO_2 o 23%, H_nC_m o 14%, cząstek stałych o 6% [2].

Skrzynia prototypowa PŁ

Skrzynka biegów składa się z przekładni planetarnej z trzema szeregami I, II, III, sprzęgieł A i B, które służą do zmiany zakresu przełożeń, przekładni hydrostatycznej a i b oraz kilku kół zębatych o stałych osiach. Zmiana przełożenia przekładni trójzakresowej dokonuje się przez zmianę przełożenia w przekładni hydrostatycznej. Możliwe są następujące kombinacje: w zakresie I - połączenie przekładni hydrostatycznej z przekładnią planetarną za pomocą przekładni stałej na wyjściu, oraz w zakresach II i III - połączenie wewnętrzne [1, 2]. Sposób połączenia gałęzi hydrostatycznej z mechaniczną rzutuje na kształt krzywych przedstawiających podstawowe parametry, rys. 4, oraz na sposób sterowania całym napędem.

W położeniu neutralnym wał wyjściowy 2 nie obraca się, sprzęgła A i B znajdują się w prawym położeniu, pompa „a” jest ustawiona na wydajność zerową, silnik „b” na chłonność maksymalną. Pompa „a” otrzymuje napęd od silnika spalinowego przez koło słoneczne w I oraz koła zębate stałe. Wał silnika „b” jest nieruchomy. Wychylenie tarczy oporowej maszyny „a” powoduje napędzanie maszyny „b” z odpowiadającym wychyleniu prędkością kątową ω_b i tym samym wału wyjściowego 2. Zwiększenie przełożenia $i = \omega_b / \omega_1$ odbywa się początkowo przez wzrost wydajności maszyny „a” do maksimum a następnie przez redukcję aż do zera chłonności maszyny „b”, pracującej w tym zakresie jako silnik hydrostatyczny. Jednocześnie zachodzi zmniejszanie się prędkości kątowej „a” aż do zera. Proporcjonalnie zmniejszają się prędkości kątowe kół koronowych 2 i 4 oraz drugiej strony sprzęgła B.



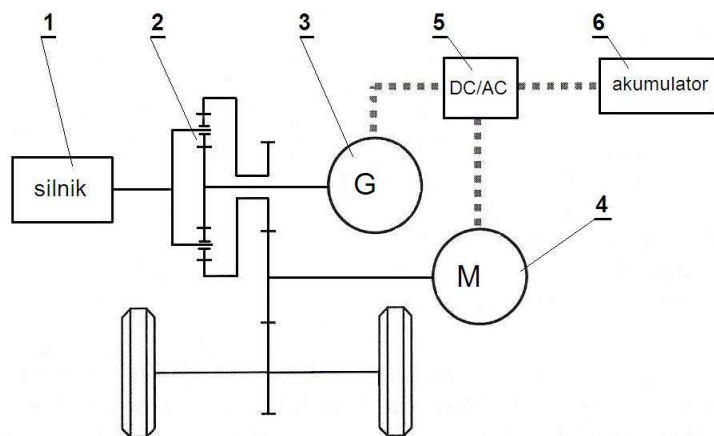
Rys. 4. Schemat układu napędowego prototypu PŁ i krzywe przedstawiające podstawowe parametry przekładni hydrostatycznej

W chwili zatrzymania „a” ($\omega_a = 0$) następuje zmiana zakresów z I na II i sprzęgło B łączy szereg III z kołami 2 i 4. Dalsza zmiana przełożeń odbywa się przez zwiększenie od zera do maksimum wydajności maszyny „b”, która w tym zakresie pracuje jako pompa, oraz redukcję chłonności maszyny „a”, która teraz pracuje jako silnik hydrostatyczny.

Drugi zakres przełożeń kończy się z chwilą zatrzymania maszyny „b” ($\omega_b = 0$). Wtedy następuje przełączenie sprzęgła A w lewe położenie i układ znajduje się w III zakresie, a regulacja przełożeń odbywa się identycznie jak w zakresie I.

Wartościami ograniczającymi prędkości kątowe maszyn „a” i „b” są prędkości maksymalne wynikające z ich konstrukcji oraz maksymalna wartość ciśnienia w układzie hydrostatycznym. Na rys. 4 symbolem M_{ah} oraz M_{bh} oznaczono krzywe momentów obrotowych na wałach maszyn „a” i „b” otrzymane z sumy napędów z dwóch źródeł: od silnika spalinowego i z akumulatorów hydropneumatycznych. W przypadku napędu tylko od silnika spalinowego są to odpowiednio: M_a i M_b . Widoczny przyrost momentów obrotowych musi skutkować większą dynamiką autobusu.

Skrzynia firmy Toyota-Prius

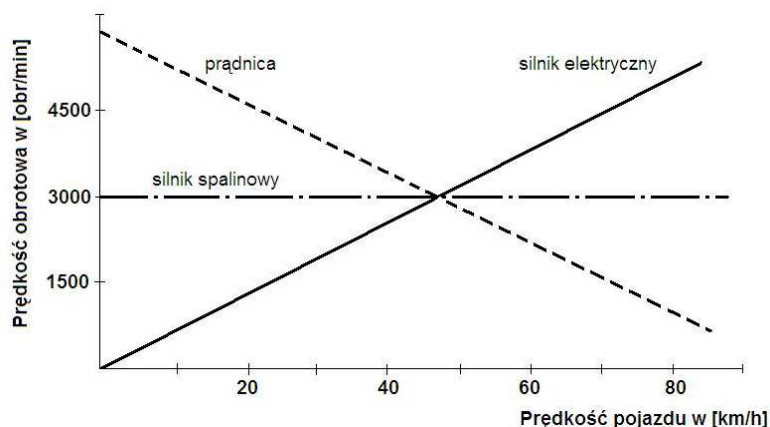


Rys. 5. Schemat napędu hybrydowego Toyota-Prius [6, 8]
 1 – silnik spalinowy, 2 – przekładnia planetarna, 3 – maszyna elektryczna (prądnica-rozrusznik), 4 – maszyna elektryczna (silnik-prądnica), 5 – sterownik DC/AC, 6 - akumulator

W napędzie hybrydowym Toyoty-Prius, w zależności od stopnia naciśnięcia „pedału gazu”, pojazd może ruszać wykorzystując napęd tylko z silnika elektrycznego tj. przy łagodnym przyspieszaniu i podczas jednostajnej jazdy, bądź z obydwu silników: elektrycznego i spalinowego przy większych obciążeniach, rys. 5 [6,8]. Silnik spalinowy załączany jest

również w przypadku dużego stopnia rozładowania akumulatora. O wielkości mocy przekazywanej w sposób elektryczny decyduje sterownik 5, który monitorując poziom naładowania akumulatora 6 dokonuje podziału mocy tak, aby osiągnąć maksymalną sprawność całkowitą napędu w danych warunkach obciążenia.

Podczas hamowania silnik spalinowy zostaje wyłączany, sterownik 5 przełącza maszynę elektryczną 4 w tryb pracy prądnicy, dzięki czemu możliwy jest odzysk energii kinetycznej pojazdu i magazynowanie jej w akumulatorze 6.



Rys. 6. Przebiegi prędkości obrotowych podstawowych zespołów napędu hybrydowego Toyota-Prius [8]

Prędkości obrotowe maszyn elektrycznych 3 i 4 oraz silnika napędowego 1 wynikają z kinematyki przekładni planetarnej oraz sposobu przyłączenia zespołów układu napędowego. Ich przebieg przedstawiają odpowiednie linie na rys. 6. Podobnie jak w rozwiązaniu skrzyni E^V Drive firmy Allison, konstruktorzy Toyoty również wyróżnili prędkość ok. 50 km/h, przy której wszystkie człony przekładni planetarnej poruszają się z tą samą prędkością kątową. Wtedy przekładnia zachowuje się jakby była zablokowana, a tym samym sprawność przeniesienia napędu jest maksymalna.

Jako maszyny elektryczne zastosowano wysokosprawne bezszczotkowe maszyny synchroniczne z magnesami stałymi o mocy 50 kW, przy zasilaniu napięciem 500 V, i maksymalnym momencie obrotowym 400 Nm, który jest praktycznie stały w zakresie prędkości (0 ÷ 1540) obr/min. Łączna moc z obydwu źródeł dochodzi do 85 kW przy prędkościach powyżej 80 km/h.

W układzie zastosowano silnik spalinowy o pojemności 1.5 dm³ o mocy maksymalnej 57 kW przy prędkości obrotowej 5000 obr/min oraz maksymalnym momencie obrotowym 115 Nm przy prędkości 4200 obr/min.

Producent podaje [4], że zużycie paliwa utrzymuje się na poziomie 3.5 dm³/100km, a emisja szkodliwych składników spalin zmniejszyła się o 50% w porównaniu do napędu konwencjonalnego.

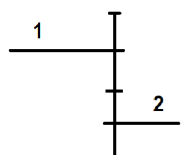
W roku 2009 pojawiła się III a obecnie IV generacja powyższego napędu z silnikiem o pojemności 1.8 dm³, mocy 72 kW oraz silnikiem elektrycznym o mocy 59 kW.

Przedstawione rozwiązania napędów równoległych wdrożone do produkcji potwierdzają ich przydatność w ruchu miejskim. Wspólną cechą powyższych rozwiązań jest rozdzielanie strumienia mocy z silnika spalinowego za pośrednictwem przekładni planetarnej na dwa strumienie oraz ich sumowanie za pomocą przekładni o stałym przełożeniu. Jak się później okaże, tylko ta odmiana pozwala na sterowanie prędkości pojazdu od zera wraz ze zmianą przełożenia również od zera w przekładni bezstopniowej.

3. Analiza kinematyczna i dynamiczna układów z równoległym przepływem mocy

Własności przekładni z równoległym przepływem mocy można określić znając parametry kinematyczne przekładni wchodzących w jej skład, posługując się poniższą metodą [1, 3].

Własności przekładni zębatej o stałym położeniu osi opisują: przełożenie i sprawność, zatem:



The diagram shows a vertical central shaft with two horizontal shafts, labeled 1 and 2, extending from it. Shaft 1 is on the left and shaft 2 is on the right. This represents a planetary gear set configuration.

$$\begin{aligned} \omega_1 - i_{12}\omega_2 &= 0 \\ M_1 : M_2 &= 1 : -i_{12} \eta_{12} \end{aligned} \quad (1)$$

Dla przekładni planetarnej otrzymuje się:

jednorodne względem prędkości kątowych poszczególnych członów. W kolumnach tworzonej macierzy występują elementy z tą samą prędkością kątową. Ostatnie równanie jest przekształceniem rozwiniętego wzoru **Willisa** dla czteroelementowego układu przekładni bezstopniowej, np. hydrostatycznej jak na rys. 7:

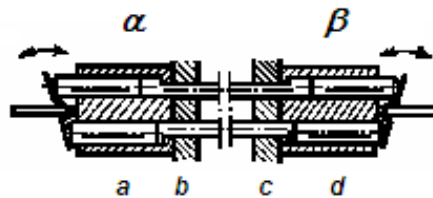
$$i_z = \frac{\omega_c - \omega_d}{\omega_a - \omega_b} \quad (4)$$

gdzie:

i_z – przełożenie kinematyczne przekładni bezstopniowej,

ω_a i ω_b – prędkości kątowe członu czynnego „a” i biernego „b” elementu α przekładni,

ω_c i ω_d – prędkości kątowe członu czynnego „c” i biernego „d” elementu β przekładni.



Rys. 7. Przekładnia hydrostatyczna jako mechanizm o trzech stopniach swobody.

Elementy (podzespoły) α i β przekładni hydrostatycznej mogą pracować zamiennie jako pompa i silnik, w obydwu kierunkach przepływającej mocy.

Rozwiązanie równań kinematycznych daje zależności pomiędzy prędkościami kątowymi poszczególnych elementów układu w postaci:

$$\frac{\omega_1}{D_1} = \frac{\omega_2}{D_2} = \frac{\omega_3}{D_3} = \dots = \frac{\omega_{p-1}}{D_{p-1}} = \frac{\omega_p}{D_p} \quad (5)$$

gdzie: D_1, D_2, \dots, D_p są wyznacznikami powstałymi z macierzy:

$$\begin{array}{c}
 \left| \begin{array}{ccccccc}
 a_{11} & a_{12} & a_{1a} & a_{1b} & a_{1c} & a_{1d} & a_{1p} \\
 a_{21} & a_{22} & a_{2a} & a_{2b} & a_{2c} & a_{2d} & a_{2p} \\
 \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\
 a_{(p-2)1} & a_{(p-2)2} & a_{(p-2)a} & a_{(p-2)b} & a_{(p-2)c} & a_{(p-2)d} & a_{(p-2)p} \\
 0 & 0 & i_z & -i_z & -1 & 1 & 0
 \end{array} \right| \quad (6)
 \end{array}$$

przez opuszczenie odpowiedniej kolumny.

Przełożenie kinetyczne całego układu wynosi:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_2}{D_1} \quad (7)$$

lub po rozwiązaniu wyznaczników

$$i = \frac{i_z (D_2^a - D_2^b) + (D_2^c - D_2^d)}{i_z (D_1^a - D_1^b) + (D_1^c - D_1^d)} = \frac{A i_z + B}{C i_z + D} \quad (8)$$

gdzie:

D_n^w – podwyznaczniki powstałe z macierzy przez opuszczenie ostatniego wiersza oraz kolumn n i w , odpowiadających elementom n i w , między którymi chcemy określić przełożenie,

A, B, C, D – wielkości stałe powstałe w wyniku przekształceń wg powyższego wzoru.

Z powyższego wyrażenia można wyznaczyć wartość przełożenia w przekładni bezstopniowej jako funkcję przełożenia całkowitego przekładni równoległej w postaci:

$$i_z = \frac{D i - B}{A - C i} \quad (9)$$

Wielkość przepływającej mocy N_q przez gałąź q w przekładni złożonej należy określić z wzoru Krejnesa [1, 3]:

$$\frac{N_q}{N} = \frac{i_q}{i} \frac{\delta i}{\delta i_q} \quad (10)$$

gdzie:

N – moc przekazywana przez przekładnię złożoną równoległą,

N_q – moc przekazywana przez gałąź q ,

i - przełożenie całkowite przekładni złożonej równoległej,

i_q - przełożenie gałęzi q .

W przypadku gałęzi zawierającej przekładnię bezstopniową otrzymuje się:

$$\frac{N_z}{N} = \frac{i_z}{i} \frac{\delta i}{\delta i_z} = \frac{i_z (A D - B C)}{i (C i_z + D)^2} \quad (11)$$

a po podstawieniu wyrażenia na i_z :

$$\frac{N_z}{N} = \frac{(D i - B)(A - C i)}{i (A D - B C)} \quad (12)$$

Oznaczając:

$$\frac{A}{C} = i_1 \quad \text{oraz} \quad \frac{B}{D} = i_2 \quad (13)$$

otrzymuje się:

$$\frac{N_z}{N} = \frac{(i_1 - i)(i - i_2)}{i (i_1 - i_2)} \quad (14)$$

Prędkości kątowe na wejściu i wyjściu poszczególnych członów wynikają wprost z rozwiązań układu równań kinematycznych i tak np. dla przekładni bezstopniowej:

$$\frac{\omega_\alpha}{\omega_1} = \frac{\omega_a - \omega_b}{\omega_1} = \frac{D_a - D_b}{D_1} = k_\alpha \frac{i_1 - i}{i_1 - i_2} \quad (15)$$

$$\frac{\omega_\beta}{\omega_1} = \frac{\omega_c - \omega_d}{\omega_1} = \frac{D_c - D_d}{D_1} = k_\beta \frac{i - i_2}{i_1 - i_2}$$

gdzie: k_α i k_β – stałe niezależne od parametrów i_1 oraz i_2 będące kombinacjami podwyznaczników macierzy.

Równania na momenty obrotowe wynikają z powyższych zależności i są postaci:

$$\frac{M_{\alpha}}{M_1} = \frac{1}{k_{\alpha}} \frac{i - i_2}{i}$$

(16)

$$\frac{M_{\beta}}{M_1} = \frac{1}{k_{\beta}} \frac{i_1 - i}{i}$$

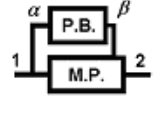
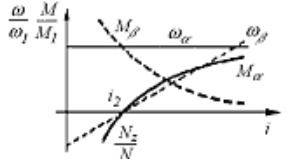
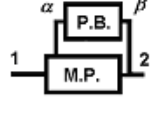
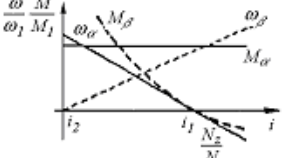
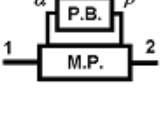
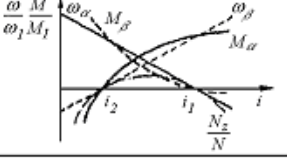
Przedstawione powyżej wzory umożliwiają obliczenia mocy, prędkości kątowych oraz momentów obrotowych we wszystkich gałęziach układu równoległego przy założeniu idealnej sprawności.

3.1. Klasyfikacja przekładni równoległych

W wyniku wprowadzenia dwóch charakterystycznych przełożeń: i_1 oraz i_2 przekładni złożonej, przy których moc przenoszona przez przekładnię bezstopniową przechodzi przez zero, możliwa jest prosta klasyfikacja przekładni równoległych, jak w tabeli 1 [1, 3]. Dla każdej z grup istnieją podstawowe zależności na parametry pracy przekładni wewnętrznej, bezstopniowej, które nie zależą od stopnia skomplikowania konstrukcji a jedynie od wartości tych dwóch przełożeń: i_1 oraz i_2 . Istnieją trzy rodzaje rozwiązań:

- z połączeniem przekładni bezstopniowej z przekładnią mechaniczną na wejściu przez przekładnię o stałym przełożeniu.
- z połączeniem przekładni bezstopniowej z przekładnią mechaniczną na wyjściu przez przekładnię o stałym przełożeniu.
- z połączeniem wewnętrznym, tj. przekładni bezstopniowej z przekładnią mechaniczną przez przekładnie planetarne na wejściu i wyjściu.

Tabela 1. Klasyfikacja skrzyń biegów z równoległym przepływem mocy

	Schemat strukturalny	Charakterystyka obciążeniowa P.B.	Parametry pracy P.B.
Połączenie na wejściu			$0 < i_2 = \frac{B}{D} < i_1 = \infty$ $\frac{\omega_\alpha}{\omega_1} = k_\alpha$ $\frac{M_\alpha}{M_1} = \frac{1}{k_\alpha} \left(1 - \frac{i_2}{i}\right)$ $\frac{N_z}{N} = 1 - \frac{i_2}{i}$ $\frac{\omega_\beta}{\omega_1} = k_\beta (i - i_2)$ $\frac{M_\beta}{M_1} = \frac{1}{k_\beta} \frac{1}{i}$
Połączenie na wyjściu			$0 = i_2 < i_1 = \frac{A}{C} < \infty$ $\frac{\omega_\alpha}{\omega_1} = k_\alpha \left(1 - \frac{i_1}{i}\right)$ $\frac{M_\alpha}{M_1} = \frac{1}{k_\alpha}$ $\frac{N_z}{N} = 1 - \frac{i}{i_1}$ $\frac{\omega_\beta}{\omega_1} = k_\beta \frac{i}{i_1}$ $\frac{M_\beta}{M_1} = \frac{1}{k_\beta} \left(\frac{i_1}{i} - 1\right)$
Połączenie wewnętrzne			$0 < i_2 = \frac{B}{D} < i_1 = \frac{A}{C} < \infty$ $\frac{\omega_\alpha}{\omega_1} = k_\alpha \frac{i_1 - i}{i_1 - i_2}$ $\frac{M_\alpha}{M_1} = \frac{1}{k_\alpha} \frac{i - i_2}{i}$ $\frac{N_z}{N} = \frac{(i_1 - i)(i - i_2)}{i(i_1 - i_2)}$ $\frac{\omega_\beta}{\omega_1} = k_\beta \frac{i - i_2}{i_1 - i_2}$ $\frac{M_\beta}{M_1} = \frac{1}{k_\beta} \frac{i_1 - i}{i}$

Układ z połączeniem na wejściu cechują następujące własności: hiperbola mocy N_z/N przekształca się w równoboczną, prędkość ω_α ma wartość stałą, proporcjonalną do prędkości kątowej wału wejściowego (wynikającą z przełożenia przekładni zębatej). W tym przypadku można wykorzystywać tylko jeden punkt mocy zerowej i_2 , a korzystny zakres pracy leży powyżej tego punktu, tj. przy większych przełożeniach. Przy przełożeniach mniejszych występuje w przekładni równoległej zjawisko mocy krążącej.

W układzie z połączeniem na wyjściu hiperbola mocy N_z/N ulega „zwyrodnieniu” w porównaniu z połączeniem wewnętrznym, przekształcając się w swoją asymptotę. Tak samo przekształca się krzywa momentu M_α . Korzystną cechą jest ograniczona wartość mocy N_z/N przy dowolnie małych przełożeniach ($i \approx 0$). Połączenie to jako jedyne z trzech możliwych pozwala na realizację napędu od $i_2 = 0$, co odpowiada prędkości pojazdu $V = 0$.

W układzie z połączeniem wewnętrznym nie ma proporcjonalności między parametrami w gałęziach równoległych, gdyż zarówno na wejściu jak i wyjściu istnieją połączenia gałęzi za pośrednictwem przekładni planetarnych, tj. mechanizmów o więcej niż jednym stopniu swobody. Wykres mocy N_z/N jest hiperbolą, w której jedną z asymptot stanowi oś rzędnych a drugą – prosta ukośna. Pomiędzy punktami i_1 oraz i_2 wartość mocy N_z/N osiąga maksimum przy przełożeniu $i = (i_1 * i_2)^{0.5}$:

$$\left| \frac{N_z}{N} \right|_{\max} = \frac{\left(\frac{i_1}{i_2} \right)^{0.5} - 1}{\left(\frac{i_1}{i_2} \right)^{0.5} + 1} \quad (17)$$

W złożonej przekładni z równoległym przepływem mocy przełożenia mocy zerowej i_1 , i_2 wyznaczają przebiegi podstawowych parametrów na wejściu (α) i wyjściu (β) przekładni bezstopniowej. Tym samym możliwy jest dobór struktury przekładni złożonej tak, aby obciążenia podzespołów przekładni bezstopniowej nie przekraczały wartości dopuszczalnych i były utrzymane w założonych granicach. W przypadku napędu z jednego źródła dodatkowym ograniczeniem jest jego moc. Uwzględniając, zatem powyższe spostrzeżenia, możliwe jest określenie maksymalnej dynamiki pojazdu już na etapie projektu.

3.2. Analiza wybranych skrzyń z równoległym przepływem mocy

Uwzględniając powyższe zależności i przyjmując założenie $\eta=1$ dla wszystkich przekładni składowych, otrzymuje się:

- dla przekładni DIWA zakres zmian przełożeń na pierwszym biegu:

$$i = \frac{A_1 i_z}{(1 + A_1) i_z + (1 + A_2)} \quad (18)$$

stąd:

$$A = A_1, B = 0, C = 1 + A_1, D = 1 + A_2, i_2 = 0, i_1 = \frac{A_1}{1 + A_1}, \text{ oraz } i < 0 \div 0.4 > \text{ dla } i_z < 0 \div 1 > \quad (19)$$

A_1 – parametr przekładni planetarnej rozdzielającej strumienie mocy, np. $A_1=3$,

A_2 – parametr przekładni planetarnej sumującej strumienie mocy, np. $A_2=2.5$,

- dla przekładni E^V Drive firmy Allison w I zakresie zmiany przełożenia realizowane są wg poniższych zależności:

$$i = \frac{A_1 (1 + A_2) i_z}{(1 + A_1) (1 + A_3) i_z + (A_1 A_2 - 1) (1 + A_3)} \quad (20)$$

stąd:

$$A = A_1(1 + A_2), B = 0, C = (1 + A_1)(1 + A_3), D = (A_1 A_2 - 1)(1 + A_3),$$

$$\text{oraz } i_2 = 0, i_1 = \frac{A_1(1 + A_2)}{(1 + A_1)(1 + A_3)} \Rightarrow \text{gdy } A_2 = A_3 \text{ wtedy } i_1 = \frac{A_1}{(1 + A_1)} \quad (21)$$

A_1, A_2, A_3 – parametry kolejnych przekładni planetarnych.

gdy $i_z = 1$ (prędkości kątowne maszyn elektrycznych wyrównane – punkt A na rys. 3 wtedy:

$$i = \frac{A_1(1 + A_2)i_z}{(1 + A_1)(1 + A_3)i_z + (A_1 A_2 - 1)(1 + A_3)} = \frac{1 + A_2}{1 + A_3 - A_2 + A_2 A_3} \quad (22)$$

dla $A_2 = A_3 = 3$ otrzymuje się $i = 0.4$ co odpowiada wartości przełożenia 2.5 w układzie konwencjonalnym.

- w zakresie II zmiany przełożenia realizowane są wg zależności:

$$i = \frac{A_1 A_2 i_z + A_1}{(A_1 A_2 - 1) i_z + (1 + A_1)} \quad (23)$$

stąd:

$$A = A_1 A_2, B = A_1, C = A_1 A_2 - 1, D = 1 + A_1, i_2 = \frac{A_1}{1 + A_1}, i_1 = \frac{A_1 A_2}{A_1 A_2 - 1} \quad (24)$$

gdy $i_z = 1$ (prędkości kątowne maszyn elektrycznych wyrównane – punkt B na rys. 3 wtedy:

$$i = \frac{A_1 A_2 i_z + A_1}{(A_1 A_2 - 1) i_z + (1 + A_1)} = 1 \text{ (bieg bezpośredni)} \quad (25)$$

- dla przekładni PŁ w I zakresie zmiany przełożenia realizowane są wg zależności:

$$i = \frac{\frac{z_{12}}{z_{11}} \frac{z_9}{z_{10}} i_z}{(1 + A_2) \frac{z_{12}}{z_{11}} \frac{z_9}{z_{10}} i_z + A_1 A_2} \quad (26)$$

stąd:

$$A = \frac{z_{12}}{z_{11}} \frac{z_9}{z_{10}} i_z, B = 0, C = (1 + A_2) \frac{z_{12}}{z_{11}} \frac{z_9}{z_{10}}, D = A_1 A_2, i_2 = 0, i_1 = \frac{1}{1 + A_2} \quad (27)$$

A_1, A_2 – parametr szeregu planetarnego I i II,
 $z_9, z_{10}, z_{11}, z_{12}$ – liczby zębów na kołach 9, 10, 11, 12.

- w II zakresie zmiany przełożenia realizowane są wg zależności:

$$i = \frac{(1 + A_1) \frac{z_{11}}{z_{12}} i_z + \frac{z_9}{z_{10}}}{(1 + A_1 + A_2) \frac{z_{11}}{z_{12}} i_z + \frac{z_9}{z_{10}} (1 + A_2)} \quad (28)$$

stąd:

$$A = (1 + A_1) \frac{z_{11}}{z_{12}} i_z, B = \frac{z_9}{z_{10}}, C = (1 + A_1 + A_2) \frac{z_{11}}{z_{12}}, D = \frac{z_9}{z_{10}} (1 + A_2), i_2 = \frac{1}{1 + A_2}, i_1 = \frac{1 + A_1}{1 + A_1 + A_2} \quad (29)$$

pozostałe oznaczenia jak wyżej.

- w III zakresie zmiany przełożenia realizowane są wg zależności:

$$i = \frac{A_3 i_z + \frac{z_8}{z_7} \frac{z_{11}}{z_{12}} (1 + A_1)}{(A_3 - A_2) i_z + \frac{z_8}{z_7} \frac{z_{11}}{z_{12}} (1 + A_1 + A_2)} \quad (30)$$

stąd:

$$A = A_3, B = \frac{z_8}{z_7} \frac{z_{11}}{z_{12}} (1 + A_1), C = (A_3 - A_2), D = \frac{z_8}{z_7} \frac{z_{11}}{z_{12}} (1 + A_1 + A_2), i_2 = \frac{1 + A_1}{1 + A_1 + A_2}, i_1 = \frac{A_3}{A_3 - A_2} \quad (31)$$

A_3 – parametr szeregu planetarnego III,

z_7, z_8 – liczby zębów na kołach 7, 8

pozostałe oznaczenia jak wyżej.

- dla przekładni Toyota Prius zakres zmian przełożenia na pierwszym biegu:

$$i = \frac{(1 + A_1) i_r i_z}{A_1 i_z + i_r} \quad (32)$$

stąd:

$$A = (1 + A_1) i_r, B = 0, C = A_1, D = i_r, i_2 = 0, i_1 = \frac{(1 + A_1) i_r}{A_1}, \text{ oraz } i < 0 \div 1 > \text{ dla } i_c < 0 \div 1 > \quad (33)$$

A_1 – parametr przekładni planetarnej rozdzielającej strumienie mocy, np. $A_1=3$,

i_r – przełożenie przekładni sumującej strumienie mocy, np. $i_r=1$.

Jak wynika z powyżej przedstawionych zależności, analizowane przekładnie w zakresie przełożeń odpowiadających fazie ruszania pojazdu, przynależą do tej samej grupy strukturalnej układów równoległych pomimo odmiennych rozwiązań konstrukcyjnych, tj. do grupy z połączeniem na wyjściu przekładni bezstopniowej przez przekładnię ze stałym przełożeniem.

W przypadku przekładni Allison w zakresie II istnieje połączenie przez przekładnie planetarne (wewnętrzne). Łatwo zauważyć, że dla zachowania ciągłości zmian przełożeń przy przechodzeniu z zakresu I do II, wartość i_1 zakresu I musi być równa wartości i_2 z zakresu II; zachodzi to, gdy $A_2=A_3$. Ponadto, dobierając parametry przekładni planetarnych można wybrać prędkości pojazdu, przy których wystąpi wyrównanie prędkości kątowych i tym samym najwyższa sprawność w przekładni z równoległym przepływem mocy.

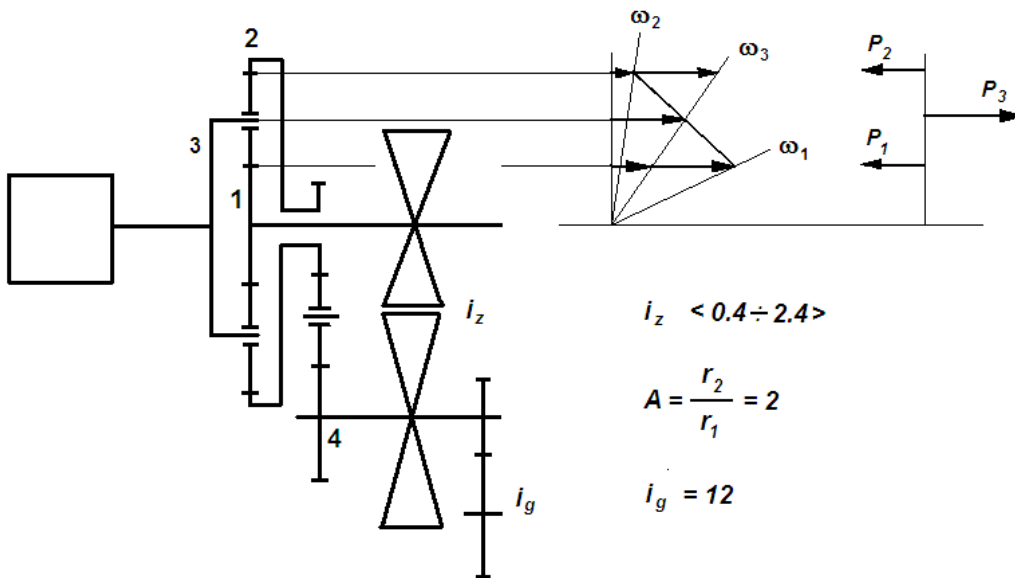
Podobne relacje występują w prototypie PŁ [3].

Zatem, już na etapie opracowywania schematu skrzyni biegów powyższa metoda pozwala na określenie wielu podstawowych parametrów układu napędowego, łącznie z wyznaczeniem wykresu trakcyjnego pojazdu.

3.3. Analiza różnego rodzaju połączeń wału wejściowego przekładni bezstopniowej z wybranym elementem przekładni planetarnej

Uwzględniając spostrzeżenia wynikające z tabeli 1, czyli wybór połączenia na wyjściu jako odpowiadającego zakresom przełożeń w fazie ruszania pojazdu, należy również zwrócić uwagę na połączenie wału wejściowego przekładni bezstopniowej z wybranym elementem przekładni planetarnej tj. z kołem słonecznym, jarzmem satelitów bądź kołem koronowym. Analizę takich połączeń przedstawiono poniżej, przy czym jako przekładnia bezstopniowa posłużyła przekładnia cierna CVT.

Wariant I – połączenie przekładni bezstopniowej z kołem słonecznym i silnika z jarzmem



Występują tu następujące związki kinematyczne:

$$\begin{aligned}
 \omega_1 + A_1 \omega_2 - (1 + A_1) \omega_3 &= 0 \\
 \omega_4 &= \omega_2 i_{42} \\
 \omega_4 &= \omega_1 i_z
 \end{aligned}
 \tag{34}$$

Po przekształceniach otrzymuje się:

$$\omega_4 \left(\frac{1}{i_z} + \frac{A_1}{i_{42}} \right) - (1 + A_1) \omega_3 = 0
 \tag{35}$$

a stąd:

$$i = \frac{\omega_4}{\omega_3} = \frac{i_{42} (1 + A_1) i_z}{A_1 i_z + i_{42}}
 \tag{36}$$

oraz przełożenia charakterystyczne układu równoległego (przełożenia mocy zerowej):

$$i_2 = \frac{B}{D} = 0, \quad i_1 = \frac{A}{C} = \frac{i_{42} (1 + A_1)}{A_1} \quad (37)$$

Jak wynika z tabeli 1 i powyżej przedstawionych przełożeń i_1 oraz i_2 omawiany schemat układu równoległego odpowiada strukturze z połączeniem na wyjściu przez przekładnię ze stałym przełożeniem. Korzystając z zależności w tabeli 1 otrzymuje się:

$$\frac{\omega_\alpha^*}{\omega_1^*} = k_\alpha \left(1 - \frac{i}{i_1} \right) = k_\alpha \left[1 - \frac{(1 + A_1) i_{42} i_z A_1}{(A_1 i_z + i_{42})(1 + A_1) i_{42}} \right] = k_\alpha \frac{i_{42}}{A_1 i_z + i_{42}} = \frac{\omega_1}{\omega_3} \quad (38)$$

Z kinematyki układu wynika, że:

$$\frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{(1 + A_1) i_{42}}{A_1 i_z + i_{42}} \quad \text{czyli} \quad k_\alpha = 1 + A_1 \quad (39)$$

Z tabeli 1:

$$\frac{M_\alpha^*}{M_1^*} = \frac{1}{k_\alpha} = \frac{1}{1 + A_1} = \frac{M_1}{M_3} \quad (40)$$

Dla parametrów przekładni bezstopniowej na wyjściu otrzymuje się:

$$\frac{\omega_\beta^*}{\omega_1^*} = k_\beta \frac{i}{i_1} = k_\beta \frac{(1 + A_1) i_{42} i_z A_1}{(A_1 i_z + i_{42})(1 + A_1) i_{42}} = \frac{\omega_4}{\omega_3} \quad \Rightarrow \quad k_\beta = \frac{(1 + A_1) i_{42}}{A_1} \quad (50)$$

$$\frac{M_\beta^*}{M_1^*} = \frac{1}{k_\beta} \left(\frac{i_1}{i} - 1 \right) = \frac{A_1}{(1 + A_1) i_{42}} \left[\frac{(1 + A_1) i_{42} (A_1 i_z + i_{42})}{A_1 (1 + A_1) i_{42} i_z} - 1 \right] = \frac{1}{(1 + A_1) i_z} = \frac{M_4}{M_3}$$

Uwzględniając moment przekazywany gałęzią mechaniczną sumaryczny moment na wale 4 wynosi:

$$M_{4 \text{ rów}} = \frac{M_3}{(1 + A_1) i_z} + \frac{M_3}{A_1 i_{42}} \quad (51)$$

Moc przepływająca przez przekładnię bezstopniową (w naszym przypadku przekładnię CVT) określa wyrażenie:

$$\begin{aligned}
\omega_1 + A_1 \omega_2 - (1 + A_1) \omega_3 &= 0 \\
\omega_4 &= \omega_2 i_{42} \\
\omega_4 &= \omega_3 i_z
\end{aligned} \tag{53}$$

Po przekształceniach otrzymuje się:

$$\omega_1 - \omega_4 \left(\frac{1 + A_1}{i_z} - \frac{A_1}{i_{42}} \right) = 0 \tag{54}$$

a stąd:

$$i = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{i_{42} i_z}{-A_1 i_z + i_{42}(1 + A_1)} \tag{55}$$

oraz przełożenia charakterystyczne układu równoległego:

$$i_2 = \frac{B}{D} = 0, \quad i_1 = \frac{A}{C} = -\frac{i_{42}}{A_1} \tag{56}$$

Łatwo zauważyć, że w mianowniku wyrażenia na przełożenie całkowite układu równoległego występuje różnica; zatem istnieje pewna wartość i_z , przy której powstaje nieokreśloność i zmiana znaku:

$$i_{z \text{ nieokr}} = \frac{i_{42} (1 + A_1)}{A_1} \tag{57}$$

Przyjmując $A_1=1$, $i_z < 0.4 \div 2.4 >$ otrzymuje się $i < 0.218 \div 2.4 >$, $i_2=0$, $i_1 = -2.4$ oraz $i_{z \text{ nieokr}} = 4.8$ (znajduje się poza zakresem roboczych przełożeń układu równoległego). Po wprowadzeniu przekładni redukującej $i_r=0.42$ można otrzymać $i < 0.091 \div 1 >$, tj. zakres odpowiadający układowi konwencjonalnemu. Rozpiętość przełożeń skrzyni z równoległym przepływem mocy $R_{\text{row}} = 11$ przy rozpiętości $R_{\text{CVT}} = 6$ w przekładni CVT.

Jak wynika z tabeli 1 i powyżej przedstawionych przełożeń i_1 oraz i_2 omawiany schemat układu równoległego odpowiada strukturze z połączeniem na wyjściu przez przekładnię o stałym przełożeniu. Korzystając z zależności w tabeli 1 otrzymuje się:

$$\frac{\omega_\alpha^*}{\omega_1^*} = k_\alpha \left(1 - \frac{i}{i_1} \right) = k_\alpha \left[1 + \frac{i_{42} i_z A_1}{[i_{42}(1 + A_1) - A_1 i_z] i_{42}} \right] = k_\alpha \frac{i_{42} (1 + A_1)}{i_{42} (1 + A_1) - A_1 i_z} = \frac{\omega_3}{\omega_1} \tag{58}$$

Z kinematyki układu wynika, że:

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{i_{42}}{-A_1 i_z + i_{42}(1 + A_1)} \quad \text{czyli} \quad k_\alpha = \frac{1}{1 + A_1} \quad (59)$$

Z tabeli 1:

$$\frac{M_\alpha^*}{M_1^*} = \frac{1}{k_\alpha} = 1 + A_1 = \frac{M_3}{M_1} \quad (60)$$

Dla parametrów przekładni bezstopniowej na wyjściu otrzymuje się:

$$\frac{\omega_\beta^*}{\omega_1^*} = k_\beta \frac{i}{i_1} = k_\beta \frac{-i_{42} i_z A_1}{[-A_1 i_z + i_{42}(1 + A_1)] i_{42}} = \frac{\omega_4}{\omega_1} \quad \Rightarrow \quad k_\beta = -\frac{i_{42}}{A_1} \quad (61)$$

$$\frac{M_\beta^*}{M_1^*} = \frac{1}{k_\beta} \left(\frac{i_1}{i} - 1 \right) = \frac{-A_1}{i_{42}} \left[\frac{-i_{42} [-A_1 i_z + i_{42}(1 + A_1)]}{A_1 i_{42} i_z} - 1 \right] = \frac{1 + A_1}{i_z} = \frac{M_4}{M_1}$$

Uwzględniając moment przekazywany gałęzią mechaniczną sumaryczny moment na wale 4 wynosi:

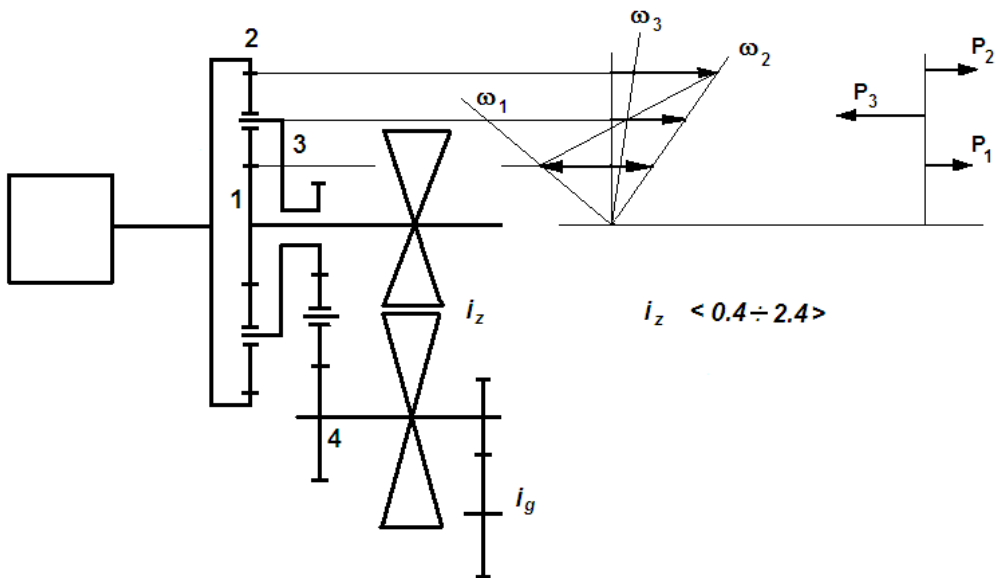
$$M_{4\text{ rów}} = \frac{M_1(1 + A_1)}{i_z} - \frac{M_1 A_1}{i_{42}} \quad (62)$$

Moc przepływająca przez przekładnię bezstopniową (CVT) określa wyrażenie:

$$\frac{N_z}{N_1^*} = 1 - \frac{i}{i_1} = 1 - \frac{-i_{42} i_z A_1}{[-A_1 i_z + i_{42}(1 + A_1)] i_{42}} = \frac{i_{42}(1 + A_1)}{-A_1 i_z + i_{42}(1 + A_1)} = \frac{N_{CVT}}{N_1} \quad (63)$$

Z rozkładu prędkości elementów przekładni planetarnej wynika, że gdy $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3$ powinien zakończyć się zakres sterowania w przekładni CVT ($i_z = i_{zmax}$). Przyjmując przełożenia jak powyżej otrzymuje się: $N_{CVT} < (1.09 \div 2) N_1 >$, co oznacza, że w układzie występuje moc krążąca, która może osiągnąć nawet dwukrotną wartość mocy silnika. Zjawisko mocy krążącej potwierdzają również wektory prędkości liniowej i sił działających na satelitę.

Wariant III – połączenie przekładni bezstopniowej z kołem słonecznym i silnika z kołem koronowym



W wariancie III występują następujące związki kinematyczne:

$$\begin{aligned}
 \omega_1 + A_1 \omega_2 - (1 + A_1) \omega_3 &= 0 \\
 \omega_4 &= \omega_3 i_{43} \\
 \omega_4 &= \omega_1 i_z
 \end{aligned}
 \tag{64}$$

Po przekształceniach otrzymuje się:

$$A_1 \omega_2 - \omega_4 \left(\frac{1 + A_1}{i_{43}} - \frac{1}{i_z} \right) = 0
 \tag{65}$$

a stąd:

$$i = \frac{\omega_4}{\omega_2} = \frac{A_1 i_{43} i_z}{-i_{43} + i_z (1 + A_1)}
 \tag{66}$$

oraz przełożenia charakterystyczne układu równoległego:

$$i_2 = \frac{B}{D} = 0, \quad i_1 = \frac{A}{C} = \frac{A_1 i_{43}}{1 + A_1} \quad (67)$$

Przyjmując $A_1=1$, $i_z < 0.4 \div 2.4 >$ otrzymuje się $i < -0.6 \div 2.4 >$. Łatwo zauważyć, że dla $i_z=1.2$ w mianowniku wyrażenia na przełożenie całkowite otrzymuje się zero; zatem wystąpi punkt nieciągłości, który skomplikuje zagadnienie sterowania przełożeniem w sposób ciągły. Korzystając z zależności w tabeli 1 otrzymuje się:

$$\frac{\omega_\alpha^*}{\omega_1^*} = k_\alpha \left(1 - \frac{i}{i_1} \right) = k_\alpha \left[1 - \frac{i_{43} i_z A_1 (1 + A_1)}{[i_z (1 + A_1) - i_{43}] A_1 i_{43}} \right] = k_\alpha \frac{-i_{43}}{i_z (1 + A_1) - i_{43}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (68)$$

Z kinematyki układu wynika, że:

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{A_1 i_{43}}{-i_{43} + i_z (1 + A_1)} \quad \text{czyli} \quad k_\alpha = -A_1 \quad (69)$$

Z tabeli 1:

$$\frac{M_\alpha^*}{M_1^*} = \frac{1}{k_\alpha} = -\frac{1}{A_1} = \frac{M_1}{M_2} \quad (70)$$

Dla parametrów przekładni bezstopniowej na wyjściu otrzymuje się:

$$\frac{\omega_\beta^*}{\omega_1^*} = k_\beta \frac{i}{i_1} = k_\beta \frac{i_z (1 + A_1)}{[i_z (1 + A_1) - i_{43}]} = \frac{\omega_4}{\omega_2} \quad \Rightarrow \quad k_\beta = \frac{A_1 i_{43}}{1 + A_1} \quad (71)$$

$$\frac{M_\beta^*}{M_1^*} = \frac{1}{k_\beta} \left(\frac{i_1}{i} - 1 \right) = \frac{1 + A_1}{A_1 i_{43}} \left[\frac{A_1 i_{43} [i_z (1 + A_1) - i_{43}]}{(1 + A_1) A_1 i_{43} i_z} - 1 \right] = -\frac{1}{A_1 i_z} = \frac{M_4}{M_2}$$

Uwzględniając moment przekazywany gałęzią mechaniczną sumaryczny moment na wale 4 wynosi:

$$M_{4 \text{ rów}} = -\frac{M_2}{A_1 i_z} + \frac{M_2 (1 + A_1)}{A_1 i_{43}} \quad (72)$$

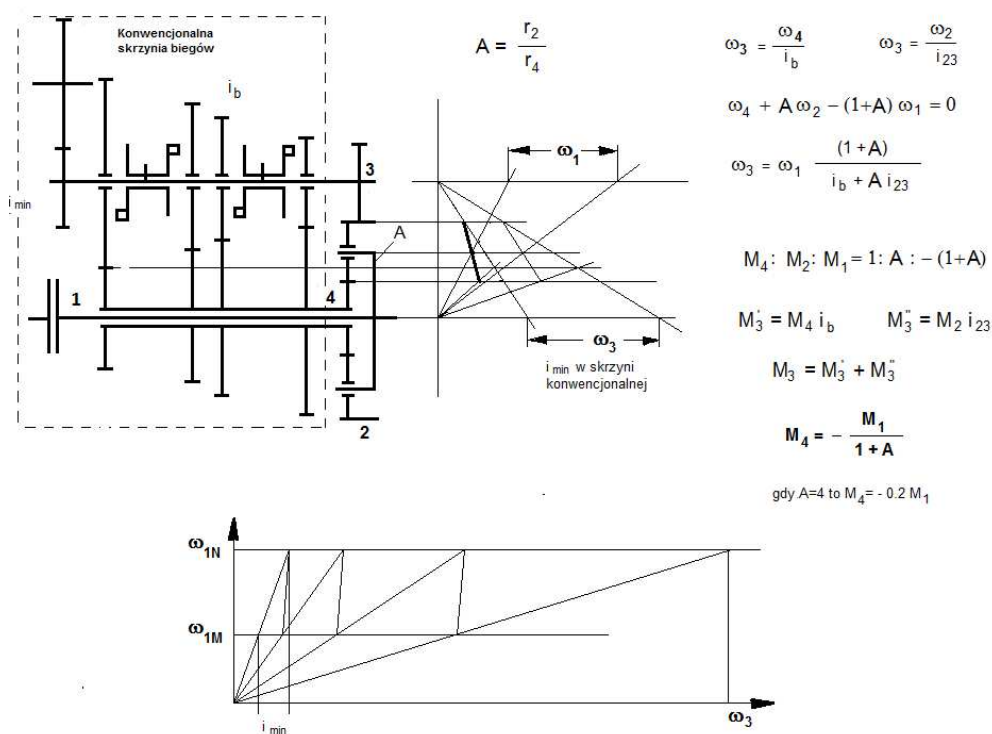
Moc przepływająca przez przekładnię bezstopniową (CVT) określa wyrażenie:

$$\frac{N_z}{N_1^*} = 1 - \frac{i}{i_1} = 1 - \frac{-i_{43} i_z A_1 (1 + A_1)}{[i_z (1 + A_1) - i_{43}] A_1 i_{43}} = \frac{i_{43}}{i_z (1 + A_1) - i_{43}} = \frac{N_{CVT}}{N_1} \quad (73)$$

Przyjmując przełożenia jak powyżej otrzymuje się: $N_{CVT} < (1.5 \div 1) N_1 >$, co oznacza, że w układzie występuje moc krążąca oraz punkt nieciągłości przy $i_z = 1.2$, tj. wewnątrz zakresu przełożeń przekładni CVT. Zjawisko mocy krążącej potwierdzają również wektory prędkości liniowej i sił działających na satelitę.

Podsumowując, rozwiązanie wg wariantu I należy uznać jako najkorzystniejsze - bez mocy krążącej.

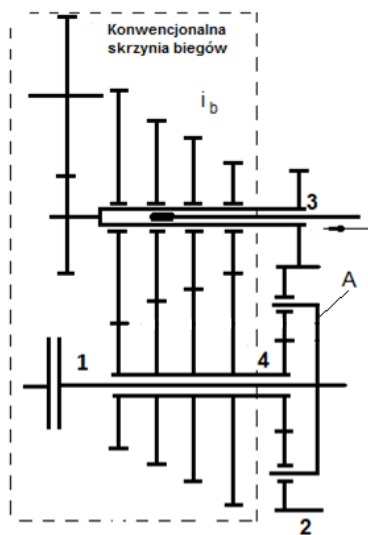
Propozycje układów z równoległym przepływem mocy i skrzynią konwencjonalną



Rys. 8. Wartości parametrów skrzyni z równoległym przepływem mocy i skrzynią konwencjonalną

i_b – przełożenie biegu “b”

Korzyści wynikające z rozdzielenia mocy na dwa strumienie można również łatwo dostrzec wstawiając w miejsce przekładni bezstopniowej konwencjonalną skrzynię biegów. Wiadomo, że stosując przekładnię planetarną jako węzeł rozdzielający strumień mocy od silnika spalinowego, podział strumienia zależy od jej parametrów geometrycznych (A), rys. 8. Zatem skrzynię konwencjonalną można zaprojektować na odpowiednio mniejszą moc, co pozwoli zmniejszyć jej wymiary i masę, oraz nawet zastosować materiały o niższej wytrzymałości, np. tworzywa sztuczne. Przykładowo, jak przedstawiono na rys. 8, dla $A = 4$ moment wejściowy do konwencjonalnej skrzyni może być 5-krotnie mniejszy, co pozwala dodatkowo na zmniejszenie długości skrzyni oraz poszukiwanie rozwiązania innego typu synchronizacji biegów, np. jak na rys. 9.



Rys. 9. Schemat skrzyni z równoległym przepływem mocy i skrzynią konwencjonalną oraz zmienionym sposobem synchronizacji biegów

4. Podsumowanie

Wspólną cechą analizowanych układów napędowych jest stałą prędkość kątową wału wejściowego, połączonego z silnikiem spalinowym pomimo zmiennej prędkości wału wyjściowego, odpowiadającego prędkości pojazdu. Pozwala to na ograniczenie pola pracy silnika do bardzo wąskiego zakresu charakterystyki uniwersalnej, co jest podstawowym wymaganiem dla pojazdów w ruchu miejskim. Przeniesienie „elastyczności” układu

napędowego z silnika na skrzynię biegów, pozwala wykorzystać tą skrzynię również do przesyłania energii w kierunku przeciwnym, podczas hamowania i zgromadzeniu w akumulatorze. Skrzynie o takich cechach stanowią podstawę napędu hybrydowego.

Przedstawiona metoda analizy układów napędowych z równoległym przepływem mocy, stanowi narzędzie pozwalające określić ich własności kinetyczne i dynamiczne już na etapie projektu. Istotą jest wyznaczenie wartości dwóch charakterystycznych przełożeń i_1 oraz i_2 układu złożonego, które jednoznacznie określają czy mamy do czynienia z układem z równoległym przepływem mocy, czy z inną strukturą. Metodą tą można posłużyć się także przy rozpoznawaniu nowych, istniejących rozwiązań, Przeprowadzona analiza przedstawionych rozwiązań pozwala na naukę i sprawdzenie praktycznej umiejętności posługiwania się tą metodą.

Literatura

- [1] Kowalski S. Warunki obciążenia przekładni hydrostatycznej pracującej w układach równoległych. Warsaw University of Technology, Zeszyt Mechanika. 1967; 22.
- [2] Michałak D, Ślaski G. Miejski autobus hybrydowy – aspekt techniczny, ekologiczny i ekonomiczny. Training Conference of the ABRYS Company; 2008; Poznań, Polska.
- [3] Pawelski Z. Napęd hybrydowy dla autobusu miejskiego. Łódź: Lodz University of Technology; 1996: 270 p.
- [4] Pawelski Z. Modelowanie i obliczanie napędu hydrobusu. Łódź: Lodz University of Technology; 2000: 134 p.
- [5] Pawelski Z. Skrzynie automatyczne. Podstawy działania. Łódź: Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej; 2010: 204 p.
- [6] Zieliński A. Rozwój konstrukcji samochodów osobowych z hybrydowymi układami napędowymi. Wydawnictwo Salve; 2006.
- [7] Allison Electric Drives [cited 20 Oct 2015]. Available from: <http://www.allisontransmission.com/servlet>.
- [8] Ayers C W, Hsu J S, Marlino L D, et al. Evaluation of 2004 Toyota Prius Hybrid Electric Drive System. Interim Report. Oak Ridge National Laboratory Report No. ORLL/TM-2004/247 [cited 20 Oct 2015]. Available from: <http://www.osti.gov/bridge>.
- [9] Voith-DIWA Transmission type D 851 (technical description). Voith L 1992.
- [10] Two-Mode, Compound-Split Electromechanical Vehicular Transmission. US Patent No. 5931757.