



Imię i nazwisko autora rozprawy: Marcin Bąk  
Dyscyplina naukowa: Inżynieria Mechaniczna

## ROZPRAWA DOKTORSKA

Tytuł rozprawy w języku polskim: **Wpływ parametrów konstrukcyjnych sprzęgieł mokrych i ich sterowania na zmiany wybranych wielkości fizycznych w trakcie zmian przełożenia przekładni mechanicznej**

Tytuł rozprawy w języku angielskim: **Influence of design parameters and control of wet clutches on selected physical quantities' changes during gear change of a gearbox**

Promotor	Drugi promotor
<i>podpis</i>	<i>podpis</i>
dr hab. inż. Paweł Śliwiński	
Promotor pomocniczy	Kopromotor
<i>podpis</i>	<i>podpis</i>
dr inż. Piotr Patrosz	



**POLITECHNIKA  
GDAŃSKA**

Wydział Inżynierii Mechanicznej  
i Okrętownictwa



## OŚWIADCZENIE

Autor rozprawy doktorskiej: Marcin Bąk

Ja, niżej podpisany(a), wyrażam zgodę/~~nie wyrażam zgody~~\* na bezpłatne korzystanie z mojej rozprawy doktorskiej zatytułowanej:

Wpływ parametrów konstrukcyjnych sprzęgieł mokrych i ich sterowania na zmiany wybranych wielkości fizycznych w trakcie zmian przełożenia przekładni mechanicznej do celów naukowych lub dydaktycznych.<sup>1</sup>

Gdańsk, dnia .....

.....  
*podpis doktoranta*

Świadomy(a) odpowiedzialności karnej z tytułu naruszenia przepisów ustawy z dnia 4 lutego 1994 r. o prawie autorskim i prawach pokrewnych (Dz. U. z 2006 r., nr 90, poz. 631) i konsekwencji dyscyplinarnych określonych w ustawie Prawo o szkolnictwie wyższym (Dz. U. z 2012 r., poz. 572 z późn. zm.),<sup>2</sup> a także odpowiedzialności cywilno-prawnej oświadczam, że przedkładana rozprawa doktorska została napisana przeze mnie samodzielnie.

Oświadczam, że treść rozprawy opracowana została na podstawie wyników badań prowadzonych pod kierunkiem i w ścisłej współpracy z promotorem dr. hab. inż. Pawłem Śliwińskim, ~~drugim promotorem~~ <drugi promotor>, promotorem pomocniczym dr. inż. Piotrem Patroszem, kopromotorem <kopromotor>\*.

Niniejsza rozprawa doktorska nie była wcześniej podstawą żadnej innej urzędowej procedury związanej z nadaniem stopnia doktora.

Wszystkie informacje umieszczone w ww. rozprawie uzyskane ze źródeł pisanych i elektronicznych, zostały udokumentowane w wykazie literatury odpowiednimi odnośnikami zgodnie z art. 34 ustawy o prawie autorskim i prawach pokrewnych.

Potwierdzam zgodność niniejszej wersji pracy doktorskiej z załączoną wersją elektroniczną.

Gdańsk, dnia .....

.....  
*podpis doktoranta*

Ja, niżej podpisany(a), wyrażam zgodę/~~nie wyrażam zgody~~\* na umieszczenie ww. rozprawy doktorskiej w wersji elektronicznej w otwartym, cyfrowym repozytorium instytucjonalnym Politechniki Gdańskiej, Pomorskiej Bibliotece Cyfrowej oraz poddawania jej procesom weryfikacji i ochrony przed przywłaszczeniem jej autorstwa.

Gdańsk, dnia .....

.....  
*podpis doktoranta*

\*) niepotrzebne skreślić

<sup>1</sup> Zarządzenie Rektora Politechniki Gdańskiej nr 34/2009 z 9 listopada 2009 r., załącznik nr 8 do instrukcji archiwalnej PG.

<sup>2</sup> Ustawa z dnia 27 lipca 2005 r. Prawo o szkolnictwie wyższym: Rozdział 7 Odpowiedzialność dyscyplinarna doktorantów, Art. 226.





## OPIS ROZPRAWY DOKTORSKIEJ

**Autor rozprawy doktorskiej:** Marcin Bąk

**Tytuł rozprawy doktorskiej w języku polskim:** Wpływ parametrów konstrukcyjnych sprzęgieł mokrych i ich sterowania na zmiany wybranych wielkości fizycznych w trakcie zmian przełożenia przekładni mechanicznej

**Tytuł rozprawy w języku angielskim:** Influence of design parameters and control of wet clutches on selected physical quantities' changes during gear change of a gearbox

**Język rozprawy doktorskiej:** Polski

**Promotor rozprawy doktorskiej:** dr hab. inż. Paweł Śliwiński

~~Drugi promotor rozprawy doktorskiej\*:~~

**Promotor pomocniczy rozprawy doktorskiej\*:** dr inż. Piotr Patrosz

~~Kopromotor rozprawy doktorskiej\*:~~

Data obrony:

**Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku polski:** przekładnia mechaniczna, sprzęgło wielopłytkowe, hydraulika, badania

**Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku angielskim:** gearbox, multiplate clutch, hydraulics, research

**Streszczenie rozprawy w języku polskim:** <streszczenie, maksymalnie 1400 znaków>

Przedmiotem rozprawy doktorskiej jest analiza wpływu parametrów konstrukcyjnych i sterowania sprzęgłami ciernymi na zmiany wybranych wielkości fizycznych w trakcie zmiany przełożenia dwubiegowej przekładni mechanicznej typu Powershift. W ramach rozprawy przedstawiono znane rozwiązania skrzyń biegów maszyn roboczych. Szczególną uwagę poświęcono skrzyniom Powershift i stosowanym w nich rozwiązaniom sterowania sprzęgłami. Ponadto szczegółowo opisano zasadę działania oraz budowę obiektu badań, którym była prototypowa przekładnia mechaniczna. Opisano sprzęgła cierne wraz z urządzeniem sterującym i zaworami wykorzystanymi do sterowania sprzęgłami.

Opracowane zostały modele matematyczne przekładni mechanicznej opisujące:

- bilans momentów sił działających na elementy przekładni mechanicznej,
- bilans energii przekładni mechanicznej.

W rozprawie zawarto ponadto model matematyczny sprzęgieł wielopłytkowych uwzględniający tarcie w połączeniach wielowypustowych płytek i zmienne parametry konstrukcyjne sprzęgieł. Wykazany w modelu matematycznym przekładni wpływ obciążenia zewnętrznego i momentu przenieszonego przez sprzęgła na przyspieszenie kątowe oraz skoki momentu obrotowego został potwierdzony doświadczalnie. Badania przekładni zostały wykonane dla wytypowanych konfiguracji sterowania zaworami proporcjonalnymi. Zaproponowany model sprzęgieł uzyskał wysoką zgod-



ność z wynikami badań sprzęgieł wykonanymi na zaprojektowanym przez autora stanowisku. Zbadano sprzęgła o różnych parametrach konstrukcyjnych i liczbach powierzchni ciernych.

**Streszczenie rozprawy w języku angielskim: <streszczenie, maksymalnie 1400 znaków>**

The subject of the thesis is analysis of Influence of design parameters and control of multiplate clutch on selected physical quantities changes' during gear change of two-speed Powershift type gearbox. Known designs of transmission were presented within the framework of the thesis. Special emphasis was laid on Powershift gearboxes and clutches' control methods deployed in these assemblies. Additionally, the design and working principle of the gearbox prototype were described at length. Description of multiplate clutches, a controlling device and valves used to control clutches is also included.

Mathematical models of the gearbox were created, which refer to:

- equilibrium of torques acting on the gearbox' elements,
- energy balance of the gearbox.

In the thesis mathematical model of wet clutches including friction appearing on spline connections and variable design parameters is included. Influence of external load and torque transmitted by clutches, which was indicated in gearbox model, was also confirmed experimentally. Experimental research of the gearbox was carried out for selected control configurations of valves. Proposed multiplate clutch model obtained good correspondence with results of research conducted on test stand designed by the author of this thesis. Investigated clutches had different design parameters and number of friction surfaces.

Streszczenie rozprawy w języku, w którym została napisana\*\*:

Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku, w którym została napisana\*\*:

\*) niepotrzebne skreślić.

\*\*\*) dotyczy rozpraw doktorskich napisanych w innych językach, niż polski lub angielski.

# Spis treści

	Strona
Spis rysunków	8
Spis tabel	14
Wykaz oznaczeń	15
<b>1 Wprowadzenie</b>	<b>20</b>
<b>2 Skrzynie biegów i ich podzespoły</b>	<b>22</b>
2.1 Klasyczne skrzynie biegów . . . . .	23
2.1.1 Skrzynie biegów Powershift . . . . .	24
2.1.2 Skrzynie biegów z sprzęgłami Dual Clutch . . . . .	27
2.2 Hybrydowe skrzynie biegów . . . . .	27
2.3 Wielopłytkowe sprzęgła cierne . . . . .	28
2.4 Hydrauliczne układy sterujące sprzęgłami wielopłytkowymi . . . . .	31
<b>3 Hydrauliczno-mechaniczna skrzynia biegów HydmAG</b>	<b>34</b>
3.1 Ogólna charakterystyka skrzyni biegów HydmAG . . . . .	34
3.2 Przekładnia mechaniczna . . . . .	35
3.3 Sprzęgła wielopłytkowe . . . . .	39
3.4 Sterowanie sprzęgłami . . . . .	41
<b>4 Przegląd literatury</b>	<b>46</b>
<b>5 Teza, cel i zakres pracy</b>	<b>48</b>
5.1 Teza pracy . . . . .	48
5.2 Cel pracy . . . . .	48
5.3 Zakres pracy . . . . .	49
<b>6 Modele matematyczne sprzęgła i przekładni mechanicznej</b>	<b>50</b>
6.1 Znane modele matematyczne sprzęgieł wielopłytkowych . . . . .	50

6.1.1	Wybrane modele matematyczne momentów obrotowych przenoszonych podczas poślizgu sprzęgła . . . . .	50
6.1.2	Wybrane modele matematyczne momentów obrotowych przenoszonych przez sprzęgło załączone . . . . .	54
6.2	Proponowany model matematyczny sprzęgła wielopłytkowego z jednostronnym zaciskiem	57
6.2.1	Moment obrotowy przenoszony przez jedną powierzchnię cierną . . . . .	58
6.2.2	Moment obrotowy przenoszony przez drugą powierzchnię cierną . . . . .	61
6.2.3	Moment obrotowy przenoszony przez kolejne powierzchnie cierne . . . . .	62
6.3	Proponowane modele matematyczne przekładni mechanicznej . . . . .	64
6.3.1	Bilans momentów sił działających na elementy przekładni . . . . .	65
6.3.2	Bilans energii przekładni mechanicznej w trakcie zmiany biegu . . . . .	69
6.4	Doświadczalna metoda wyznaczania momentu bezwładności przekładni . . . . .	72

## **7 Badania eksperymentalne zaworów i przekładni mechanicznej** **75**

7.1	Opis badań . . . . .	75
7.1.1	Parametry rejestrowane . . . . .	75
7.1.1.1	Parametry rejestrowane podczas badań zaworów proporcjonalnych . . . . .	75
7.1.1.2	Parametry rejestrowane podczas badań przekładni mechanicznej . . . . .	76
7.1.2	Stanowisko badawcze i aparatura pomiarowa . . . . .	76
7.1.3	Metodyka badań . . . . .	80
7.1.3.1	Metodyka badań zaworów proporcjonalnych . . . . .	80
7.1.3.2	Metodyka pomiaru parametrów przekładni do wyznaczenia zredukowanych momentów bezwładności . . . . .	80
7.1.3.3	Metodyka pomiaru parametrów przekładni w celu określenia wpływu przebiegu natężenia prądu sterującego zaworami proporcjonalnymi na czas załączania sprzęgła . . . . .	80
7.1.3.4	Metodyka pomiaru parametrów przekładni w celu doboru opóźnień między sterowanymi zaworami . . . . .	81
7.1.3.5	Metodyka badań przekładni mechanicznej . . . . .	81
7.1.4	Kryteria doboru ciśnień w siłowniku sprzęgła . . . . .	82
7.1.5	Kryteria wyboru opóźnień czasowych między sterowanymi zaworami . . . . .	83
7.2	Wyniki badań eksperymentalnych zaworów . . . . .	85
7.3	Wyniki wstępnych badań przekładni . . . . .	92
7.3.1	Doświadczalne wyznaczenie momentów bezwładności . . . . .	92
7.3.2	Wpływ różnych konfiguracji sterowania zaworami na moment napędowy i czas zmiany biegu . . . . .	93
7.3.3	Wpływ opóźnień czasowych między załączeniem i rozłączeniem elektromagnesów zaworów na moment napędowy i prędkości obrotowe wału wyjściowego przekładni . . . . .	97
7.4	Wyniki badań przekładni dla wytypowanego sterowania zaworami . . . . .	103
7.4.1	Analiza wielkości fizycznych występujących w trakcie zmiany biegu z pierwszego na drugi	105
7.4.1.1	Czasy zmiany biegu . . . . .	105
7.4.1.2	Maksymalne momenty obrotowe wału wejściowego przekładni . . . . .	108
7.4.1.3	Minimalne prędkości obrotowe wału wyjściowego przekładni . . . . .	109
7.4.1.4	Straty energii podczas zmiany biegu . . . . .	110
7.4.2	Analiza wielkości fizycznych występujących w trakcie redukcji biegu . . . . .	112

7.4.2.1	Czasy redukcji biegu . . . . .	112
7.4.2.2	Maksymalne momenty obrotowe wału wejściowego podczas redukcji biegu . . . . .	114
7.4.2.3	Minimalne prędkości obrotowe wału wyjściowego podczas redukcji biegu . . . . .	115
7.4.2.4	Straty energii podczas redukcji biegu . . . . .	116
7.5	Wnioski . . . . .	117

---

## **8 Badania eksperymentalne sprzęgieł wielopłytkowych 121**

8.1	Opis badań sprzęgieł wielopłytkowych . . . . .	121
8.1.1	Parametry płytek sprzęgłowych . . . . .	121
8.1.2	Stanowisko do badania sprzęgieł wielopłytkowych . . . . .	124
8.1.3	Parametry badane sprzęgieł wielopłytkowych . . . . .	127
8.1.4	Stanowiska do badań pakietu sprężyn talerzowych i siłownika sprzęgła . . . . .	127
8.1.5	Aparatura pomiarowa . . . . .	129
8.1.6	Metodyka badań sprzęgieł wielopłytkowych . . . . .	129
8.2	Siła zacisku pakietu sprężyn . . . . .	130
8.2.1	Charakterystyka pakietu sprężyn talerzowych . . . . .	130
8.2.2	Siła docisku siłownika w zależności od ciśnienia w komorze beztłoczkowej . . . . .	131
8.2.3	Siła efektywna . . . . .	131
8.3	Wyniki badań sprzęgieł . . . . .	132
8.3.1	Sprzęgła o wymiarach charakterystycznych powierzchni ciernej $\phi 80 \times \phi 115$ mm . . . . .	132
8.3.1.1	Sprzęgła z płytkami o grubości 2 mm . . . . .	133
8.3.1.2	Sprzęgła z płytkami o grubości 1,5 mm . . . . .	135
8.3.1.3	Sprzęgła z płytkami o grubości 1 mm . . . . .	137
8.3.2	Sprzęgła o wymiarach charakterystycznych powierzchni ciernej $\phi 80 \times \phi 101,9$ mm . . . . .	139
8.3.3	Sprzęgła o wymiarach charakterystycznych powierzchni ciernej $\phi 65 \times \phi 115$ mm . . . . .	141
8.3.4	Sprzęgła o wymiarach charakterystycznych powierzchni ciernej $\phi 46 \times \phi 88,9$ mm . . . . .	143
8.3.5	Sprzęgła o wymiarach charakterystycznych powierzchni ciernej $\phi 50 \times \phi 76$ mm - zastosowane w przekładni . . . . .	144
8.4	Wnioski . . . . .	146

---

## **9 Symulacje zmiany biegu przekładni mechanicznej 148**

9.1	Budowa modelu symulacyjnego . . . . .	148
9.2	Wyniki symulacji . . . . .	153
9.2.1	Maksymalne momenty obrotowe w trakcie zmiany biegu . . . . .	153
9.2.2	Czasy zmiany prędkości obrotowych w trakcie zmiany przełożenia . . . . .	154

---

## **10 Podsumowanie 156**

---

## **Bibliografia 159**

---

## **Załącznik A I**

**Załącznik B** **XI**

---

**Załącznik C** **XVI**

---

**Załącznik D** **XVIII**



# Spis rysunków

	Strona
<b>Rys. 2.1:</b> Podział skrzyń biegów . . . . .	22
<b>Rys. 2.2:</b> Schemat kinematyczny układu napędowego zawierającego skrzynię z przesuwnymi kołami. . . . .	23
<b>Rys. 2.3:</b> Schemat kinematyczny układu napędowego zawierającego skrzynię mechaniczną z synchronizatorami . . . . .	24
<b>Rys. 2.4:</b> Schemat kinematyczny układu napędowego zawierającego skrzynię full Powershift ciągników Case IH . . . . .	25
<b>Rys. 2.5:</b> Schemat kinematyczny układu napędowego zawierającego skrzynię semi-Powershift ciągników Case IH . . . . .	26
<b>Rys. 2.6:</b> Schemat kinematyczny skrzyni CVT z systemem podziału mocy . . . . .	26
<b>Rys. 2.7:</b> Schemat kinematyczny układu napędowego zawierającego skrzynię dwusprzęgłową . . . . .	27
<b>Rys. 2.8:</b> Skrzynia biegów DualTech VT Transmission . . . . .	28
<b>Rys. 2.9:</b> Mechanicznie sterowane sprzęgło wielopłytkowe . . . . .	29
<b>Rys. 2.10:</b> Sprzęgło wielopłytkowe sterowane elektromagnetycznie . . . . .	29
<b>Rys. 2.11:</b> Wielopłytkowe sprzęgło sterowane hydraulicznie . . . . .	30
<b>Rys. 2.12:</b> Rozwiązanie zasilania i smarowania sprzęgieł z wykorzystaniem nieruchomej tulei . . . . .	31
<b>Rys. 2.13:</b> Rozwiązanie zasilania i smarowania sprzęgieł z wykorzystaniem nieruchomej tulei . . . . .	31
<b>Rys. 2.14:</b> Schemat hydrauliczny układu sterowania sprzęgłami . . . . .	32
<b>Rys. 2.15:</b> Schemat hydrauliczny układu sterowania sprzęgłami z proporcjonalnym zaworem redukcyjno - przelewowym . . . . .	32
<b>Rys. 2.16:</b> Schemat układu hydraulicznego stosowanego przez firmę ZF do sterowania sprzęgłami . . . . .	33
<b>Rys. 3.1:</b> Zdjęcie hydrauliczno-mechanicznej skrzyni biegów HydMAG . . . . .	35
<b>Rys. 3.2:</b> Schemat kinematyczny przekładni walcowej . . . . .	36
<b>Rys. 3.3:</b> Model przekładni mechanicznej . . . . .	37

<b>Rys. 3.4:</b>	Przebiegi ciśnień, prędkości i momentów obrotowych dla prędkości obrotowej $n_{wej} = 500 \frac{obr}{min}$ podczas zmiany z biegu I na II. . . . .	38
<b>Rys. 3.5:</b>	Przebiegi ciśnień, prędkości i momentów obrotowych dla prędkości obrotowej $n_{wej} = 500 \frac{obr}{min}$ podczas redukcji z biegu II na I. . . . .	39
<b>Rys. 3.6:</b>	Sprzęgło i jego zabudowa . . . . .	40
<b>Rys. 3.7:</b>	Płytki sprzęgłowe wykorzystane w sprzęgłach przekładni mechanicznej . . . . .	40
<b>Rys. 3.8:</b>	Profil płaski i sinusoidalny płytki sprzęgłowej, wewnętrznej. . . . .	41
<b>Rys. 3.9:</b>	Urządzenie sterujące zaworami proporcjonalnymi. . . . .	42
<b>Rys. 3.10:</b>	Fragment interfejsu programu sterującego sekwencją zmiany biegu. . . . .	43
<b>Rys. 3.11:</b>	Przykładowy przebieg natężenia prądu w cewce sterowanego zaworu. . . . .	43
<b>Rys. 3.12:</b>	Fragment interfejsu programu sterującego sekwencją zmiany biegu. . . . .	44
<b>Rys. 3.13:</b>	Opóźnienia czasowe podczas zmiany biegu. . . . .	44
<b>Rys. 3.14:</b>	Schemat blokowy sterowania zaworem proporcjonalnym . . . . .	45
<b>Rys. 6.1:</b>	Model fizyczny sprzęgła ciernego z jedną powierzchnią cierną. . . . .	51
<b>Rys. 6.2:</b>	Wymiary powierzchni cierniej . . . . .	51
<b>Rys. 6.3:</b>	Warstwa filmu smarnego zależna od względnej prędkości kątowej $\omega_{rel}$ . . . . .	52
<b>Rys. 6.4:</b>	Rozkład płynu w przestrzeni między sąsiednimi płytkami sprzęgłowymi . . . . .	53
<b>Rys. 6.5:</b>	Charakterystyki momentów obrotowych w funkcji prędkości kątowej . . . . .	54
<b>Rys. 6.6:</b>	Wartość iloczynu liczby powierzchni ciernych i współczynnika $k_{os}$ dla różnej liczby powierzchni ciernych . . . . .	55
<b>Rys. 6.7:</b>	Model fizyczny sprzęgła wg. Newcomba . . . . .	56
<b>Rys. 6.8:</b>	Model fizyczny sprzęgła wg. Chena . . . . .	57
<b>Rys. 6.9:</b>	Sprzęgło z jednostronnym zaciskiem . . . . .	58
<b>Rys. 6.10:</b>	Elementarne pole powierzchni $dA$ . . . . .	58
<b>Rys. 6.11:</b>	Model fizyczny sprzęgła z jednostronnym zaciskiem . . . . .	60
<b>Rys. 6.12:</b>	Rozkład sił w wielowypuście sprzęgła . . . . .	61
<b>Rys. 6.13:</b>	Ilustracja momentu resztkowego $M_{eks\_r}$ sprzęgła. . . . .	63
<b>Rys. 6.14:</b>	Model fizyczny przekładni . . . . .	65
<b>Rys. 6.15:</b>	Modele fizyczne kół $z1 \div z3$ . . . . .	66
<b>Rys. 6.16:</b>	Modele fizyczne kół $z4, z5, z7, z8$ . . . . .	66
<b>Rys. 6.17:</b>	Modele fizyczne kół $z5 \div z6$ . . . . .	67
<b>Rys. 6.18:</b>	Model zachowania energii w czasie zmiany biegu . . . . .	70

<b>Rys. 6.19:</b> Schemat kinematyczny układu badawczego z podziałem na część napędzającą i napędzaną . . . . .	73
<b>Rys. 6.20:</b> Przykładowe charakterystyki prędkości kątowej $\omega$ i stycznej $f_s(t)$ w funkcji czasu. . . . .	74
<b>Rys. 7.1:</b> Przekładnia mechaniczna na stanowisku badawczym . . . . .	77
<b>Rys. 7.2:</b> Schemat układu hydraulicznego zasilającego siłowniki sprzęgieł $S1$ i $S2$ . . .	77
<b>Rys. 7.3:</b> Stanowisko do badania przeniesienia napędu na biegu pierwszym i drugim przekładni mechanicznej . . . . .	78
<b>Rys. 7.4:</b> Schemat blokowy programu do określenia odpowiedzi czasowej zaworu utworzony w LabView. . . . .	79
<b>Rys. 7.5:</b> Poglądowy wykres przebiegu ciśnienia w siłowniku w czasie załączania sprzęgła	82
<b>Rys. 7.6:</b> Przebiegi ciśnień $p_1$ w komorze siłownika $S1$ w funkcji czasu . . . . .	83
<b>Rys. 7.7:</b> Porównanie przebiegów zarejestrowanych wielkości w czasie badań. . . . .	85
<b>Rys. 7.8:</b> Zadany przebieg natężenia prądu zasilającego elektromagnes zaworu $ZR-P2$ .	86
<b>Rys. 7.9:</b> Przebiegi zarejestrowanych wartości napięcia sygnału sterującego i sygnału z przetwornika ciśnienia w komorze siłownika $S2$ w przedziale czasu zawierającym wysłany sygnał sterujący załączający sprzęgło. . . . .	87
<b>Rys. 7.10:</b> Przebiegi zarejestrowanych wartości napięcia sygnału sterującego i sygnału z przetwornika ciśnienia w komorze siłownika $S2$ w przedziale czasu zawierającym odpowiedź układu hydraulicznego na zadany sygnał sterujący. . .	88
<b>Rys. 7.11:</b> Zadany przebieg natężenia prądu zasilającego elektromagnes zaworu $ZR-P1$ .	89
<b>Rys. 7.12:</b> Przebiegi zarejestrowanych wartości napięcia sygnału sterującego i sygnału z przetwornika ciśnienia w komorze siłownika $S1$ w przedziale czasu zawierającym wysłany sygnał sterujący załączający sprzęgło. . . . .	90
<b>Rys. 7.13:</b> Przebiegi zarejestrowanych wartości napięcia sygnału sterującego i sygnału z przetwornika ciśnienia w komorze siłownika $S1$ w przedziale czasu zawierającym odpowiedź układu hydraulicznego na zadany sygnał sterujący. . .	91
<b>Rys. 7.14:</b> Charakterystyki prędkości kątowej i przyspieszenia kątowego w funkcji czasu wyznaczone na podstawie próby wybiegu części napędzającej układu. . . .	92
<b>Rys. 7.15:</b> Porównanie czasów załączania sprzęgła, czasu zwłoki $t_O$ i momentu maksymalnego $M_{S1max}$ na wale wejściowym dla różnych wariantów sterowania zaworem proporcjonalnym $ZR-P1$ . . . . .	94
<b>Rys. 7.16:</b> Porównanie czasów załączania sprzęgła, czasu zwłoki $t_O$ i momentu maksymalnego $M_{S2max}$ na wale wejściowym dla różnych wariantów sterowania zaworem proporcjonalnym $ZR-P2$ . . . . .	95
<b>Rys. 7.17:</b> Przebiegi ciśnienia $p_1$ w siłowniku sprzęgła $S1$ i momentu obrotowego $M_{wyj}$ obciążającego wał przekładni podczas załączania sprzęgła $S1$ . . . . .	96
<b>Rys. 7.18:</b> Przebiegi ciśnienia $p_2$ w siłowniku sprzęgła $S2$ i momentu obrotowego $M_{wyj}$ obciążającego wał przekładni podczas załączania sprzęgła $S2$ . . . . .	97
<b>Rys. 7.19:</b> Przebiegi zarejestrowanych wielkości podczas zmiany zmiany biegu z pierwszego na drugi dla opóźnienia $t_{12}$ wg. serii 6 . . . . .	98

<b>Rys. 7.20:</b> Przebiegi zarejestrowanych wielkości podczas zmiany zmiany biegu z pierwszego na drugi dla opóźnienia $t_{12}$ wg. serii 19 . . . . .	99
<b>Rys. 7.21:</b> Maksymalny moment napędowy $M_{wej\ max12}$ na wale wejściowym oraz czas zmiany biegu $t_{dtm}$ dla różnych konfiguracji sterowania zaworami. . . . .	99
<b>Rys. 7.22:</b> Minimalna prędkość obrotowa $n_{wyj12}$ i czas zmiany biegu $t_{dtm}$ dla różnych konfiguracji sterowania zaworami. . . . .	100
<b>Rys. 7.23:</b> Maksymalny moment $M_{wej\ max12}$ na wale wejściowym oraz czas zmiany biegu $t_{dtm}$ w funkcji czasu zwłoki $t_{12}$ dla zmiany biegu z I na II. . . . .	100
<b>Rys. 7.24:</b> Minimalna prędkość obrotowa $n_{wyj12}$ oraz czas zmiany biegu $t_{dtm}$ w funkcji czasu zwłoki $t_{12}$ dla zmiany biegu z I na II. . . . .	100
<b>Rys. 7.25:</b> Przebiegi zarejestrowanych wielkości podczas zmiany biegu z drugiego na pierwszy dla opóźnienia $t_{21}$ wg. serii 14. . . . .	101
<b>Rys. 7.26:</b> Przebiegi zarejestrowanych wielkości podczas zmiany biegu z drugiego na pierwszy dla opóźnienia $t_{21}$ wg. serii 19. . . . .	101
<b>Rys. 7.27:</b> Maksymalny moment napędowy $M_{wej\ max21}$ na wale wejściowym oraz czas zmiany biegu $t_{dtr}$ dla różnych konfiguracji zadanych opóźnień dla zmiany biegu z II na I. . . . .	102
<b>Rys. 7.28:</b> Minimalna prędkość obrotowa $n_{wyj21}$ oraz czas zmiany biegu $t_{dtr}$ dla różnych konfiguracji zadanych opóźnień dla zmiany biegu z II na I. . . . .	102
<b>Rys. 7.29:</b> Maksymalny moment napędowy $M_{wej\ max21}$ i czas zmiany biegu $t_{dtr}$ w funkcji czasu zwłoki $t_{21}$ dla zmiany biegu z II na I. . . . .	102
<b>Rys. 7.30:</b> Minimalna prędkość obrotowa $n_{wyj21}$ i czas zmiany biegu $t_{dtr}$ w funkcji czasu zwłoki $t_{21}$ dla zmiany biegu z II na I. . . . .	103
<b>Rys. 7.31:</b> Przebiegi zarejestrowanych wielkości w czasie zmian biegu z biegu I na II oraz podczas redukcji biegu dla momentu obrotowego $M_{wyj} = 40\ Nm$ i prędkości $n_{wej} = 2000\ \frac{obr}{min}$ . . . . .	104
<b>Rys. 7.32:</b> Przebiegi zarejestrowanych wielkości w czasie zmian biegu z biegu I na II dla momentu obrotowego $M_{wyj} = 120\ Nm$ i prędkości $n_{wej} = 2000\ \frac{obr}{min}$ . . . . .	104
<b>Rys. 7.33:</b> Przebiegi zarejestrowanych wielkości w czasie zmian biegu z biegu II na I dla początkowej wartości momentu obrotowego $M_{wyj} = 160\ Nm$ i prędkości $n_{wej} = 2000\ \frac{obr}{min}$ . . . . .	104
<b>Rys. 7.34:</b> Przebiegi zarejestrowanych wielkości w czasie zmian biegu z biegu II na I dla początkowej wartości momentu obrotowego $M_{wyj} = 180\ Nm$ i prędkości $n_{wej} = 1800\ \frac{obr}{min}$ . . . . .	105
<b>Rys. 7.35:</b> Czas zmiany biegu $t_{dtm}$ w funkcji obciążenia przekładni $M_{wyj}$ . . . . .	106
<b>Rys. 7.36:</b> Czas zmiany biegu $t_{dtm}$ w funkcji prędkości obrotowej $n_{wej}$ wału wyjściowego. . . . .	106
<b>Rys. 7.37:</b> Czas przyrostu prędkości obrotowej $t_{p12}$ w funkcji $M_{wyj}$ . . . . .	107
<b>Rys. 7.38:</b> Całkowity czas zmiany biegu $t_{c12}$ w funkcji $M_{wyj}$ . . . . .	108
<b>Rys. 7.39:</b> Czas rozłączania sprzęgła $S1$ $t_{o12}$ podczas zmiany z biegu I na bieg II w funkcji momentu obciążającego $M_{wyj}$ . . . . .	108
<b>Rys. 7.40:</b> Maksymalny moment obrotowy $M_{wej\ max12}$ podczas zmiany z biegu I na bieg II. . . . .	109

<b>Rys. 7.41:</b> Współczynnik $k_z$ w funkcji momentu obrotowego $M_{wyj}$ dla zmiany z biegu I na II . . . . .	110
<b>Rys. 7.42:</b> Charakterystyki strat energii podczas zmiany biegu z I na II . . . . .	111
<b>Rys. 7.43:</b> Charakterystyki strat energii podczas zmiany biegu z I na II w funkcji prędkości obrotowej $n_{wej}$ . . . . .	112
<b>Rys. 7.44:</b> Czas zmiany biegu $t_{dtr}$ w funkcji momentu obrotowego $M_{wyj}$ . . . . .	113
<b>Rys. 7.45:</b> Czas spadku prędkości obrotowej $t_{p21}$ w funkcji momentu obciążającego $M_{wyj}$	113
<b>Rys. 7.46:</b> Całkowity czas zmiany biegu $t_{c21}$ w funkcji momentu obrotowego $M_{wyj}$ . .	114
<b>Rys. 7.47:</b> Czasy $t_{o21}$ rozłączania sprzęgła $S2$ w funkcji momentu obrotowego $M_{wyj}$ . .	114
<b>Rys. 7.48:</b> Maksymalne momenty obrotowe $M_{wej\ max21}$ zarejestrowane podczas redukcji biegu w funkcji momentu obciążającego $M_{wyj}$ . . . . .	115
<b>Rys. 7.49:</b> Charakterystyki współczynnika $k_r$ w funkcji momentu obrotowego $M_{wyj}$ . .	115
<b>Rys. 7.50:</b> Charakterystyki strat energii podczas zmiany biegu z II na I . . . . .	117
<b>Rys. 7.51:</b> Typowa charakterystyka maksymalnego momentu $M_{wej\ max12}$ na wale napędowym przekładni w funkcji momentu $M_{wyj}$ obciążającego przekładnię dla zmiany biegu z I na II. . . . .	119
<b>Rys. 7.52:</b> Typowa charakterystyka maksymalnego momentu $M_{wej\ max21}$ na wale napędowym przekładni w funkcji momentu $M_{wyj}$ obciążającego przekładnię w czasie redukcji biegu. . . . .	119
<b>Rys. 8.1:</b> Schemat hydrauliczny stanowiska do badania sprzęgieł wielopłytkowych . .	125
<b>Rys. 8.2:</b> Przyrząd do badania sprzęgieł wielopłytkowych . . . . .	126
<b>Rys. 8.3:</b> Rysunek zmodyfikowanego przyrządu do badań sprzęgieł przekładni. . . . .	126
<b>Rys. 8.4:</b> Stanowisko do badania wielopłytkowych sprzęgieł mokrych . . . . .	127
<b>Rys. 8.5:</b> Pakiet sprężyn talerzowych umieszczony w maszynie wytrzymałościowej Zwick Roell LTM 10. . . . .	128
<b>Rys. 8.6:</b> Schemat hydrauliczny układu do wyznaczenia siły docisku $F_p$ siłownika $S_z$ w funkcji ciśnienia $p$ . . . . .	128
<b>Rys. 8.7:</b> Schemat blokowy procedury wyznaczania momentu maksymalnego na stanowisku badawczym wg. rys. 8.1 . . . . .	130
<b>Rys. 8.8:</b> Wykres siły sprężystości $F_s$ pakietu sprężyn talerzowych w funkcji ugięcia $s$ . 131	
<b>Rys. 8.9:</b> Wykres siły osiowej $F_p$ w funkcji ciśnienia $p_z$ w komorze tłokowej siłownika 131	
<b>Rys. 8.10:</b> Charakterystyki $M_{eks}$ , $M_t^{n_{pow}}$ , $M_t$ , $M_{os\_max} = f(p)$ dla sprzęgła o wymiarach $\phi 80 \times \phi 115\ mm$ z płytkami o grubości $2\ mm$ . . . . .	134
<b>Rys. 8.11:</b> Współczynniki korekcyjne $k_{kor}$ i $k_{kor}^{os}$ sprzęgieł o wymiarach $D_w = 80\ mm$ i $D_z = 115\ mm$ i grubości płytek $2\ mm$ . . . . .	135
<b>Rys. 8.12:</b> Charakterystyki $M_{eks}$ , $M_t^{n_{pow}}$ , $M_t$ , $M_{os\_max} = f(p)$ dla sprzęgła o wymiarach $\phi 80 \times \phi 115\ mm$ z płytkami o grubości $1,5\ mm$ . . . . .	136

<b>Rys. 8.13:</b> Współczynniki korekcyjne $k_{kor}$ i $k_{kor}^{os}$ sprzęgieł o wymiarach $D_w = 80\text{ mm}$ i $D_z = 115\text{ mm}$ i grubości płytek $1,5\text{ mm}$ . . . . .	137
<b>Rys. 8.14:</b> Charakterystyki $M_{eks}$ , $M_t^{n_{pow}}$ , $M_t$ , $M_{os\_max} = f(p)$ dla sprzęgła o wymiarach $\phi 80 \times \phi 115\text{ mm}$ z płytkami o grubości $1\text{ mm}$ . . . . .	138
<b>Rys. 8.15:</b> Współczynniki korekcyjne $k_{kor}$ i $k_{kor}^{os}$ sprzęgieł o wymiarach $D_w = 80\text{ mm}$ i $D_z = 115\text{ mm}$ i grubości płytek $1\text{ mm}$ . . . . .	139
<b>Rys. 8.16:</b> Charakterystyki $M_{eks}$ , $M_t^{n_{pow}}$ , $M_t$ , $M_{os\_max} = f(p)$ dla sprzęgła o wymiarach $\phi 80 \times \phi 101,9$ z płytkami o grubości $2\text{ mm}$ . . . . .	140
<b>Rys. 8.17:</b> Współczynniki korekcyjne $k_{kor}$ i $k_{kor}^{os}$ sprzęgieł o wymiarach $D_w = 80\text{ mm}$ i $D_z = 101,9\text{ mm}$ . . . . .	141
<b>Rys. 8.18:</b> Charakterystyki $M_{eks}$ , $M_t^{n_{pow}}$ , $M_t$ , $M_{os\_max} = f(p)$ dla sprzęgła o wymiarach $\phi 65 \times \phi 115\text{ mm}$ . . . . .	142
<b>Rys. 8.19:</b> Współczynniki korekcyjne $k_{kor}$ i $k_{kor}^{os}$ sprzęgieł o wymiarach $D_w = 65\text{ mm}$ i $D_z = 115\text{ mm}$ . . . . .	143
<b>Rys. 8.20:</b> Charakterystyki $M_{eks}$ , $M_t^{n_{pow}}$ , $M_t$ , $M_{os\_max} = f(p)$ dla sprzęgła o wymiarach $\phi 46 \times \phi 88,9$ . . . . .	143
<b>Rys. 8.21:</b> Charakterystyki $M_{eks}$ , $M_t^{n_{pow}}$ , $M_t$ , $M_{os\_max} = f(p)$ dla sprzęgła o wymiarach $\phi 50 \times \phi 76\text{ mm}$ . . . . .	145
<b>Rys. 8.22:</b> Współczynniki korekcyjne $k_{kor}$ i $k_{kor}^{os}$ sprzęgieł o wymiarach $D_w = 50\text{ mm}$ i $D_z = 76\text{ mm}$ . . . . .	146
<b>Rys. 8.23:</b> Zrosty tarciove na powierzchni ciernej płytki zewnętrznej . . . . .	147
<b>Rys. 9.1:</b> Schemat ideowy modelu symulacji przekładni mechanicznej . . . . .	150
<b>Rys. 9.2:</b> Schemat ideowy modelu sprzęgła $S1$ . . . . .	151
<b>Rys. 9.3:</b> Charakterystyki ciśnień $p_1$ i $p_2$ w siłownikach sprzęgieł $S1$ i $S2$ dla zmiany biegu z I na II . . . . .	152
<b>Rys. 9.4:</b> Charakterystyki ciśnień $p_1$ i $p_2$ w siłownikach sprzęgieł $S1$ i $S2$ dla zmiany biegu z II na I . . . . .	152
<b>Rys. 9.5:</b> Charakterystyki maksymalnych momentów obrotowych $M_{wej\ max12}$ w trakcie zmiany biegu z I na II . . . . .	153
<b>Rys. 9.6:</b> Charakterystyki maksymalnych momentów obrotowych $M_{wej\ max21}$ w trakcie redukcji biegu . . . . .	154
<b>Rys. 9.7:</b> Charakterystyki czasu zmiany prędkości obrotowej $t_{p12}$ w trakcie zmiany biegu z I na II . . . . .	154
<b>Rys. 9.8:</b> Charakterystyki czasu zmiany prędkości obrotowej $t_{p21}$ w trakcie redukcji biegu . . . . .	155
<b>Rys. 10.1:</b> Skrzynia biegów HydMAG na stanowisku badawczym . . . . .	158

# Spis tabel

	Strona
<b>Tab. 3.1:</b> Przełożenia mechaniczne i stan sprzęgieł przekładni . . . . .	37
<b>Tab. 3.2:</b> Dane techniczne poszczególnych elementów przekładni mechanicznej. . . . .	38
<b>Tab. 3.3:</b> Wybrane dane techniczne płytek ciernych . . . . .	41
<b>Tab. 3.4:</b> Wybrane dane techniczne zaworu proporcjonalnego 3WZCDE6 . . . . .	42
<b>Tab. 6.1:</b> Wartości współczynnika $k_{os}$ . . . . .	55
<b>Tab. 7.1:</b> Przyrządy pomiarowe . . . . .	78
<b>Tab. 7.2:</b> Wytypowane nastawy sterowania zaworu <i>ZR-P1</i> . . . . .	95
<b>Tab. 7.3:</b> Wytypowane nastawy sterowania zaworu <i>ZR-P2</i> . . . . .	95
<b>Tab. 7.4:</b> Zadane wartości opóźnień czasowych $t_{12}$ i $t_{21}$ . . . . .	98
<b>Tab. 7.5:</b> Wytypowane nastawy sterowania zaworami <i>ZR-P1</i> i <i>ZR-P2</i> . . . . .	118
<b>Tab. 8.1:</b> Wymiary płytek ciernych wewnętrznych wykorzystanych podczas badań. . .	122
<b>Tab. 8.2:</b> Wymiary płytek ciernych zewnętrznych wykorzystanych podczas badań. . .	123
<b>Tab. 8.3:</b> Wybrane dane techniczne płytek ciernych wykorzystanych podczas badań. .	124
<b>Tab. 8.4:</b> Przyrządy pomiarowe . . . . .	129

# Wykaz oznaczeń

Symbol	Opis	Jednostka
$A_{cz}$	- pole powierzchni styku płytek nieuwzględniające rowków na powierzchni czołowej	$[m^2]$
$A_D$	- pole powierzchni styku płytek	$[m^2]$
$A_{rD}$	- pole powierzchni ciernej pomniejszonej o powierzchnię styku płytek	$[m^2]$
$a_{eks}$	- współczynnik korekcyjny funkcji aproksymującej	$[-]$
$B_{ne}$	- współczynnik stosunku promieni $R_m$ i $R_1$	$[-]$
$C$	- stała	$[m]$
$C_{ne}$	- współczynnik stosunku promieni $R_m$ i $R_2$	$[-]$
$D_{z(w)}$	- średnica zewnętrzna (wewnętrzna) powierzchni ciernej	$[m]$
$dA$	- elementarne pole $A$	$[m^2]$
$d_{okl}$	- dokładność odczytu	wg. wartości mierzonej
$d_{po}$	- średnica podziałowa płytki zewnętrznej	$[m]$
$d_{pin}$	- średnica podziałowa płytki wewnętrznej	$[m]$
$d_{pz}$	- średnica podziałowa koła $z$	$[m]$
$d_r$	- głębokość rowka rozprowadzającego olej na powierzchni ciernej płytki	$[m]$
$dr$	- elementarny przyrost promienia $r$	$[m]$
$d\alpha$	- elementarny przyrost kąta $\alpha$	$[^\circ]$
$\Delta E_{kin}$	- zmiana energii kinetycznej elementów przekładni $j_p$	$[J]$
$\Delta E_{kin_{j_p}}$	- przyrost energii kinetycznej koła $j_p$	$[J]$
$\Delta E_{kin_{nap}}$	- przyrost energii kinetycznej części napędzającej przekładni	$[J]$
$\Delta E_{kin_{od}}$	- przyrost energii kinetycznej części napędzanej przekładni	$[J]$
$dE_{m\_wej}$	- elementarna energia mechaniczna doprowadzona do układu	$[J]$
$E_{m\_wyj}$	- elementarna efektywna energia mechaniczna	$[J]$
$E_{m\_wej}$	- energia mechaniczna doprowadzona do układu	$[J]$
$E_{m\_wyj}$	- efektywna energia mechaniczna	$[J]$
$E_{strat\_sprzegla}$	- energia strat wynikających z momentów szczytkowych w sprzęgłach mokrych	$[J]$
$E_{strat\_r}$	- energia strat z pominięciem energii traconej na skutek momentów szczytkowych	$[J]$
$E_{strat}$	- suma strat energii związanych z tarciem	$[J]$
$E_{strat}^{dtm}$	- straty energii w czasie $t_{dtm}$	$[J]$



Symbol	Opis	Jednostka
$E_{strat}^{zm12}$	- straty energii w czasie $t_{dtm} + t_{o12}$	[J]
$E_{strat}^{dtr}$	- straty energii w czasie $t_{dtr}$	[J]
$E_{strat}^{zm21}$	- straty energii w czasie $t_{dtr} + t_{owq}$	[J]
$F_a$	- siła zacisku wywierana przez płytę dociskową	[N]
$F_{ch\_s}$	- siła tarcia na powierzchni płytki	[N]
$F_{No(in)}^{i_s}$	- siła normalna wywierana na ząb wielowypustu	[N]
$F^O$	- siła obwodowa wynikająca ze współpracy kół zębatach	[N]
$F_p$	- siła docisku	[N]
$F_R^{b,n}$	- siła reakcji działająca na ostatnią płytkę $n$ , wywierana przez tarczę blokującą	[N]
$F_R^{i_s+1,i_s}$	- siła reakcji działająca na płytkę $i_s$ , wywierana przez płytkę $i_s + 1$	[N]
$F_{Ro(in)}^{i_s}$	- składowa siły normalnej działającej na ząb wielowypustu	[N]
$F_s$	- siła sprężystości	[N]
$F_T^{i_s}$	- siła tarcia występująca na wielowypustach płytki $i_s$	[-]
$F_{To(in)}^{i_s}$	- siła obwodowa wywierana na ząb wielowypustu	[-]
$h_D$	- wysokość warstwy filmu smarnego	[m]
$h_{g\_eff}$	- efektywna wysokość szczeliny między sąsiednimi płytkami ciernymi	[m]
$h_{sz}$	- szczelina między sąsiednimi płytkami sprzęgłowymi	[m]
$i_{1(2)}$	- przełożenie mechaniczne na biegu I (II)	[-]
$i_{j_p y}$	- przełożenie kinematyczne między kołami $j_p$ i $y$	[-]
$i_s$	- powierzchnia cierna	[-]
$J_{z1}$	- zsumowany osiowy moment bezwładności koła $z1$ , jego łożysk i wału $w_0$	[kg · m <sup>2</sup> ]
$J_{z8}$	- zsumowany osiowy moment bezwładności koła $z8$ , jego łożysk i wału $w_k$	[kg · m <sup>2</sup> ]
$J_{zj_p}$	- zsumowany osiowy moment bezwładności koła $z_{j_p}$ i jego łożysk	[kg · m <sup>2</sup> ]
$J_{zred}$	- zredukowany osiowy moment bezwładności	[kg · m <sup>2</sup> ]
$J_{zred}^{nap}$	- zredukowany osiowy moment bezwładności części napędzającej układu	[kg · m <sup>2</sup> ]
$J_{zred}^{od}$	- zredukowany osiowy moment bezwładności części napędzanej układu	[kg · m <sup>2</sup> ]
$j_p$	- koło zębate przekładni	[-]
$kl_{prz}$	- klasa przyrządu	[-]
$k_{os}$	- współczynnik korekcyjny zaproponowany przez Osińskiego	[-]
$k_{kor}$	- współczynnik korekcyjny	[-]
$k_{kor}^{os}$	- wyznacznik porównania wyników badań doświadczalnych i modelu Osińskiego	[-]
$k_{os}$	- współczynnik korekcyjny zaproponowany przez Osińskiego	[-]
$k_r$	- współczynnik między wartością prędkości obrotową minimalną a nominalną w czasie redukcji biegu z II na I	[-]
$k_z$	- współczynnik między wartością prędkości obrotową minimalną a nominalną w czasie zmiany biegu z I na II	[-]
$M_{S2}$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło $S2$	[Nm]

Symbol	Opis	Jednostka
$M_D$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło wg. modelu Davisa	[Nm]
$M_D'$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło na skutek tarcia lepkiego wg. modelu Davisa	[Nm]
$M_D^g$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło na skutek tarcia granicznego wg. modelu Davisa	[Nm]
$M_{Ch}$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło wg. modelu Chena	[Nm]
$M_{Iq}$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło wg. modelu Iqbala	[Nm]
$M_K$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło wg. modelu Kitabayashi'ego	[Nm]
$M_{N_e}^{ne}$	- moment obrotowy przenoszony przez <i>ne</i> powierzchnię cierną sprzęgła wg. modelu Newcomba	[Nm]
$M_{os}$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło wg. modelu Osińskiego	[Nm]
$M_{PY}$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło wg. modelu Penga-Youana	[Nm]
$M_p$	- szczytkowy moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło z jedną powierzchnią cierną wg. modelu Pahlovy'ego	[Nm]
$M_{ra}$	- składowa momentu obrotowego przenoszonego przez sprzęgło wg. modelu Iqbala wynikająca z cieczy w przestrzeni między płytkami	[Nm]
$M_{rm}$	- składowa momentu obrotowego przenoszonego przez sprzęgło wg. modelu Iqbala wynikająca z przepływu dwufazowego	[Nm]
$M_{b\_}$	- moment obrotowy wynikający z przyśpieszenia kąowego	[Nm]
$M_{eks\_r}$	- resztkowy moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło	[Nm]
$M_P$	- moment obrotowy wynikający z napędu pompy hydraulicznej	[Nm]
$M_{op\_}$	- moment obrotowy wynikający z oporów ruchu	[Nm]
$M_{Sh}$	- moment obrotowy wynikający z napędu przenoszonego z silnika hydraulicznego	[Nm]
$M_{S1(S2)(max)}$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło $S1$ ( $S2$ ) (maksymalny)	[Nm]
$M_t^{npow}$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło wg. tradycyjnego modelu sprzęgła	[Nm]
$M_t^w$	- moment obrotowy przenoszony przez pojedynczą powierzchnię cierną sprzęgła	[Nm]
$M_t^{i_s}$	- moment obrotowy przenoszony przez $i_s$ -tą powierzchnię cierną wg. proponowanego modelu	[Nm]
$M_t$	- teoretyczny moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło wg. proponowanego modelu	[Nm]
$M_t^{kor}$	- skorygowana wartość momentu obrotowego przenoszonego przez sprzęgło wg. proponowanego modelu	[Nm]
$M_{wej}^{bj0}$	- moment obrotowy zarejestrowany przed rozpoczęciem próby wybiegu	[Nm]
$M_{wej}$	- moment obrotowy na wale wejściowym (napędzający przekładnię)	[Nm]
$M_{wyj}$	- moment obrotowy na wale wyjściowym (obciążający przekładnię)	[Nm]

Symbol	Opis	Jednostka
$M_{wyj\ max12(21)}$	- maksymalny moment obrotowy na wale wejściowym $w_0$ podczas zmiany biegu z I na II (II na I)	[Nm]
$m_{o(in)}$	- masa płytki zewnętrznej (wewnętrznej)	[kg]
$n$	- liczba powierzchni ciernych sprzęgła	[-]
$n_k$	- liczba kół zębatych przekładni	[-]
$n_{wej(wyj)}$	- prędkość obrotowa wału wejściowego $w_0$ (wyjściowego $w_k$ )	$[\frac{obr}{min}]$
$n_{wyj12(21)}$	- minimalna prędkość obrotowa wału $w_k$ podczas zmiany biegu z I na II (II na I)	$[\frac{obr}{min}]$
$poslizg$	- poślizg sprzęgła	[%]
$p_D$	- naciski powierzchniowe wg. modelu Davisa, Sadeghi'ego i Krousgrilla	[MPa]
$p$	- średnie naciski powierzchniowe na powierzchni ciernej	[MPa]
$p_z$	- ciśnienie w komorze siłownika	[MPa]
$p_{1(2)}$	- ciśnienie w komorze siłownika sprzęgła $S1$ ( $S2$ )	[MPa]
$p_{i_s+1(i_s)}$	- średnie naciski powierzchniowe na powierzchni ciernej $i_{s+1}(i_s)$	[MPa]
$r$	- promień elementarnego pola $dA$	[m]
$r'_0$	- promień efektywny warstwy filmu smarnego [m]	
$r_0$	- zewnętrzna promień filmu smarnego między płytkami	[m]
$r_m$	- średni promień tarcia	[m]
$r_{st}$	- stosunek promieni powierzchni ciernej $R_w$ do $R_z$	[-]
$R_z$	- promień zewnętrzny płytki ciernej	[m]
$R_w$	- promień wewnętrzny separatora	[m]
$R_{1(2)}$	- promień zewnętrzny wału (wewnętrzny piasty) wg. modelu Newcomba	[m]
$R_m$	- średni promień tarcia wg. modelu Newcomba	[m]
$s$	- ugięcie pakietu sprężyn	[m]
$\Delta t$	- przyrost czasu	[s]
$dt$	- elementarny przyrost czasu	[s]
$t_{bj0}$	- czas hamowania silnika	[s]
$t_{dtm}$	- czas zmiany biegu z I na II między początkiem rozłączania sprzęgła $S1$ a dokonaną zmianą przełożenia	[s]
$t_{dtr}$	- czas redukcji biegu z II na I między początkiem rozłączania sprzęgła $S2$ a dokonaną zmianą przełożenia	[s]
$t_{c12(21)}$	- całkowity czas zmiany biegu z I na II (II na I)	[s]
$t_{c21}$	- całkowity czas redukcji biegu	[s]
$t_{o12}$	- czas stabilizacji momentu obrotowego od momentu początku rozłączania sprzęgła $S1$ podczas zmiany biegu z I na II	[s]
$t_{o21}$	- czas stabilizacji momentu obrotowego od momentu początku rozłączania sprzęgła $S2$ podczas redukcji biegu z II na I	[s]
$t_O$	- czas stabilizacji momentu obrotowego od momentu początku rozłączania sprzęgła $S2$ podczas redukcji biegu z II na I	[s]
$t_{p12}$	- czas przyrostu prędkości obrotowej w trakcie zmiany z biegu I na II	[s]
$t_{p21}$	- czas spadku prędkości obrotowej w trakcie redukcji biegu	[s]

Symbol	Opis	Jednostka
$t_{12}$	- czas zwłoki między sterowanymi zaworami proporcjonalnymi $ZR - P1$ i $ZR - P2$	[s]
$t_{21}$	- czas zwłoki między sterowanymi zaworami proporcjonalnymi $ZR - P2$ i $ZR - P1$	[s]
$t_{temp}$	- mierzona temperatura oleju	[°C]
$\Delta x_{pom}$	- maksymalny błąd pomiaru	wg. wartości mierzonej
$y_{ne}$	- współczynnik zależny od wartości współczynnika $B_{ne}$	[-]
$\delta_{ne}$	- współczynnik zależny od wartości współczynnika $C_{ne}$	[-]
$\Delta t_{temp}$	- błąd pomiaru temperatury	[°C]
$z$	- koło zębate	[-]
$z_{pom}$	- zakres pomiaru	wg. wartości mierzonej
$z_z$	- liczba zębów koła zębatego $z$	[-]
$\alpha_{o(in)}$	- kąt przyporu wielowypustu płytki zewnętrznej (wewnętrznej)	[°]
$\alpha_{Iq}$	- kąt występowania filmu smarnego	[°]
$\beta_{Iq}$	- kąt występowania mieszaniny oleju i powietrza	[°]
$\mu_D$	- lepkość dynamiczna płynu	[Pa · s]
$\mu_{in}$	- współczynnik tarcia między płytką wewnętrzną a wałem	[-]
$\mu_{kinD}$	- współczynnik tarcia kinematycznego	[-]
$\mu$	- współczynnik tarcia statycznego	[-]
$\mu_{mgl}$	- lepkość dynamiczna mieszaniny oleju i powietrza	[Pa · s]
$\mu_o$	- współczynnik tarcia między płytką zewnętrzną a piastą	[-]
$\mu_{sp}$	- współczynnik tarcia na wielowypustach	[-]
$\phi_f, \phi_{fs}$	- współczynniki przepływu	[-]
$\phi(r)$	- stosunek kąta występowania filmu smarnego do kąta opisującego przepływ dwufazowy	[-]
$\Delta\omega_{wej}$	- zmiana prędkości kątowej w czasie próby wybiegu	$\left[\frac{1}{s}\right]$
$\omega_{rel}$	- względna prędkość kątowa	$\left[\frac{1}{s}\right]$
$\omega_{jpk}$	- prędkość kątowa koła $j_p$ po czasie $dt$	$\left[\frac{1}{s}\right]$
$\omega_{wej}$	- prędkość kątowa wału wejściowego	$\left[\frac{1}{s}\right]$
$\omega_{wyj}$	- prędkość kątowa wału wyjściowego	$\left[\frac{1}{s}\right]$
$\bar{\epsilon}_{wej}$	- przyspieszenie kątowe wału wejściowego	$\left[\frac{1}{s^2}\right]$
$\bar{\epsilon}_{wyj}$	- przyspieszenie kątowe wału wyjściowego	$\left[\frac{1}{s^2}\right]$

## Spis skrótów

CVT - (*ang. Continuously Variable Transmission*) Bezstopniowa skrzynia biegów

HydmAG - (*ang. Hydro-mechanical automatic gearbox*) Hydrauliczno-mechaniczna automatyczna skrzynia biegów

PG - Politechnika Gdańska

---

# Wprowadzenie

---

Skrzynie biegów są podstawowym podzespołem układów napędowych maszyn roboczych, jak i pojazdów osobowych oraz transportowych. Pierwsze konstrukcje skrzyń biegów wykorzystywane w pojazdach mobilnych pojawiły się pod koniec XIX wieku. Mimo upływu już ponad 120 lat od pojawienia się pierwszych modeli skrzyń biegów, nadal pojawiają się nowe rozwiązania konstrukcyjne lub skrzynie działające według innych zasad, niż bazujące na konwencjonalnych przekładniach mechanicznych. Konieczność poszukiwania nowych rozwiązań wynika między innymi z rosnących wymagań norm środowiskowych, skutkujących wyższymi wymogami dotyczącymi sprawności pojazdów. Nie do pominięcia jest również fakt wzrostu oczekiwań stawianych przez operatorów maszyn. Stąd obecnie rozwój ukierunkowany jest głównie ku skrzyniom biegów Powershift oraz CVT.

Skrzynie biegów Powershift oraz CVT stanowią trzon napędów maszyn roboczych wykorzystywanych w wymagających i zmiennych warunkach. Stosowane są w bardzo szerokim zakresie w pojazdach takich jak: ciągniki rolnicze, koparki, ładowarki przegubowe i teleskopowe. Główną ich zaletą jest możliwość zmiany przełożenia bez przerwy w przenoszeniu napędu, co znacząco poprawia komfort prowadzenia pojazdów oraz pozwala na zmianę przełożenia podczas pracy pojazdu pod bardzo dużym obciążeniem. Daje to możliwość nie tylko lepszego wykorzystania mocy silnika, ale i zwiększa wydajność pracy, chroniąc jednocześnie podzespoły przed chwilowymi skokami obciążeń. Jednak wymienione typy skrzyni nie są pozbawione wad takich jak: stosunkowo niska sprawność przeniesienia napędu czy liczba sprzęgieł i kół zębatach. Rezultatem ich wad jest pojawienie się w ostatnich latach nowego rozwiązania łączącego zalety obu ww. skrzyń. Pierwszą konstrukcją, która miała swoją premierę w 2016 r., jest skrzynia *DualTech VT*, opracowana przez firmę JCB [14]. Prace badawczo-rozwojowe dotyczące podobnej konstrukcji, nazwanej HydmAG, prowadzone są również od 2018 roku na Politechnice Gdańskiej [22]. Taki rodzaj skrzyni biegów umożliwia bezstopniową zmianę przełożenia do pewnej prędkości pojazdu dzięki wykorzystaniu przekładni hydrostatycznej. Po przekroczeniu określonej prędkości jazdy maszyny przeniesienie napędu następuje z wykorzystaniem przekładni Powershift [68].

Proces projektowania części mechanicznej skrzyni HydmAG, działającej według zasady typowej dla przekładni Powershift wymagał skupienia dużej uwagi na procesie zmiany biegu. Proces ten w skrzyniach Powershift wymaga odpowiedniej synchronizacji procesów załączania i rozłączania sprzęgieł mokrych, aby przeniesienie energii na kolejne elementy układu napędowego nie zostało przerwane. Jedną z głównych zalet tego typu sprzęgieł jest możliwość ich załączania przy różnych prędkościach obrotowych wału i piasty. Z tego względu sprzęgła te są podstawowym elementem skrzyń Powershift. Poprawne funkcjonowanie sprzęgieł, gdy nie występuje ich poślizg, wraz z odpowiednim sterowaniem jest krytyczne dla trwałości samych sprzęgieł oraz dla skrzyń biegów charakteryzujących się wysoką sprawnością i komfortem pracy. Poślizg sprzęgła może zostać spowodowany przez niewystarczający zacisk płytek sprzęgłowych. W związku z brakiem szczegółowych informacji na temat wpływu tarcia występującego w wielowypustach płytek na pracę sprzęgła, w niniejszej pracy podjęto próbę określenia wspomnianych zależności.

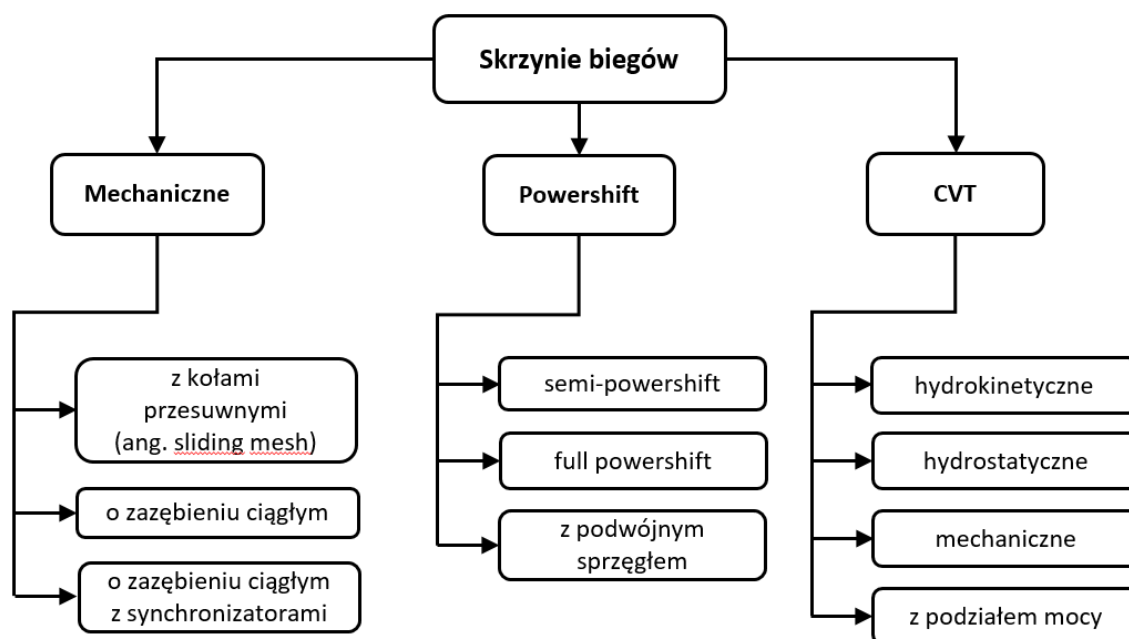
Analiza wpływu parametrów konstrukcyjnych i sterowania sprzęgieł na pracę przekładni wymaga szczegółowej wiedzy zarówno o sprzęgłach ciernych, jak i przekładni mechanicznej. Stąd w pracy przedstawiono budowę, parametry konstrukcyjne, modele matematyczne oraz wyniki badań eksperymentalnych obu podzespołów.

Zamieszczone w niniejszej pracy wyniki badań eksperymentalnych umożliwiają oszacowanie czasu zmian biegu oraz wartości skoków momentu obrotowego przenoszonego przez skrzynię biegów podczas eksploatacji skrzyni w typowych warunkach pracy. Stanowiąc to może podstawowe źródło wiedzy dla projektantów pojazdów wykorzystujących wspomnianą skrzynię. Modele matematyczne, model symulacyjny oraz charakterystyki zawarte w pracy dają możliwość bardziej precyzyjnego doboru silnika lub zaprogramowania sterowników, aby zmiana przełożenia przekładni Powershift odbywała się płynnie, jednocześnie unikając nadmiernego obciążenia silnika lub nadmiernego zużycia sprzęgieł wielopłytkowych.

Niniejsza praca zawiera model matematyczny oraz wyniki badań doświadczalnych wielopłytkowych sprzęgieł ciernych. Opracowany model szczegółowo uwzględnia tarcie występujące w połączeniach płytek sprzęgłowych i współpracujących z nimi elementami tj. piastą i wałem. W modelu opisano sprzęgło o różnych parametrach konstrukcyjnych i różnej liczbie powierzchni ciernych, co może zostać wykorzystane przez projektantów maszyn podczas procesu projektowania dowolnych sprzęgieł lub hamulców wielopłytkowych.

## Skrzynie biegów i ich podzespoły

Dotychczas w technice zostało wykorzystywanych wiele różnych rodzajów skrzyń biegów, których często spotykany podział przedstawiono na rys. 2.1 [73]. Wybór jednego z przedstawionych typów skrzyni zależy od wielu czynników, z których przykładowe to: typu i przeznaczenia pojazdu, w którym będzie ona zamontowana, cena, sprawność przeniesienia napędu, trwałość eksploatacyjna, czy ciągłość przeniesienia napędu w trakcie zmiany przełożenia.



Rys. 2.1: Podział skrzyń biegów

Układy napędowe obecnie produkowanych maszyn mobilnych zawierają, w większości przypadków, skrzynie biegów typu Powershift oraz CVT. Wynika to z stale rosnących wymagań dotyczących zakresu przełożeń przeniesienia napędu, sposobu i płynności ich zmiany oraz komfortu pracy operatora pojazdu. Skrzynie Powershift oraz CVT zdecydowanie przewyższają klasyczne skrzynie mechaniczne (rys. 2.1) pod względem płynności zmiany przełożenia i komfortu pracy operatora. Kluczowym czynnikiem wpływającym na popularność przekładni Powershift i CVT jest możliwość ciągłego przeniesienia napędu, co odróżnia je od skrzyń typowo mechanicznych. Jest to szczególnie istotne podczas jazdy z niskimi prędkościami i pracy pod dużym obciążeniem, ponieważ nie występuje wtedy gwałtowne wyhamowanie pojazdu przy zmianie przełożenia. Jednak mniejsza liczba elementów przekładni, prostsza konstrukcja i wyższe sprawności przekładni mechanicznych wpływają na popularność tego typu skrzyni, zwłaszcza wśród mniej wymagających użytkowników.

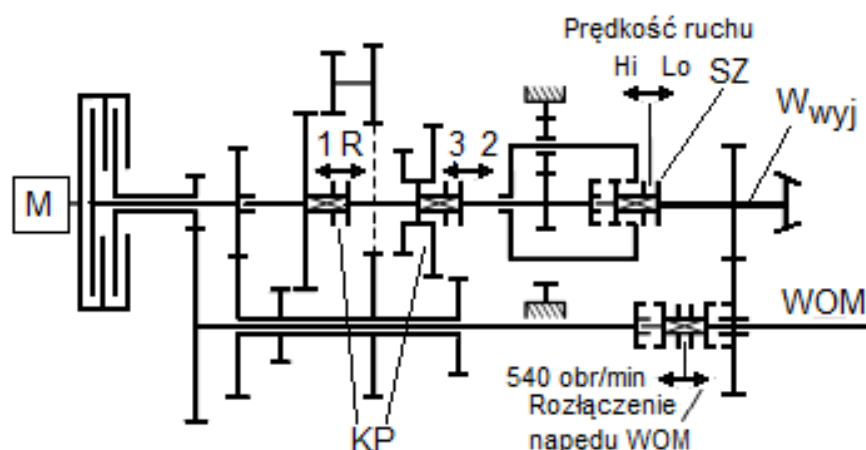
W dalszej części pracy przeanalizowane zostaną przykłady konstrukcji skrzyń mechanicznych, Powershift oraz CVT wraz z rozwiązaniami technicznymi w nich zastosowanymi. Szczególna

uwaga zostanie zwrócona na podzespoły odpowiedzialne za zmianę przełożenia, takie jak sprzęgła cierne. Analizie zostanie poddana ich budowa wraz z systemami i metodami sterowania zmianami przełożeń.

## 2.1 Klasyczne skrzynie biegów

Przykłady rozwiązań i schematów zamieszczone w podrozdziale zawierają charakterystyczne cechy poszczególnych typów mechanicznych skrzyń biegów (rys. 2.1). Konstrukcje poszczególnych producentów mogą różnić się między sobą np. liczbą przełożeń lub konfiguracją kół zębatach, jednak podzespoły, które decydują o przydziale do danego typu skrzyni pozostają wykorzystane w każdej konstrukcji.

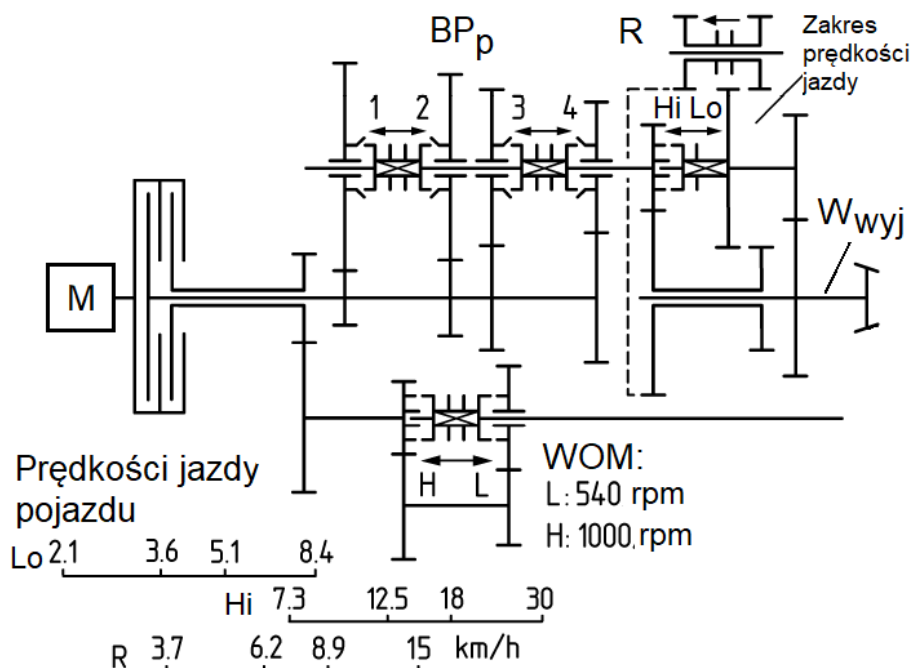
Jedynie nieliczne modele współcześnie projektowanych pojazdów zawierają skrzynie mechaniczne z kołami przesuwными (ang. *sliding mesh*) lub o ciągłym zazębieniu. Schemat jednej ze znanych konstrukcji z kołami przesuwными przedstawiono na rys. 2.2. Zastosowanie tego typu przekładni ogranicza się do maszyn stosunkowo niewielkiej mocy tj. poniżej 40 kW oraz występuje w krajach słabo rozwiniętych lub rozwijających się. Przykładem są firmy takie jak TAFE i Massey Ferguson, które nadal oferują ciągniki rolnicze z wymienionymi typami skrzyń biegów na rynek indyjski [11, 12, 71].



**Rys. 2.2:** Schemat kinematyczny układu napędowego zawierającego skrzynię z przesuwnymi kołami [72]: WOM - wałek odbioru mocy, R - bieg wsteczny, W<sub>wyj</sub> - wał wyjściowy skrzyni, KP - koła przesuwne, SZ - stałe zazębienie, Hi - tryb jazdy z wyższą prędkością, Lo - tryb jazdy z niższą prędkością, M - silnik.

Skrzynie o ciągłym zazębieniu z synchronizatorami (rys. 2.3) stosowane są znacznie częściej w maszynach mobilnych. Jako przykłady wymienić można ciągniki serii JX firmy Case IH czy serię TS-A marki New Holland [2, 3]. Komfort jazdy oraz trwałość skrzyń tego typu jest zdecydowanie przewyższa pozostałe rodzaje skrzyń mechanicznych.





**Rys. 2.3:** Schemat kinematyczny układu napędowego zawierającego skrzynię mechaniczną z synchronizatorami [72]:  $BP_p$  - biegi podstawowe,  $WOM$  - wałek odbioru mocy,  $R$  - bieg wsteczny,  $W_{wyj}$  - wał wyjściowy skrzyni,  $L$ ,  $H$  - wybieralne prędkości WOM,  $Hi$  - tryb jazdy z wyższą prędkością,  $Lo$  - tryb jazdy z niższą prędkością,  $M$  - silnik.

### 2.1.1 Skrzynie biegów Powershift

Mechaniczne skrzynie biegów charakteryzują się spadkiem przenoszonego momentu obrotowego podczas zmiany przełożenia. Stąd firmy przemysłu motoryzacyjnego zwróciły się ku rozwojowi konstrukcji skrzyń Powershift. Pierwsze skrzynie tego typu pojawiły się w drugiej połowie XX wieku [72]. Wśród czołowych producentów tego rodzaju skrzyń można wymienić:

- ZF,
- Carraro,
- CNH,
- JCB,
- John Deere,
- Twin Disc.

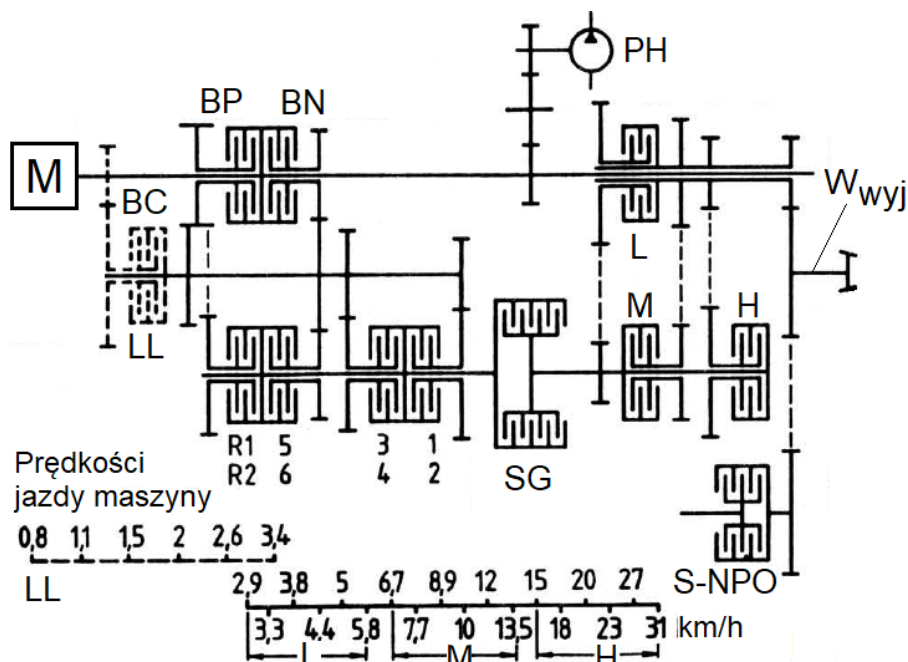
Spośród znanych rozwiązań konstrukcje dzieli się na skrzynie semi- i full Powershift. Powyżej wymienieni producenci oferują cały szereg skrzyń, często z opcjonalnym wyborem typu skrzyni do danego modelu pojazdu. W skrzyniach semi-Powershift koniecznym jest wykorzystanie pedału sprzęgła do wybrania jednego z kilku zakresów biegów. Natomiast w przekładniach full Powershift zmiana pomiędzy wszystkimi biegami może odbywać się bez przerwania przeniesienia napędu, więc bez wciśnięcia pedału sprzęgła przez operatora pojazdu.

Skrzynia firmy Case IH umieszczona w ciągnikach serii Magnum jest typowym przykładem skrzyni full Powershift (rys. 2.4). Podzespół zawiera dwanaście sprzęgieł ciernych, umożliwiających jazdę na jednym z 18 biegów do przodu i 4 biegów wstecznych. Wadą rozwiązania jest liczba sprzęgieł, co powoduje problemy związane z:

- synchronizacją sterowania sprzęgieł,
- kosztem skrzyni,
- ograniczoną sprawnością przeniesienia napędu,
- możliwymi nieszczelnościami siłowników sprzęgieł.

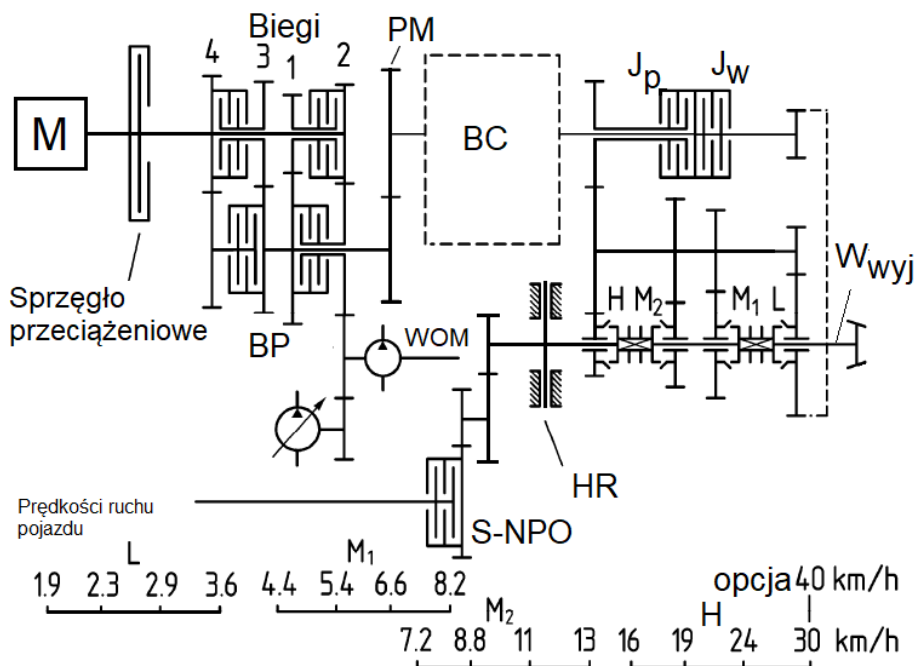
Koszty typowej skrzyni full Powershift wynikają ze znacznej liczby kół zębatych, wałków oraz łożysk. Należy również mieć na uwadze liczbę płytek sprzęgłowych wykorzystywanych w poszczególnych sprzęgłach, gdyż np. każde z sprzęgieł  $BP$  i  $BN$  zawiera 19 płytek sprzęgłowych, a sprzęgło

BC 25 [1]. Z kolei straty energetyczne wynikają z liczby par współpracujących kół zębatach i pracujących łożysk wraz z momentami szczałkowymi w sprzęgłach. Dzięki tak dużej liczbie sprzęgieł możliwe jest wykorzystanie głównej zalety tego typu skrzyni, a więc zmiany przełożeń w całym zakresie bez konieczności używania pedału sprzęgła bądź zatrzymywania pojazdu. Jest to szczególnie istotne podczas prac, w których wymagany jest szeroki zakres prędkości jazdy maszyny.



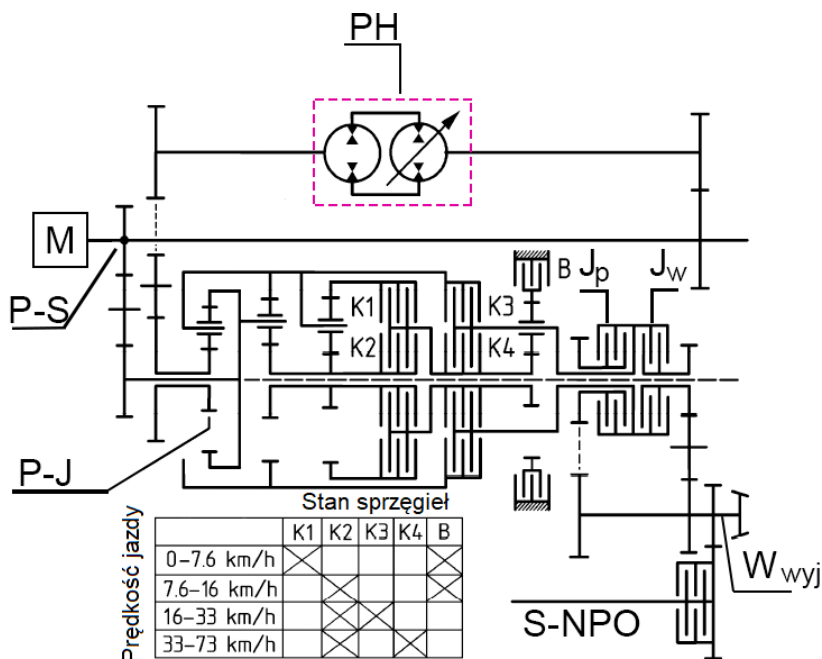
**Rys. 2.4:** Schemat kinematyczny układu napędowego zawierającego skrzynię full Powershift ciągników Case IH [79]: *BP* - biegi parzyste, *BN* - biegi nieparzyste, *BC* - sprzęgło biegów pełzających, *SG* - sprzęgło główne, *L* - sprzęgło niskich biegów, *M* - sprzęgło średnich biegów, *H* - sprzęgło najwyższych biegów, *PH* - pompa, *R1*, *R2* - biegi wsteczne, *S-NPO* - sprzęgło napędu na przednią oś, *W<sub>wyj</sub>* - wał wyjściowy.

Drugim rodzajem tej grupy skrzyń jest skrzynia semi-Powershift, której przykład przedstawiony jest na rys. 2.5. Przełożenia przekładni podzielone są na cztery grupy: *L*, *M<sub>1</sub>*, *M<sub>2</sub>* oraz *H*. Każda z grup zawiera cztery biegi podstawowe *BP*, między którymi przełożenie zmieniane jest bez przerwy w przepływie energii przez załączanie odpowiednich sprzęgieł ciernych. Wybór grup odbywa się z wykorzystaniem synchronizatorów współpracujących z kołami zębatach. W przypadku jazdy do przodu napęd przenoszony jest z wykorzystaniem sprzęgła *J<sub>p</sub>*, natomiast w czasie jazdy w tył wykorzystuje się sprzęgło *J<sub>w</sub>*. Dodatkowa para kół *PM* umożliwia zwiększenie maksymalnej prędkości jazdy pojazdu do  $40 \frac{km}{h}$ . Przedstawiona skrzynia umożliwia jazdę na jednym z szesnastu biegów do przodu i do tyłu. W wariantcie wyposażenia z biegami pełzającymi *BC* liczba możliwych przełożeń jest dwukrotnie większa. Zaletą skrzyni jest mniejsza liczba sprzęgieł ciernych niż w rozbudowanych skrzyniach full Powershift, co przekłada się na przeniesienie napędu z mniejszymi stratami energetycznymi. Niestety konstrukcja nie jest pozbawiona głównej wady skrzyń tego typu związaną z ograniczoną do kilku wybieralnych przełożeń dla jednej z wybranych grup biegów.



**Rys. 2.5:** Schemat kinematyczny układu napędowego zawierającego skrzynię semi-Powershift ciągników Case IH [72]:  $J_p$  - sprzęgło do jazdy w przód,  $J_w$  - sprzęgło do jazdy w tył,  $BP$  - biegi podstawowe,  $BC$  - biegi pełzające,  $HR$  - hamulec,  $PM$  - dodatkowy stopień przekładni (opcja do jazdy z większymi prędkościami),  $L$  - sprzęgło niskich biegów,  $M_1, M_2$  - sprzęgło średnich biegów,  $H$  - dodatkowe sprzęgło najwyższych biegów,  $S-NPO$  - sprzęgło napędu na przednią oś,  $W_{wyj}$  - wał wyjściowy,  $M$  - silnik.

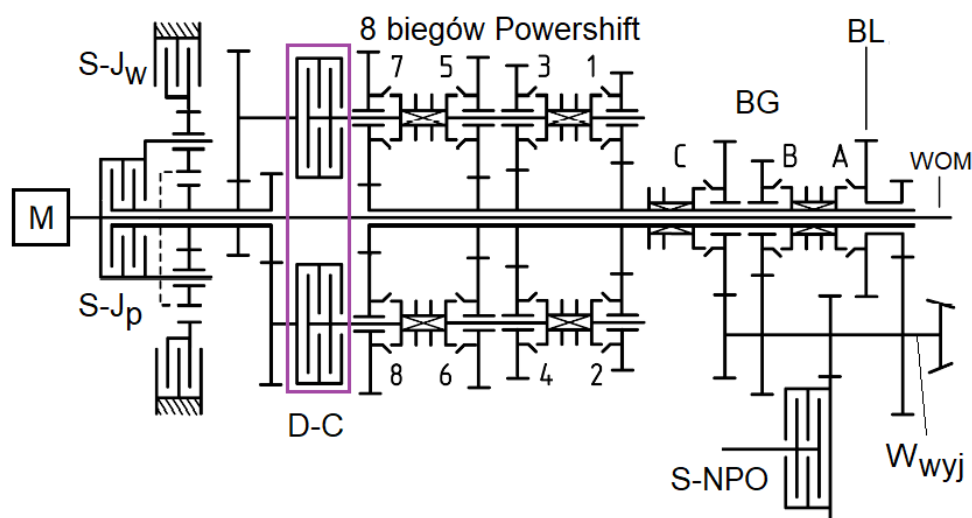
Skrzynie Powershift stanowią również podzespół w skrzyniach CVT z systemem podziału mocy (ang. *power split*) (rys. 2.6), co wykorzystuje m. in. firma ZF w skrzyniach Eccom [72]. Rozwiązanie to umożliwia uzyskanie większych prędkości jazdy pojazdu zależnie od załączonych sprzęgieł.



**Rys. 2.6:** Schemat kinematyczny skrzyni CVT z systemem podziału mocy [72]:  $J_p$  - sprzęgło do jazdy w przód,  $J_w$  - sprzęgło do jazdy w tył,  $PH$  - przekładnia hydrostatyczna,  $P-S$  - podział mocy,  $P-J$  - przekładnia planetarna,  $K_1 \div K_4$ ,  $B$  - sprzęgła przekładni Powershift,  $S-NPO$  - sprzęgło napędu na przednią oś,  $W_{wyj}$  - wał wyjściowy,  $M$  - silnik.

## 2.1.2 Skrzynie biegów z sprzęgłami Dual Clutch

Wymienione powyżej przykłady skrzyń Powershift charakteryzują się wykorzystaniem wielu sprzęgieł ciernych, co przekłada się na obniżone sprawności przekładni. Ograniczenie liczby sprzęgieł umożliwia skrzynie wykorzystujące podwójne sprzęgła (ang. *Dual Clutch*), które połączone są równoległe do wału napędowego. Konstrukcje te dają możliwość uzyskania dużej liczby przełożeń przy zastosowaniu dwóch sprzęgieł, z których jedno odpowiada za przenoszenie napędu na biegach parzystych, a drugie na biegach nieparzystych. Rys. 2.7 przedstawia przykład skrzyni DriveDirect firmy John Deere. Zmiana przełożeń wymaga załączania na przemian sprzęgła biegów parzystych oraz nieparzystych wraz z odpowiednim załączaniem synchronizatorów biegów  $1 \div 8$ .



**Rys. 2.7:** Schemat kinematyczny układu napędowego zawierającego skrzynię dwusprzęgłową DirectDrive firmy John Deere [72]: *S-J<sub>p</sub>* - sprzęgło jazdy do przodu, *S-J<sub>w</sub>* - sprzęgło jazdy do tyłu, *BG* - biegi główne, *BL* - hamulec parkingowy, *D-C* - podwójne sprzęgła, *A, B, C* - wybieralne biegi główne, *S-NPO* - sprzęgło napędu na przednią oś, *W<sub>wyj</sub>* - wał wyjściowy skrzyni biegów, *M* - silnik.

Znane rozwiązania skrzyń wykorzystujących dwa przemiennie załączone sprzęgła zawierają bardzo dużą liczbę kół zębatach, które wpływają na obniżenie sprawności skrzyń biegów. W alternatywnych rozwiązaniach skrzyni pracujących wg. zasady podwójnych sprzęgieł wykorzystuje się większą liczbę sprzęgieł, dzięki czemu zredukować można liczbę kół zębatach. Przykładem takiego zabiegu jest skrzynia TPT 16 firmy ZF [72].

## 2.2 Hybrydowe skrzynie biegów

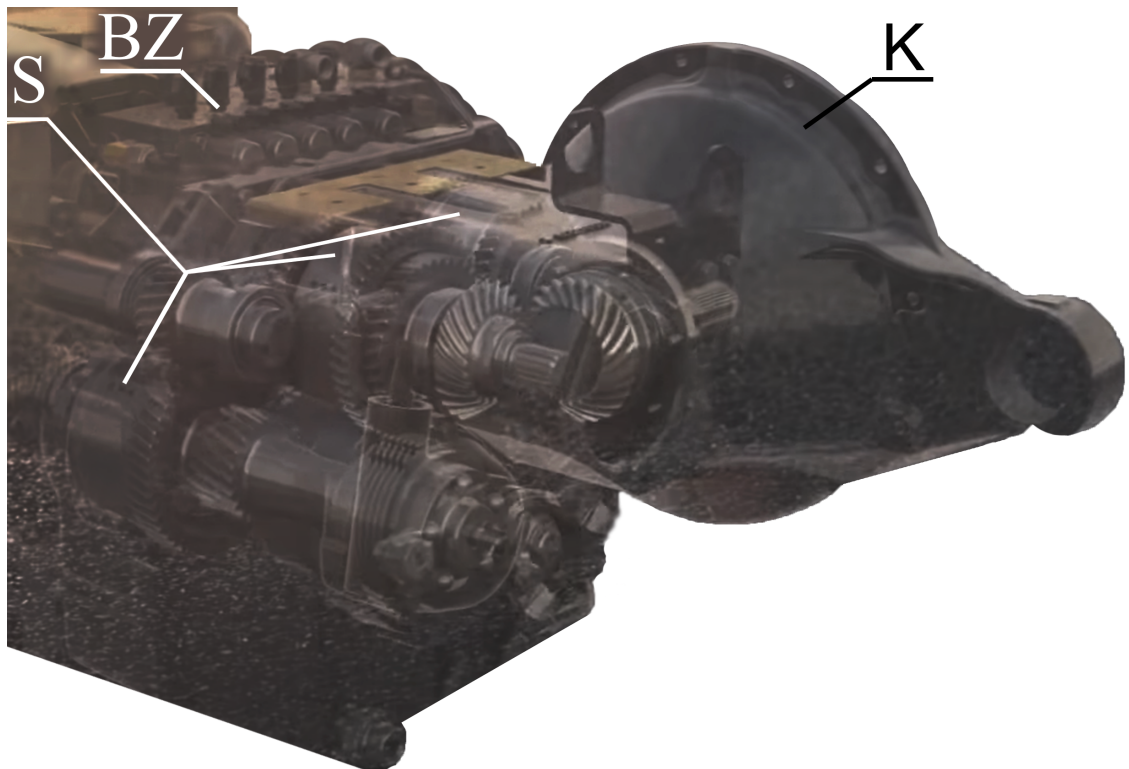
Najnowszym trendem wśród produkowanych skrzyń biegów są hybrydowe przekładnie hydrauliczno - mechaniczne, w których przeniesienie napędu podzielić można na następujące fazy pracy:

- z niskimi prędkościami jazdy,
- z wysokimi prędkościami jazdy.

W fazie pracy z niskimi prędkościami przeniesienie napędu odbywa się z wykorzystaniem przekładni hydrostatycznej i przekładni mechanicznej o stałym przełożeniu. Dzięki regulacji prędkości obrotowej silnika hydraulicznego przez zmianę jego chłonności, możliwa jest praca z bezstopniowo zmienianym przełożeniem od minimalnej do pewnej wartości prędkości pojazdu. Podczas pracy z wysokimi prędkościami jazdy maszyny wykorzystuje się skrzynię biegów typu Powershift, która charakteryzuje się wyższymi sprawnościami niż przekładnie hydrauliczne. W czasie tego trybu pracy przekładnia hydrostatyczna nie jest wykorzystywana do przeniesienia napędu. Połączenie takie zapewnia wykorzystanie zalet obu typów skrzyń biegów.

Obecnie znane są dwa rozwiązania skrzyń pracujących wg. opisanej zasady. Pierwszą z nich jest skrzynia DualTech VT wprowadzona na rynek w 2016 r. przez firmę JCB. Drugim przykładem jest opracowana w Zakładzie Hydrauliki i Pneumatyki PG przekładnia HydmAG, której konstrukcja, najważniejsze komponenty oraz zostaną przedstawione w kolejnym rozdziale niniejszej pracy.

Zaprojektowana i wdrożona do seryjnie produkowanych ładowarek teleskopowych skrzynia DualTech VT firmy JCB wyróżnia się bezstopniową przekładnią hydrauliczną oraz trzybiegową przekładnią Powershift. Rys. 2.8 przedstawia model skrzyni. Zauważyć można bardzo kompaktową budowę podzespołu. Niestety ze względu na brak zgłoszeń patentowych, publikacji naukowych oraz stosunkowo młodą konstrukcję nie jest obecnie publicznie znana szczegółowa konstrukcja skrzyni biegów i zastosowane rozwiązania techniczne. Jedyne źródła stanowią materiały reklamowe oraz animacje przedstawiające fragmenty pracy skrzyni. Biorąc pod uwagę liczbę biegów skrzyni Powershift przypuszcza się, iż zawiera ona co najmniej trzy sprzęgła cierne sterowane hydraulicznie oraz jedno dodatkowe sprzęgło odpowiedzialne za napęd na wszystkie koła pojazdu [15].



**Rys. 2.8:** Skrzynia biegów DualTech VT Transmission: *S* - sprzęgła, *BZ* - blok zaworowy, *K* - korpus [10].

Korzystny odbiór skrzyń DualTech VT zarówno przez ekspertów, jak i użytkowników maszyn wyposażonych w tego typu skrzynię spowodował wprowadzenie w 2021 r. tych podzespołów do kolejnych modeli pojazdów [16].

## 2.3 Wielopłytkowe sprzęgła cierne

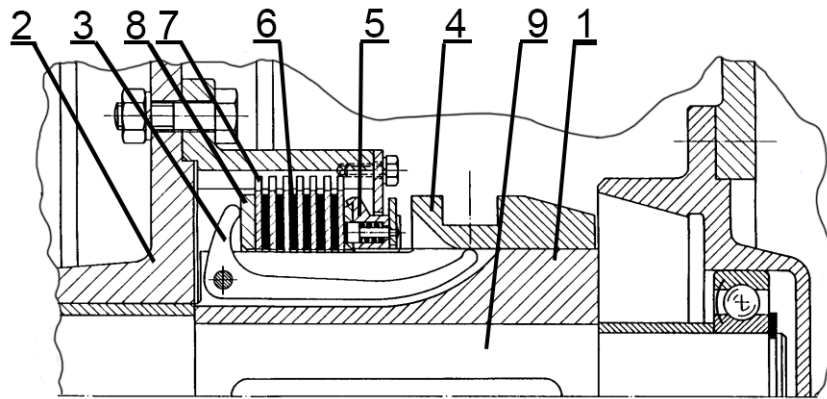
Sprzęgła cierne wykorzystywane w skrzyniach biegów można podzielić ze względu na zastosowany rodzaj sterowania. Wyróżnia się sterowanie realizowane:

- mechanicznie,
- elektromagnetycznie,
- hydraulicznie lub pneumatycznie.

W dalszej części podrozdziału przedstawione zostaną przykłady wymienionych rodzajów sterowania. Szczególna uwaga zwrócona zostanie na sterowanie hydrauliczne w związku z wykorzystaniem takiego sterowania w przekładni będącej obiektem badań.

Przykład sprzęgła sterowanego mechanicznie pokazano na rys. 2.9. Załączenie sprzęgła następuje, gdy popychacz 4 zostanie przemieszczony w stronę piasty 2, co powoduje dociśnięcie dźwigni 3 do płytki dociskowej 8, co wpływa na przesunięcie płytek 6 i 7 połączonych kolejno z piastą 2 i tuleją 1 do tarczy blokującej 5, a następnie zacisk płytek. Sprzęgła sterowane mechanicznie nie są jednak wykorzystywane w skrzyniach Powershift, co wynika z konieczności regulacji luzu osiowego zwiększającego się wraz ze zużyciem płytek. Ponadto, aby wygenerować odpowiednio duży

zacisk pakietu płytek niezbędnym mógłby być rozbudowany układ dźwigni, cięgien lub przekładni. Ze względu na liczbę wykorzystywanych sprzęgieł w skrzyniach Powershift i ich wymiary byłoby to bardzo niepraktyczne. Możliwości regulacji przeniesienia napędu podczas zmiany przełożenia byłyby mocno ograniczone, co niekorzystnie wpływa na możliwe wykorzystanie w rozbudowanych skrzyniach biegów.



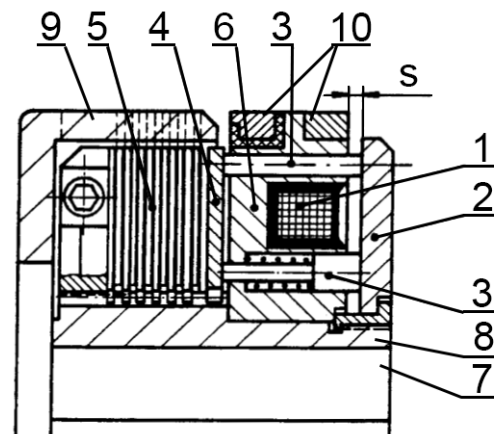
**Rys. 2.9:** Mechanicznie sterowane sprzęgło wielopłytkowe [59]: 1 - tuleja, 2 - piasta, 3 - dźwignia, 4 - popychacz, 5 - tarcza blokująca, 6 - płytki sprzęgłowe połączone z wałem (wewnętrzne), 7 - płytki sprzęgłowe połączone z piastą (zewnętrzne), 8 - płyta dociskowa, 9 - wał.

Sterowanie elektromagnetyczne sprzęgieł wielopłytkowych dzieli się na dwa rodzaje zależne od zamocowania cewki elektromagnesu:

- z wirującą cewką,
- z nieruchomą cewką.

Oba wymienione typy cechują się znaczącymi różnicami względem sprzęgieł sterowanych mechanicznie. Przykład sprzęgła sterowanego cewką wirującą przedstawiono na rys. 2.10. Załączenie sprzęgła odbywa się w przypadku doprowadzenia zasilania przez pierścienie ślizgowe 10 i obudowę 6 do cewki 1. Wytworzone pole elektromagnetyczne powoduje dosunięcie się zwory 2 do cewki. Przesunięcie w lewo sworzni 3, opierających się o zworę i tarczę dociskową 4, powoduje zacisk płytek sprzęgłowych 5 między piastą 9 a tarczą dociskową. Załączone w ten sposób sprzęgło przenosi napęd między wałem 7 i tuleją 8 a piastą 9.

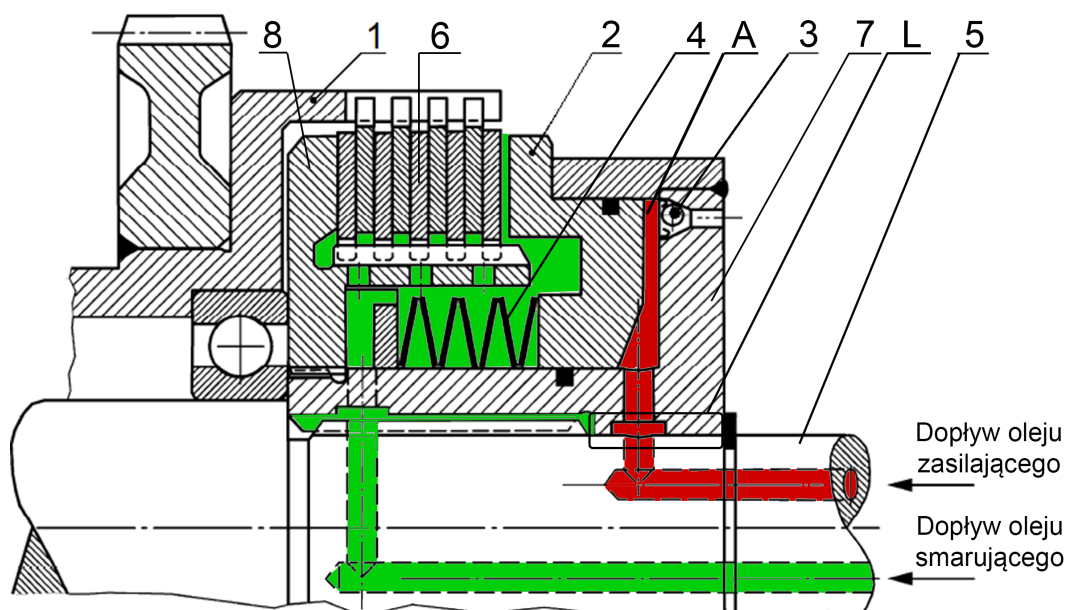
Do zalet sprzęgieł sterowanych elektromagnetycznie zaliczyć można łatwość sterowania załączaniem i rozłączaniem, nieskomplikowaną konstrukcję, która nie wymaga dźwigni, cięgien czy przekładni. Niestety sterowanie to wymaga kontroli i regulacji szczeliny powietrznej  $s$  wraz z postępującą eksploatacją. Problem stwarza również długotrwałe zasilanie cewki, które może prowadzić do jej przegrzania, co zależy m. in. od prądu zasilającego cewkę. Eksploatacyjny problem stwarza również zastosowanie pierścieni ślizgowych, zużywających się podczas pracy sprzęgła.



**Rys. 2.10:** Sprzęgło wielopłytkowe sterowane elektromagnetycznie [57]: 1 - cewka, 2 - zwora, 3 - sworznie, 4 - tarcza dociskowa, 5 - płytki sprzęgłowe, 6 - obudowa, 7 - wał, 8 - tuleja, 9 - piasta,  $s$  - przerwa powietrzna.

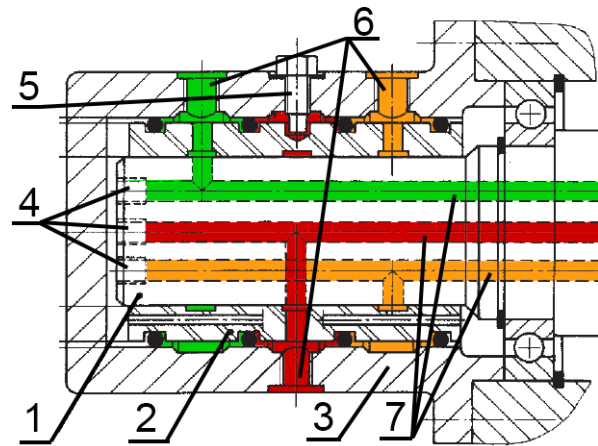
Najczęściej spotykaną konstrukcją sprzęgła wielopłytkowego w skrzyni biegów przedstawiono na rys. 2.11. Sprzęgło to sterowane jest hydraulicznie z zewnętrznego układu zasilania. Doprowadzenie cieczy zasilającej oraz smarującej sprzęgło odbywa się przez kanały wewnątrz wału 5 i obudowy tłoka 7. Załączenie sprzęgła odbywa się, gdy w komorze *A* występuje odpowiednio wysokie ciśnienie, powodujące przesunięcie tłoka 2 w lewo i zacisk płytek 6 między tlokiem 2 a tarczą blokującą 8. Rozłączenie sprzęgła następuje, gdy siła sprężystości pakietu sprężyn 4 spowoduje odsunięcie tłoka od płytek sprzęgłowych. Wystąpi to, gdy ciśnienie w komorze *A* zostanie obniżone. Zawór 3 służy do umożliwienia odpływu cieczy z komory *A* na zewnątrz sprzęgła, gdy wał obraca się z znaczną prędkością obrotową przy rozłączonym sprzęgle [54]. Wysokie ciśnienie wytworzone w komorze *A* na skutek sił bezwładności mogłoby powodować dosunięcie tłoka 2 do płytek 6, co prowadziłoby do zmniejszenia luzu między poszczególnymi płytkami, a zatem zwiększenie momentu szczytkowego.

Sprzęgła sterowane hydraulicznie nie wymagają regulacji luzu osiowego. Wraz z postępującym zużyciem płytek sprzęgłowych zmienia się skok tłoka. Regulacja ciśnienia w komorze *A* umożliwia kształtowanie procesów załączania i rozłączania sprzęgieł. Dodatkowo wykorzystanie siłownika hydraulicznego do zacisku daje możliwość zacisku płytek sprzęgłowych z dużymi siłami oraz zapewnia stosunkowo nieskomplikowaną konstrukcję. Wadą tego typu sterowania jest jednak konieczność zachowania szczelności wielu komór. W przeciwnym przypadku sprawność układu sterowania jest ograniczona na skutek strat objętościowych (przecieków) w układzie. Między wałem 5 a tuleją 7 są szczeliny pierścieniowe oznaczone na rys. 2.11 jako *L*. W szczelinach tych występują przecieki.



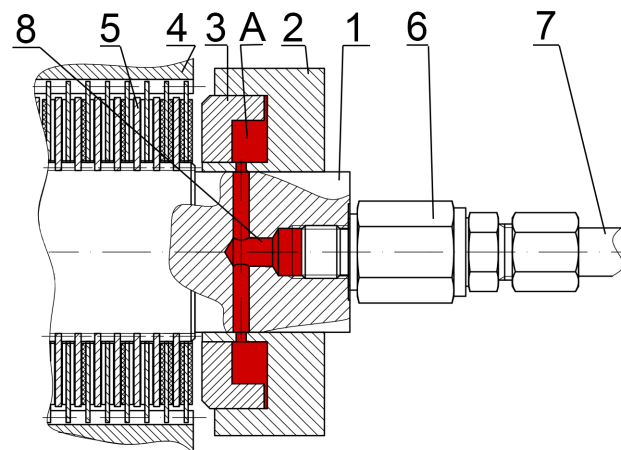
**Rys. 2.11:** Wielopłytkowe sprzęgło sterowane hydraulicznie [72]: 1 - piasta, 2 - tłok, 3 - zawór zwrotny, 4 - sprężyny, 5 - wał, 6 - płytki sprzęgłowe, 7 - obudowa tłoka, 8 - tuleja, *A* - komora siłownika, *L* - przestrzeń między wałem a piastą, kolor czerwony - kanały zasilające sprzęgło, kolor zielony - objętości wykorzystane do smarowania sprzęgła.

Sprzęgła sterowane hydraulicznie napotykają problemy związane z dopływem cieczy do komór siłowników, szczególnie w sytuacji wielu sprzęgieł współpracujących z jednym wałem (rys. 2.4). Jedno ze znanych rozwiązań konstrukcyjnych tego problemu przedstawiono na rys. 2.12. Dopływ do kanałów wewnętrznych wału 1 z przyłączy 6 odbywa się przez otwory w nieruchomej tulei 2. Poszczególne przestrzenie między przyłączami uszczelnione są za pomocą uszczelnień w tulei 2. Tuleję wykonuje się z brązu lub mosiądzu, a brak możliwości obrotu zapewnia śruba 5 wkręcona w obudowę 3. Takie rozwiązanie daje możliwość zasilania lub smarowania kilku sprzęgieł jednocześnie, co jednak wpływa na liczbę kanałów osiowych w wale, które zmniejszają jego wytrzymałość. Wadą przedstawionego rozwiązania są luzy między tuleją a wałem powodujące przecieki cieczy.



**Rys. 2.12:** Rozwiązanie zasilania i smarowania sprzęgieł z wykorzystaniem nieruchomej tulei [58]: 1 - wał, 2 - tuleja, 3 - obudowa, 4 - korki, 5 - śruba blokująca, 6 - przyłącza, 7 - kanały w wale.

Innym rozwiązaniem zapewnienia dopływu cieczy smarującej lub zasilającej cieczy jest wykorzystanie przyłączy obrotowych (rys. 2.13). To jednak wiąże się z ograniczeniem wykorzystania jednego kanału umieszczonego w osi wału. Stąd przy wałach współpracujących z wieloma sprzęgłami takie rozwiązanie jest niewystarczające. Zastosowanie przyłączy obrotowych ogranicza także dopuszczalną prędkość obrotową i ciśnienie panujące w przyłączy [58]. Stąd rozwiązania tego typu są rzadko wykorzystywane w przekładniach szybkoobrotowych.

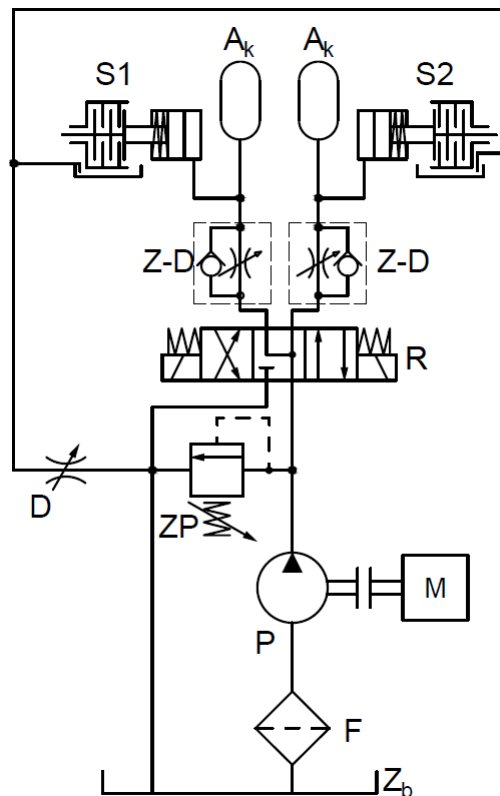


**Rys. 2.13:** Rozwiązanie zasilania i smarowania sprzęgieł z wykorzystaniem nieruchomej tulei: 1 - wał, 2 - obudowa tłoka, 3 - tłok, 4 - piasta, 5 - płytki sprzęgłowe, 6 - przyłącze obrotowe, 7 - przewód zasilający, 8 - kanały osiowe i promieniowe w wale, A - komora siłownika.

## 2.4 Hydrauliczne układy sterujące sprzęgłami wielopłytkowymi

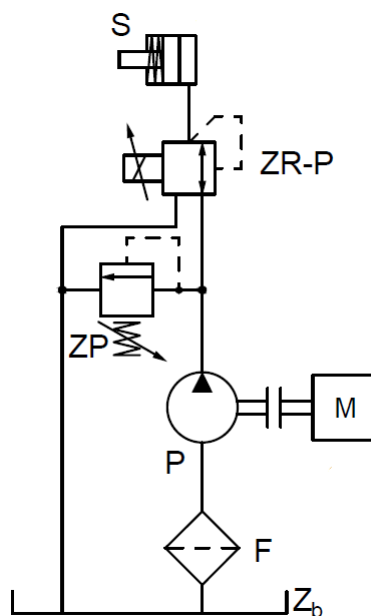
Hydraulicznie sterowane sprzęgła wymagają odpowiedniego układu zasilającego poszczególne siłowniki sprzęgieł. Jednym z rozwiązań stosowanych przez firmę Ortlinghaus jest układ przedstawiony na rys. 2.14. Rozwiązanie to umożliwia łagodny przebieg procesu załączania sprzęgła, dzięki zastosowaniu akumulatorów hydraulicznych  $A_k$  [58]. Oferowane są również sprzęgła sterowane z układu nieposiadającego wspomnianych akumulatorów, co jednak wpływa na bardziej skokowy przebieg procesu załączania sprzęgła. Zawór zwrotno - dławiący zapewnia rozłączenie sprzęgła w bardzo krótkim czasie, dzięki niedławionemu przepływowi przez zawór zwrotny. Podobny układ hydrauliczny, wykorzystujący akumulatory, zastosowany został do sterowania siłownikami sprzęgieł przekładni full Powershift przedstawionej na rys. 2.4.





**Rys. 2.14:** Schemat hydrauliczny układu sterowania sprzęgłami [58]:  $S1$ ,  $S2$  - siłowniki sprzęgieł,  $A_k$  - akumulatory hydrauliczne,  $Z-D$  - zawory zwrotno dławiące,  $R$  - rozdzielacz,  $D$  - zawór dławiący,  $ZP$  - zawór przelewowy,  $P$  - pompa,  $M$  - silnik spalinowy,  $F$  - filtr ssawny,  $Z_b$  - zbiornik.

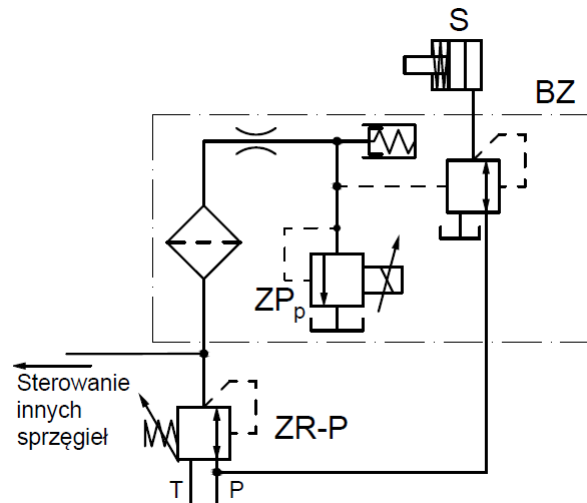
Szeroko stosowanym rozwiązaniem umożliwiającym płynne sterowanie ciśnieniem w komorze siłownika  $S$  jest zastosowanie proporcjonalnego, redukcyjno-przelewowego zaworu (rys. 2.15) [13, 46]. Układy te, dzięki swojej prostocie i wykorzystaniu techniki proporcjonalnej umożliwiają regulowanie ciśnienia w komorze siłownika  $S$  z zachowaniem wysokiej dynamiki układu.



**Rys. 2.15:** Schemat hydrauliczny układu sterowania sprzęgłami z proporcjonalnym zaworem redukcyjno-przelewowym [13, 46]:  $ZR-P$  - zawór redukcyjno-przelewowy,  $S$  - siłownik sprzęgła,  $ZP$  - zawór przelewowy,  $P$  - pompa,  $M$  - silnik spalinowy,  $Z_b$  - zbiornik.

Wykorzystanie techniki proporcjonalnej do sterowania zmianami przełożenia jest obecnie

standardem, dzięki możliwościom kształtowania przebiegów prądów sterującymi zaworami. Jako przykład można przywołać skrzynie ZF-Ergopower (rys. 2.16), w których ciśnienie w komorach siłowników sprzęgieł regulowane jest przez proporcjonalnie sterowany zawór maksymalny [49].



**Rys. 2.16:** Sterowanie sprzęgłami stosowane przez firmę ZF [49] do sterowania sprzęgłami: *ZR-P* - zawór redukcyjno - przelewowy, *BZ* - blok zaworowy, *S* - siłownik sprzęgła, *ZP<sub>p</sub>* - proporcjonalny zawór przelewowy

Popularność techniki proporcjonalnej sprawia, iż do sterowania ciśnieniem w układzie wykorzystywać można zawory takich firm jak m. in. Bosch Rexroth, Wandfluh, Hydac czy Tecno [6, 13]. Jednak kluczowe dla korzystnego przebiegu zmiany przełożenia jest sterowanie tymi zaworami. Niestety konstrukcje i parametry układów napędowych maszyn mobilnych różnią się istotnie między poszczególnymi markami, a nawet modelami. Niekorzystnym czynnikiem jest również zużycie elementów przekładni. Panująca konkurencja wśród producentów oraz wpływ powyżej wymienionych czynników na parametry sterowania w trakcie zmiany przełożenia powoduje, iż firmy nie upubliczniają charakterystyk sterowania zaworami.

---

# Hydrauliczno-mechaniczna skrzynia biegów HydmAG

---

Głównym przedmiotem badań przedstawionych w niniejszej pracy jest przekładnia mechaniczna. W niniejszym rozdziale przedstawiono:

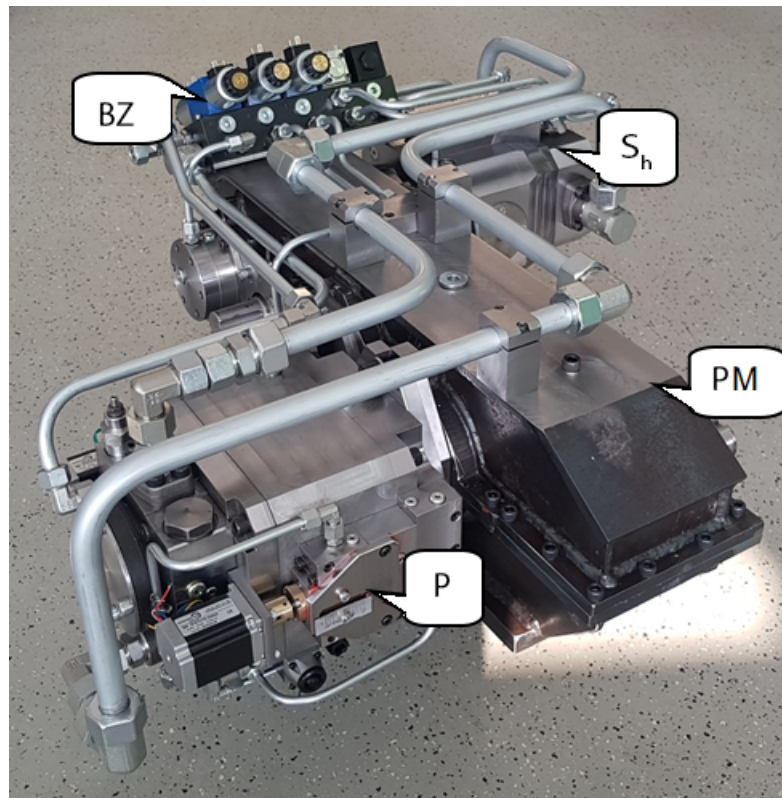
- szczegółową budowę badanej przekładni,
- dopuszczalne parametry pracy przekładni,
- wykaz przełożeń kinematycznych i stan sprzęgieł ciernych na poszczególnych biegach,
- opis i budowę sprzęgieł wielopłytkowych wykorzystanych w przekładni.

Uzupełnieniem informacji o sprzęgłach wielopłytkowych będzie opis zaworów proporcjonalnych, które są odpowiedzialne za sterowanie wspomnianymi sprzęgłami. Przedstawiony zostanie również opis urządzenia, które zostało wykorzystane do sterowania zaworami.

## 3.1 Ogólna charakterystyka skrzyni biegów HydmAG

Przekładnia mechaniczna, którą poddano badaniom eksperymentalnym jest częścią prototypowej, hydrauliczno-mechanicznej skrzyni biegów HydmAG przeznaczonej do pojazdów rolniczych i maszyn roboczych (rys. 3.1). Pomysłodawcą przekładni jest dr inż. Piotr Patrosz. Projekt prototypowej przekładni mechanicznej, nazywanej w dalszej części pracy zarówno przekładnią, jak i przekładnią zębatą, opracowany został przez P. Patrosza oraz autora niniejszej pracy [68]. Główne podzespoły skrzyni biegów, oprócz wspomnianej przekładni mechanicznej  $PM$ , to silnik hydrauliczny  $S_h$  opracowany przez projektantów przekładni, blok zaworowy  $BZ$  oraz innowacyjna pompa hydrauliczna  $P$  zaprojektowana przez dr. inż. Pawła Załuskiego. Konstrukcja skrzyni biegów rozwijana jest na Politechnice Gdańskiej od 2018 roku. Przewidziane jest wykorzystanie skrzyni w produkowanych są przez firmę Hydro-Metal ładowarkach teleskopowych serii AGroLeo.

Pompa  $P$  oraz silnik  $S_h$  tworzą przekładnię hydrostatyczną pracującą w obiegu zamkniętym. W skład pompy  $P$  wchodzi pompa główna oraz pompa dopełniająca. Zawory wykorzystywane w tego typu układach tj. zawory przeciążeniowe, zawór maksymalny pełniący rolę zaworu podporowego i zawór przepływający znajdują się w bloku zaworowym przykręcanym do korpusu silnika  $S_h$  [77]. Blok zaworowy  $BZ$  widoczny na zdjęciu (rys. 3.1) wykorzystywany jest do sterowania sprzęgłami oraz zmiany chłonności silnika hydraulicznego.



**Rys. 3.1:** Zdjęcie hydrauliczno-mechanicznej skrzyni biegów HydmAG: *P* - pompa, *S<sub>h</sub>* - silnik hydrauliczny, *PM* - przekładnia mechaniczna, *BZ* - blok zaworowy.

Założeniem projektowym skrzyni jest jej wykorzystanie w maszynie mobilnej o mocy maksymalnej do 50 kW. Zaprojektowano przekładnię, której parametry pracy takie jak moment napędowy i prędkość obrotowa wału napędowego wynikały z wytypowanego do napędu przekładni silnika John Deere PowerTech MTM 4.5 L Engine Model: 4045TF280 [5]. Parametry te wymieniono poniżej:

- maksymalny moment napędowy:  $M_{wej} = 271 \text{ Nm}$ ,
- zakres prędkości obrotowych wału napędowego:  $n_{wej} \in \langle 1000; 2400 \rangle \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ .

Automatyczne lub półautomatyczne skrzynie biegów cechują się zmianami przełożenia w niepełnym przedziale prędkości obrotowych, dlatego arbitralnie założono przedział prędkości obrotowych:

$$n_{wej} \in \langle 1000; 2000 \rangle \frac{\text{obr}}{\text{min}}$$

w którym dokonana może być zmiana przełożenia.

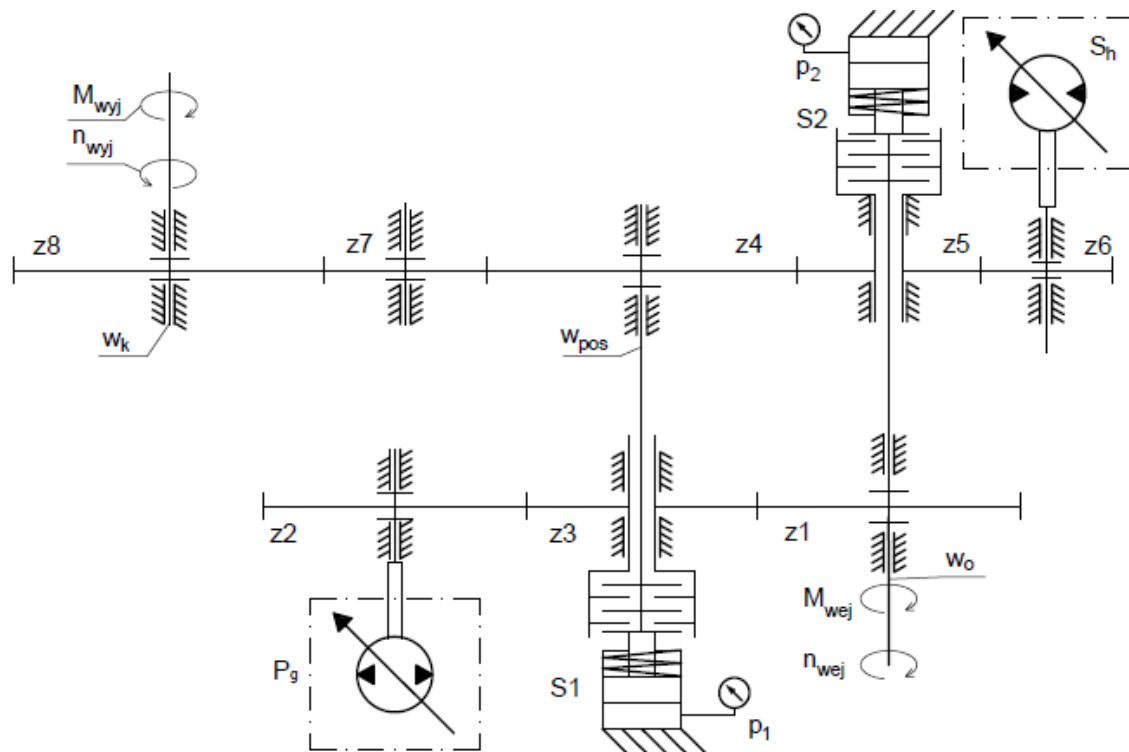
### 3.2 Przekładnia mechaniczna

Schemat kinematyczny przekładni mechanicznej przedstawiono na rys. 3.2. Przekładnia składa się z ośmiu kół zębatach  $z_1 \div z_8$  oraz dwóch sprzęgieł ciernych *S1*, *S2*, zabudowanych wewnątrz kół, wału wejściowego  $w_0$  i wału wyjściowego  $w_k$ . W dalszej części pracy wał wejściowy  $w_0$  nazywany jest również wałem napędowym.

Docelowe wykorzystanie przekładni w skrzyni biegów zakłada równoczesne wykorzystanie dodatkowej przekładni hydraulicznej zawierającej m.in. pompę *P* i silnik hydrauliczny *S<sub>h</sub>*. Wymienione maszyny hydrauliczne przedstawiono na schemacie kinematycznym przekładni (rys. 3.2). W skrzyni biegów pompa *P* sprzęgana zostaje z kołem  $z_2$ , a silnik *S<sub>h</sub>* z kołem zębatym  $z_6$ . Dzięki równoczesnemu zastosowaniu przekładni hydraulicznej i mechanicznej zakres przełożeń, z którymi może być przenoszony napęd zostaje znacząco rozszerzony. Przeniesienie napędu z wału wejściowego  $w_0$  na wał wyjściowy  $w_k$  z wykorzystaniem przekładni hydraulicznej jest możliwe z rozłączonymi sprzęgłami mokrymi *S1* i *S2*. Napędzana w tym przypadku pompa hydrauliczna *P<sub>g</sub>*

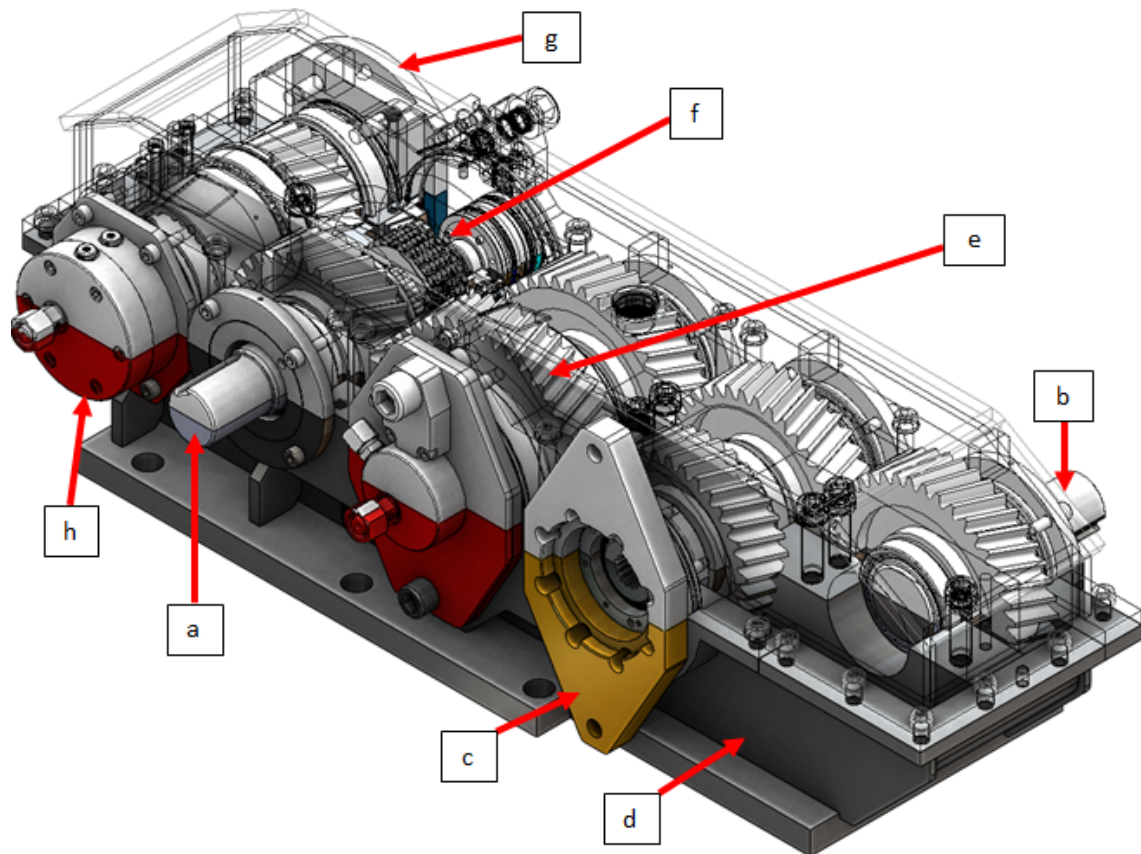
tłoczy ciecz do silnika hydraulicznego o zmiennej chłonności  $S_h$ . Silnik hydrauliczny obciążony jest momentem obrotowym wynikającym z obciążenia zewnętrznego  $M_{wyj}$  występującego na wale wyjściowym  $w_k$  i przełożenia kinematycznego w układzie kół zębatach  $z_8$  do  $z_6$ .

Przekładnia mechaniczna, bez pompy i silnika hydraulicznego, umożliwia przeniesienie napędu na jednym z dwóch wybieralnych przełożeń mechanicznych tzw. biegach [68]. Przeniesienie napędu na pierwszym biegu realizowane jest następująco: napęd przenoszony jest z wału  $w_0$  na koło  $z_3$ , skąd z kolei przez załączone sprzęgło  $S1$  przenoszony jest na wał pośredni  $w_{pos}$  połączony kształtowo z kołem  $z_4$ . Z koła  $z_4$  napęd przenoszony zostaje na koło  $z_8$  i połączony z nim wał wyjściowy  $w_k$  z wykorzystaniem koła pośredniego  $z_7$ . Natomiast do przeniesienia napędu na biegu drugim wykorzystane zostaje sprzęgło  $S2$ . W wariantcie tym moment obrotowy z wału  $w_0$  przenoszony zostaje na koło  $z_5$  przez wspomniane, załączone sprzęgło  $S2$ . Następnie przez współpracujące ze sobą koła  $z_4$ ,  $z_7$  i  $z_8$  napęd przenoszony jest na wał  $w_k$ .



**Rys. 3.2:** Schemat kinematyczny przekładni walcowej:  $w_{pos}$  - wał pośredni,  $w_0$  - wał wejściowy (napędowy),  $w_k$  - wał wyjściowy,  $z_1 \div z_8$  - koła zębata,  $S1$ ,  $S2$  - sprzęgła cierne mokre,  $M_{wej}$  - moment obrotowy na wale napędowym,  $M_{wyj}$  - moment obrotowy obciążający przekładnię,  $n_{wej}$  - prędkość obrotowa wału napędowego,  $n_{wyj}$  - prędkość obrotowa wału wyjściowego,  $P_g$  - pompa hydrauliczna,  $S_h$  - silnik hydrauliczny,  $p_1$ ,  $p_2$  - ciśnienia.

Model 3D przekładni przedstawiono na rys. 3.3. W widoku modelu wyłączono widoczność górnej części korpusu  $d$ , aby widoczne było wnętrze przekładni. Nie pokazano również koła  $z_5$ , dzięki czemu widoczne jest sprzęgło  $f$ , które jest zabudowane we wspomnianym kole (rys. 3.2). Model zawiera dodatkowe sprzęgło  $h$ , którego zastosowanie w przekładni przewiduje się w przypadku wykorzystania silnika hydraulicznego, który nie umożliwia pracy w tzw. wolnym kole.



**Rys. 3.3:** Model przekładni mechanicznej: *a* - wał  $w_0$ , *b* - wał  $w_k$ . *c* - kołnierz do zamocowania pompy, *d* - korpus, *e* - sprzęgło  $S_1$  (w kole  $z_3$ ), *f* - sprzęgło  $S_2$ , *g* - kołnierz do zamocowania silnika hydraulicznego, *h* - obudowa silownika dodatkowego sprzęgła.

W tabeli 3.1 przedstawiono stany sprzęgieł dla poszczególnych biegów skrzyni biegów wraz z wartościami przełożeń kinematycznych. W dalszej części pracy zostaną przedstawione badania przeniesienia napędu przez przekładnię mechaniczną podczas zmian przełożenia. Stąd analizowane będzie przeniesienie napędu na biegu pierwszym, biegu drugim oraz w trakcie zmiany przełożenia między wymienionymi biegami.

**Tabela 3.1:** Przełożenia mechaniczne i stan sprzęgieł przekładni [22].

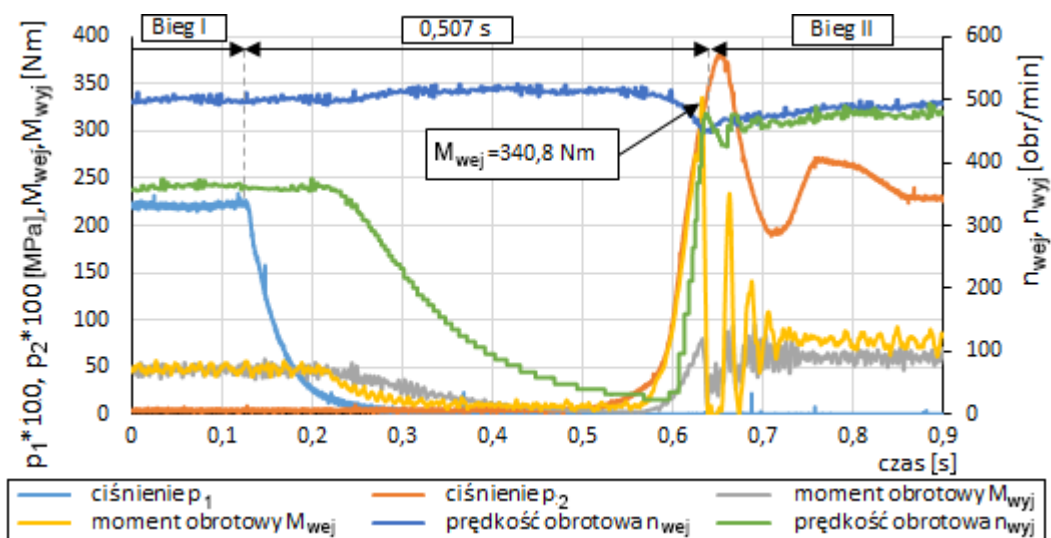
Bieg	Przełożenie mechaniczne	Sprzęgło $S_1$	Sprzęgło $S_2$
Przeniesienie napędu z wykorzystaniem przekładni hydraulicznej	1,782	rozłączone	rozłączone
Bieg I	1,382	załączone	rozłączone
Bieg II	1,025	rozłączone	załączone

W dalszej części niniejszego opracowania (podroz. 6.3) przedstawione zostaną modele matematyczne wymagające znajomości zarówno przełożeń kinematycznych między poszczególnymi kołami zębatymi, jak i osiowych momentów bezwładności poszczególnych kół oraz wałów. Niezbędne dane techniczne przedstawione zostały w tabeli 3.2. W tabeli nie zawarto informacji dotyczących części wchodzących w skład sprzęgieł  $S_1$ ,  $S_2$ , które zostaną przedstawione w kolejnym podrozdziale niniejszej pracy.

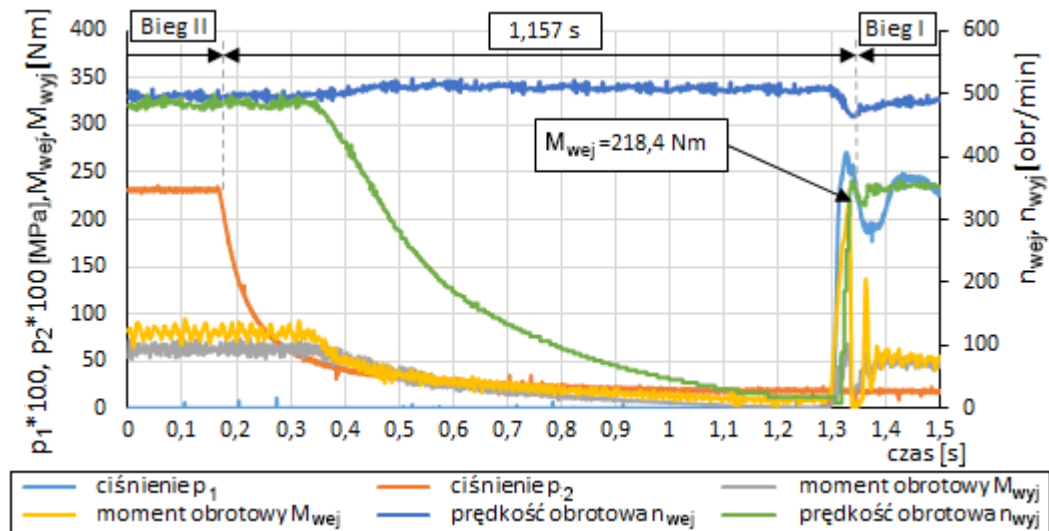
Tabela 3.2: Dane techniczne poszczególnych elementów przekładni mechanicznej.

Część	Moduł zębów [mm]	Liczba zębów [-]	Osiowy moment bezwładności [ $kg \cdot m^2$ ]
Koło z1	4	34	$1,1 \cdot 10^{-2}$
Koło z2	4	33	$9,73 \cdot 10^{-3}$
Koło z3	4	47	$3,8 \cdot 10^{-2}$
Koło z4	4	41	$2,32 \cdot 10^{-2}$
Koło z5	4	40	$2,1 \cdot 10^{-2}$
Koło z6	4	23	$5,19 \cdot 10^{-3}$
Koło z7	4	37	$1,46 \cdot 10^{-2}$
Koło z8	4	41	$2,32 \cdot 10^{-2}$
Wał napędowy $w_0$	nd.	nd.	$1,32 \cdot 10^{-2}$
Wał wyjściowy $w_k$	nd.	nd.	$8,3 \cdot 10^{-3}$
Wał pośredni $w_{pos}$	nd.	nd.	$6,2 \cdot 10^{-3}$

Podczas wstępnych badań przekładni mechanicznej w trakcie zmiany przełożenia zaobserwowano skoki momentu obrotowego na wał napędowy  $w_0$  przekładni. Wartości momentów znacznie przekraczały moment maksymalny, którym można obciążyć założony silnik spalinowy. Gwałtownym zmianom momentu  $M_{wej}$  towarzyszył spadek prędkości obrotowej  $n_{wyj}$  wału  $w_k$  przekładni. Dodatkowo, procesy zmiany z biegu I na II oraz procesy redukcji biegu, trwały stosunkowo długo względem czasów osiąganych w seryjnie produkowanych skrzyniach. Czasy zmiany biegu w typowych skrzyniach mieszczą się w przedziale  $< 0,2; 1 > s$  [31, 65]. Przykładowe przebiegi zarejestrowanych ciśnień, prędkości obrotowych i momentów obrotowych, które ilustrują opisany problem przedstawiono na rys. 3.4 i rys. 3.5.



Rys. 3.4: Przebiegi ciśnień, prędkości i momentów obrotowych dla prędkości obrotowej  $n_{wej} = 500 \frac{obr}{min}$  podczas zmiany z biegu I na II.



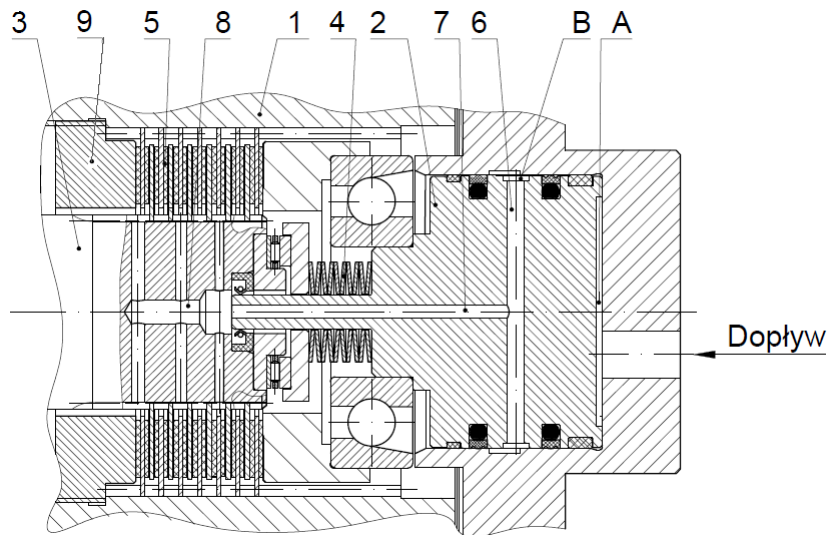
Rys. 3.5: Przebiegi ciśnień, prędkości i momentów obrotowych dla prędkości obrotowej  $n_{we j} = 500 \frac{obr}{min}$  podczas redukcji z biegu II na I.

### 3.3 Sprzęgła wielopłytkowe

Sprzęgła wielopłytkowe pełnią bardzo istotną rolę w przekładni mechanicznej odpowiadając za przeniesienie napędu na odpowiednich biegach mechanicznych (tab 3.1).

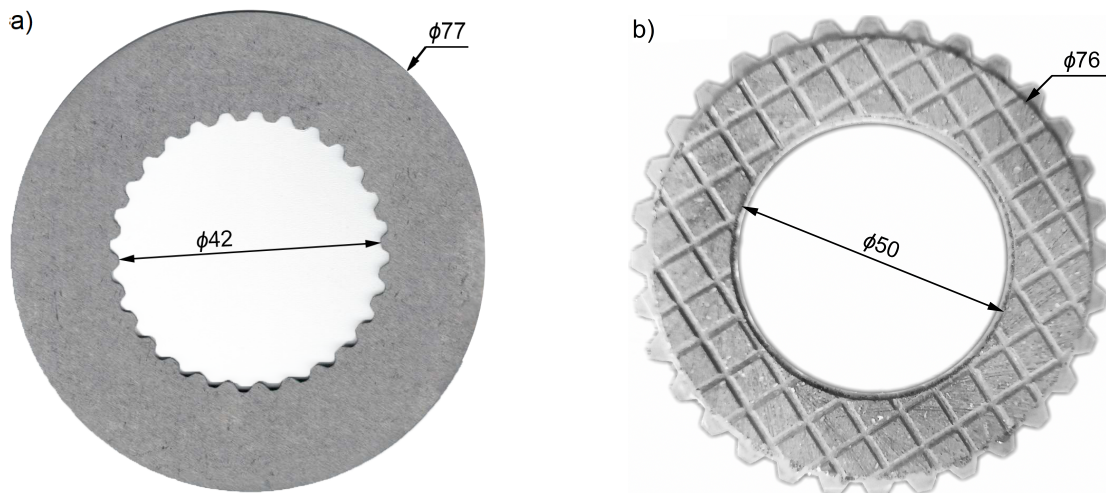
Sprzęgła cierne  $S1$ ,  $S2$  (rys. 3.2) zabudowane zostały wewnątrz kół zębatych (rys. 3.6). Prototypowe rozwiązanie zabudowy sprzęgła wraz z układem jego smarowania wewnątrz koła zębatego 1 zostało opracowane przez autora niniejszej pracy i jest przedmiotem zgłoszenia patentowego [21]. Każde ze sprzęgieł składa się z 7 płytek z wielowypustem zewnętrznym oraz 6 płytek z wielowypustem wewnętrznym. Zacisk płytek wywierany jest poprzez tłok 2, zależnie od ciśnienia w komorze  $A$ , nastawianego zaworem proporcjonalnym. Napęd przenoszony jest między wałem 3 a kołem zębatym 1 przez pakiet płytek 5. Do wymuszenia powrotu tłoka 2 wykorzystano pakiet sprężyn talerzowych 4 ułożonych w układzie  $X$  [8]. Sprzęgło  $S1$  zawiera 12 takich sprężyn, natomiast sprzęgło  $S2$  10. Przemieszczenie osiowe płytek 5 ograniczone zostało przez nakrętkę 9. Do smarowania sprzęgieł wykorzystano otwory w tłoku: promieniowy 6 oraz osiowy 7. Kanaly te łączą komorę  $B$  z otworem 8 w wale 3, skąd na skutek działających sił bezwładności olej przepływa do płytek 5 zapewniając ich smarowanie. Komora  $B$  połączona jest z zewnętrznym układem zasilającym układ smarowania [21].





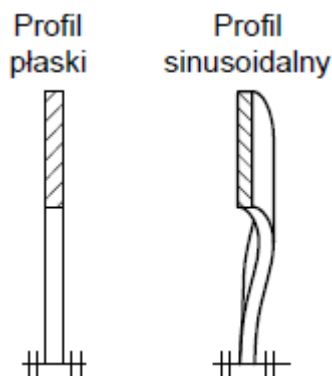
**Rys. 3.6:** Sprzęgło i jego zabudowa: 1 - piasta (koło zębate), 2 - tłok, 3 - wał, 4 - sprężyny talerzowe, 5 - pakiet płytek ciernych, 6 - kanał promieniowy w tłoku, 7 - kanał osiowy w tłoku, 8 - otwór osiowy w wale, 9 - nakrętka blokująca, A - komora siłownika  $S1$  lub  $S2$ , B - komora układu smarowania sprzęgła.

W sprzęgłach przekładni wykorzystano stalowe płytki cierne wewnętrzne oraz płytki zewnętrzne z okładzinami ciernymi z materiału organicznego JP402 (rys. 3.7). Na powierzchniach okładzin ciernych wykonane są rowki poprawiających rozprowadzanie cieczy smarującej typu *waffle* [42].



**Rys. 3.7:** Płytki sprzęgłowe wykorzystane w sprzęgłach przekładni mechanicznej: a) płytka wewnętrzna, producent ICBS, b) płytka zewnętrzna, producent Makland.

Płytki wewnętrzne mają profil sinusoidalny, by zmniejszać moment szczytkowy rozłącznego sprzęgła [62]. Porównanie profilu płytki płaskiej i sinusoidalnej pokazano na rys. 3.8.



Rys. 3.8: Profil płaski i sinusoidalny płytki sprzęgłowej, wewnętrznej.

Najważniejsze dane techniczne płytek wewnętrznych i zewnętrznych przedstawiono w tabeli 3.3. Przedstawione w tabeli wartości momentów bezwładności płytek wewnętrznych i zewnętrznych są o co najmniej dwa rzędy wielkości mniejsze od momentów bezwładności kół i wałów przekładni (tab. 3.2).

Tabela 3.3: Wybrane dane techniczne płytek ciernych [42]

	Płytki cierne z wielowypustem wewnętrznym	Płytki cierne z wielowypustem zewnętrznym
Wymiary (średnica wewnętrzna / średnica zewnętrzna)	42 / 77 mm (rys. 3.7)	50 (średnica wewnętrzna okładziny) / 76 mm (rys. 3.7)
Kąt przyporu wielowypustu	30°	30°
Liczba zębów wielowypustu	28	32
Moduł zębów	1.5 mm	2.5 mm
Średnica podziałowa $d_p$ wielowypustu	42 mm	80 mm
Norma wielowypustu	DIN 5480	DIN 5480
Grubość płytki	1 mm	3 mm (okładziny o grubości 1 mm)
Profil	sinusoidalny	płaski
Materiał cierny	stal	materiał organiczny JP402
Twardość powierzchni	50 HRC	brak informacji
Osiowy moment bezwładności	$1,2 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	$6 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Sprzęgła  $S1$  i  $S2$  składające się z opisanych powyżej płytek umożliwiają pracę z następującymi parametrami [42]:

- naciski powierzchniowe do 3 MPa,
- współczynnik tarcia statycznego płytek pracujących na mokro wynoszący 0,3.

### 3.4 Sterowanie sprzęgłami

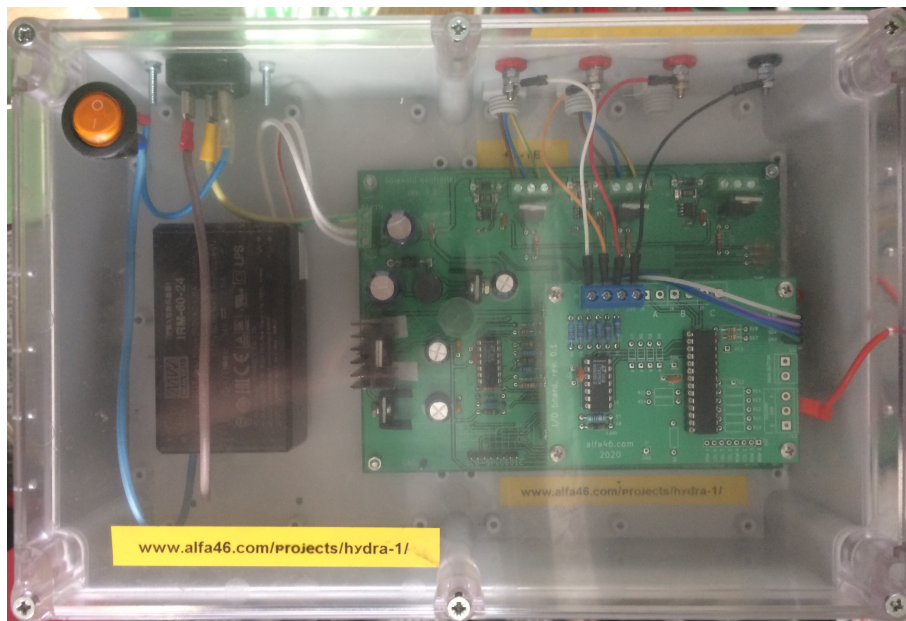
Sterownie sprzęgłami  $S1$  i  $S2$  (rys. 3.2) odbywa się przez jednostopniowe zawory redukcyjno-przelewowe typu 3WZCDE6 firmy Ponar Wadowice [9]. Zawory te są zaworami proporcjonalnymi,

których zasilanie oraz odpowiedzi czasowe szczegółowo przedstawiono w podrozdziale 7.2. Najważniejsze dane techniczne zaworu zawarto w tabeli 3.4.

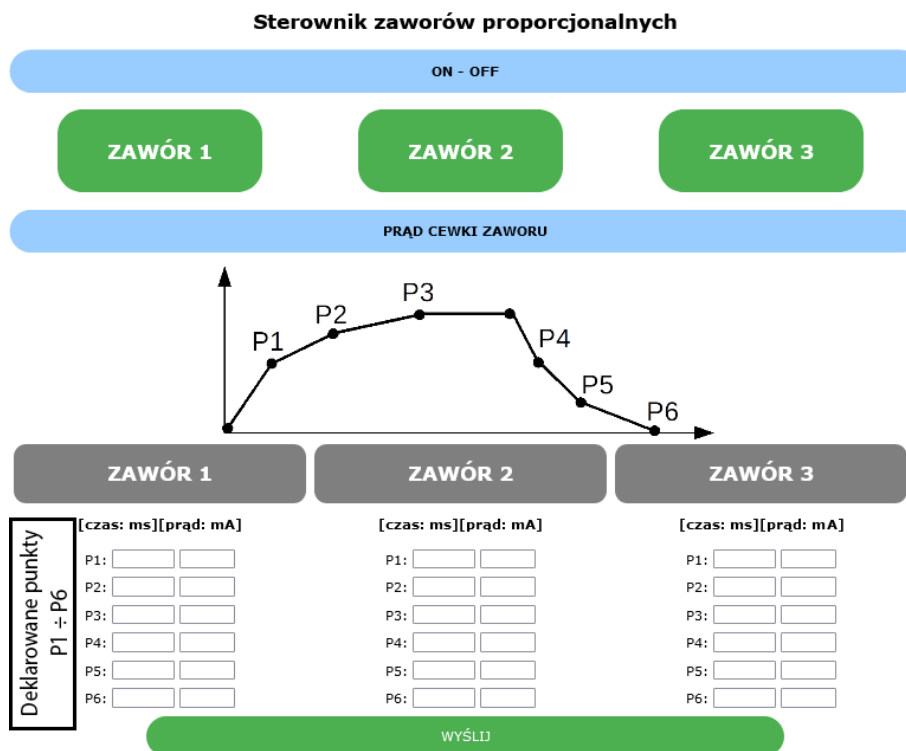
**Tabela 3.4:** Wybrane dane techniczne zaworu proporcjonalnego 3WZCDE6 [9].

Dane techniczne	Wartość (zakres)
Ciśnienie zasilania w porcie P	od 3 do 10 MPa
Ciśnienie zredukowane	od 0 do 2,5 MPa
Zakres natężenia prądu zasilającego elektromagnes	od 0 do 0,8 A
Maksymalne napięcie zasilania elektromagnesu	24 V
Sygnał sterujący	ciągły lub impulsowy PWM

Sterowanie zaworami proporcjonalnymi odbywało się za pomocą dedykowanego urządzenia, wykonanego przez firmę Alfa46, które przedstawiono na rys. 3.9. Sterowanie urządzeniem odbywało komputerem połączonym bezprzewodowo (rys. 3.10) ze sterownikiem ww. urządzenia. Urządzenie umożliwia sterowanie trzema zaworami. Sterownik regulujący natężenie prądu przepływającego przez cewkę zaworu wymaga zdefiniowania sześciu punktów  $P1 \div P6$ , których współrzędne oznaczają odpowiednio czas i wartość natężenia prądu w danej chwili.



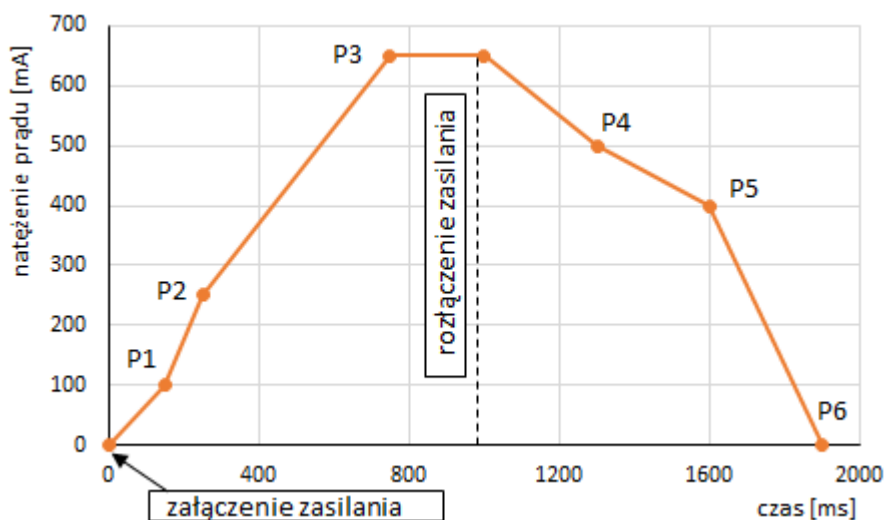
**Rys. 3.9:** Urządzenie sterujące zaworami proporcjonalnymi.



Rys. 3.10: Fragment interfejsu programu sterującego sekwencją zmiany biegu.

Dla załączania zasilania zaworu czas dla punktów  $P1 \div P3$  odmierza się od chwili wygenerowania sygnału o włączeniu zasilania (rys. 3.11). Analogicznie, dla wyłączenia zasilania czas dla punktów  $P4 \div P6$  liczony jest od chwili pojawienia się sygnału o rozłączeniu zasilania. Między kolejnymi, zadanymi punktami przebiegi natężenia prądu w czasie są liniowe.

Zmiana biegu wynika z zmiany stanu sprzęgieł  $S1$  i  $S2$  (tab. 3.1). Dokonanie zmiany przełożenia z wykorzystaniem opisanego urządzenia polega na wyborze załączenia zasilania zaworu innego niż zasilany w danej chwili. Powoduje to rozłączenie zasilania zaworu dotychczas zasilanego wg. przebiegów opierających się na punktach  $P4 \div P6$  oraz rozpoczęcie zasilania wybranego zaworu wg. charakterystyk wynikających z zadanych punktów  $P1 \div P3$ .



Rys. 3.11: Przykładowy przebieg natężenia prądu w cewce sterowanego zaworu.

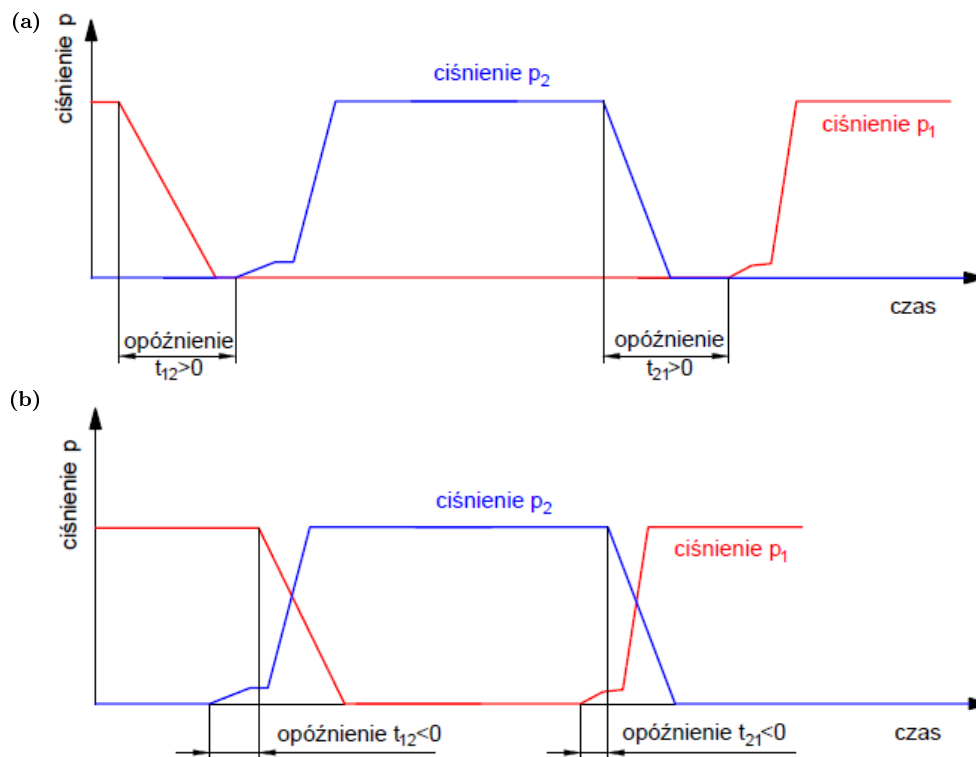
Sterownik umożliwia zadawanie opóźnień między sterowanymi zaworami podczas zmiany biegu. Opóźnienie polegało na przesunięciu w czasie zmiany natężenia prądu zasilającego elektromagnes sprzęgła rozłączanego względem elektromagnesu sprzęgła załączanego. Rys. 3.12 przedstawia fragment interfejsu programu, w którym deklarowane są odstępy czasu między zmianami stero-

wania zaworów proporcjonalnych. Opóźnienie ujemne wiązało się z wcześniejszym zasilaniem elektromagnesu zaworu sterującego sprzęgłem załączanym niż spadkiem natężenia prądu przepływającego przez drugą cewkę elektromagnesu zaworów proporcjonalnych. Natomiast na rys. 3.13 a) i b) przedstawiono oczekiwane przebiegi ciśnień  $p_1$  i  $p_2$  w zależności od znaku zadanych opóźnień.

OPÓŹNIENIA - ZMIANA BIEGU

ZAWÓR 1	ZAWÓR 2	ZAWÓR 3
[czas: ms]	[czas: ms]	[czas: ms]
1 -> 2: <input style="width: 50px;" type="text"/>	2 -> 1: <input style="width: 50px;" type="text"/>	3 -> 1: <input style="width: 50px;" type="text"/>
1 -> 3: <input style="width: 50px;" type="text"/>	2 -> 3: <input style="width: 50px;" type="text"/>	3 -> 2: <input style="width: 50px;" type="text"/>
WYŚLIJ		

Rys. 3.12: Fragment interfejsu programu sterującego sekwencją zmiany biegu.

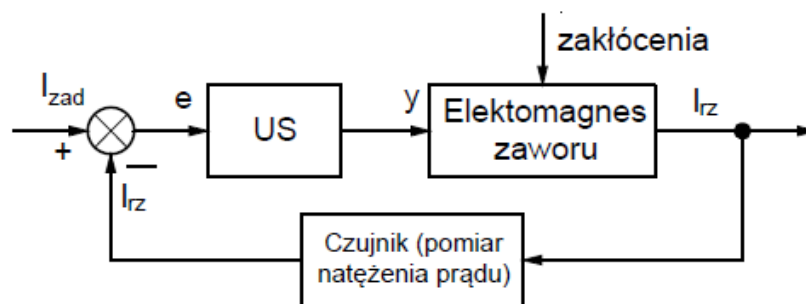


Rys. 3.13: Opóźnienia czasowe podczas zmiany biegu: a) przebiegi ciśnień dla opóźnień czasowych większych od 0 s, b) przebiegi ciśnień dla opóźnień mniejszych niż 0:  $t_{12}$  - czas zwłoki między sterowanymi zaworami proporcjonalnymi ZR-P1 i ZR-P2,  $t_{21}$  - czas zwłoki między sterowanymi zaworami proporcjonalnymi ZR-P2 i ZR-P1.

Sterownik wyposażony jest w regulator PID. W trakcie badań współczynniki regulatora były stałe i wynosiły:

- współczynnik członu proporcjonalnego równy 20,
- współczynnik członu różniczkującego równy 1,
- współczynnik członu całkującego równy 1000.

Schemat blokowy układu regulacji zasilania elektromagnesu zaworu proporcjonalnego przedstawiono na rys. 3.14.



**Rys. 3.14:** Schemat blokowy sterowania zaworem proporcjonalnym:  $I_{\text{zad}}$  - zadane natężenie prądu (wielkość zadana),  $I_{\text{rz}}$  - rzeczywiste natężenie prądu (wielkość mierzona),  $e$  - uchyb,  $y$  - wielkość nastawiana,  $US$  - urządzenie sterujące zawierające regulator PID i element wykonawczy

---

## Przegląd literatury

---

Producenci skrzyń biegów stosowanych w maszynach mobilnych rzadko udostępniają dane dotyczące parametrów eksploatacyjnych występujących podczas zmian przełożenia. Podyktowane jest to ochroną własnego *know-how* przed konkurencją. Pewnym źródłem informacji dotyczących rozwiązań stosowanych w takich zespołach są publikacje odnoszące się do diagnostyki, jak np. [26].

Hydrauliczne układy sterowania sprzęgłami ciernymi były obiektami wielu badań naukowych. Liczne prace poruszają zagadnienia dynamiki układu hydraulicznego oraz wpływu elementów układu na dokładność modeli matematycznych i przebiegu ciśnień panujących w komorach sprzęgieł [30, 51, 78, 82, 85]. Wang wraz z zespołem przeanalizował wpływ różnych awarii układu hydraulicznego na proces zmiany przełożenia skrzyni Powershift [80]. Natomiast wpływ różnych cieczy oraz zmieniających się parametrów sprzęgieł, takich jak współczynnik tarcia i momenty bezwładności sprzęgieł, zbadano doświadczalnie, zasymulowano i opisano w pracy [76]. Symulacje matematyczne opisano również w pracach [39, 95, 97], m. in. w celu analizy pracy prototypów wielosprzęgłowych skrzyń Powershift.

W pracach [53, 72, 74, 96] opisano modele matematyczne sprawności skrzyń biegów i strat energetycznych występujących podczas ich pracy. Natomiast w publikacji [95] przedstawiono charakterystyki strat energii w przekładni dwusprzęgłowej. Ngo w pracy [56] analizował zmianę przełożenia układów przeniesienia napędu napędzanych różnymi typami silników. Zdefiniowanym w przytoczonej pracy kryterium oceny procesu zmiany jest m.in. zużycie paliwa i związana z tym nadwyżka mocy silnika.

Najczęściej analizowaną wielkością fizyczną w powyżej wymienionych pracach, na którą sterowanie miało wpływ, była prędkość jazdy maszyny. Często wraz z prędkością jako wielkość charakteryzującą przebieg zmiany przełożenia analizowano intensywność szarpnięcia (ang. *jerk intensity*). Charakterystyki tej wielkości informują pośrednio o przebiegach prędkości pojazdu oraz ciągłości przenoszenia napędu [39, 52, 65, 75, 97]. Niestety literatura dotycząca skoków momentu obrotowego na wale napędowym skrzyni podczas zmiany przełożenia jest uboga. Szczątkowe informacje na ten temat prezentuje Renius [72]. Przytoczona pozycja stanowi kompendium wiedzy na temat różnorodnych układów napędowych spotykanych w ciągnikach rolniczych. Analizę skoków momentu obrotowego przedstawiona została w pozycji [35], jednak badania wykonano dla przekładni Power Shuttle.

Literatura dotycząca wielopłytkowych sprzęgieł ciernych jest bardzo bogata. Główne ośrodki, które prowadzą badania sprzęgieł rozwijają współpracę z firmami motoryzacyjnymi, czego przykładem jest Uniwersytet w Lulea [29, 31, 43, 44]. Wiele spośród znanych publikacji dotyczy zagadnień momentu szczytkowego [32, 34, 36, 70]. Znacznym wpływ na obecny stan wiedzy wywarł P. Zagrodzki, który w swoich pracach poruszył zagadnienia powstawania lokalnych przegrzań (ang. *hot spots*) i niestabilności termoelelastycznej [91, 92, 93, 94]. W publikacji [87] przedstawiono wpływ konstrukcji sprzęgła na rozkłady nacisków i temperatur na powierzchniach ciernych. W artykułach [84, 90] na podstawie wyników symulacji i badań doświadczalnych przeanalizowano również rozkład nacisków i temperatur. Zbadane zostały przypadki załączania sprzęgła oraz pracy sprzęgła w poślizgu.

O ile prace naukowe dotyczące zjawisk występujących na powierzchniach ciernych sprzęgieł prowadzone są w szerokim zakresie przez wielu naukowców, o tyle o wpływie liczby płytek sprzę-

głowych i konstrukcji sprzęgieł na przenoszony moment obrotowy ukazało się dotychczas niewiele publikacji [24, 55, 88] oraz prace autora niniejszej pracy [19, 23].



---

## Teza, cel i zakres pracy

---

Duży potencjał wdrożeniowy skrzyń hydrauliczno-mechanicznych wymaga kompleksowej wiedzy dotyczącej przekładni mechanicznej. Dlatego niniejsza praca ma stanowić podstawę dla możliwego rozwoju tego typu hybrydowych skrzyń. Zakłada się, iż informacje zawarte w pracy będą stanowiły podstawowe źródło wiedzy podczas możliwego wdrożenia opisanego prototypu skrzyni, jak i dla przyszłych konstrukcji przekładni bazujących na przedstawionych w poprzednim rozdziale rozwiązaniach i patentach.

Podczas badań laboratoryjnych w warunkach ustalonych skrzynia HydmAG osiągała wysokie sprawności, nie generując przy tym nadmiernego hałasu. Nie odnotowano również wystąpienia niekorzystnych zjawisk jak np. poślizg załączonego sprzęgła. Jednak podczas wstępnych badań zmian przełożenia dwubiegowej przekładni mechanicznej zaobserwowano niekorzystne skoki momentu obrotowego na wale napędowym (rys. 3.4 ÷ 3.5). Ponadto, jak wspomniano, zmierzone czasy zmiany biegu przekraczały 1 s. Tak długi czas wpływał na spadki prędkości obrotowej wału wyjściowego. Częste zmiany obciążenia przekładni oraz ograniczona wartość momentu obrotowego, którym można obciążyć silnik spalinowy wymagają synchronizacji sterowania sprzęgłami, tak by zmiany przełożenia w skrzyni biegów odbywały się w możliwie krótkim czasie, nie powodując równocześnie nadmiernych skoków momentu obrotowego wału napędowego lub spadków prędkości obrotowej wału wyjściowego.

### 5.1 Teza pracy

Możliwy jest dobór parametrów układu sterowania sprzęgłami przekładni mających wpływ na minimalizację lub wyeliminowanie skoków momentu obrotowego na wale napędowym i skoków prędkości obrotowej wału wyjściowego, niezależnie od parametrów pracy przekładni tj. prędkości obrotowej wału napędowego i obciążenia zewnętrznego.

### 5.2 Cel pracy

Celem pracy jest:

- analiza wpływu parametrów konstrukcyjnych sprzęgieł mokrych i ich sterowania, obciążenia wału wyjściowego przekładni i prędkości obrotowej wału napędowego na zmiany następujących wielkości fizycznych w trakcie zmiany przełożenia:
  - czasów zmiany przełożenia,
  - skoków momentu obrotowego na wale napędowym (wejściowym),
  - prędkości obrotowe wału wyjściowego,
  - strat energii.
- opracowanie modeli matematycznych opisujących następujące wielkości fizyczne:
  - moment obrotowy na wale napędowym przekładni,
  - straty energii w przekładni mechanicznej,
  - moment obrotowy przenoszony przez sprzęgła wielopłytkowe.

### 5.3 Zakres pracy

Dobre parametry sterowania sprzęgłami mają zagwarantować poprawne i niezagrożone przedwczesną awarią wykorzystanie skrzyni biegów w maszynach mobilnych, w których zmiana przełożenia występuje w przedziale prędkości obrotowej wału napędowego  $1000 \div 2000 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ , a moment obciążający przekładnię nie przekracza  $120 Nm$  dla zmiany z biegu pierwszego na drugi, oraz  $240 Nm$  dla redukcji biegu. W związku z brakiem dokładnych informacji w literaturze na temat wpływu liczby powierzchni ciernych oraz konstrukcji sprzęgła na maksymalny moment obrotowy zdecydowano się przeanalizować te zależności. Podyktowane jest to kluczową rolą, którą pełnią sprzęgła w przekładni mechanicznej.

Aby osiągnąć przedstawione powyżej cele należy zrealizować następujące zadania:

- opracować model matematyczny maksymalnego momentu obrotowego przenoszonego przez sprzęgła wielopłytkowe, który uwzględni opory w połączeniach wielowypustowych,
- opracować model matematyczny dwubiegowej przekładni mechanicznej z sprzęgłami ciernymi opisujący zależność momentu obrotowego na wale napędowym od obciążenia zewnętrznego, oporów ruchu, przyspieszeń kątowych i momentów przenoszonych przez sprzęgła,
- przeprowadzić badania eksperymentalne zaworów proporcjonalnych w celu wyznaczenia czasu odpowiedzi układu hydraulicznego na wystąpienie sygnału sterującego,
- dobrać parametry sterowania zaworami proporcjonalnymi *ZR-P1*, *ZR-P2* (tab. 3.4), które zapewnią kontrolowany przebieg ciśnienia redukowanego przez te zawory,
- przeprowadzić badania eksperymentalne przekładni mechanicznej, aby wykonać pomiary parametrów pracy przekładni podczas zmiany przełożenia,
- przeprowadzić badania eksperymentalne maksymalnego momentu obrotowego przenoszonego przez załączone sprzęgło cierne,
- opracować model symulacyjny przekładni mechanicznej na podstawie opracowanych modeli matematycznych,
- zweryfikować zgodność modelu symulacyjnego z wynikami badań doświadczalnych.

---

# Modele matematyczne sprzęgła i przekładni mechanicznej

---

Szczegółowa analiza wielkości fizycznych zarejestrowanych podczas badań doświadczalnych przekładni i sprzęgieł ciernych wymaga znajomości modeli matematycznych tych podzespołów. Umożliwia to porównanie rezultatów badań z zależnościami matematycznymi opisującymi obiekty badań oraz identyfikacje głównych źródeł strat energetycznych. W niniejszym rozdziale przedstawione zostaną zarówno znane modele matematyczne sprzęgieł ciernych, jak i opracowane przez autora modele sprzęgieł wielopłytkowych oraz przekładni.

## 6.1 Znane modele matematyczne sprzęgieł wielopłytkowych

Obecnie znane modele matematyczne wielopłytkowych sprzęgieł i hamulców ciernych podzielić można na modele [32, 33, 41, 43, 44, 84, 90, 91, 92, 93, 94].:

- związane z zjawiskami tribologicznymi na powierzchniach ciernych sprzęgieł,
- opisujące moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło.

W niniejszej pracy nacisk położono na określenie wpływu parametrów konstrukcyjnych oraz liczby powierzchni ciernych na przenoszony moment obrotowy, stąd zagadnienia tribologiczne na czołowych powierzchniach płytek zostaną omówione mniej szczegółowo.

### 6.1.1 Wybrane modele matematyczne momentów obrotowych przenoszonych podczas poślizgu sprzęgła

Przedstawione w niniejszym rozdziale modele matematyczne wybrano spośród szeregu znanych modeli, gdyż wiele spośród nich charakteryzowało się znacznym podobieństwem. Z tego powodu pominięto modele opisujące momenty przenoszone w różnych przedziałach prędkości obrotowych.

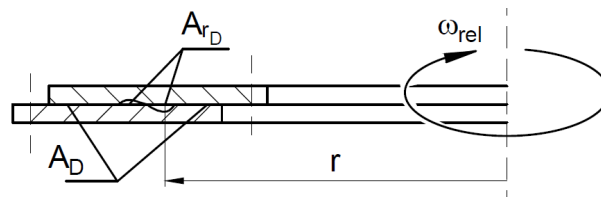
Podczas nieustalonych warunków pracy sprzęgieł tj. gdy są one załączane bądź rozłączane następują bardzo intensywne zmiany momentów obrotowych przenoszonych przez sprzęgła. Dodatkowo zmiany te związane są z szeregiem współtwarzających im zjawisk, z których wyróżnić można [32, 43, 84, 90, 91, 92, 93, 94]:

- lokalne zmiany rodzaju tarcia na powierzchniach ciernych między tarciami płynnym, mieszanym i granicznym,
- nierównomierny rozkład nacisków kontaktowych na powierzchniach ciernych,
- zmiany powierzchni kontaktu między sąsiednimi płytkami.

Wraz z postępem nauki pojawiają się kolejne modele z pomocą których można coraz dokładniej opisać momenty obrotowe przenoszone w czasie załączania bądź rozłączania sprzęgieł. Znany jest model sprzęgła z jedną powierzchnią cierną opracowany przez Davisa, Sadeghi'ego i Krousgrilla (rys. 6.1) [27]. Moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło jest sumą momentu

wynikającego z tarcia lepkiego  $M_D^v$  oraz tarcia granicznego  $M_D^g$  między wierzchołkami profili powierzchni ciernych:

$$M_D = M_D^v + M_D^g \quad (6.1)$$



**Rys. 6.1:** Model fizyczny sprzęgła ciernego z jedną powierzchnią cierną. Opis w tekście.

Moment obrotowy  $M_D^v$  opisany jest wzorem:

$$M_D^v = (\phi_f - \phi_{fs}) \cdot \int_{A_{r_D}} \mu_D \cdot r^2 \cdot \frac{\omega_{rel}}{h_D} \cdot dA_{r_D} \quad (6.2)$$

gdzie:

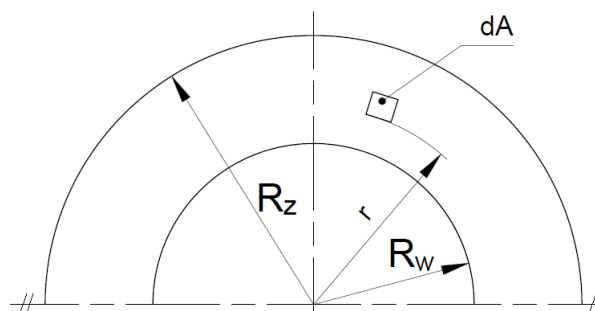
- $\mu_D$  - lepkość dynamiczna płynu [ $Pa \cdot s$ ],
- $r$  - promień [ $m$ ] (rys. 6.1),
- $\omega_{rel}$  - względna prędkość kątowa [ $\frac{1}{s}$ ] (rys. 6.1),
- $h_D$  - wysokość warstwy filmu smarnego [ $m$ ],
- $A_{r_D}$  - pole powierzchni cierniej pomniejszonej o powierzchnię styku płytek [ $m^2$ ] (rys. 6.1).

Zaś  $\phi_f$ ,  $\phi_{fs}$  oznaczają współczynniki przepływu  $[-]$  zależne m. in. od wysokości filmu smarnego  $h_D$  i chropowatości powierzchni współpracujących elementów [66].

Natomiast moment obrotowy  $M_D^g$  wynikający z tarcia granicznego, występującego na powierzchni  $A_D$  i naciskach powierzchniowych  $p_D$  występujących na chropowatej powierzchni przyjmuje postać [27]:

$$M_D^g = \int_{A_D} \mu_{kin_D} \cdot p_D \cdot r \cdot dA_D \quad (6.3)$$

gdzie  $\mu_{kin_D}$  jest współczynnikiem tarcia kinematycznego, a promień  $r$  oznacza promień elementarnego pola  $dA$ , co ilustruje rys. 6.2.



**Rys. 6.2:** Wymiary powierzchni cierniej:  $R_w$  - wewnętrzny promień powierzchni cierniej,  $R_z$  - zewnętrzny promień powierzchni cierniej.

Analogiczne wzory zostały przedstawione przez wielu innych autorów, m.in. L. Yu, Y. Wang i Lianga, w których uwzględniono dodatkowo zmienne wartości lepkości dynamicznej płynu smarującego oraz współczynnika tarcia [40, 81, 87]. Ponadto w proponowanych przez nich modelach rzeczywista powierzchnia cierna uwzględnia rowki ułatwiające przepływ cieczy smarującej (wykonane na powierzchniach ciernych płytek).

W przypadku braku kontaktu między współpracującymi płytkami przenoszony przez sprzęgło moment obrotowy wynika jedynie z tarcia wiskotycznego spowodowanego lepkiem płynem znajdującym się pomiędzy ruchomymi, sąsiadującymi elementami. Do wyznaczenia momentu obrotowego wykorzystać można model opracowany przez Kitabayashi'ego. Model ten zakłada laminarny

przepływ oleju w szczelinach sprzęgła składającego się z  $n$  powierzchni ciernych. Moment ten opisany jest wzorem [36]:

$$M_K = \frac{n \cdot \pi \cdot \mu_D \cdot r_m^2 \cdot (R_z^2 - R_w^2) \cdot \omega_{rel}}{h_{sz}} \quad (6.4)$$

gdzie:

- $h_{sz}$  - wysokość szczeliny między płytkami [ $m$ ],
- $R_w$  - wewnętrzny promień powierzchni ciernej [ $m$ ] (rys. 6.2),
- $r_m$  - średni promień tarcia definiowany jako:

$$r_m = \frac{2 \cdot (R_z^3 - R_w^3)}{3 \cdot (R_z^2 - R_w^2)} \quad (6.5)$$

- $R_z$  - zewnętrzny promień powierzchni ciernej [ $m$ ] (rys. 6.2),

Moment szczałkowy definiowany wg. powyższego wzoru jest wprost proporcjonalny do liczby powierzchni ciernych  $n$  i prędkości kątowej  $\omega_{rel}$ , natomiast odwrotnie proporcjonalny do odległości między płytkami  $h_{sz}$ . Badania wykonane m. in. przez autorów modelu wykazały słuszność do stosunkowo niewielkich prędkości obrotowych. Jednak zmiana charakteru przepływu płynu między płytkami na turbulentny oraz występowanie przepływów dwufazowych dla wysokich prędkości obrotowych znacznie ograniczają zastosowanie modelu w pełnym zakresie prędkości obrotowych pracy sprzęgła [17, 34, 36].

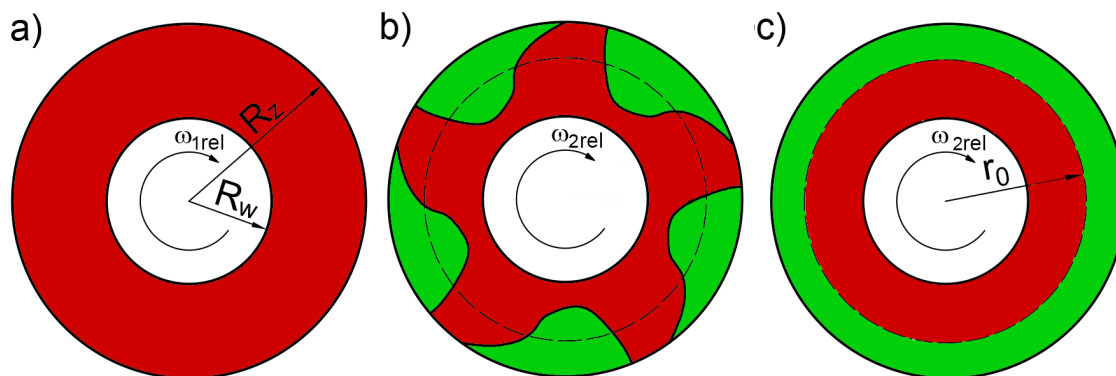
Kolejny model matematyczny momentu szczałkowego opracowany został przez Pahlovy'ego. W modelu tym opisany został moment przenoszony przez jedną parę płytek sprzęgłowych, w której jedna z płytek jest nieruchoma, tj. [63, 64]:

$$M_P = \frac{(r_0^2 - R_w^2) \cdot \mu_D \cdot \pi \cdot \omega_{rel} \cdot r_m^2}{h_{g\_eff}} \quad (6.6)$$

gdzie:

- $h_{g\_eff}$  - efektywna wysokość szczeliny między płytkami [ $m$ ],
- $r_0$  - zewnętrzny promień filmu smarnego między płytkami [ $m$ ].

Wartość momentu szczałkowego wg. wzoru (6.6) zależna jest od zewnętrznego promienia warstwy filmu smarnego  $r_0$ , na który wpływa względna prędkość kątowa  $\omega_{rel}$  płytki ciernej. Interpretację graficzną promienia  $r_0$  dla różnych prędkości kątowych przedstawiono na rys. 6.3 [63]. Przy niskich prędkościach kątowych siły bezwładności działające na cząsteczki płynu są stosunkowo niewielkie, mniejsze od sił tarcia wiskotycznego płynu. W takim przypadku utworzony jest ciągły film smarny na powierzchniach ciernych płytek (rys. 6.3 a)). Dla wyższych prędkości kątowych  $\omega_{2rel}$ , gdy siły bezwładności działające na elementy płynu przewyższają siły lepkości płynu, występuje zjawisko kawitacji. Zjawisko to pojawia się początkowo blisko zewnętrznej części płytki. Prowadzi to do pojawiania się obszarów nieciągłego filmu smarnego (kolor zielony - rys. 6.3 b)). Promień  $r_0$  wyznacza się na podstawie zastępczego modelu struktury dwufazowej (rys. 6.3 c)).



**Rys. 6.3:** Warstwa filmu smarnego zależna od względnej prędkości kątowej  $\omega_{1rel} < \omega_{2rel}$  [63]: a) struktura jednofazowa, b) struktura dwufazowa, c) zastępczy model struktury dwufazowej; kolor czerwony - film smarny, kolor zielony - obszary występowania gazu (nieciągłości filmu smarnego).

Efektywna wysokość szczeliny  $h_{g\_eff}$  zależy od rodzaju płytek. Dla płytek bez rowków na powierzchni ciernej efektywna wysokość szczeliny między płytkami  $h_{g\_eff}$  jest równa wysokości szczeliny  $h_{sz}$ , więc  $h_{g\_eff} = h_{sz}$ , a w przypadku płytek z rowkami zależność uwzględnia dodatkowo głębokość rowków  $d_r$  występujących na części powierzchni styku płytek, co przedstawia wzór [63]:

$$h_{g\_eff} = d_r \left( 1 - \frac{A_{cz}}{\pi(R_z^2 - R_w^2)} \right) + h_{sz} \quad (6.7)$$

gdzie:

- $d_r$  - głębokość rowków [m],
- $A_{cz}$  - pole powierzchni ciernej nieuwzględniające rowków smarujących [m<sup>2</sup>].

Model uwzględniający możliwość wystąpienia przepływów burzliwych w szczelinach utworzonych między płytkami sprzęgłowymi został opracowany przez Penga i Yuana [70]. Model ten jest opisany równaniem:

$$M_{PY} = \frac{\pi \cdot \mu_D \cdot \omega_{rel}}{2h_{sz}} \cdot (r_0'^4 - R_w^4) \quad (6.8)$$

gdzie  $r_0'$  oznacza promień efektywny warstwy filmu smarnego w [m], który zależy od wysokości szczeliny między płytkami  $h_{sz}$ , natężenia przepływu cieczy w szczelinie i prędkości cząsteczek płynu [70].

Rozszerzony model Penga - Yuana przedstawiony został przez Iqbal, Model ten uwzględniał dwa dodatkowe składniki wpływające na moment szczałkowy tj.  $M_{ra}$  i  $M_{rm}$ . Momenty te wynikają z tarcia wiskotycznego w obszarze nieciągłości filmu smarnego kolejno cieczy ( $M_{ra}$ ) i gazu ( $M_{rm}$ ). Równanie opisujące model Iqbal przedstawia zależność:

$$M_{Iq} = \frac{A_{cz}}{\pi \cdot (R_z^2 - R_w^2)} \cdot (M_{PY} + M_{ra} + M_{rm}) \quad (6.9)$$

gdzie  $M_{ra}$  opisany jest równaniem:

$$M_{ra} = \frac{2\pi \cdot \mu_D \cdot n \cdot \omega_{rel}}{h_{sz}} \int_{r_0'}^{R_z} \phi(r) \cdot r^3 \cdot dr \quad (6.10)$$

w którym  $\phi(r)$  to stosunek kąta występowania filmu smarnego do kąta wyznaczonego przez strukturę dwufazową płynu na powierzchni ciernej.

Natomiast  $M_{rm}$  wyznacza się ze wzoru:

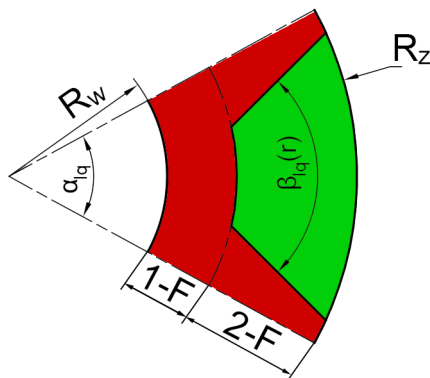
$$M_{rm} = \frac{2\pi \cdot \mu_{mgl} \cdot n \cdot \omega_{rel}}{h_{sz}} \int_{r_0'}^{R_z} (1 - \phi(r)) \cdot r^3 \cdot dr \quad (6.11)$$

gdzie  $\mu_{mgl}$  oznacza lepkość dynamiczną gazu w [Pa · s].

Kąt  $\phi(r)$  wyznacza się ze wzoru:

$$\phi(r) = \frac{\alpha_{Iq} - \beta_{Iq}}{\alpha_{Iq}} \quad (6.12)$$

gdzie kąty  $\alpha_{Iq}$  i  $\beta_{Iq}$ , zależne są od rozkładu struktur jedno- i dwufazowych w filmie smarnym, zobrazowano na rys. 6.4. Kąt  $\alpha_{Iq}$  określany jest arbitralnie. Natomiast kąt  $\beta_{Iq}$  wyznaczony jest przez obszar występowania gazu w obszarze określonym przez kąt  $\alpha_{Iq}$ .

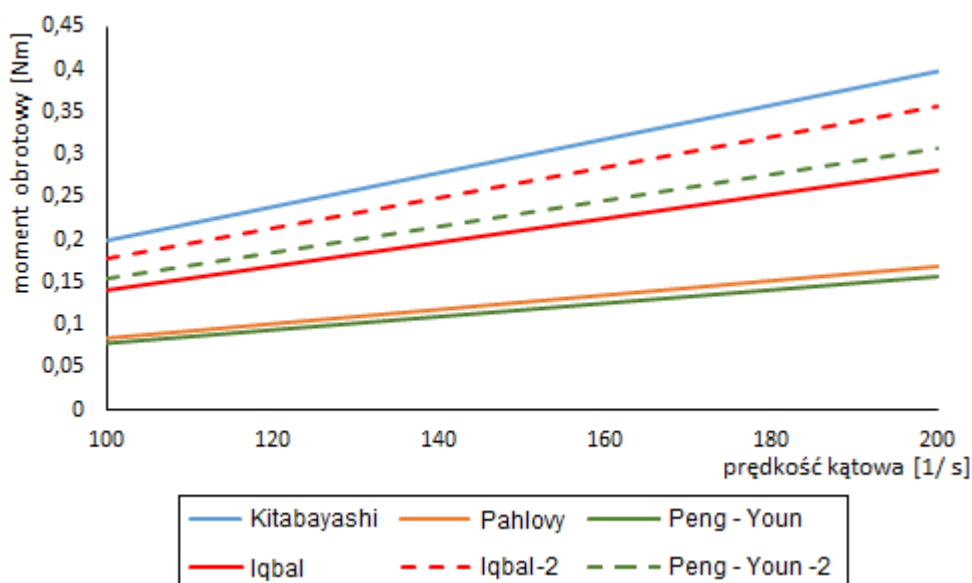


**Rys. 6.4:** Rozkład płynu w przestrzeni między sąsiednimi płytkami sprzęgłowymi [34]: kolor czerwony - olej, kolor zielony - gaz, 1-F - struktura jednofazowa, 2-F - struktura dwufazowa.

Na rys. 6.5 przedstawiono charakterystyki momentów w funkcji prędkości kątowej. Wartości momentów wyznaczono dla jednej powierzchni ciernej utworzonej przez płytki opisane w podroz. 3.3 oraz następujących parametrów:

- $\mu_D = 0,08 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ,
- $\mu_{mgl\alpha} = 6,53 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ,
- $h_{sz} = 0,1 \text{ mm}$ ,
- $h_{g\_eff} = 0,11 \text{ mm}$ ,
- $r_0 = 32 \text{ mm}$  lub  $r_0 = 36 \text{ mm}$ .
- $r'_0 = 32 \text{ mm}$  lub  $r'_0 = 36 \text{ mm}$ .
- $\phi_f = 1$ ,
- $\phi_{fs} = 0$ ,
- $\phi(r) = 0,5$ .

Dla dobranych parametrów charakterystyka wyznaczona z pomocą modelu Davisa osiąga te same wartości co charakterystyka modelu Kitabayashi'ego. Na rys. przedstawiono po dwie charakterystyki dla modeli Penga-Yuana i Iqbal. Charakterystyki oznaczone dopiskiem -2 dotyczą promieni  $r_0$  i  $r'_0$  równych  $36 \text{ mm}$ . Podsumowując przedstawione na rys. 6.5 charakterystyki należy brać pod uwagę liczne założenia przyjęte do ich wyznaczenia dotyczące m.in. zakresów stosowalności modeli, chropowatości powierzchni, struktury płynu między płytkami. Przyjęte założenia skutkować mogą istotnymi różnicami między wynikami badań eksperymentalnych a wartościami przedstawionych charakterystyk.



Rys. 6.5: Charakterystyki momentów obrotowych w funkcji prędkości kątowej

### 6.1.2 Wybrane modele matematyczne momentów obrotowych przenoszonych przez sprzęgło załączone

W sprzęgłe załączonym współpracujące płytki obracają się z takimi samymi prędkościami kątowymi. Dlatego w przedstawionych w niniejszym podrozdziale modelach tarcie wiskotyczne jest pomijane. W takim przypadku przenoszony moment obrotowy można wyznaczyć z powszechnie znanego wzoru [47]:

$$M_t^{n_{pow}} = n \cdot M_t^w \quad (6.13)$$

w którym  $M_t^w$  oznacza teoretyczny moment obrotowy przenoszony przez jedną powierzchnię cierań w  $[Nm]$ .

Wzór (6.13) nie uwzględnia sił tarcia w połączeniach kształtowych. Siły te uwzględniono w modelu opracowanym przez Osińskiego, tj. [62]:

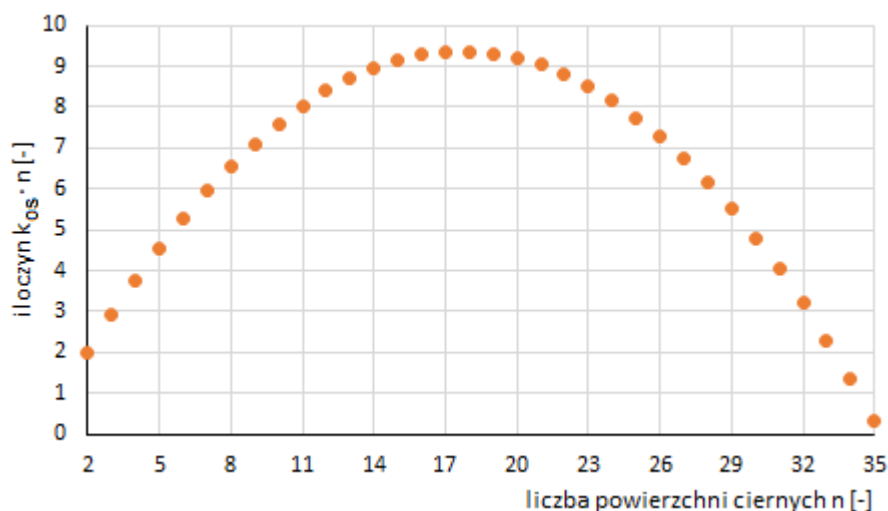
$$M_{Os} = k_{Os} \cdot n \cdot M_t^w \quad (6.14)$$

gdzie  $k_{os}$  oznacza współczynnik określający zmniejszenie momentu zależny od liczby powierzchni ciernych  $n$  sprzęgła. Wartości współczynnika  $k_{os}$  przedstawiono w tab. 6.1.

**Tabela 6.1:** Wartości współczynnika  $k_{os}$  [62]

Liczba powierzchni ciernych $n$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Współczynnik $k_{os}$	1	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,76

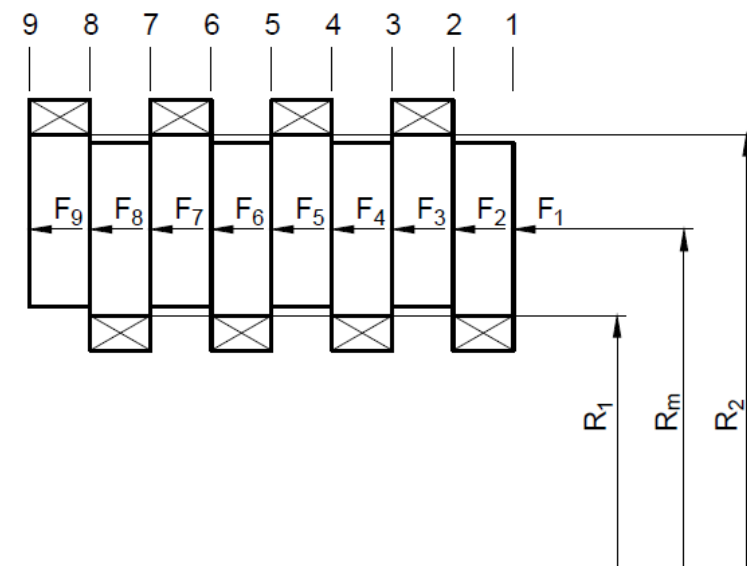
Osiński określił, iż współczynniki te obowiązują sprzęgła mokre. Natomiast w przypadku sprzęgieł pracujących na sucho, niezależnie od liczby powierzchni ciernych sprzęgła, współczynnik  $k_{os}$  przyjmuje wartość równą 1. Jest to równoznaczne z brakiem strat wynikających z tarcia w niesmarowanych połączeniach kształtowych. Z punktu widzenia znanych wartości współczynnika tarcia na mokro i sucho, uważa się takie założenie za obarczone znacznym błędem. Zauważyć można ponadto, że wartości współczynnika  $k_{os}$  tworzą ciąg arytmetyczny o różnicy 0,03. Jeśli założyć, że sprzęgło miałyby więcej niż 35 powierzchni ciernych, to moment przenoszony przez sprzęgło byłby mniejszy od 0. Równałoby się to z brakiem przeniesienia napędu przez sprzęgło z taką liczbą powierzchni ciernych. Na rys. 6.6 przedstawiono iloczyn  $k_{os}$  i  $n$  dla różnej liczby powierzchni ciernych  $n$ . Według omawianego modelu moment przenoszony przez sprzęgło rośnie do 18 powierzchni ciernych. Dla większej liczby powierzchni od 18 sprzęgło przenosi moment mniejszy od maksymalnego. Oznacza to, że jeśli naciski na poszczególnych powierzchniach ciernych są jednolite, to moment obrotowy przenoszony przez 19 i kolejne powierzchnie cierne ma zwrot przeciwny do momentu przenieszonego przez powierzchnie 2 ÷ 18 tego samego sprzęgła. Jest to sprzeczne ze znanymi prawami fizyki. Ponadto seryjnie produkowane są maszyny, które posiadają liczbę powierzchni ciernych większą od 18 [1, 58]. Uważa się, że ze względu na wymienione powyżej czynniki wzór (6.14) i współczynniki (tab. 6.1) wykorzystywać można do pewnej liczby powierzchni płytek.



**Rys. 6.6:** Wartość iloczynu liczby powierzchni ciernych i współczynnika  $k_{os}$  dla różnej liczby powierzchni ciernych

Model opracowany przez Newcomba opisuje moment przenoszony przez dowolną powierzchnię cierną sprzęgła wielopłytkowego (rys. 6.7). W modelu uwzględniono tarcie występujące na powierzchni wielowypustu prostego [55]. Założono również, że powierzchnie cierne utworzone są między promieniami  $R_1$  i  $R_2$ , gdzie  $R_1$  jest promieniem wielowypustu zewnętrznego wału, a  $R_2$  promieniem wielowypustu wewnętrznego piasty. Według modelu promień  $R_m$  jest wartością średnią promieni  $R_1$ ,  $R_2$ .





Rys. 6.7: Model fizyczny sprzęgła wg. Newcoma [55]. Opis w tekście.

Moment  $M_{Ne}^s$  przenoszony przez dowolną  $i_s$ -tą (rys. 6.7) powierzchnię wyznaczyć można ze wzoru:

$$M_{Ne}^s = \begin{cases} F_1 \cdot R_m \cdot \mu \cdot \left( \frac{1 - (y_{ne}\delta_{ne})^{\frac{i_s}{2}}}{(B_{ne} + C_{ne})(i_s - 1)} - \frac{(y_{ne}\delta_{ne})^{\frac{i_s}{2}}}{(1 - B_{ne})(n - 1)} \right), & \text{dla } i_s = 2, 4, 6, \dots \\ F_1 \cdot R_m \cdot \mu \cdot \frac{1 - (y_{ne}\delta_{ne})^{\frac{i_s-1}{2}}}{(B_{ne} + C_{ne})(i_s - 1)}, & \text{dla } i_s = 3, 5, 7, \dots \end{cases} \quad (6.15)$$

gdzie  $B_{ne}$ ,  $C_{ne}$  zdefiniowane są jako:

$$B_{ne} = \mu\mu_{sp} \frac{R_m}{R_1} \quad (6.16)$$

$$C_{ne} = \mu\mu_{sp} \frac{R_m}{R_2} \quad (6.17)$$

dla których  $\mu_{sp}$  oznacza współczynnik tarcia na wielowypustach, a  $\mu$  to współczynnik tarcia między płytkami sprzęgłowymi.

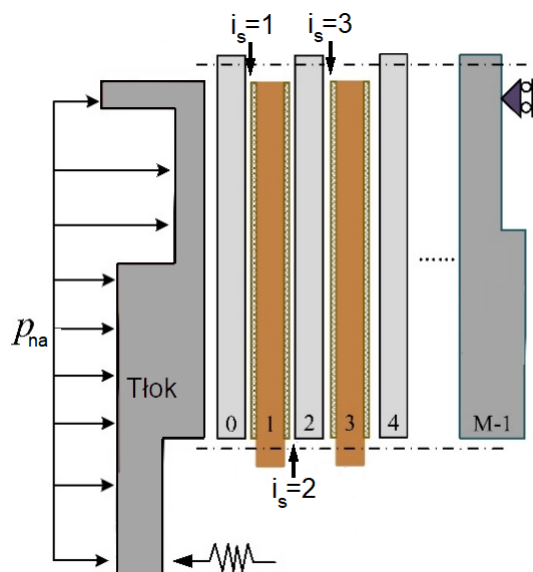
Natomiast  $y_{ne}$  oraz  $\delta_{ne}$  wyznacza się ze wzorów:

$$y_{ne} = \frac{1 - B_{ne}}{1 + B_{ne}} \quad (6.18)$$

$$\delta_{ne} = \frac{1 - C_{ne}}{1 + C_{ne}} \quad (6.19)$$

Nieciągłość modelu powoduje konieczność wykorzystania dwóch zależności opisujących moment obrotowy. Ponadto założenie, iż moment obrotowy przenoszony jest przez powierzchnie, których promienie wynoszą  $R_1$  i  $R_2$ , może powodować znaczne błędy. Różnice te wynikają z faktu, iż powierzchnie cierne utworzone są między pierścieniami o promieniach  $R_w$  i  $R_z$  (rys. 6.2), a nie między promieniami wyznaczonymi przez promienie wielowypustów (rys. 6.7).

Wpływ tarcia na wielowypustach płytek opisany został w pracach [24, 88]. Model fizyczny (rys. 6.8) przedstawiony w wymienionych artykułach umożliwia wyznaczenie zależności między naciskami powierzchniowymi występującymi na kolejnych powierzchniach ciernych  $p_{i_s+1}$  i  $p_{i_s}$ .



Rys. 6.8: Model fizyczny sprzęgła wg. Chena [24, 88].

Naciski występujące na sąsiednich powierzchniach ciernych  $i_s$  i  $i_s + 1$  można obliczyć ze wzoru [24]:

$$p_{i_s+1} = p_{i_s} - \frac{F_{ch\_s}}{A} \quad (6.20)$$

gdzie  $F_{ch\_s}$  oznacza siłę tarcia na wielowypuście płytki zewnętrznej w [N], a  $A$  to powierzchnia cierna pary płytek w  $[m^2]$ .

Mając na uwadze, że tarcie może występować również na wielowypustach płytek wewnętrznych, stwierdza się, że wzór (6.20) jest niewystarczający.

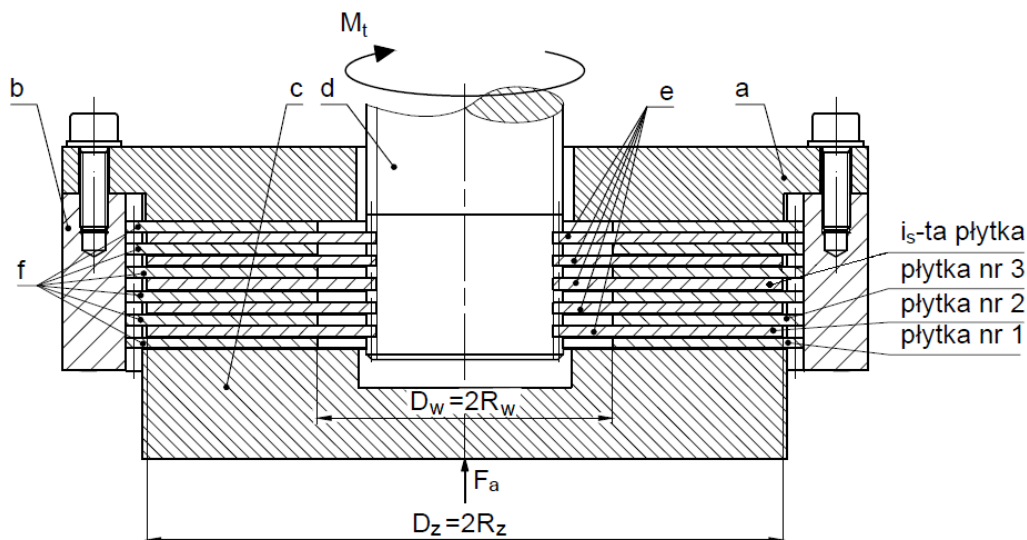
Moment obrotowy, wg. przedstawionego modelu, oblicza się ze wzoru [24, 88]:

$$M_{Ch} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot (R_z^3 - R_w^3)}{3} \cdot \begin{cases} p_{i_s+1}, & \text{dla } i_s = 0 \\ p_{i_s} + p_{i_s+1}, & \text{dla } i_s = 1, 2, 3, \dots, n-1 \\ p_{i_s}, & \text{dla } i_s = n \end{cases} \quad (6.21)$$

Model przedstawiony w artykule [24] odnosi się do momentu przeniesionego przez jeden element cierny (płytkę zewnętrzną lub wewnętrzną), podczas gdy [88] określa moment przeniesiony przez jedną powierzchnię cierną. Powyższe zależności polegają na iteracyjnym wyznaczeniu momentu przeniesionego przez dowolną płytkę sprzęgłową.

## 6.2 Proponowany model matematyczny sprzęgła wielopłytkowego z jednostronnym zaciskiem

Sprzęgło z jednostronnym zaciskiem pakietu płytek przedstawiono na rys. 6.9. Płytki z wielowypustem wewnętrznym połączone są z wałem  $d$ , natomiast płytki z wielowypustem zewnętrznym przenoszą moment obrotowy  $M_t$  z lub na piastę  $b$ , w zależności od kierunku przeniesienia napędu. Pakiet ten zaciskany jest siłą  $F_a$  wywieraną przez tarczę dociskową  $c$  na pierwszą płytkę. Zgodnie z przedstawionym modelem pierwszą tarczą jest płytka zewnętrzna. Elementem blokującym przemieszczenie w osi sprzęgła jest tarcza blokująca  $a$ .



**Rys. 6.9:** Sprzęgło z jednostronnym zaciskiem: a - tarcza blokująca, b - piasta, c - tarcza dociskowa, d - wał, e - płytki wewnętrzne, f - płytki zewnętrzne.

Rozwiązanie konstrukcyjne pokazane powyżej spotykane jest w większości znanych sprzęgłach stosowanych w przemyśle [58, 60, 62, 72]. Rozwiązanie takie zastosowano również w prototypie przekładni, której budowę i badania opisano w rozdziałach 3 i 7.

### 6.2.1 Moment obrotowy przenoszony przez jedną powierzchnię cierną

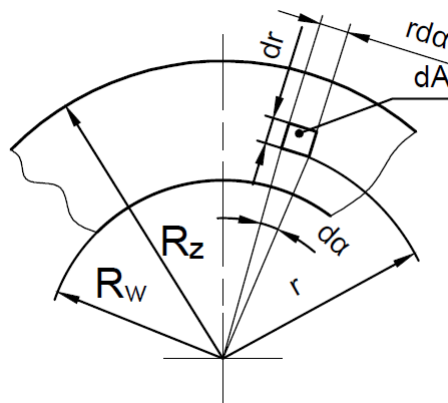
Moment obrotowy  $M_t^w$  przenoszony przez jedną powierzchnię cierną (rys. 6.10) utworzoną przez dwie płytki, które oddziałują na siebie z siłą  $F_a$  jest sumą elementarnych momentów sił  $dM_t$ , które oblicza się wg. wzoru:

$$dM_t = \mu \cdot r \cdot p \cdot dA \tag{6.22}$$

gdzie  $p$  oznacza średni nacisk powierzchniowy na powierzchni ciernej w [MPa]. Zatem moment obrotowy  $M_t^w$  można obliczyć ze wzoru:

$$M_t^w = \int_A p \cdot r \cdot \mu \cdot dA \tag{6.23}$$

W powyższym wzorze pomijane są siły tarcia występujące w połączeniach wielowypustowych. Model zawiera również założenie o stałym, równym na całej powierzchni ciernej współczynniku tarcia  $\mu$ . Elementarne momenty obrotowe  $dM_t$  wynikają z tarcia występującego na elementarnych powierzchniach  $dA$ . Powierzchnia  $dA$  określona jest przez elementarny przyrostu promienia  $dr$  i kąta  $d\alpha$  (rys. 6.10):



**Rys. 6.10:** Elementarne pole powierzchni  $dA$ .

Zależność między polem  $dA$ , a elementarnymi przyrostami promienia  $dr$  i kąta  $d\alpha$  opisana jest wzorem:

$$dA = dr \cdot r \cdot d\alpha \quad (6.24)$$

Natomiast całkowite pole powierzchni ciernej wyznaczyć można na podstawie wzoru:

$$A = \int_0^{2\pi} \int_{R_w}^{R_z} dr \cdot r \cdot d\alpha = \pi(R_z^2 - R_w^2) \quad (6.25)$$

Dla większej przejrzystości opisywanych konfiguracji sprzęgła wprowadza się współczynnik  $r_{st}$ , definiowany jako:

$$r_{st} = \frac{R_w}{R_z} \quad (6.26)$$

Podstawienie wzoru (6.24) do równania (6.23) oraz rozwiązanie całki prowadzi do wzoru:

$$M_t^w = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot p \cdot \mu \cdot (R_z^3 - R_w^3) \quad (6.27)$$

We wzorach (6.22, 6.23, 6.27) opisujących moment  $M_t^w$  wykorzystano średnią wartość nacisków powierzchniowych  $p$  działających na powierzchnię cierną  $A$ . Naciski te są wprost proporcjonalne do siły reakcji między płytkami  $F_R$ , co przedstawia zależność:

$$p = \frac{F_R}{\pi \cdot (R_z^2 - R_w^2)} \quad (6.28)$$

Gdy siły tarcia w połączeniach wielowypustowych są pomijane, to siły reakcji  $F_R$  są równe sile zacisku  $F_a$ , co prowadzi do wzoru:

$$p = \frac{F_a}{\pi \cdot (R_z^2 - R_w^2)} \quad (6.29)$$

Dla sprzęgła pokazanego na rys. 6.9 opracowano model fizyczny uwzględniający siły tarcia w połączeniach wielowypustowych. Model ten przedstawiono na rys. 6.11. Model umożliwia wyznaczenie zależności matematycznej między momentem obrotowym przenoszonym przez pakiet płytek a następującymi wielkościami:

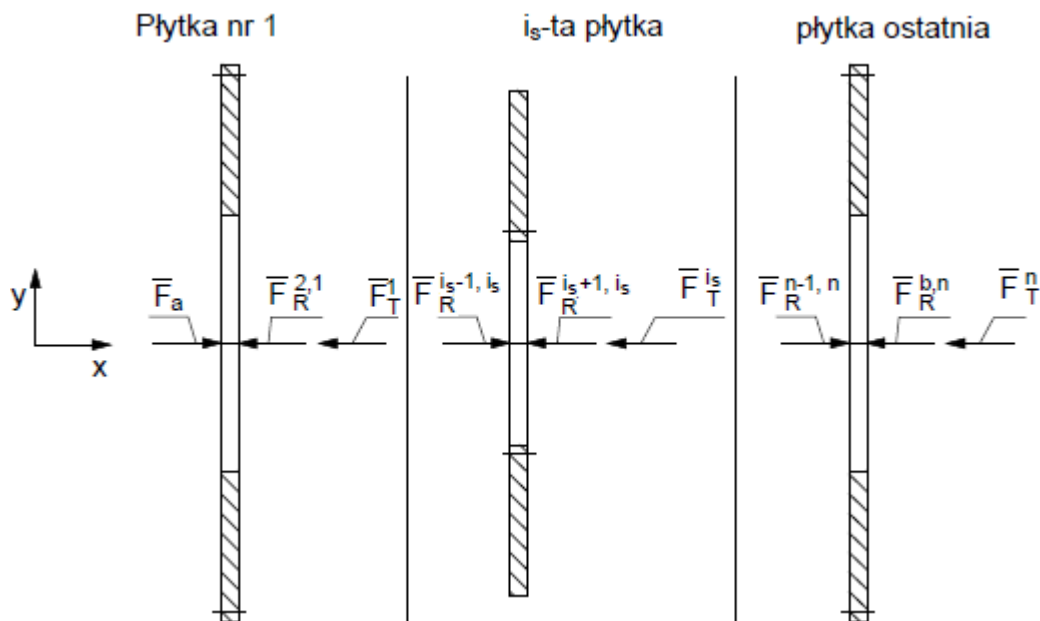
- wymiarami charakterystycznymi powierzchni ciernej tj. średnicami  $D_w$  i  $D_z$  (odpowiednio promieniami  $R_w$  i  $R_z$ ) (rys. 6.2 i rys. 6.9),
- współczynnikami tarcia,
- siłą zacisku  $F_a$ ,
- liczbą płytek tworzących pakiet (liczbą powierzchni ciernych),
- rodzajem połączenia kształtowego między płytkami wewnętrznymi a wałem oraz płytkami zewnętrznymi a piastą.

Na rys. 6.11 uwzględniono następujące wektory sił występujące wzdłuż osi  $x$ :

- wektor sił oddziaływania płytek na siebie  $F_R$ ,
- wektor sił tarcia występujących na powierzchniach połączeń kształtowych  $F_T^{i_s}$ ,
- wektor siły zacisku  $F_a$ .

Rys. 6.11 przedstawia obciążenie trzech wybranych płytek, tj.:

- płytki znajdującej się najbliżej tarczy dociskowej (płytki nr 1),
- $i_s$  - tej płytki, na rys. przedstawionej jako płytki z wielowypustem wewnętrznym,
- płytki dociskanej do tarczy blokującej (płytki ostatnia).



**Rys. 6.11:** Model fizyczny sprzęgła z jednostronnym zaciskiem:  $F_T^{i_s}$  - siła tarcia występująca na wielowypustach płytki  $i_s$ ,  $F_R^{i_s+1, i_s}$  - siła reakcji działająca na płytkę  $i_s$ , wywierana przez płytkę  $i_s + 1$ ,  $F_R^{b, n}$  - siła reakcji działająca na ostatnią płytkę  $n$ , wywierana przez tarczę blokującą (rys. 6.9).

Powyższy model zakłada równomierny rozkład nacisków na powierzchniach ciernych. Według niektórych badaczy rozkłady te różnią się w zależności od współrzędnej promieniowej [23, 84, 89]. Jednak dokładne określenie rozkładu jest niemożliwe w związku ze znacznym wpływem wzajemnego dotarcia powierzchni, dokładności wykonania tarcz oraz ich jakości zmieniającej się wraz z czasem eksploatacji [69]. Ponadto zjawisko niestabilności termoelastycznej (ang. *transient thermo-elastic effect*) znacząco wpływa na rozkład nacisków. Wynika to z deformacji obszarów na powierzchniach, które poddane są największym naciskom. W trakcie pracy sprzęgła występuje również siła bezwładności:

$$F_B = \frac{d^2 x}{dt^2} \cdot m_o \quad (6.30)$$

której wartość jest wprost proporcjonalna do masy  $m_o$  płytki. W przypadku płytek wewnętrznych masa płytki oznaczona byłaby jako  $m_{in}$ . Natomiast  $x$  oznacza przemieszczenie, którego doznaje płytkę w  $[m]$ . Gdy sprzęgło jest załączone, tj. gdy płytkę nie doznaje przemieszczeń w osi sprzęgła siły bezwładności są równe  $0 N$ .

Siłę reakcji  $F_R^{2,1}$  pomiędzy płytkę pierwszą oraz drugą załączonego sprzęgła wyznaczyć można na podstawie wzoru:

$$F_R^{2,1} = F_a - F_T^1 \quad (6.31)$$

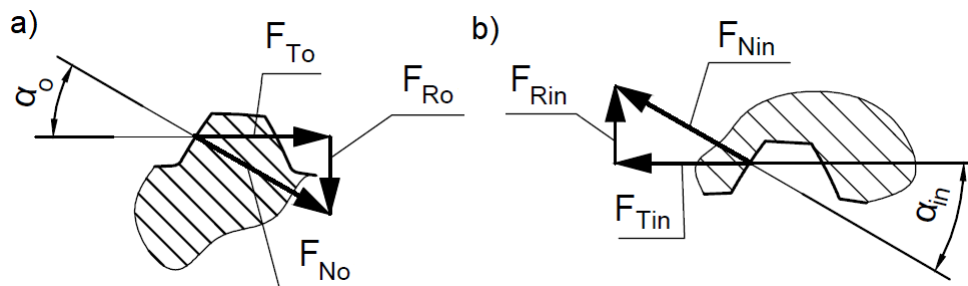
Po podstawieniu do wzoru (6.27) równania (6.28), w którym wykorzystano zależność (6.31) uzyskuje się:

$$M_t^I = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot (F_a - F_T^1) \cdot \frac{R_z^3 - R_w^3}{R_z^2 - R_w^2} \quad (6.32)$$

Dla większej przejrzystości wzorów w dalszej części pracy zastąpiono stałe czynniki wzoru (6.32) literą  $C$ :

$$C = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot \frac{R_z^3 - R_w^3}{R_z^2 - R_w^2} \quad (6.33)$$

W celu wyznaczenia sił tarcia  $F_T$  należy przeanalizować rozkład sił w zazębieniu wielowypustu płytek wewnętrznych i zewnętrznych. W tym celu wykorzystano model pokazany na rys. 6.12. Model odniesiono do zazębienia ewolwentowego, najczęściej spotykanego w konstrukcjach sprzęgieł mokrych [60, 62]. W indeksach dolnych oznaczenie  $o$  odnosi się do płytek z wielowypustem zewnętrznym, natomiast  $in$  nawiązuje do płytek z wielowypustem wewnętrznym.



**Rys. 6.12:** Rozkład sił w wielowypuście sprzęgła: a) w połączeniu płytki z piastą (wielowypust zewnętrzny), b) w połączeniu płytki z wałem (wielowypust wewnętrzny);  $\alpha$  - kąt przyporu.

Siłę obwodową  $F_{T_o}^1$  obciążającą jeden wypust płytki oblicza się ze wzoru:

$$F_{T_o}^1 = \frac{2 \cdot M_t^I}{d_{po} \cdot z_o} \quad (6.34)$$

gdzie:

- $d_{po}$  - średnica podziałowa wielowypustu zewnętrznego [m],
- $z_o$  - liczba zębów wielowypustu płytki zewnętrznej [-].

Indeksy górne w postaci liczb arabskich odnoszą się do kolejnych płytek sprzęgłowych, a w postaci liczb rzymskich do powierzchni ciernych.

Znając siłę  $F_{T_o}^1$  oraz kąt przyporu  $\alpha$  wyznaczono siłę normalną  $F_{N_o}^1$  do powierzchni w punkcie styku zębów (rys. 6.12 a):

$$F_{N_o}^1 = \frac{2 \cdot M_t^I}{d_{po} \cdot z_o \cdot \cos \alpha_o} \quad (6.35)$$

Zaś siła tarcia  $F_T^1$  wynosi:

$$F_T^1 = \mu \cdot z_o \cdot F_{N_o}^1 = \mu_o \cdot \frac{2 \cdot M_t^I}{d_{po} \cdot \cos \alpha_o} \quad (6.36)$$

gdzie  $\mu_o$  jest współczynnikiem tarcia między płytką zewnętrzną a piastą [-].

Siła  $F_T^1$  jest sumą sił występujących na wszystkich wypustach płytki.

Podstawiając wyrażenia (6.33÷6.36) do wzoru (6.32) otrzymuje się zależność:

$$M_t^I = \frac{F_a \cdot C \cdot d_{po} \cdot \cos \alpha_o}{d_{po} \cdot \cos \alpha_o + 2 \cdot C \cdot \mu_o} \quad (6.37)$$

Powyższy wzór opisuje moment obrotowy przenoszony przez pojedynczą powierzchnię cierną.

## 6.2.2 Moment obrotowy przenoszony przez drugą powierzchnię cierną

Wzór opisujący moment przenoszony przez drugą powierzchnię cierną utworzoną przez kolejno drugą i trzecią płytkę sprzęgłową wyprowadzono analogicznie do wzoru (6.32), zatem:

$$M_t^{II} = C \cdot (F_R^{1,2} - F_T^2) \quad (6.38)$$

Zgodnie z trzecią zasadą dynamiki Newtona siły oddziaływania między dwoma elementami się równoważą, więc:

$$F_R^{1,2} = F_R^{2,1} \quad (6.39)$$

Do wyznaczenia sumarycznej siły tarcia  $F_T^2$  niezbędna jest znajomość wartości siły normalnej  $F_{N_{in}}^2$ , która uzależniona jest od analogicznych parametrów, jak dotyczące siły  $F_{N_o}^1$ . Istotną różnicą jest konieczność uwzględniania momentu obrotowego przenoszonego przez obie powierzchnie czołowe danej płytki. Stąd:

$$F_{N_{in}}^2 = 2 \cdot \frac{M_t^I + M_t^{II}}{d_{pin} \cdot z_{in} \cdot \cos \alpha_{in}} \quad (6.40)$$

$$F_T^2 = 2 \cdot \mu_{in} \cdot \frac{M_t^I + M_t^{II}}{d_{pin} \cdot \cos \alpha_{in}} \quad (6.41)$$

gdzie:

- $d_{pin}$  - średnica podziałowa wielowypustu wewnętrznego [m],
- $z_{in}$  - liczba zębów wielowypustu płytki wewnętrznej [-].

Aby obliczyć sumaryczny moment obrotowy przenoszony przez wszystkie powierzchnie cierne, bez konieczności obliczania poszczególnych momentów obrotowych przenoszonych począwszy od pojedynczej powierzchni ciernej do wzoru (6.32) podstawia się zależności (6.31), zatem:

$$M_t^I = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot F_R^{2,1} \cdot \frac{R_z^3 - R_w^3}{R_z^2 - R_w^2} \quad (6.42)$$

Podstawienie do powyższego równania wzoru (6.39) prowadzi do zależności:

$$F_R^{1,2} = \frac{M_t^I}{C} \quad (6.43)$$

Podstawiając zależności (6.41) i (6.43) do równania (6.38), a następnie porządkując równanie otrzymano zależność między momentem  $M_t^{II}$  a momentem  $M_t^I$  w postaci:

$$M_t^{II} = M_t^I \cdot \frac{d_{pin} \cdot \cos \alpha_{in} - 2 \cdot C \cdot \mu_{in}}{d_{pin} \cdot \cos \alpha_{in} + 2 \cdot C \cdot \mu_{in}} \quad (6.44)$$

gdzie  $\mu_{in}$  jest współczynnikiem tarcia między wałem a płytką wewnętrzną.

Związek między momentem obrotowym przenoszonym przez drugą powierzchnię cierną a siłą  $F_a$  wyznaczyć można podstawiając do równania (6.44) zależność (6.37), co prowadzi do wzoru:

$$M_t^{II} = \frac{F_a \cdot C \cdot d_{po} \cdot \cos \alpha_o}{d_{po} \cdot \cos \alpha_o + 2 \cdot C \cdot \mu_o} \cdot \frac{d_{pin} \cdot \cos \alpha_{in} - 2 \cdot C \cdot \mu_{in}}{d_{pin} \cdot \cos \alpha_{in} + 2 \cdot C \cdot \mu_{in}} \quad (6.45)$$

### 6.2.3 Moment obrotowy przenoszony przez kolejne powierzchnie cierne

W celu opracowania ogólnego wzoru matematycznego dla dowolnych liczb powierzchni ciernych rozważono sytuację sprzęgła tworzącego trzy powierzchnie cierne.

Postępując analogicznie do rozważań przedstawionych we wcześniejszych częściach tego podrozdziału wyznaczyć można moment przenoszony przez trzecią powierzchnię cierną wg. wzoru:

$$M_t^{III} = C \cdot (F_R^{2,3} - F_T^3) \quad (6.46)$$

Zgodnie z trzecią zasadą dynamiki Newtona:

$$F_R^{3,2} = F_R^{2,3} \quad (6.47)$$

Gdzie siła reakcji  $F_R^{3,2}$  określona jest wzorem:

$$F_R^{3,2} = F_R^{1,2} - F_T^2 \quad (6.48)$$

Siłę  $F_R^{2,3}$  można wyznaczyć analogicznie do siły  $F_R^{1,2}$  (wzór (6.43)), dlatego:

$$F_R^{2,3} = \frac{M_t^{II}}{C} \quad (6.49)$$

Natomiast siłę obwodową i siłę tarcia wyznaczyć można korzystając z poniższych zależności:

$$F_{N_o}^3 = 2 \cdot \frac{M_t^{II} + M_t^{III}}{d_{po} \cdot z_o \cdot \cos \alpha_o} \quad (6.50)$$

$$F_T^3 = 2 \cdot \mu_o \cdot \frac{M_t^{II} + M_t^{III}}{d_{po} \cdot \cos \alpha_o} \quad (6.51)$$

Po podstawieniu zależności (6.49) i (6.51) do równania (6.46) otrzymuje się równanie opisujące moment  $M_t^{III}$  w postaci:

$$M_t^{III} = M_t^{II} \cdot \frac{d_{po} \cdot \cos \alpha_o - 2 \cdot C \cdot \mu_o}{d_{po} \cdot \cos \alpha_o + 2 \cdot C \cdot \mu_o} \quad (6.52)$$

Uwzględniając zależność między momentem  $M_t^{II}$  a siłą osiową  $F_a$  (wzór 6.45) otrzymuje się zależność:

$$M_t^{III} = \frac{F_a \cdot C \cdot d_{po} \cdot \cos \alpha_o}{\left(d_{po} \cdot \cos \alpha_o + 2 \cdot C \cdot \mu_o\right)^2} \cdot \frac{d_{pin} \cdot \cos \alpha_{in} - 2 \cdot C \cdot \mu_{in}}{d_{pin} \cdot \cos \alpha_{in} + 2 \cdot C \cdot \mu_{in}} \cdot \left(d_{po} \cdot \cos \alpha_o - 2 \cdot C \cdot \mu_o\right) \quad (6.53)$$

Na podstawie wyprowadzonych powyżej zależności (6.37, 6.45, 6.53) można sformułować ogólny wzór na moment obrotowy przenoszony przez dowolną  $i_{pc}$ -tą powierzchnię cierną:

$$M_t^{i_{pc}} = \frac{F_a \cdot C \cdot \frac{d_{po}}{2} \cdot \cos \alpha_o}{\left(\frac{d_{po}}{2} \cdot \cos \alpha_o + C \cdot \mu_o\right)^{k+1}} \cdot \left(\frac{\frac{d_{pin}}{2} \cdot \cos \alpha_{in} - C \cdot \mu_{in}}{\frac{d_{pin}}{2} \cdot \cos \alpha_{in} + C \cdot \mu_{in}}\right)^j \cdot \left(\frac{d_{po}}{2} \cdot \cos \alpha_o - C \cdot \mu_o\right)^k \quad (6.54)$$

gdzie liczby  $j$  i  $k$  definiuje się z wykorzystaniem funkcji matematycznej *podłoga*.

$$\begin{cases} j \in N \\ j = \lfloor \frac{i_{pc}}{2} \rfloor \end{cases} \wedge \begin{cases} k \in N \\ k = \lfloor \frac{i_{pc} - 1}{2} \rfloor \end{cases}$$

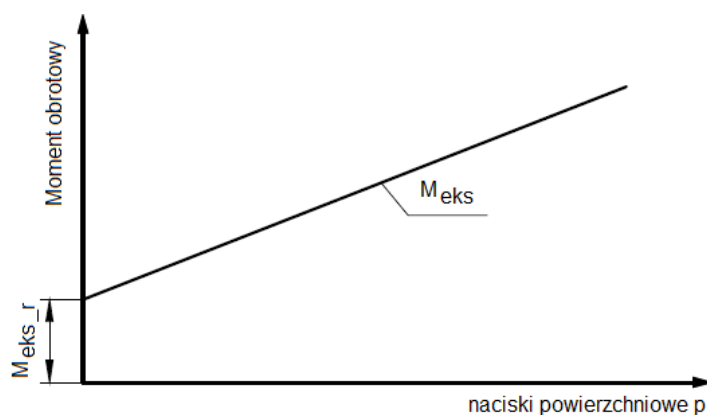
Znajomość wzoru (6.54) pozwala na obliczenie momentu przenoszonego przez poszczególne powierzchnie styku płytek. Daje to możliwość obliczenia momentu  $M_t$  przenoszonego przez cały pakiet. Całkowity moment  $M_t$  sprzęgła składającego się z  $n$  powierzchni ciernych wyznacza się wykorzystując zależność:

$$M_t = F_a \cdot C \cdot \frac{d_{po}}{2} \cdot \cos \alpha_o \cdot \sum_{i_{pc}=1}^n \left[ \left( \frac{\frac{d_{pin}}{2} \cdot \cos \alpha_{in} - C \cdot \mu_{in}}{\frac{d_{pin}}{2} \cdot \cos \alpha_{in} + C \cdot \mu_{in}} \right)^{\lfloor \frac{i_{pc}}{2} \rfloor} \cdot \frac{\left( \frac{d_{po}}{2} \cdot \cos \alpha_o - C \cdot \mu_o \right)^{\lfloor \frac{i_{pc} - 1}{2} \rfloor}}{\left( \frac{d_{po}}{2} \cdot \cos \alpha_o + C \cdot \mu_o \right)^{\lfloor \frac{i_{pc} - 1}{2} \rfloor + 1}} \right] \quad (6.55)$$

Wartości momentu  $M_t$  obliczone wg. powyższego wzoru mogą się różnić od wartości rzeczywistych uzyskanych z pomiarów. Wobec tego proponuje się wprowadzenie współczynnika korygującego  $k_{kor}$  i momentu resztkowego  $M_{eks\_r}$ . Wprowadzenie wymienionych wielkości umożliwi wyznaczenie skorygowanej wartości momentu obliczonego  $M_t^{kor}$  wg. wzoru:

$$M_t^{kor} = k_{kor} \cdot M_t + M_{eks\_r} \quad (6.56)$$

Interpretację momentu resztkowego  $M_{eks\_r}$  przedstawia rys. 6.13 [19]. Moment  $M_{eks\_r}$ , wyznacza się w punkcie przecięcia charakterystyki  $M_{eks}$ . Przypuszcza się, iż występowanie tego momentu jest rezultatem sił adhezji między współpracującymi elementami oraz topografii powierzchni ciernych [38].



Rys. 6.13: Ilustracja momentu resztkowego  $M_{eks\_r}$  sprzęgła.

Porównanie charakterystyk zaproponowanego modelu sprzęgła wielopłytkowego z charakterystykami modeli przedstawionych w podroz. 6.1.2 oraz wynikami badań doświadczalnych zostało przedstawione w roz. 8 niniejszej pracy.



### 6.3 Proponowane modele matematyczne przekładni mechanicznej

Model matematyczny dwubiegowej przekładni mechanicznej opracowano na podstawie modelu fizycznego przedstawionego na rys. 6.14. Przedstawiony model zawiera:

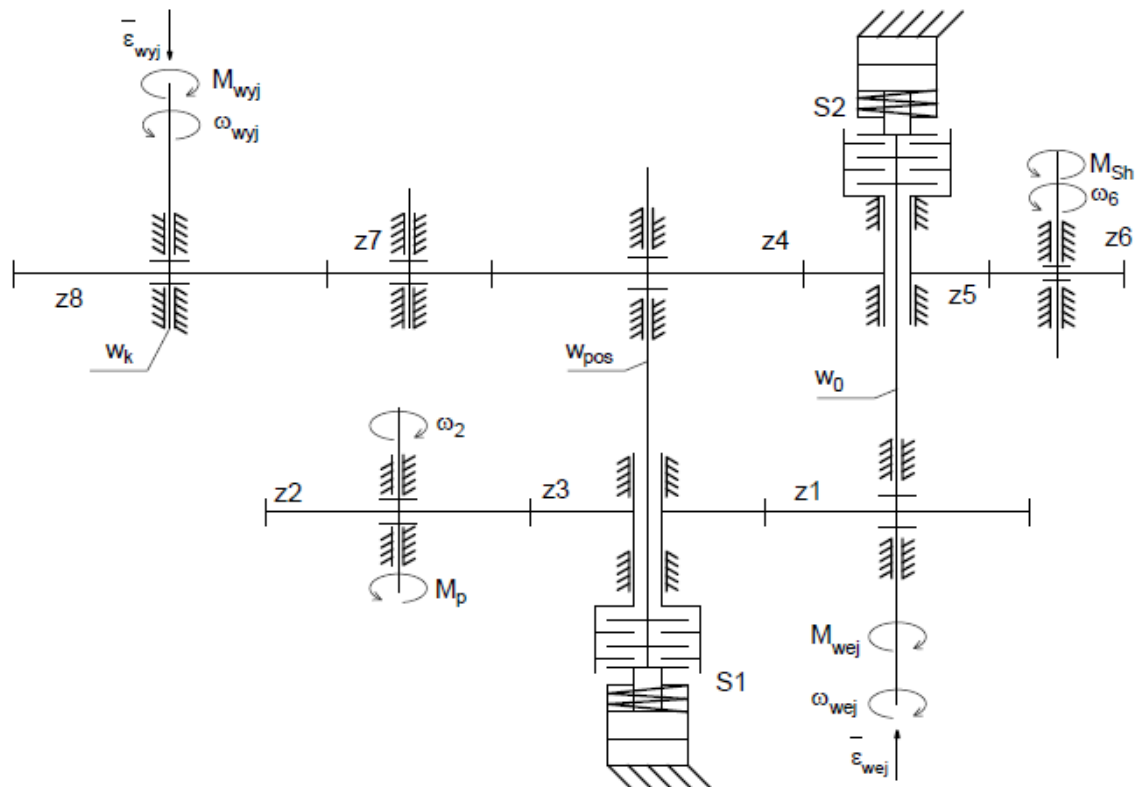
- obciążenie zewnętrzne w postaci momentu  $M_{wyj}$ ,
- moment  $M_{wej}$  na wale napędowym  $w_0$ ,
- moment  $M_{Sh}$  na kole z6 wynikający z napędu przez silnik hydrauliczny (rys. 3.2),
- moment  $M_p$  na kole z2 wynikający z napędu pompy hydraulicznej połączonej z tym kołem (rys. 3.2).

W przeprowadzonych rozważaniach teoretycznych uwzględniono momenty  $M_{op\_}$  wynikające z [25, 74]:

- tarcia w łożyskach poszczególnych kół zębatach,
- tarcia w uszczelnieniach ruchu obrotowego,
- tarcia wiskotycznego w oleju wynikającego z obracania się kół zębatach w oleju,
- tarcia w współpracujących kołach zębatach.

Opory  $M_{op\_}$  są zależne od prędkości obrotowej kół przekładni. W dalszych rozważaniach uwzględnione zostaną również momenty  $M_{b\_}$ , które wynikają z inercji elementów oraz przyspieszeń kątowych  $\bar{\varepsilon}$ . W równaniach uwzględnia się je zgodnie z zasadą d'Alemberta i drugą zasadą dynamiki dla ruchu obrotowego. We wzorach przedstawionych w niniejszym podrozdziale momenty  $M_{b\_}$  uwzględniane są ze znakiem  $\pm$ . Wynika to z faktu, iż przyspieszenia kątowe  $\varepsilon$  mogą mieć dowolny zwrot.

W analizowanym przypadku zostały uwzględnione momenty obrotowe związane z pracą maszyn waporowych tj. pompą i silnikiem hydraulicznym (rys. 3.2). Wynika to z ukierunkowania niniejszej pracy na szczegółowe i uniwersalne zbadanie przekładni mechanicznej. W trakcie docelowej eksploatacji skrzyni biegów na biegach mechanicznych maszyny waporowe wpływać będą na pracę i obciążenia poszczególnych elementów przekładni. Dlatego rozważaniom został poddany ogólny przypadek, który uwzględnia współpracę z wymienionymi maszynami.



**Rys. 6.14:** Model fizyczny przekładni:  $M_{wej}$  - moment obrotowy na wale wejściowym (napędzający przekładnię),  $M_{wyj}$  - moment obrotowy na wale wyjściowym (obciążający przekładnię),  $M_{Sh}$  - moment wynikający z napędu przeniesionego z silnika hydraulicznego,  $M_p$  - moment na kole z2 wynikający z napędu pompy hydraulicznej,  $\omega_{wej}$ ,  $\omega_{wyj}$ ,  $\omega_2$ ,  $\omega_6$  - prędkość kątowna: wału wejściowego, wyjściowego, kół z2 i z6,  $\bar{\epsilon}_{wej}$ ,  $\bar{\epsilon}_{wyj}$  - przyspieszenie kątowne wału wejściowego, wyjściowego.

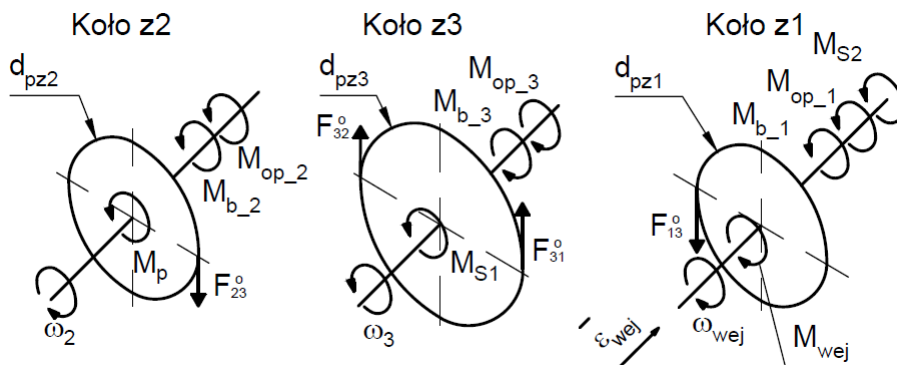
### 6.3.1 Bilans momentów sił działających na elementy przekładni

Na podstawie przedstawionego, ogólnego modelu fizycznego przekładni (rys. 6.14) uwzględniającego:

- zadane obciążenie zewnętrzne  $M_{wyj}$ ,
- moment  $M_{wej}$  na wale napędowym  $w_0$ ,
- przyspieszenia kątowne  $\bar{\epsilon}_{wej}$  i  $\bar{\epsilon}_{wyj}$

opracowano modele fizyczne kół z1 ÷ z3 (rys. 6.15). W modelu tym wzięto pod uwagę oddziaływanie pozostałych elementów przekładni. Poniższy model opracowano dla założenia przeniesienia napędu na biegu II. Dla większej przejrzystości modeli przedstawionych w dalszej części niniejszego podrozdziału obciążenia występujące na kołach podzielono na:

- momenty obrotowe przenoszone przez koło lub wał, które nie wynikają ze współpracy kół zębatych,
- sił obwodowe  $F^o$  wynikające ze współpracy kół.



**Rys. 6.15:** Modele fizyczne kół z1 ÷ z3:  $d_{pz1} \div d_{pz3}$  - średnice podziałowe kół,  $M_{b_1} \div M_{b_3}$  - momenty wynikające z bezwładności i przyspieszenia kąowego,  $M_{op_1} \div M_{op_3}$  - momenty wynikające z oporów ruchu kół,  $\omega_1 \div \omega_3$  - prędkości kąowe,  $M_{S1}$ ,  $M_{S2}$  - momenty obrotowy przenoszony przez sprzęgła S1 i S2,  $F^o$  - siły obwodowe wynikające ze współpracy kół (opis w tekście).

Na podstawie rys. 6.15 można sformułować równanie równowagi momentów działających na koło z1, które przyjmuje postać:

$$M_{wej} = F_{13}^o \cdot \frac{d_{pz1}}{2} + M_{S2} + M_{op_1} \pm M_{b_1} \quad (6.57)$$

gdzie siła  $F_{13}^o$  jest siłą obwodową działającą na koło z1, wynikającą ze współpracy z kołem z3. Analogicznie dla koła z3 równanie równowagi momentów przyjmuje postać:

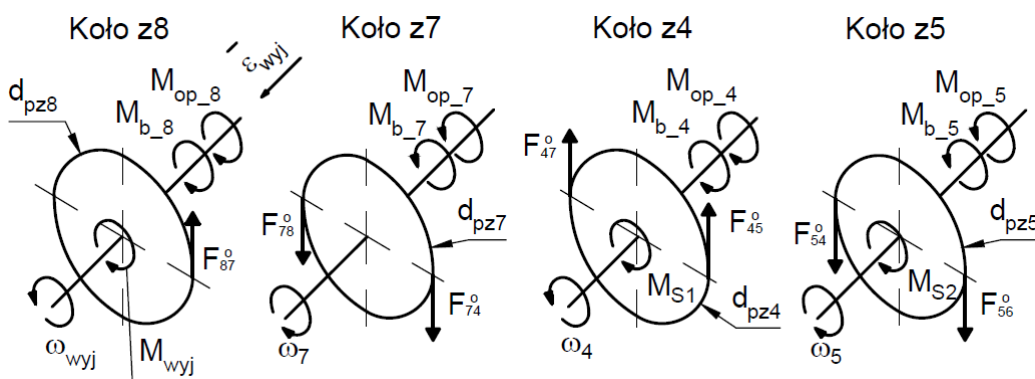
$$F_{31}^o \cdot \frac{d_{pz3}}{2} + M_{S1} = F_{32}^o \cdot \frac{d_{pz3}}{2} + M_{op_3} \pm M_{b_3} \quad (6.58)$$

gdzie  $F_{31}^o$  i  $F_{32}^o$  oznaczają siły obwodowe działające na koło z3 wynikające ze współpracy z kołami z1 i z2. Równanie równowagi dla koła z2 przedstawia wzór:

$$F_{23}^o \cdot \frac{d_{pz2}}{2} = M_p + M_{op_2} \pm M_{b_2} \quad (6.59)$$

gdzie  $F_{23}^o$  przedstawia siłę działającą na koło z2, która wynika ze współpracy z kołem z3.

Modele fizyczne kół z4, z5, z7 i z8 zostały przedstawione na rys. 6.16. Momenty  $M_{S1}$  i  $M_{S2}$  (występujące w modelach kół z4 i z5) są przeciwnie skierowane względem momentów przenoszonych przez sprzęgła S1 i S2 zilustrowanych na rys. 6.15. Wynika to z trzeciej zasady dynamiki.



**Rys. 6.16:** Modele fizyczne kół z4 ÷ z5 i z7 ÷ z8:  $d_{pz4}$ ,  $d_{pz5}$ ,  $d_{pz7}$ ,  $d_{pz8}$  - średnice podziałowe kół,  $M_{b_4}$ ,  $M_{b_5}$ ,  $M_{b_7}$ ,  $M_{b_8}$  - momenty wynikające z bezwładności i przyspieszenia kąowego,  $M_{op_4}$ ,  $M_{op_5}$ ,  $M_{op_7}$ ,  $M_{op_8}$  - momenty wynikające z oporów ruchu kół,  $\omega_4$ ,  $\omega_5$ ,  $\omega_7$ ,  $\omega_8$  - prędkości kąowe,  $F^o$  - siły obwodowe wynikające ze współpracy kół (opis w tekście).

Równanie równowagi momentów występujących na kole z8 opisane jest wzorem:

$$F_{87}^o \cdot \frac{d_{pz8}}{2} = M_{wyj} + M_{op_8} \pm M_{b_8} \quad (6.60)$$

gdzie  $F_{87}^o$  jest siłą obwodową działającą na koło z8, która wynika ze współpracy z kołem z7. Dla koła z7 równowaga momentów opisana jest wzorem:

$$F_{74}^o \cdot \frac{d_{pz7}}{2} = F_{78}^o \cdot \frac{d_{pz7}}{2} + M_{op\_7} \pm M_{b\_7} \quad (6.61)$$

gdzie  $F_{78}^o$  i  $F_{74}^o$  są siłami działającymi na koło z7 wynikającymi ze współpracy z kołami z4 i z8. Dla koła z4 równanie opisujące momenty obrotowe ma postać:

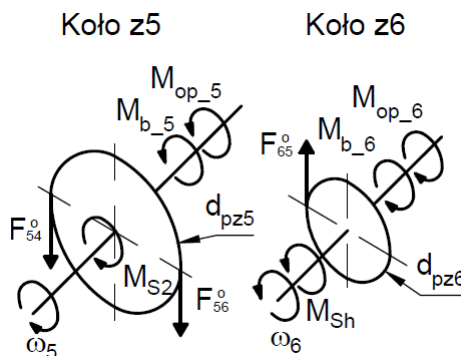
$$F_{45}^o \cdot \frac{d_{pz4}}{2} = F_{47}^o \cdot \frac{d_{pz4}}{2} + M_{S1} + M_{op\_4} \pm M_{b\_4} \quad (6.62)$$

gdzie  $F_{47}^o$  i  $F_{45}^o$  są siłami działającymi na koło z4 wynikającymi ze współpracy z kołami z7 i z5. Momenty obrotowe występujące na kole z5 opisane są wzorem:

$$F_{56}^o \cdot \frac{d_{pz5}}{2} + M_{S2} = F_{54}^o \cdot \frac{d_{pz5}}{2} + M_{op\_5} \pm M_{b\_5} \quad (6.63)$$

gdzie  $F_{56}^o$  i  $F_{54}^o$  są siłami obwodowymi działającymi na koło z5, które wynikają ze współpracy z kołami z6 i z4.

Rys. 6.17 przedstawia modele fizyczne współpracujących ze sobą kół z5 i z6. W modelu założono, iż wartość momentu obrotowego  $M_{Sh}$  jest większa od sumy  $M_{op\_6}$  i  $M_{b\_6}$ . Stąd napęd przenoszony jest z koła z6 na koło z5.



**Rys. 6.17:** Modele fizyczne kół z5 ÷ z6:  $d_{pz6}$  - średnica podziałowa koła,  $M_{b\_6}$  - moment wynikający z bezwładności i przyspieszenia kąowego,  $M_{op\_6}$  - momenty wynikający z oporów ruchu,  $F_{65}^o$  - siła obwodowa działająca na koło z6 wynikająca ze współpracy z kołem z4.

Wykorzystując model fizyczny koła z6 (rys. 6.17) sformułować można równanie momentów:

$$M_{Sh} = F_{65}^o \cdot \frac{d_{pz6}}{2} + M_{op\_6} \pm M_{b\_6} \quad (6.64)$$

gdzie  $F_{65}^o$  jest siłą obwodową działającą na koło z6, która wynika ze współpracy z kołem z5.

Zgodnie z trzecią zasadą dynamiki relacje między siłami obwodowymi kół z1 ÷ z3 przedstawiają równania:

$$F_{13}^o = F_{31}^o \quad (6.65)$$

$$F_{23}^o = F_{32}^o \quad (6.66)$$

Natomiast dla kół z4 ÷ z8:

$$F_{45}^o = F_{54}^o \quad (6.67)$$

$$F_{56}^o = F_{65}^o \quad (6.68)$$

$$F_{47}^o = F_{74}^o \quad (6.69)$$

$$F_{78}^o = F_{87}^o \quad (6.70)$$

Po wyznaczeniu siły  $F_{23}^o$  ze wzoru (6.59) i podstawieniu jej do do równania (6.58) wykorzystując zależność (6.66) otrzymuje się:

$$F_{31}^o \cdot \frac{d_{pz3}}{2} + M_{S1} = \left( M_p + M_{op\_2} \pm M_{b\_2} \right) \cdot \frac{d_{pz3}}{d_{pz2}} + M_{op\_3} \pm M_{b\_3} \quad (6.71)$$

Po podstawieniu siły  $F_{31}^o$  do równania (6.57) zgodnie z zależnością (6.65) uzyskuje się:

$$M_{wej} = \frac{M_{op\_3} \pm M_{b\_3} - M_{S1}}{i_{31}} + \frac{M_p + M_{op\_2} \pm M_{b\_2}}{i_{21}} + M_{S2} + M_{op\_1} \pm M_{b\_1} \quad (6.72)$$

gdzie jako  $i_{21}$  i  $i_{31}$  oznaczono przełożenia mechaniczne między kołami  $z_2$ ,  $z_3$  i  $z_1$ , definiowane następująco:

$$i_{21} = \frac{z_{z2}}{z_{z1}} = \frac{\omega_{wej}}{\omega_2} = \frac{d_{pz2}}{d_{pz1}} \quad (6.73)$$

$$i_{31} = \frac{z_{z3}}{z_{z1}} = \frac{\omega_{wej}}{\omega_3} = \frac{d_{pz3}}{d_{pz1}} \quad (6.74)$$

gdzie  $z_{z1}$ ,  $z_{z2}$ ,  $z_{z3}$  oznaczają liczbę zębów kół  $z_1 \div z_3$  (tab. 3.2).

Przekształcając równania (6.60 ÷ 6.64) oraz wykorzystując zależności (6.67 ÷ 6.70) wyznaczyć można moment  $M_{S2}$ . Równanie opisujące ten moment przyjmuje postać:

$$M_{S2} = \frac{M_{S1}}{i_{45}} + \frac{M_{op\_4} \pm M_{b\_4}}{i_{45}} + M_{op\_5} \pm M_{b\_5} + \frac{M_{op\_7} \pm M_{b\_7}}{i_{75}} - \frac{M_{Sh} - M_{op\_6} \mp M_{b\_6}}{i_{65}} + \frac{M_{wyj} + M_{op\_8} \pm M_{b\_8}}{i_{85}} \quad (6.75)$$

gdzie  $i_{75}$ ,  $i_{45}$ ,  $i_{85}$  oraz  $i_{65}$  oznaczają przełożenia mechaniczne definiowane analogicznie do wzorów (6.73 i 6.74). Zatem:

$$i_{75} = \frac{z_{z7}}{z_{z5}} = \frac{\omega_5}{\omega_7} = \frac{d_{pz7}}{d_{pz5}} \quad (6.76)$$

$$i_{85} = \frac{z_{z8}}{z_{z5}} = \frac{\omega_5}{\omega_{wyj}} = \frac{d_{pz8}}{d_{pz5}} \quad (6.77)$$

$$i_{45} = \frac{z_{z4}}{z_{z5}} = \frac{\omega_5}{\omega_4} = \frac{d_{pz4}}{d_{pz5}} \quad (6.78)$$

$$i_{65} = \frac{z_{z6}}{z_{z5}} = \frac{\omega_5}{\omega_6} = \frac{d_{pz6}}{d_{pz5}} \quad (6.79)$$

gdzie  $z_{z4} \div z_{z8}$  oznaczają liczbę zębów kół  $z_4 \div z_8$  przekładni (tab. 3.2).

Momenty obrotowe  $M_{op\_}$  zależą od prędkości kątowej, lepkości oleju przekładniowego oraz obciążenia łożysk, stąd  $M_{op\_} = f(n_{wej}, M_{wej}, \nu_{ol})$  [74]. Momenty sił związane z bezwładnością elementów  $M_{b\_}$  wyznaczono opierając się na równaniach różniczkowych ruchu obrotowego. Przykładowe równanie dla koła  $z_2$  ma postać:

$$M_{b\_2} = J_{z2} \cdot \frac{\varepsilon_{wej}}{i_{21}} \quad (6.80)$$

W przypadku kół  $z_4 \div z_8$  należy uwzględnić przyspieszenia kątowe  $\varepsilon_{wyj}$  w równaniach opisujących moment  $M_{b\_}$ , gdyż jest możliwy poślizg na sprzęgle  $S1$  lub  $S2$ . Rozpatrując równanie (6.75) pod kątem zależności fizycznych bardziej zasadne jest wyznaczenie przyspieszenia kątowego  $\varepsilon_{wyj}$  w funkcji m.in. przenoszonego momentu obrotowego  $M_{S2}$  przez sprzęgło  $S2$ . Po przekształceniach wymienionego wzoru uzyskuje się:

$$\varepsilon_{wyj} = \pm \frac{M_{S2} \cdot i_{45} - M_{S1} - M_{op\_4} - \frac{M_{op\_7}}{i_{74}} - \frac{M_{op\_8} + M_{wyj}}{i_{84}} - M_{op\_5} \cdot i_{45} - \frac{M_{op\_6} - M_{Sh}}{i_{65}} \cdot i_{45}}{\frac{J_{z4}}{i_{48}} + \frac{J_{z7}}{i_{74} \cdot i_{78}} + \frac{J_{z8}}{i_{84}} + \frac{J_{z5}}{i_{58}} \cdot i_{45} + \frac{J_{z6}}{i_{65} \cdot i_{68}} \cdot i_{45}} \quad (6.81)$$

gdzie  $i_{48}$ ,  $i_{58}$ ,  $i_{68}$ ,  $i_{78}$ ,  $i_{74}$  oraz  $i_{84}$  definiuje się analogicznie do zależności (6.73 ÷ 6.74) oraz do wzorów (6.76 ÷ 6.79).

Zakładając wartości i zwroty przyspieszeń kątowych  $\varepsilon_{wej}$  i  $\varepsilon_{wyj}$  i podstawiając wyrażenie (6.75) do wzoru (6.72) można wyznaczyć wartość momentu obrotowego  $M_{wej}$  wymaganego do

napędu przekładni na biegu II.

$$M_{wej} = M_{S1} \cdot \left( \frac{1}{i_{45}} - \frac{1}{i_{31}} \right) + \frac{\pm M_{b\_4} + M_{op\_4} + \frac{\pm M_{b\_7} + M_{op\_7}}{i_{74}} + \frac{\pm M_{b\_8} + M_{op\_8} + M_{wyj}}{i_{84}}}{i_{45}} +$$

$$+ M_{op\_5} \pm M_{b\_5} + \frac{\pm M_{b\_6} + M_{op\_6}}{i_{65}} + \frac{\pm M_{b\_3} + M_{op\_3}}{i_{31}} + \frac{\pm M_{b\_2} + M_{op\_2} + M_p}{i_{21}} +$$

$$\pm M_{b\_1} + M_{op\_1} - \frac{M_{Sh}}{i_{65}} \quad (6.82)$$

Analizując wzory (6.75 i 6.82) widoczny staje się wpływ momentu  $M_{S1}$  na wymagany moment  $M_{wej}$ . Omawiany efekt przeanalizowano na badanym obiekcie, a wyniki przedstawione zostaną w podrozdziale 7.4.

W przypadku przeniesienia napędu zarówno na przełożeniu I, jaki i II zwrot momentu obrotowego związanego z sprzęgłem ciernym  $S2$  pozostaje stały. Wynika to z zależności prędkości kątowych i występujących przełożeń w przekładni (tab. 3.1), dla których  $\omega_{wej} \geq \omega_5$ . Stąd moment  $M_{S2}$  wyznaczyć można ze wzoru:

$$M_{S2} = \begin{cases} n \cdot M_D, & \text{dla } \omega_5 < \omega_{wej} \\ M_t^{kor}, & \text{dla } \omega_{wej} = \omega_5 \end{cases} \quad (6.83)$$

Natomiast ogólne podejście do momentu przenoszonego przez sprzęgło  $S1$  wymaga wzięcia pod uwagę zwrotu i wartości prędkości kątowych  $\omega_3$  i  $\omega_4$  w czasie przeniesienia napędu z przełożeniem I, jak i podczas zmian przełożenia, co prowadzi do zależności:

$$M_{S1} = \begin{cases} +n \cdot M_D, & \text{dla } \omega_3 < \omega_4 \\ -M_t^{kor}, & \text{dla } \omega_3 = \omega_4 \\ -n \cdot M_D, & \text{dla } \omega_3 > \omega_4 \end{cases} \quad (6.84)$$

W powyższych wzorach (6.83) i (6.84) momenty obrotowe zależą od momentów  $M_D$  i  $M_t^{kor}$ , które wyznacza się ze wzorów (6.3) i (6.56) opisanych w poprzednim podrozdziale.

Przedstawione we wzorach (6.83), (6.84) przypadki, gdy  $\omega_5$  lub  $\omega_3$  nie są równe prędkościom kątowym  $\omega_{wej}$  i  $\omega_4$  związane są z poślizgiem sprzęgła - odpowiednio  $S2$  lub  $S1$ . Poślizg sprzęgła występuje, gdy płytki wewnętrzne i zewnętrzne obracają się z różnymi prędkościami kątowymi. Wartość poślizgu wyznaczyć można ze wzoru:

$$poslizg = \left( 1 - \frac{n_{wyj} \cdot i_{1(2)}}{n_{wej}} \right) \cdot 100\% \quad (6.85)$$

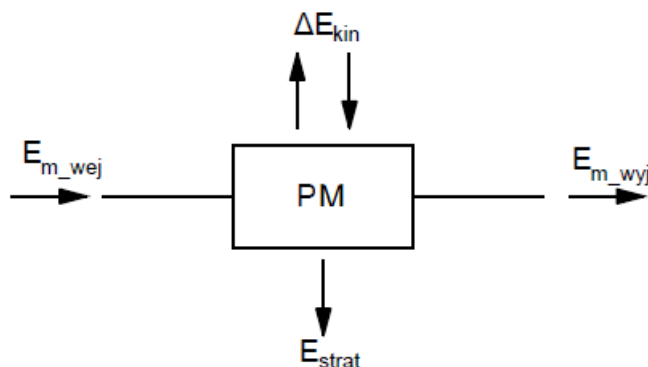
gdzie  $i_{1(2)}$  oznacza przełożenie kinematyczne na biegu pierwszym lub drugim (tab. 3.1).

### 6.3.2 Bilans energii przekładni mechanicznej w trakcie zmiany biegu

Aby przeanalizować bilans energii w trakcie zmiany przełożenia należy wziąć pod uwagę następujące składowe:

- energię mechaniczną  $E_{m\_wej}$  doprowadzoną do układu,
- zmiany energii kinetycznej  $\Delta E_{kin}$  elementów składowych,
- energię strat  $E_{strat}$  wynikającą z oporów ruchu, momentów szczątkowych w sprzęgłach,
- efektywną energię mechaniczną  $E_{m\_wyj}$  przekazaną do elementu napędzanego.

Model równowagi energii pokazano na rys. 6.18, na którym oznaczono kierunki przepływu energii w układzie. W przypadku energii kinetycznej  $\Delta E_{kin}$  i energii strat  $E_{strat}$  zwroty strzałek skierowane na zewnątrz prostokąta  $PM$ , oznaczającego przekładnię walcową, przedstawiają energię odprowadzaną z układu, bądź wynikającą z przemian energii pozostałych składowych wewnątrz omawianego układu. Natomiast dla zmiany energii kinetycznej przedstawionej strzałką ze zwrotem skierowanym do wewnątrz prostokąta  $PM$  zakłada się energię doprowadzoną do układu, tj. gdy przyrost energii kinetycznej układu jest ujemny.



**Rys. 6.18:** Model zachowania energii w czasie zmiany biegu: *PM*- przekładnia mechaniczna. Opis w tekście.

Zasadę zachowania energii można przedstawić w postaci równania:

$$E_{m\_wej} - \Delta E_{kin} - E_{m\_wyj} - E_{strat} = 0 \quad (6.86)$$

Między prędkościami kątowymi  $\omega_{wej} \div \omega_3$  kół zębatach  $z1 \div z3$  (rys. 6.14) zachodzą zależności:

$$\omega_2 = \frac{\omega_{wej}}{i_{21}} \quad (6.87)$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_{wej}}{i_{31}} \quad (6.88)$$

Natomiast dla kół  $z4 \div 7$  prędkości kątowe  $\omega_4 \div \omega_7$  należy uzależnić od prędkości kątowej  $\omega_{wyj}$ , w związku z możliwym poślizgiem na sprzęgle *S1* lub *S2*. Stąd otrzymuje się wzory:

$$\omega_4 = \frac{\omega_{wyj}}{i_{48}} \quad (6.89)$$

$$\omega_5 = \frac{\omega_{wyj}}{i_{58}} \quad (6.90)$$

$$\omega_6 = \frac{\omega_{wyj}}{i_{68}} \quad (6.91)$$

$$\omega_7 = \frac{\omega_{wyj}}{i_{78}} \quad (6.92)$$

Elementarną energię mechaniczną  $dE_{m\_wej}$  doprowadzoną do układu w nieskończenie małym przyroście czasu  $dt$  wyznaczyć można ze wzoru:

$$dE_{m\_wej} = M_{wej} \cdot \omega_{wej} \cdot dt \quad (6.93)$$

Natomiast do wyznaczenia elementarnej energii efektywnej  $dE_{m\_wyj}$  należy wykorzystać wyrażenie:

$$dE_{m\_wyj} = M_{wyj} \cdot \omega_{wyj} \cdot dt \quad (6.94)$$

Biorąc pod uwagę określony przyrost czasu  $\Delta t$ , wzór (6.94) sprowadzono do postaci:

$$E_{m\_wej} = M_{wej} \cdot \omega_{wej} \cdot \Delta t \quad (6.95)$$

Energia efektywna  $E_{m\_wyj}$  uzyskana z przekładni w przyroście czasu  $\Delta t$  wynosi:

$$E_{m\_wyj} = M_{wyj} \cdot \omega_{wyj} \cdot \Delta t \quad (6.96)$$

Energia strat  $E_{strat}$  jest sumą wszystkich strat w układzie. Jest to wielkość zależna od wybranego przełożenia  $i$ , prędkości kątowej wału napędowego  $\omega_{wej}$ , lepkości oleju przekładniowego  $\nu$  i obciążenia przekładni ( $E_{strat} = f(i, \omega_{wej}, \nu, M_{wyj})$ ).

Zmiany energii kinetycznej  $\Delta E_{kin}$  wynikające z zmiany prędkości kątowej  $\omega$  w czasie  $\Delta t$  dowolnego  $j_p$ -tego koła wyznacza się ze wzoru:

$$\Delta E_{kin_{j_p}} = \frac{J_{j_p} \cdot (\omega_{j_{pk}}^2 - \omega_{j_p}^2)}{2} \quad (6.97)$$

gdzie:

- $\omega_{j_p}$  - prędkość kątowna koła  $j_p$   $\left[\frac{1}{s}\right]$ ,
- $\omega_{j_{pk}}$  - prędkość kątowna koła  $j_p$  po upływie czasu  $\Delta t$   $\left[\frac{1}{s}\right]$ ,
- $J_{j_p}$  - osiowy moment bezwładności koła  $j_p$   $[kg \cdot m^2]$  wyznaczany względem osi obrotu koła.

Moment bezwładności  $J_{j_p}$ , wykorzystany w powyższym wzorze, uwzględnia moment bezwładności koła zębatego  $j_p$ , łożysk tocznych łożyskujących koło  $j_p$  oraz elementów spoza przekładni, które współpracują z tym kołem.

W przypadku zmian energii kinetycznej kół  $z1$ ,  $z4$  i  $z8$  należy podczas wyznaczania momentów bezwładności uwzględniać również momenty bezwładności wałów  $w_0$ ,  $w_{pos}$  oraz  $w_k$  (rys. 3.2). Suma zmian energii kinetycznych  $\Delta E_{kin}$  wynosi:

$$\Delta E_{kin} = \Delta E_{kin_{z1}} + \Delta E_{kin_{z2}} + \dots + \Delta E_{kin_{z8}} = \sum_{j_p=1}^{n_k} \Delta E_{kin_{j_p}} \quad (6.98)$$

gdzie  $n_k$  jest liczbą kół zębatych.

Podstawiając do ww. wyrażenia zależność (6.97) otrzymuje się:

$$\Delta E_{kin} = \frac{J_{z1} \cdot (\omega_{wejk}^2 - \omega_{wej}^2)}{2} + \frac{J_{z2} \cdot (\omega_{2k}^2 - \omega_2^2)}{2} + \frac{J_{z3} \cdot (\omega_{3k}^2 - \omega_3^2)}{2} + \dots + \frac{J_{z8} \cdot (\omega_{wyjk}^2 - \omega_{wyj}^2)}{2} \quad (6.99)$$

Podstawienie do wzoru (6.99) prędkości kątowych określonych wzorami (6.87÷6.92) prowadzi do równania:

$$\begin{aligned} \Delta E_{kin} = & \frac{J_{z1} \cdot (\omega_{wejk}^2 - \omega_{wej}^2)}{2} + \frac{J_{z2} \cdot \left(\frac{\omega_{wejk}^2}{i_{21}^2} - \frac{\omega_{wej}^2}{i_{21}^2}\right)}{2} + \frac{J_{z3} \cdot \left(\frac{\omega_{wejk}^2}{i_{31}^2} - \frac{\omega_{wej}^2}{i_{31}^2}\right)}{2} + \\ & + \frac{J_{z4} \cdot \left(\frac{\omega_{wyjk}^2}{i_{48}^2} - \frac{\omega_{wej}^2}{i_{48}^2}\right)}{2} + \frac{J_{z5} \cdot \left(\frac{\omega_{wyjk}^2}{i_{58}^2} - \frac{\omega_{wyj}^2}{i_{58}^2}\right)}{2} + \frac{J_{z6} \cdot \left(\frac{\omega_{wyjk}^2}{i_{68}^2} - \frac{\omega_{wyj}^2}{i_{68}^2}\right)}{2} + \\ & + \frac{J_{z7} \cdot \left(\frac{\omega_{wyjk}^2}{i_{78}^2} - \frac{\omega_{wyj}^2}{i_{78}^2}\right)}{2} + \frac{J_{z8} \cdot (\omega_{wyjk}^2 - \omega_{wyj}^2)}{2} \end{aligned} \quad (6.100)$$

W celu dalszego uproszczenia powyższego równania oraz możliwości doświadczalnego wyznaczenia energii traconej, wykorzystano relację umożliwiającą redukcję momentu bezwładności koła  $j_p$  na oś innego koła zębatego  $y$ , tj.:

$$J_{zred} = \frac{J_{zj_p}}{i_{j_p y}^2} \quad (6.101)$$

gdzie:

- $J_{zred}$  - zredukowany osiowy moment bezwładności koła  $j_p$  na oś koła  $y$ ,
- $J_{zj_p}$  - osiowy moment bezwładności koła  $j_p$ ,
- $i_{j_p y}$  - przełożenie kinematyczne między kołami  $j_p$  i  $y$ .

Występujące we wzorach (6.99) i (6.100) składniki można zsumować w dwóch grupach. Pierwsza grupa, oznaczona jako  $\Delta E_{kin_{nap}}$ , jest sumą zmian energii kinetycznych kół po stronie napędzającej przekładni (zatem kół  $z1 \div z3$  (rys. 6.14)). Druga grupa natomiast określa sumę zmian energii kinetycznej kół  $z4 \div z8$ , więc elementów znajdujących się po stronie napędzanej przekładni i jest oznaczona jako  $\Delta E_{kin_{od}}$ . Stąd wartość  $\Delta E_{kin}$  można określić zależnością:

$$\Delta E_{kin} = \Delta E_{kin_{nap}} + \Delta E_{kin_{od}} \quad (6.102)$$

Wartość zmian energii  $\Delta E_{kin_{nap}}$  wyznaczyć można z równania:

$$\Delta E_{kin_{nap}} = \frac{1}{2} \cdot \overbrace{\left(J_{z1} + \frac{J_{z2}}{i_{21}^2} + \frac{J_{z3}}{i_{31}^2}\right)}^{J_{zred}^{nap}} \cdot (\omega_{wejk}^2 - \omega_{wej}^2) \quad (6.103)$$



Natomiast zmianę energii  $\Delta E_{kin_{od}}$  części współpracującej z kołem z8 wyznaczyć można względem dowolnie wybranej osi, odpowiednio redukując momenty bezwładności na tę oś. Zależność opisującą omawianą zmianę energii, względem osi obrotu koła z5 przedstawia równanie:

$$\Delta E_{kin_{od}_{z5}} = \frac{\frac{J_{z4}}{i_{45}^2} \cdot (\omega_{5k}^2 - \omega_5^2)}{2} + \frac{J_{z5} \cdot (\omega_{5k}^2 - \omega_5^2)}{2} + \frac{\frac{J_{z6}}{i_{65}^2} \cdot (\omega_{5k}^2 - \omega_5^2)}{2} + \frac{\frac{J_{z7}}{i_{75}^2} \cdot (\omega_{5k}^2 - \omega_5^2)}{2} + \frac{\frac{J_{z8}}{i_{85}^2} \cdot (\omega_{5k}^2 - \omega_5^2)}{2} \quad (6.104)$$

W powyższym wzorze redukcji momentów bezwładności dokonano na oś koła z5, wykorzystując wzór (6.101). Wybór tej osi związany jest z badaniami doświadczalnymi przedstawionymi w podrozdziale 7.4. Uporządkowanie wzoru (6.104) prowadzi do wyrażenia:

$$\Delta E_{kin_{od}_{z5}} = \frac{\overbrace{\left( J_{z5} + \frac{J_{z4}}{i_{45}^2} + \frac{J_{z6}}{i_{65}^2} + \frac{J_{z7}}{i_{75}^2} + \frac{J_{z8}}{i_{85}^2} \right)}^{J_{zred}^{od}} \cdot (\omega_{5k}^2 - \omega_5^2)}{2} \quad (6.105)$$

Z technicznego punktu widzenia łatwiej jest zmierzyć prędkość obrotową  $n_{wyj}$  wału wyjściowego  $w_k$  niż prędkość kątową  $\omega_5$ . Prędkość kątową  $\omega_{wyj}$  można obliczyć z zależności:

$$\omega_{wyj} = 2 \cdot \pi \cdot n_{wyj} \quad (6.106)$$

Wykorzystanie w równaniu (6.105) zależności (6.90) i (6.106) prowadzi do wzoru:

$$\Delta E_{kin_{od}_{z5}} = \frac{J_{zred}^{od} \cdot (\omega_{wyjk}^2 - \omega_{wyj}^2)}{2 \cdot i_{58}^2} \quad (6.107)$$

Po podstawieniu wymienionych zależności do równania (6.86) i ich przekształceniu, uzyskuje się zależność opisującą straty energii w okresie czasu  $\Delta t$  w postaci:

$$E_{strat} = M_{wej} \cdot \omega_{wej} \cdot \Delta t - M_{wyj} \cdot \omega_{wyj} \cdot \Delta t - \frac{J_{zred}^{nap} \cdot (\omega_{wejk}^2 - \omega_{wej}^2)}{2} - \frac{J_{zred}^{od} \cdot (\omega_{wyjk}^2 - \omega_{wyj}^2)}{2 \cdot i_{85}^2} \quad (6.108)$$

Przedstawiony powyżej wzór został zaimplementowany w kodzie źródłowym programu analizującego przebiegi prędkości obrotowych. Kod źródłowy przedstawiono w załączniku A.

Znając momenty sił związane z oporami ruchu  $M_{op}$  elementów przekładni możliwe jest dokładne określenie energii  $E_{strat\_r}$  związanej z tymi oporami. Uwzględnienie strat  $E_{strat\_r}$  jako składnika całkowitej energii traconej  $E_{strat}$  prowadzi do wyznaczenia strat energii w sprzęgłach w trakcie zmiany przełożenia ze wzoru:

$$E_{strat\_sprzegla} = E_{strat} - E_{strat\_r} \quad (6.109)$$

W badanym prototypie przekładni mechanicznej jest to jednak niemożliwe, gdyż równocześnie przenoszące moment obrotowy sprzęgła S1 i S2 powodują różne opory niż te które można by określić na podstawie badań w warunkach ustalonych dla załączonego jednego sprzęgła oraz w pełni rozłączonego drugiego z nich. Jedynym rozwiązaniem jest wykorzystanie zależności przedstawionych w podroz. 6.1 i wyznaczenie szukanych strat energetycznych  $E_{strat\_sprzegla}$  analitycznie.

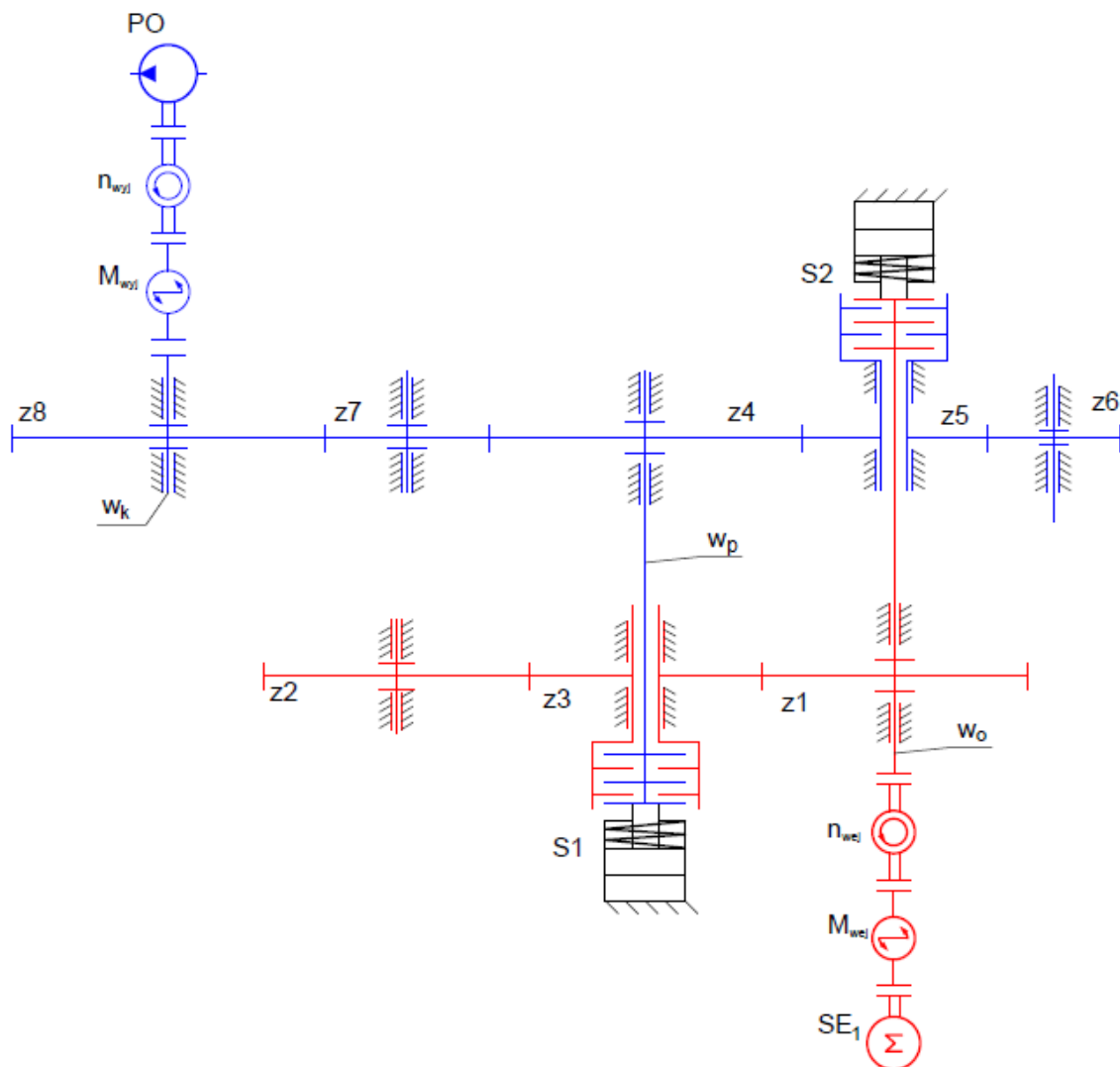
## 6.4 Doświadczalna metoda wyznaczania momentu bezwładności przekładni

Analiza strat energii mających miejsce podczas zmian przełożenia, których model matematyczny opisany został w poprzednim podrozdziale, wymaga znajomości zmian energii kinetycznej poszczególnych elementów układu badawczego (rys. 3.2). Konstrukcja przekładni, która wykorzystuje dwa sprzęgła cierne, umożliwia podzielenie układu na dwie części - napędzającą i napędzaną (podroz. 3.2 i rys. 6.19). W skład części napędzającej układu wchodzi:

- silnik elektryczny  $SE_1$ ,
- przetwornik momentu obrotowego  $M_{wej}$  wraz ze sprzęgłami łączącymi go z wałem silnika elektrycznego  $SE_1$  i wałem  $w_0$  przekładni oraz enkoderem do pomiaru prędkości obrotowej,
- wał  $w_0$  z kołami zębatymi  $z_1, z_2, z_3$  łożyskami,
- płytki cierne z wielowypustem zewnętrznym wchodzące w skład sprzęgieł  $S1$  płytki zewnętrzne wchodzące w skład sprzęgła  $S2$ .

Natomiast część napędzana przekładni zawiera następujące elementy:

- wały  $w_k$  i  $w_{pos}$  z kołami zębatymi  $z_4 \div z_8$  oraz łożyskami,
- pompę hydrauliczną  $PO$  typu PWK,
- przetwornik momentu obrotowego  $M_{wyj}$  wraz ze sprzęgłami łączącymi go z wałem  $w_k$  przekładni i enkoderem  $n_{wej}$  do pomiaru prędkości obrotowej z pompą hydrauliczną  $PO$ ,
- płytki wewnętrzne sprzęgła  $S1$  oraz płytki zewnętrzne sprzęgła  $S2$ ,



**Rys. 6.19:** Schemat kinematyczny układu badawczego z podziałem na część napędzającą i napędzaną: kolor czerwony - część napędzająca, kolor niebieski - część napędzana. Opis w tekście.

Wyznaczenie momentów bezwładności układu napędzającego w sposób analityczny, na podstawie dokumentacji technicznej, jest niemożliwe. Wynika to z braku informacji dotyczących momentu bezwładności silnika elektrycznego  $SE_1$ . W związku z tym zdecydowano się na doświadczalne określenie zredukowanego momentu bezwładności  $J_{zred}^{nap}$  części napędzającej układu.

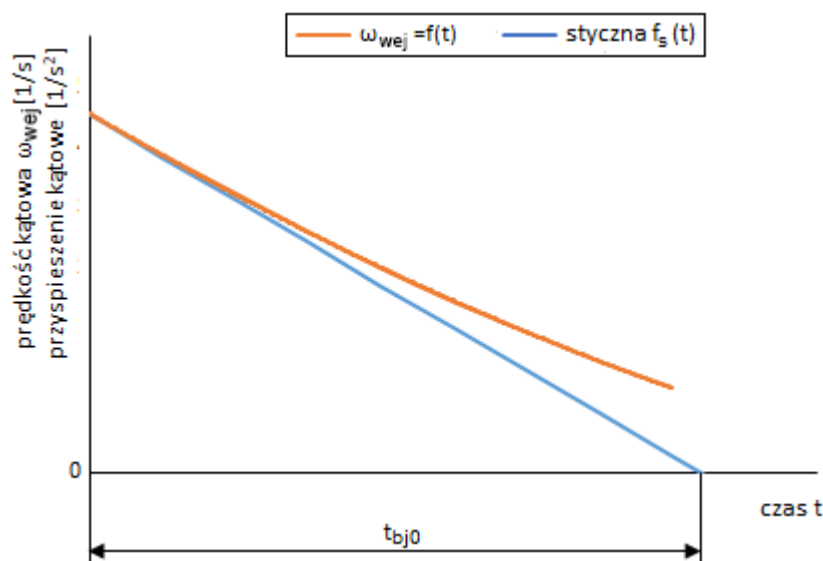
Zredukowany moment bezwładności  $J_{zred}^{nap}$ , który wyznaczyć można na podstawie próby wybiegu, oblicza się ze wzoru [45]:

$$J_{zred}^{nap} = \frac{M_{wej}^{bj0} \cdot t_{bj0}}{\Delta\omega_{wej}} \quad (6.110)$$

gdzie:

- $M_{wej}^{bj0}$  - moment obrotowy zarejestrowany przed rozpoczęciem próby wybiegu [Nm],
- $\Delta\omega_{wej}$  - zmiana prędkości kątowej w czasie próby wybiegu [ $\frac{1}{s}$ ],
- $t_{bj0}$  - czas hamowania silnika [s].

Czas hamowania silnika  $t_{bj0}$  określa się jako długość odcinka wyznaczonego między początkiem układu współrzędnych wykresu  $\omega = f(t)$  a punktem wyznaczonym przez przecięcie stycznej  $f_s(t)$  do przebiegu prędkości kątowej i osi odciętych [45]. Styczną  $f_s(t)$  wyznacza się jako pochodną po czasie, tym samym przedstawia ona przyspieszenie kątowe. Styczną tę do krzywej prędkości kątowej wyznacza się w punkcie  $(0, \omega)$ . Poglądową ilustrację wymienionych funkcji przedstawia rys. 6.20.



Rys. 6.20: Przykładowe charakterystyki prędkości kątowej  $\omega$  i stycznej  $f_s(t)$  w funkcji czasu.

Czas  $t_{bj0}$  jest rozwiązaniem równania:

$$f_s(t) = 0 \quad (6.111)$$

Wyniki wykonanych badań eksperymentalnych przedstawiono w podrozdziale 7.3.1 niniejszej pracy.

---

# Badania eksperymentalne zaworów i przekładni mechanicznej

---

Jak wspomniano w poprzednich rozdziałach niniejszej pracy w trakcie zmian przełożenia przekładni mechanicznej obserwowane były znaczne skoki momentu obrotowego na wale napędowym. Skoki momentu poprzedzone były spadkiem prędkości obrotowej wału wyjściowego przekładni. Ponadto niedogodnością w trakcie eksploatacji był długi czas trwania zmiany przełożenia, przekraczający ponad 1 s, wiążący się ze stratami energii. Aby określić dokładnie wpływ parametrów eksploatacyjnych, takich jak prędkość obrotowa wału napędowego i moment obrotowy obciążający przekładnię, na wymienione powyżej wielkości wykonano szereg badań przekładni. Zostały one poprzedzone badaniami i konfiguracją sterowania zaworami proporcjonalnymi, ukierunkowanymi na kontrolowany przebieg ciśnień w komorach siłowników załączających sprzęgła.

## 7.1 Opis badań

Badania eksperymentalne miały na celu rejestrację mierzonych wielkości fizycznych, zgodnie z opracowanymi algorytmami postępowania. Wymagało to odpowiedniego skonfigurowania stanowisk pomiarowych wraz z aparaturą pomiarową.

W celu analizy zagadnień podanych w rozdziale 4 w czasie badań eksperymentalnych wymagane było zarejestrowania szeregu wielkości fizycznych. W dalszej kolejności, na podstawie zarejestrowanych danych, możliwe było stworzenie charakterystyk przedstawiających zależności między poszczególnymi parametrami.

### 7.1.1 Parametry rejestrowane

W czasie badań eksperymentalnych przekładni rejestrowano następujące wielkości fizyczne:

- prędkość obrotowa wałów - wejściowego i wyjściowego,
- moment obrotowy na wałach - wejściowym i wyjściowym,
- temperatura cieczy smarującej wewnątrz skrzyni,
- ciśnienie tłoczenia pompy obciążającej,
- ciśnienia w komorach siłowników sprzęgieł  $S1$  i  $S2$ .

#### 7.1.1.1 Parametry rejestrowane podczas badań zaworów proporcjonalnych

Celem wyznaczenia czasu odpowiedzi zaworów, opisanych w rozdziale 3, na wymuszenie (sygnał sterujący) rejestrowano następujące wielkości fizyczne:

- napięcie na wejściu sygnałowym urządzenia sterującego zaworami  $ZR-P1$  i  $ZR-P2$  (rys. 7.2),
- ciśnienie w komorach siłowników zacisku sprzęgieł  $S1$  i  $S2$  (rys. 3.2).

Zarejestrowane parametry pozwoliły na stworzenie charakterystyk napięcia na wejściu sygnałowym oraz ciśnienia w czasie. Na ich podstawie określono czas odpowiedzi zaworów na wymuszenie, co zostało przedstawione w podrozdziale 7.2.

### 7.1.1.2 Parametry rejestrowane podczas badań przekładni mechanicznej

W celu uzyskania możliwie szczegółowej wiedzy o zależnościach między parametrami wymienionymi w podrozdziale 5.2, w trakcie badań eksperymentalnych przekładni mierzono wartości następujących wielkości fizycznych:

- moment obrotowy wałów,
- prędkość obrotowa wałów,
- temperatura oleju przekładniowego,
- ciśnienia  $p_1$  i  $p_2$  w komorach siłowników zacisku sprzęgieł  $S1$  i  $S2$  (rys. 3.2, 7.2).

Wartości zarówno momentu obrotowego, jak i prędkości obrotowej rejestrowane były na wale wejściowym  $w_0$  i wyjściowym  $w_k$  przekładni (rys. 3.2).

Zgromadzone dane pomiarowe pozwoliły na stworzenie następujących charakterystyk:

- czasów zmiany przełożenia w funkcji momentu obrotowego mierzonego na wale wyjściowym,
- czasów zmiany przełożenia w funkcji prędkości obrotowej mierzonej na wale wejściowym,
- skoków momentu obrotowego na wale wejściowym w funkcji prędkości obrotowej mierzonej na wale wyjściowym
- minimalnej prędkości obrotowej w funkcji momentu obrotowego mierzonego na wale wyjściowym,

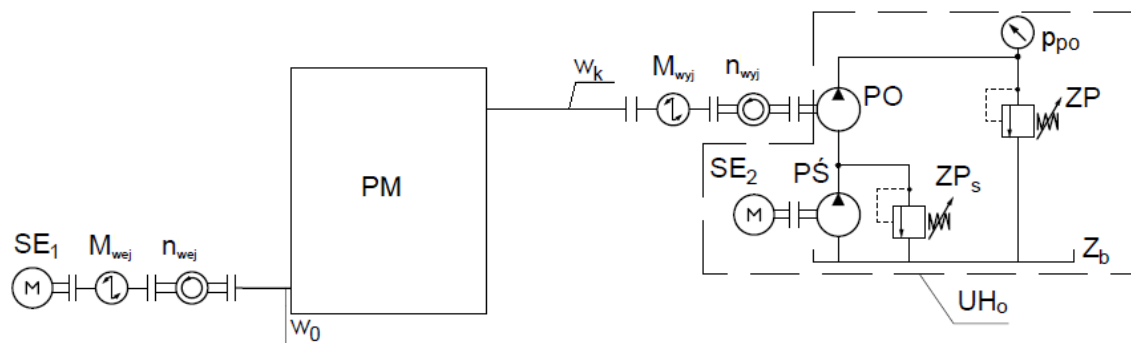
Podczas badań procesów załączania sprzęgieł, zależnych od sterowania zaworami proporcjonalnymi, również rejestrowano wielkości wymienione powyżej. Na ich podstawie stworzono wykresy wartości maksymalnych momentu napędowego i czasu zmiany przełożenia w funkcji wariantu sterowania zaworem.

Rejestracja wartości momentów i prędkości obrotowych umożliwiła wyznaczenie strat energii podczas zmiany przełożenia. Wymagało to wykonania obliczeń analitycznych, w związku z brakiem możliwości wyznaczenia tej wielkości przez pomiary bezpośrednie. Wzory na podstawie których wyznaczono wspomniane straty zostały opisane w rozdziale 6.3.2. Niezbędne do obliczenia tych strat zredukowane momenty bezwładności wyznaczono doświadczalnie. Uzyskane wyniki zostaną przedstawione w podrozdz. 7.3.1.

## 7.1.2 Stanowisko badawcze i aparatura pomiarowa

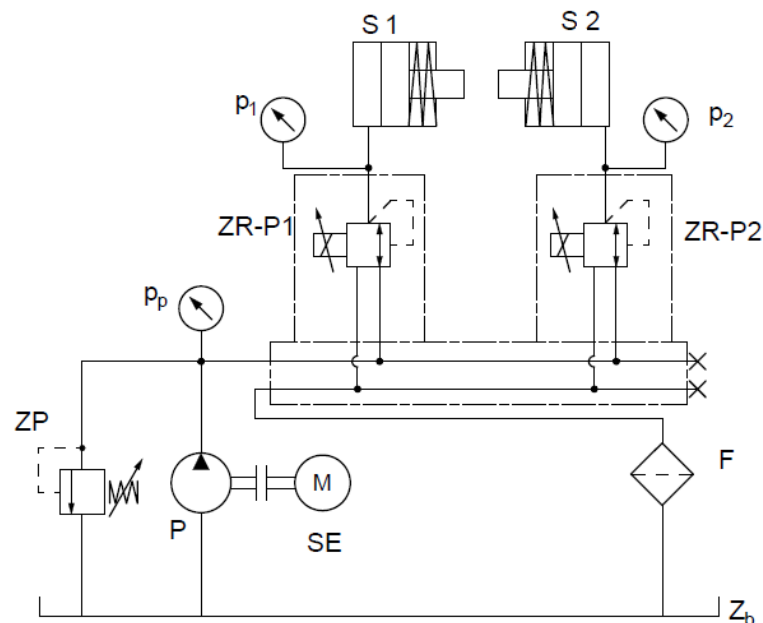
Wszystkie badania eksperymentalne zostały wykonane z wykorzystaniem odpowiednio zaadaptowanego stanowiska znajdującego się w laboratorium Zakładu Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej. Stanowisko zostało tak przystosowane, aby możliwe było przeprowadzenie badań z zachowaniem założonych zakresów parametrów podanych w rozdziale 3.

Schemat stanowiska zaadaptowanego pod kątem wykonania badań przeniesienia napędu przekładni mechanicznej przedstawiono na rys. 7.1. Do napędu przekładni wykorzystano silnik elektryczny prądu stałego o mocy  $70\text{ kW}$ , który połączony był z wałem przekładni za pośrednictwem momentomierza  $M_{wej}$ . Silnik ten wyposażony jest w tyrystorowy układ sterowania prędkością obrotową, dzięki czemu badania zmian przełożenia cechowały się niewielką zmianą prędkości obrotowej wału napędowego przekładni  $w_0$ . Do obciążenia przekładni zastosowano układ hydrauliczny  $UH_o$ , który połączony był z przekładnią z wykorzystaniem momentomierza  $M_{wyj}$ . Pomiaru prędkości obrotowych dokonywano z wykorzystaniem enkoderów  $n_{wej}$  i  $n_{wyj}$  [67]. Zmiany obciążenia dokonywane były przez zmianę nastawy zaworu przelewowego  $ZP$  umieszczonego w gałęzi tłocznej pompy obciążającej  $PO$ .



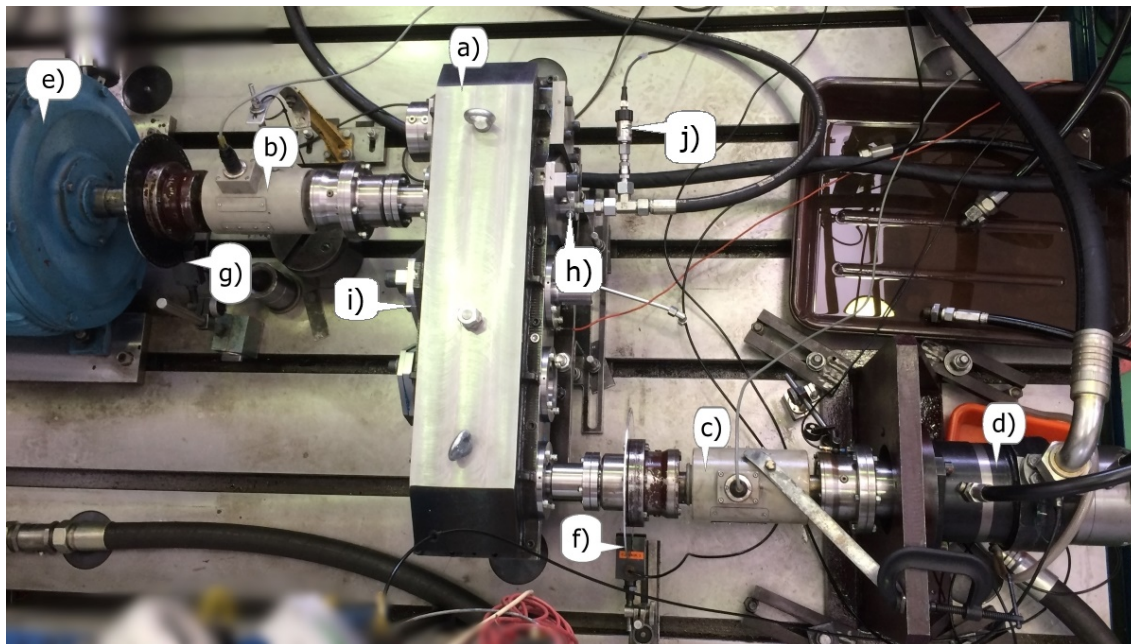
**Rys. 7.1:** Przekładnia mechaniczna na stanowisku badawczym:  $M_{wej}$ ,  $M_{wyj}$  - momentomierze na wałach wejściowym i wyjściowym,  $PO$  - pompa obciążająca,  $p_{po}$  - manometr,  $n_{wej}$ ,  $n_{wyj}$  - enkodery,  $ZP$ ,  $ZP_s$  - zawory przelewowe,  $SE_1$ ,  $SE_2$  - silniki elektryczne,  $P$  - pompa śrubowa,  $UH_0$  - hydrauliczny układ obciążający,  $Z_b$  - zbiornik.

Jak wspomniano w podrozdziale 3.2, do przeniesienia napędu na jednym z dwóch biegów mechanicznych niezbędne jest załączenie jednego ze sprzęgieł ciernych  $S1$  lub  $S2$  (rys. 3.2). Sterowanie sprzęgłami odbywało się za pomocą zaworów proporcjonalnych, których dane wymieniono w tab. 3.4. Schemat hydrauliczny układu zasilającego siłowniki zacisku sprzęgieł  $S1$  i  $S2$ , pokazany jest na rys. 7.2. Podczas wykonanych badań eksperymentalnych stanowiska wg. schematów pokazanych na rys. 7.1 i 7.2 pracowały równocześnie. W czasie badań ciśnienie tłoczenia  $p_p$  pompy  $P$  nastawione było na wartość  $4\text{ MPa}$ , co odpowiadało ciśnieniu tłoczenia pompy dopełniającej w hydraulicznym układzie zamkniętym.



**Rys. 7.2:** Schemat układu hydraulicznego zasilającego siłowniki sprzęgieł  $S1$  i  $S2$ :  $P$  - pompa,  $SE$  - silnik elektryczny,  $F$  - filtr,  $Z_b$  - zbiornik,  $ZP$  - zawór przelewowy,  $p_p$ ,  $p_1$ ,  $p_2$  - przetworniki ciśnienia,  $ZR-P1$ ,  $ZR-P2$  - proporcjonalne zawory redukcyjno-przelewowe.

Zdjęcie stanowiska do badania przekładni przedstawione jest na rys. 7.3. Elementy oznaczone jako  $b$ ,  $c$  przedstawiają momentomierze, natomiast literami  $f$  i  $g$  oznaczono enkodery inkrementalne.



**Rys. 7.3:** Stanowisko do badania przeniesienia napędu na biegu pierwszym i drugim przekładni mechanicznej: *a* - przekładnia mechaniczna, *b*, *c* - momentomierze, *d* - pompa obciążająca, *e* - silnik elektryczny, *f*, *g* - enkodery, *h* - siłownik załączania sprzęgła *S2*, *i* - siłownik załączania sprzęgła *S1*, *j* - przetwornik ciśnienia.

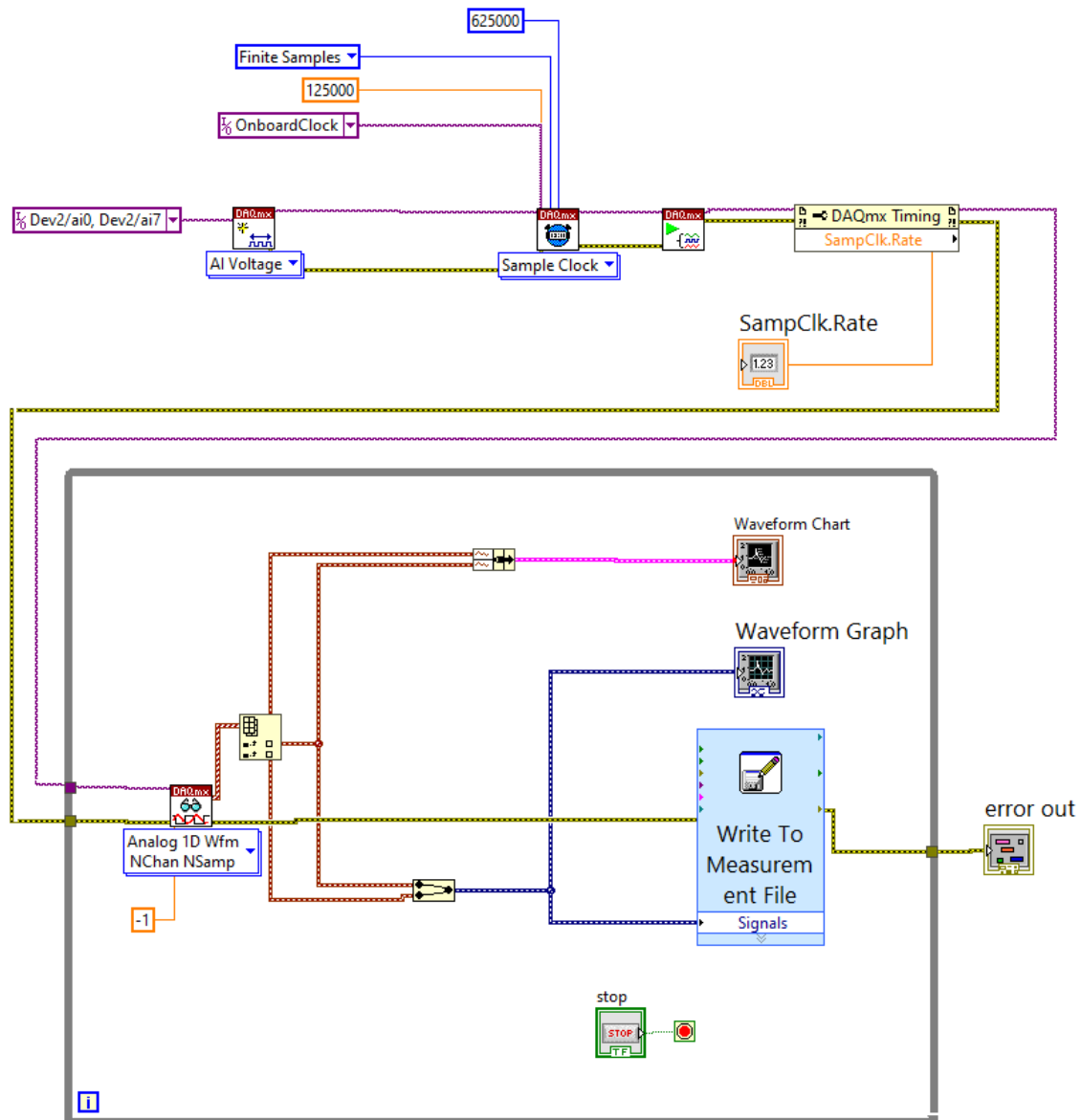
W tab. 7.1 wymieniono odpowiednie przyrządy pomiarowe niezbędne do przeprowadzenia badań i rejestracji wielkości fizycznych wymienionych w podroz. 7.1.1 wraz z klasą przyrządu, zakresami i maksymalnymi błędami pomiarowymi. Do rejestracji wielkości fizycznych w czasie badań z sprzęgłami ciernymi wykorzystano przenośny rejestrator danych Hydac HMG 4000. Dane pomiarowe rejestrowano z częstotliwością próbkowania równą  $10\text{ kHz}$ .

**Tabela 7.1:** Przyrządy pomiarowe

Lp	Wielkość mierzona	Przyrząd	Klasa	Zakres	Dokładność / Czułość	Błąd max
1	Ciśnienie tłoczenia pompy obciążającej - $p_{po}$ (rys. 7.1)	Manometr z rurką Bourdona, KFM	0,5	0-40 MPa	1 MPa	1,2 MPa
2	Ciśnienie w komorze tłokowej sprzęgła <i>S1</i> - $p_1$ (rys. 7.2)	Przetwornik ciśnienia serii 4700, Hydac	0,25	0-40 MPa	-	0,1 MPa
3	Ciśnienie w komorze tłokowej sprzęgła <i>S2</i> - $p_2$ (rys. 7.2)	Przetwornik ciśnienia serii 4700, Hydac	0,25	0-25 MPa	-	0,063 MPa
4	Moment obrotowy - $M_{wej}$ , $M_{wyj}$ (rys. 7.1)	Momentomierz, HBM	0,2	0-500 Nm	0,01 Nm	1,01 Nm
5	Prędkość obrotowa - $n_{wej}$ , $n_{wyj}$ (rys. 7.1)	Enkoder inkrementalny	-	60 Hz	0,017 $\frac{obr}{s}$	0,017 $\frac{obr}{s}$

Lp	Wielkość mierzona	Przyrząd	Klasa	Zakres	Dokładność / Czułość	Błąd max
6	Temperatura ciecicy - $T_{emp}$ (rys. 8.1)	PT100, Termoaparatura Wrocław	-	Od $-50^{\circ}\text{C}$ do $400^{\circ}\text{C}$	-	$0,5^{\circ}\text{C}$ w $40^{\circ}\text{C}$

Do rejestracji wartości sygnałów w czasie badań zaworów proporcjonalnych wykorzystano moduł akwizycji danych NI-USB 6210 połączony z oprogramowaniem LabView. Na rys. 7.4 przedstawiono schemat blokowy programu. W czasie badań zaworów prowadzono rejestrację przez 5 s z częstotliwością próbkowania wynoszącą  $125\text{ kHz}$ .



Rys. 7.4: Schemat blokowy programu do określenia odpowiedzi czasowej zaworu utworzony w LabView.

Maksymalny błąd pomiaru  $\Delta x_{pom}$  przyrządami z pozycji 1 ÷ 4 z tab. 7.1 dokonano korzystając ze wzoru [48] :

$$\Delta x_{pom} = z_{pom} \cdot \frac{kl_{prz}}{100} + d_{okl} \quad (7.1)$$

gdzie:

- $z_{pom}$  - zakres pomiaru,



- $kl_{prz}$  - klasa przyrządu,
- $d_{okl}$  - dokładność odczytu.

Natomiast błąd maksymalny czujnika rezystancyjnego PT100 określony może być dla danej temperatury wg. wzoru [7]:

$$\Delta t_{temp} = \pm 0,3 + (0,005 \cdot t_{temp}) \quad (7.2)$$

### 7.1.3 Metodyka badań

Wszystkie badania wykonywano z zachowaniem opracowanych procedur działania, zapewniających powtarzalność pomiarów oraz niwelujących wpływ zmieniających się parametrów takich jak np.: lepkość oleju przekładniowego i hydraulicznego oraz temperatura cewek elektromagnesów zaworów proporcjonalnych na otrzymane wyniki. Wszystkie serie pomiarowe wykonane w ramach badań przekładni powtarzane były dwukrotnie, a wyniki badań były uśredniane [98].

#### 7.1.3.1 Metodyka badań zaworów proporcjonalnych

Badania zaworów proporcjonalnych przeprowadzone zostały w celu wyznaczenia czasu odpowiedzi zaworu na wymuszenie w postaci zmiany wartości sygnału sterującego. Wyznaczenie czasu odpowiedzi zaworów (tab. 3.4) na zadany sygnał z urządzenia sterującego polegało na określeniu opóźnienia między pojawieniem się pierwszego impulsu sygnału sterującego a wzrostem ciśnienia  $p_1$  lub  $p_2$  w komorze siłownika  $S1$  lub  $S2$ . W każdej serii badań zawory były sterowane przez urządzenie (rys. 3.9), które każdorazowo było konfigurowane z wykorzystaniem interfejsu (rys. 3.10). Rejestrowano dwa sygnały tj. sygnał sterujący w formie Pulse Width Modulation (PWM) zasilający elektromagnes zaworu oraz sygnał wyjściowy przetwornika ciśnienia.

#### 7.1.3.2 Metodyka pomiaru parametrów przekładni do wyznaczenia zredukowanych momentów bezwładności

Wyznaczenie osiowego momentu bezwładności  $J_{zred}^{nap}$  części napędzającej badanego układu (rys. 6.19) opierało się na tzw. metodzie wybiegu. Jest to popularna metoda, stosowana do określania momentu bezwładności silników elektrycznych [45]. Badania wykonano na stanowisku przedstawionym na rys. 7.1 wg. następującej kolejności:

- 1) nastawa prędkości obrotowej silnika  $n_{wej} = 470 \frac{obr}{min}$ ,
- 2) zanotowanie momentu obrotowego  $M_{wej}$ ,
- 3) włączenie rejestracji prędkości obrotowej  $n_{wej}$ ,
- 4) rozłączenie zasilania silnika elektrycznego  $SE_1$ ,
- 5) zatrzymanie rejestracji po zatrzymaniu się wału silnika,
- 6) zakończenie próby.

Podczas badań wykonanych zgodnie z metodą wybiegu sprzęgła  $S1$ ,  $S2$  (rys. 3.2) były rozłączone. Do rejestracji wartości prędkości obrotowych wykorzystano urządzenie Hydac HMG 4000.

#### 7.1.3.3 Metodyka pomiaru parametrów przekładni w celu określenia wpływu przebiegu natężenia prądu sterującego zaworami proporcjonalnymi na czas załączania sprzęgła

W celu określenia wpływu sterowania zaworami na proces załączania sprzęgieł  $S1$  i  $S2$  wykonano serie badań dla różnych wariantów sterowania. Badania wykonano na stanowisku przedstawionym na rys. 7.1 z wykorzystaniem układu zasilającego siłowniki sprzęgieł  $S1$ ,  $S2$  (rys. 7.2). Wszystkie serie pomiarowe badań, wykonane w celu określenia wpływu charakterystyki zmian natężenia prądu sterującego na czas załączania sprzęgła, przeprowadzone zostały dla takiej samej prędkości obrotowej  $n_{wej}$  wału wejściowego oraz w przybliżeniu stałego momentu  $M_{wyj}$  (rys. 7.1). Przy dużych obciążeniach  $M_{wyj}$  i dużych prędkościach obrotowych  $n_{wej}$  może wystąpić szybkie zużycie płytek sprzęgłowych na skutek wydzielającego się ciepła w sprzęgłach  $S1$  i  $S2$ . Kolejność postępowania podczas badań była następująca:

- 1) wprowadzenie do sterownika nastaw prądu zasilającego zawory (rys. 3.10),

- 2) uruchomienie stanowiska,
- 3) nastawa prędkości obrotowej  $n_{wej} = 500 \frac{obr}{min}$  wału napędowego,
- 4) nastawa momentu obciążającego  $M_{wyj} = 30 Nm$ ,
- 5) skorygowanie prędkości obrotowej do prędkości  $n_{wej} = 500 \frac{obr}{min}$ ,
- 6) rozłączenie sprzęgła  $S1$  lub  $S2$ ,
- 7) rozpoczęcie rejestracji danych,
- 8) załączenie sprzęgła  $S1$  lub  $S2$ ,
- 9) powtórzenie kroków 6, 8,
- 10) zakończenie próby.

#### 7.1.3.4 Metodyka pomiaru parametrów przekładni w celu doboru opóźnień między sterowanymi zaworami

Kolejny etap prac polegał na doborze opóźnień czasowych  $t_{12}$  i  $t_{21}$  (rys. 3.12) między załączanymi sprzęgłami  $S1$  i  $S2$ . W tym celu wykonano badania, wg. kolejności:

- 1) wprowadzenie nastaw opóźnień  $t_{12}$  i  $t_{21}$  do sterownika (rys. 3.12),
- 2) uruchomienie stanowiska, załączenie sprzęgła  $S1$  (przeniesienie napędu na pierwszym biegu),
- 3) nastawa prędkości obrotowej  $n_{wej} = 500 \frac{obr}{min}$  wału napędowego,
- 4) nastawa momentu obciążającego  $M_{wyj} = 60 Nm$ ,
- 5) skorygowanie prędkości obrotowej do prędkości  $n_{wej} = 500 \frac{obr}{min}$ ,
- 6) rozpoczęcie rejestracji danych,
- 7) przeprowadzenie zmian biegów wg. sekwencji:
  - 7.1 zmiana biegu na bieg drugi,
  - 7.2 redukcja na bieg pierwszy,
  - 7.3 zmiana na bieg drugi,
  - 7.4 redukcja na bieg pierwszy,
- 8) zakończenie próby.

#### 7.1.3.5 Metodyka badań przekładni mechanicznej

Celem określenia wpływu prędkości obrotowej wału wejściowego i obciążenia przekładni na wielkości wymienione w roz. 5 w trakcie badań postępowano według poniższego schematu działania:

- 1) ustalenie prędkości obrotowej  $n_{wej}$  wału wejściowego,
- 2) nastawa momentu obrotowego  $M_{wyj}$  obciążającego przekładnię,
- 3) skorygowanie prędkości obrotowej  $n_{wej}$  do zadanej wartości,
- 4) włączenie rejestracji danych,
- 5) zmiana biegu z biegu pierwszego na drugi,
- 6) redukcja biegu z drugiego na pierwszy po upływie co najmniej kilku sekund,
- 7) powtórzenie kroków 5 i 6 po upływie co najmniej kilku sekund od uprzednio wykonanej zmiany przełożenia,
- 8) zakończenie rejestracji danych,
- 9) zatrzymanie silnika napędzającego przekładnię, zakończenie serii pomiarowej,
- 10) powtórzenie pomiarów dla kilku różnych prędkości  $n_{wej}$ .

Jak wspomniano w podroz. 3.2, zmiana przełożenia przekładni może wystąpić, gdy prędkość obrotowa  $n_{wej}$  znajdzie się w założonym przedziale  $< 1000; 2000 > \frac{obr}{min}$ . Stąd przeprowadzone badania wykonane zostały dla prędkości obrotowej  $n_{wej}$  wynoszącej 1000, 1200, 1500, 1800 i  $2000 \frac{obr}{min}$ . Dla zmiany biegu z pierwszego na drugi prowadzono badania do maksymalnego momentu obrotowego  $M_{wyj}$  obciążającego przekładnię, ustalonego przed początkiem zmiany przełożenia, wynoszącego  $120 Nm$ . Sporadycznym jest zmiana biegu na wyższy pod dużym obciążeniem, stąd testów nie wykonywano w całym zakresie możliwych obciążeń (roz. 3.2) występujących na

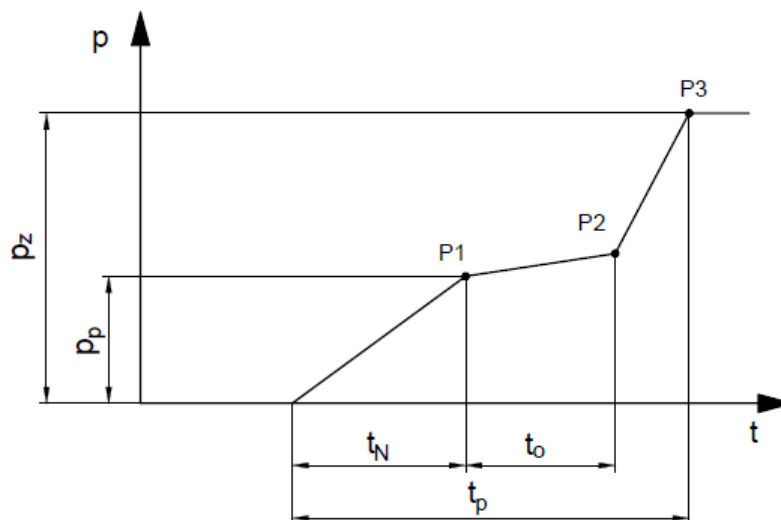
danym przełożeniu. Natomiast dla redukcji biegu badania wykonano do momentu  $M_{wyj}$  wynoszącego  $240 Nm$ , z wyjątkiem prób dla prędkości obrotowych wału napędowego  $n_{wej}$  równych  $1000$  i  $2000 \frac{obr}{min}$ . Ograniczenie dla prędkości obrotowej  $n_{wej} = 1000 \frac{obr}{min}$  wynikało z ograniczonego występowania redukcji biegu dla tak niskich prędkości obrotowych, natomiast dla prędkości obrotowej  $n_{wej} = 2000 \frac{obr}{min}$  z powodu minimalizacji zużycia elementów sprzęgła. Różnice między zakresami prowadzonych badań zmian przełożenia związane są z typowym zastosowaniem w docelowym pojeździe.

#### 7.1.4 Kryteria doboru ciśnień w siłowniku sprzęgła

Dobór najkorzystniejszej konfiguracji przebiegu procesu zmiany biegu wymaga dopasowania odpowiedniego przebiegu ciśnień w komorach siłowników - załączanego i rozłączanego sprzęgła. Kryteria oceny przebiegu ciśnień obejmowały:

- wartość maksymalną skoku momentu obrotowego mierzonego na wale wejściowym,
- czas zmiany biegu od pojawienia się sygnału sterującego wraz z uwzględnieniem czasu opóźnienia zaworu,
- charakterystykę zmian ciśnienia w siłowniku sprzęgła zgodnie z zadanymi wartościami natężeń prądu w funkcji czasu.

Rys. 7.5 przedstawia poglądowy wykres charakterystycznego przebiegu ciśnienia w komorze siłownika zacisku sprzęgła. W pierwszym przedziale czasu trwającym  $t_N$  ciśnienia wzrastają liniowo do osiągnięcia w komorze siłownika zadanego ciśnienia w punkcie P1. Jeśli charakterystyka wstępnie napiętego pakietu sprężyn, wykorzystanego do rozłączenia sprzęgła jest liniowa, to przemieszczenie tłoka w kierunku jest proporcjonalne do ciśnienia w komorze siłownika (rys. 7.1 i 7.2). Drugi przedział czasu  $t_O$  wynika z zadanych wartości prądu i czasu punktów P1 i P2 w programie sterującym zaworem. W zakresie tym zawór reguluje ciśnienie odpowiednio do zadanego przebiegu natężenia prądu. Pozostała część przebiegu ciśnienia wynika ze współrzędnych zadanego punktu P3, określającego maksymalne ciśnienie  $p_z$  w redukowanej gałęzi układu hydraulicznego, a więc w komorze siłownika zacisku sprzęgła S1, S2.

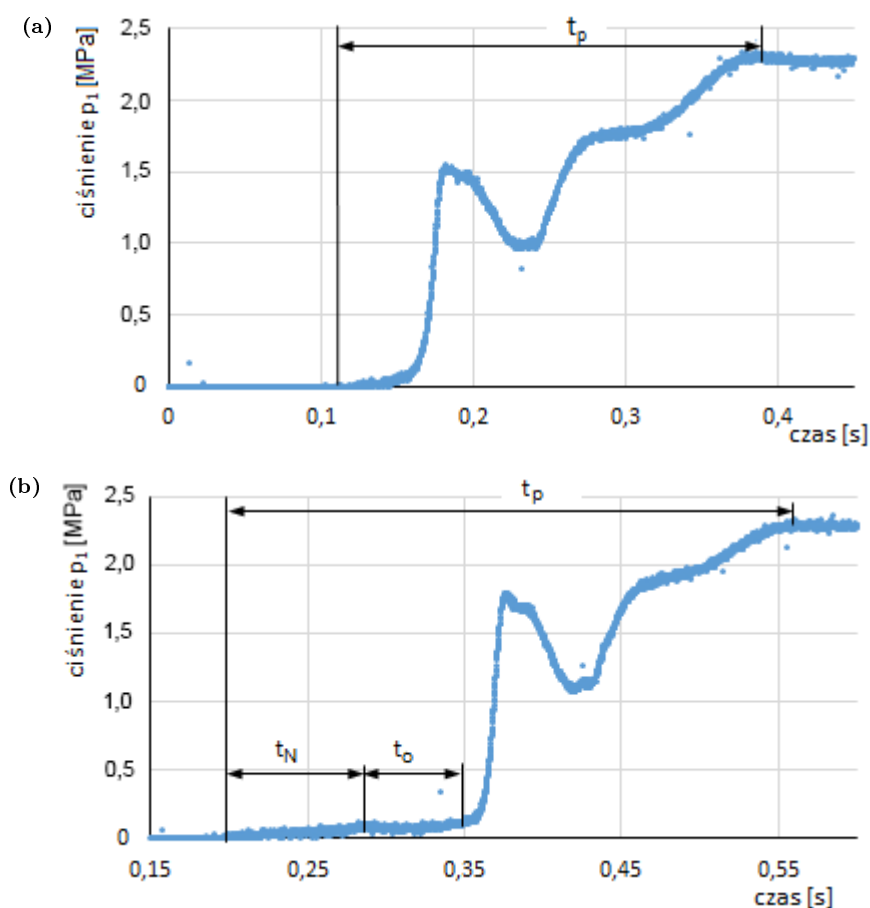


**Rys. 7.5:** Poglądowy wykres przebiegu ciśnienia w siłowniku w czasie załączania sprzęgła:  $t_N$  - czas napełniania komory siłownika,  $t_O$  - czas zwłoki,  $t_p$  - czas regulacji zaworu,  $p_p$  - ciśnienie przejściowe,  $p_z$  - ciśnienie maksymalne.

Porównanie dwóch, przykładowych przebiegów ciśnienia przedstawiono na rys. 7.6. Rys. 7.6 a) przedstawia przebieg ciśnienia dla braku zakresu związanego z okresem zwłoki  $t_O$  (rys. 7.5), co jest rezultatem zbyt niskich zadanych wartości czasu punktów P1 i P2. Opóźnienie reakcji zaworu względem sygnału sterującego, które zostanie przedstawione w kolejnym podrozdziale, wpływa na nakładanie się prostych między punktami P1 i P2 z opóźnieniem zaworu. Sytuację przeciwną przedstawia rys. 7.6 b). Zaobserwowano na wykresie utrzymanie się stałej wartości ciśnienia w przedziale czasu  $< 0, 29; 0, 35 >$ . Umożliwia to dowolne oraz co najważniejsze kontrolowane kształtowanie przebiegu ciśnienia podczas procesu załączania sprzęgła. Początkowy liniowy wzrost ciśnienia



w przypadku pokazanym na rys. 7.6 b) o okresie  $t_N$  wynika z przemieszczania się tłoka siłownika i wynikającą z tego rosnącą siłą sprężystości ugiętych sprężyn siłownika  $S1$  (rys. 7.2). Gdy płytki cierne są odpowiednio blisko siebie, następuje znaczny wzrost nachylenia krzywej ciśnienia. Wynika to z występowania kontaktu mechanicznego między płytkami sprzęgła, jak i sprężania cieczy w zamkniętych objętościach między tymi płytkami. Przypuszcza się, że zaburzenia przebiegu ciśnienia występujące na rysunkach 7.6 a) i b) odpowiednio w przedziałach czasu  $\langle 0,18; 0,38 \rangle$  oraz  $\langle 0,37; 0,57 \rangle$  są efektem wprowadzonych do regulatora PID współczynników. Podobne przebiegi zaobserwowano również dla zaworu  $ZR-P2$  [37]. Efekt ten został przedstawiony w rozdziale 7.3.3 dla docelowo dobranych przebiegów natężeń prądu zasilających elektromagnesy zaworów.



Rys. 7.6: Przebiegi ciśnienia  $p_1$  w komorze siłownika  $S1$  w funkcji czasu: a) brak czasu zwłoki  $t_O$ , b) przebieg pożądany (występujący czas zwłoki  $t_O$ ).

### 7.1.5 Kryteria wyboru opóźnień czasowych między sterowanymi zaworami

Badania doświadczalne miały na celu wytypowanie nastaw opóźnień czasowych  $t_{12}$  i  $t_{21}$  (rys. 3.12), dla których w czasie zmiany przełożenia:

- wystąpi możliwie niewielki skok momentu obrotowego  $M_{wej}$ ,
- nie wystąpi spadek prędkości obrotowej wału wyjściowego  $n_{wyj}$ ,
- zostanie ograniczony lub wyeliminowany zostanie równoczesny zacisk sprzęgieł  $S1$  i  $S2$ ,
- wystąpi jak najkrótszy czas zmiany biegu od czasu wygenerowania sygnału w sterowniku.

Zminimalizowanie wartości maksymalnej momentu obrotowego  $M_{wej}$  w trakcie zmiany przełożenia wymagane jest ze względu na zastosowanie przekładni w maszynach mobilnych. Silniki spalinowe, które wykorzystywane są do napędu pojazdów, charakteryzują się określonymi wartościami momentu obrotowego, którym mogą być obciążane. Dlatego krytyczne jest zmniejszenie piku momentu napędowego  $M_{wej}$  przekładni, tak aby wartości te nie przekraczały największych wartości momentu obrotowego silników spalinowych [56]. Z kolei spadek prędkości obrotowej  $n_{wyj}$

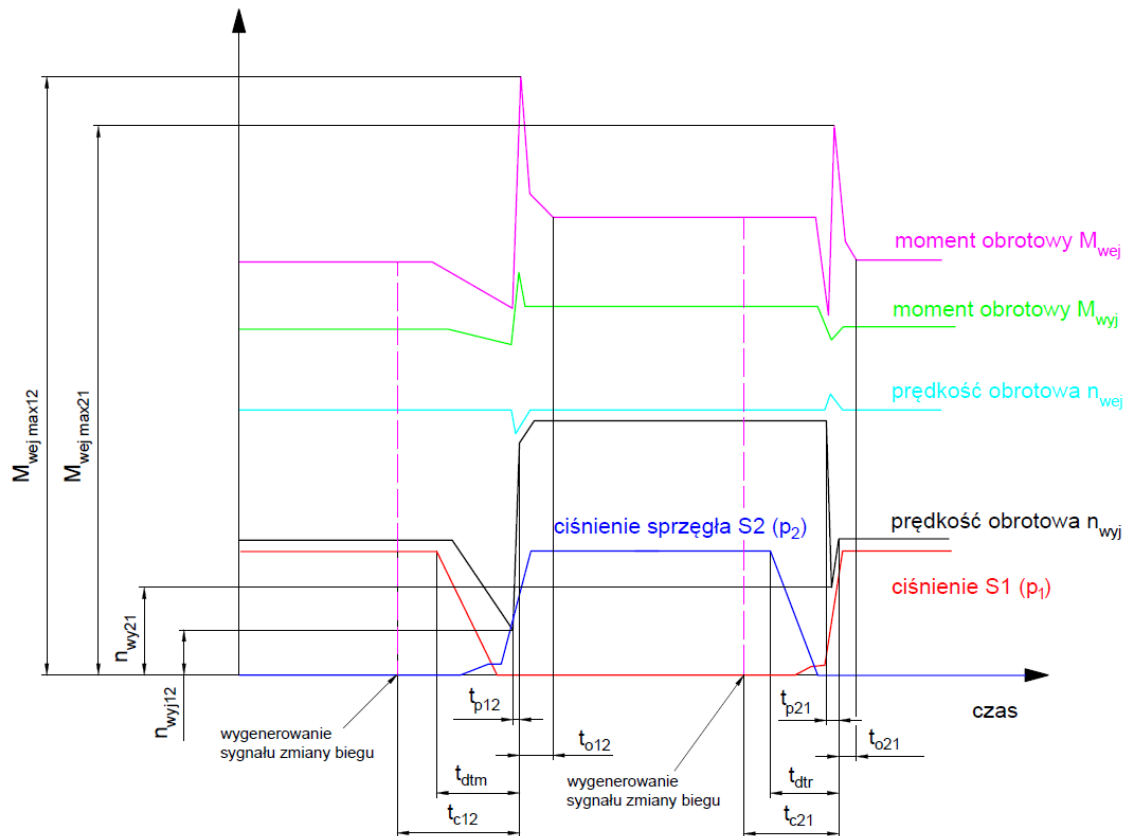
na wale wyjściowym w czasie zmiany biegu z pierwszego na drugi przekłada się na komfort pracy operatora pojazdu. Spadek tej prędkości wpływałby proporcjonalnie na redukcję prędkości jazdy maszyny roboczej. Spadek prędkości obrotowej  $n_{wyj}$  skutkowałoby również zwiększoną zmianą prędkości po załączeniu sprzęgła docelowego biegu. Ograniczenie równoczesnego załączenia dwóch sprzęgieł ma na celu minimalizację ich zużycia, gdyż zacisk pakietu oraz poślizg na płytkach mają negatywny wpływ na trwałość elementów ciernych na skutek znacznych ilości ciepła wydzielającego się podczas poślizgu [31, 32, 84, 86, 91, 92, 93, 94]. Analiza energetyczna omawianych procesów została szczegółowo opisana w dalszej części niniejszego rozdziału.

Typowe przebiegi momentów i prędkości obrotowych wyznaczone na podstawie wyników badań pokazano na rys. 7.7. Na wykresie tym zaznaczono określone podczas badań wielkości charakteryzujące zmiany biegów tj.: czasy zmiany biegu, maksymalne momenty obrotowe  $M_{wej\ max12}$ ,  $M_{wej\ max21}$  mierzone na wale wejściowym przekładni oraz minimalne prędkości obrotowe  $n_{wyj12}$  i  $n_{wyj21}$  wału wyjściowego. Oznaczenie wielkości występujących podczas zmiany biegu z pierwszego na drugi zawierają w indeksie liczbę 12, natomiast dla redukcji wybranego przełożenia indeks zawiera liczbę 21. W analizach rozważono cztery zróżnicowane okresy dla zmian przełożenia z biegu pierwszego na drugi oraz redukcji biegu tj. czas całkowity zmiany biegu -  $t_{c12}$  i  $t_{c21}$ , czas zmiany biegu  $t_{dtm}$  i  $t_{dtr}$ , okres rozłączania sprzęgła  $t_{o12}$  i  $t_{o21}$  oraz czas przyrostu prędkości obrotowej  $t_{p12}$  oraz czas spadku prędkości obrotowej  $t_{p21}$ . Czas zmiany biegu  $t_{dtm}$  wyznaczono między początkiem redukcji ciśnienia w siłowniku sprzęgła  $S1$  a czasem, dla którego poślizg wyznaczany zgodnie z wzorem (6.85) na sprzęgle jest mniejszy od 0,05 %. Czas  $t_{p12}$  wyznaczano od czasu zmiany prędkości względem prędkości nominalnej na biegu I do czasu dla którego poślizg załączanego sprzęgła  $S2$  jest mniejszy niż 0,05 %, jak dla czasu  $t_{dtm}$ . Czas trwania redukcji biegu  $t_{dtr}$  wyznaczano analogicznie jak czas  $t_{dtm}$ , tj. od momentu spadku ciśnienia w siłowniku sprzęgła  $S2$  do momentu gdy:

- poślizg (wzór (6.85)) mieści się w przedziale  $< -0,1; 0,1 >$ ,
- czas zarejestrowania prędkości obrotowej  $n_{wyj}$  wystąpił po prędkości minimalnej osiągananej w czasie tej zmiany  $n_{wyj21}$ .

Natomiast czas  $t_{p21}$  wyznaczano między czasem dla którego prędkość  $n_{wyj}$  spadała poniżej prędkości nominalnej na biegu II a tym samym czasem, który definiował koniec  $t_{dtr}$ .

Drugi z warunków biorący pod uwagę zarówno czas, jak i prędkość minimalną  $n_{wyj21}$  wynikał z konieczności uniknięcia wyznaczenia czasu do momentu, w którym poślizg (wzór (6.85)) zawiera się w założonym przedziale, a prędkość obrotowa na wale wyjściowym maleje aż do wartości  $n_{wyj21}$ . Czasy całkowite  $t_{c12}$  i  $t_{c21}$  wyznaczono jako okresy między wystąpieniem sygnału zadającego zmianę biegu a wystąpieniem poślizgu mniejszego od założonej wartości. Do wyznaczenia tych wielkości wykorzystano wyniki wyznaczania czasu odpowiedzi zaworów przedstawione w rozdziale 7.2. Z punktu widzenia kompletności wyników istotna jest wiedza dotycząca czasu rozłączania sprzęgła, wyznaczanego między momentem, w którym ograniczony zostaje poślizg na załączanym sprzęgle, a ustabilizowaniem się momentu obrotowego po dokonanej zmianie przełożenia. Czasy te oznaczono jako  $t_{o12}$  i  $t_{o21}$ , z których pierwszy dotyczy zmiany z biegu pierwszego na drugi, natomiast czas  $t_{o21}$  związany jest z ustabilizowaniem się momentu  $M_{wej}$  po redukcji biegu z II na I. Minimalne prędkości obrotowe oraz maksymalne momenty obrotowe na wale napędowym wyznaczano z przedziałów zmiany biegów trwających odpowiednio  $t_{dtm}$  i  $t_{dtr}$ .



Rys. 7.7: Porównanie przebiegów zarejestrowanych wielkości w czasie badań.

Dla większej przejrzystości przedstawiania wyników badań proponuje się wprowadzenie współczynnika  $k_z$ , który definiuje się jako:

$$k_z = \frac{n_{wyj12}}{n_{wej}} \cdot i_1 \quad (7.3)$$

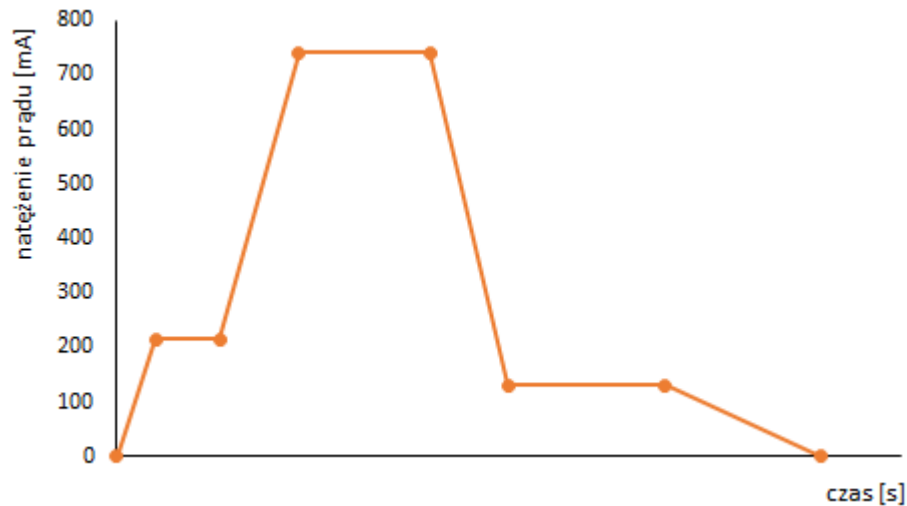
Współczynnik ten przedstawia zależność między minimalną prędkością obrotową mierzoną na wale wyjściowym  $n_{wyj12}$  a nominalną wartością prędkości obrotowej wynikającej z przełożenia mechanicznego przekładni. Natomiast do analizy redukcji biegu proponuje się współczynnik  $k_r$ , definiowany analogicznie jak powyższy współczynnik  $k_z$ , czyli:

$$k_r = \frac{n_{wyj21}}{n_{wej}} \cdot i_1 \quad (7.4)$$

## 7.2 Wyniki badań eksperymentalnych zaworów

Aby zmiana przełożenia wystąpiła w możliwie krótkim czasie po wystąpieniu sygnału sterującego, w trakcie której ciśnienia  $p_1$ ,  $p_2$  w siłownikach sprzęgieł  $S1$ ,  $S2$  (rys. 7.2) mają kontrolowane przebiegi, przeanalizowano szereg konfiguracji sterowania zaworami proporcjonalnymi i ich wpływu na przebiegi momentu obrotowego  $M_{wej}$ , prędkości obrotowej  $n_{wyj}$  i charakterystycznych czasów związanych z zmianą przełożenia.

Podczas badania czasu odpowiedzi zaworu na wymuszenie sterownik zaworu  $ZR-P2$  sprzęgła  $S2$  (rys. 7.1) zaprogramowany był wg. rys. 7.8. Punkty charakterystyki przedstawiono w kolejnym podrozdziale niniejszej pracy.

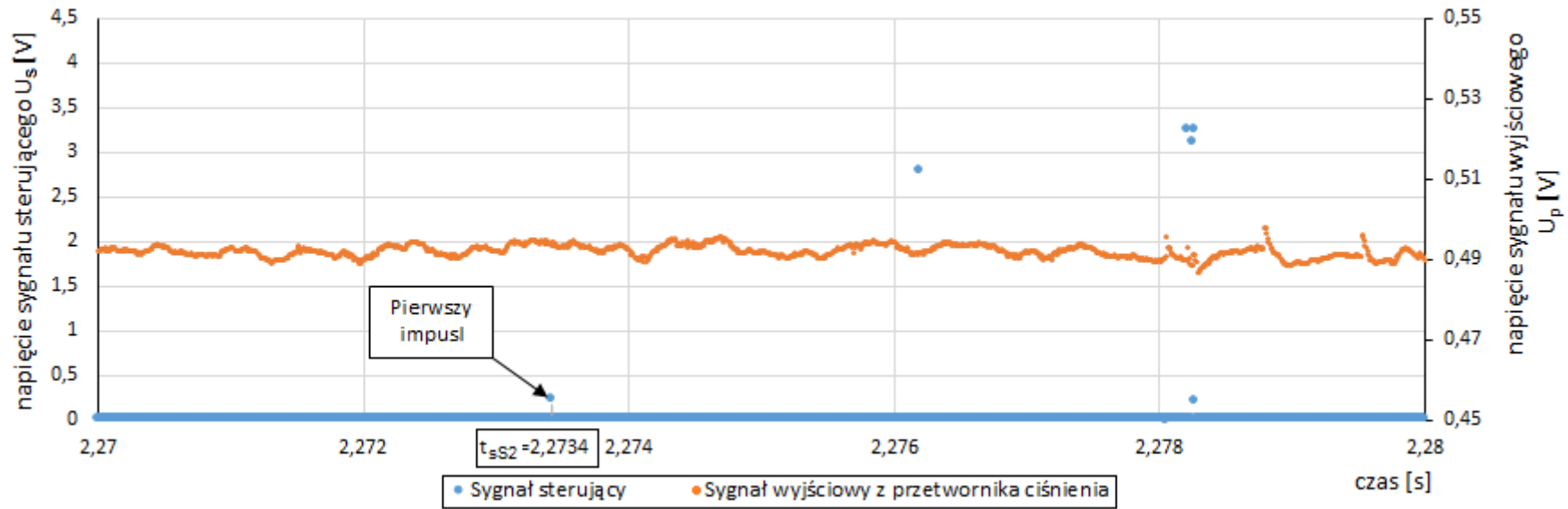


Rys. 7.8: Zadany przebieg natężenia prądu zasilającego elektromagnes zaworu *ZR-P2*.

Na podstawie wykresów (rys. 7.9 i 7.10) określono czas wystąpienia sygnału sterującego  $t_{sS2}$  oraz czas  $t_{cS2}$ , w którym nastąpił początek wzrostu ciśnienia w komorze siłownika *S2*. Z pierwszego wykresu (rys. 7.9) określono czas wygenerowania sygnału sterującego, który jest równy  $t_{sS2} = 2,2734\text{ s}$ . Z rys. 7.10 wynika, iż czas odpowiedzi układu hydraulicznego na wymuszenie występuje dla  $t_{cS2} = 2,604\text{ s}$ . Na podstawie wymienionych dwóch wielkości określono czas opóźnienia, który wynosi:

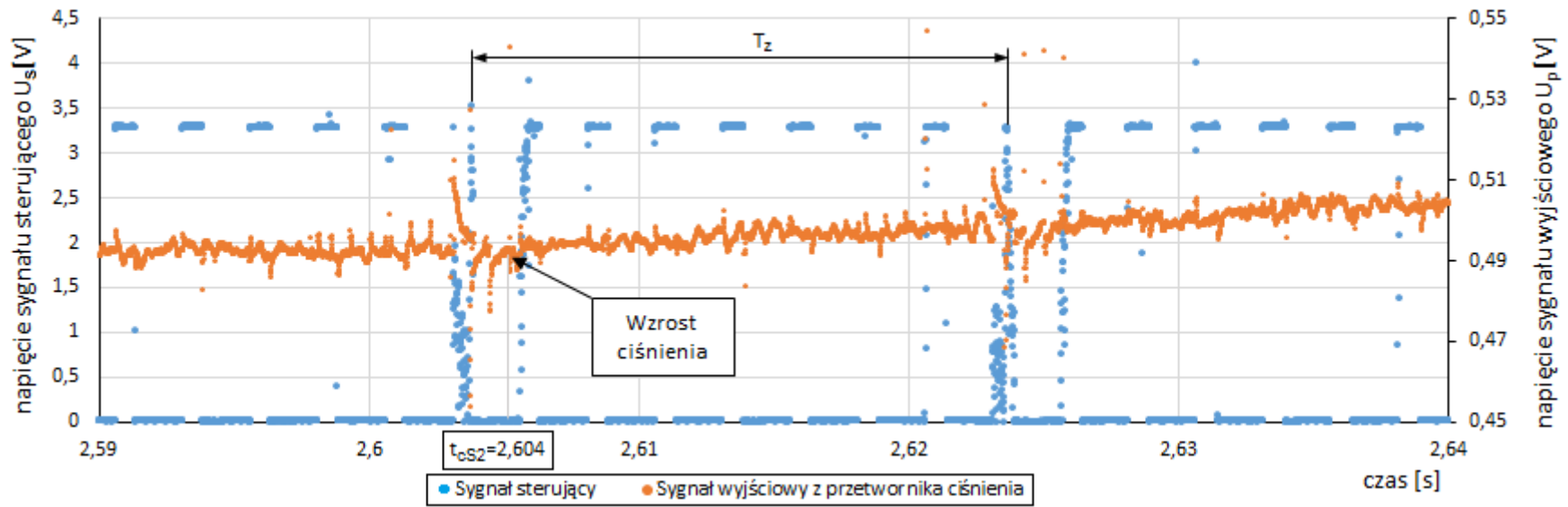
$$t_{oS2} = t_{cS2} - t_{sS2} = 0,3306\text{ s} \quad (7.5)$$

Aby nie zakłócić wartości początkowych sygnałów nie zastosowano filtrów dolnoprzepustowych. Na przebiegach sygnału z przetwornika ciśnienia widoczne jest indukowanie się prądu w tym obwodzie, na skutek sygnału Pulse Width Modulation (PWM) sterującego zaworem. Nie wpływa to jednak na zdolność wykrycia pierwszych impulsów odpowiednich sygnałów.



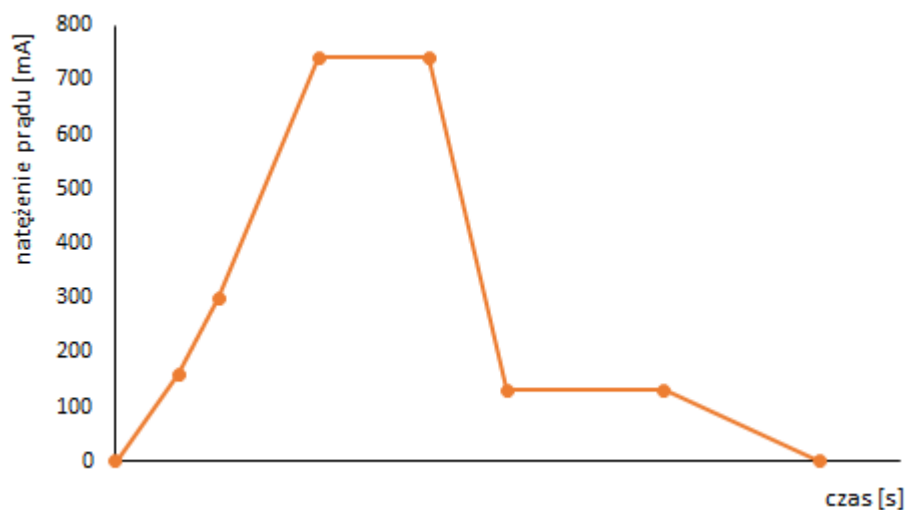
**Rys. 7.9:** Przebiegi zarejestrowanych wartości napięcia sygnału sterującego i sygnału z przetwornika ciśnienia w komorze siłownika S2 w przedziale czasu zawierającym wysłany sygnał sterujący załączający sprzęgło.





**Rys. 7.10:** Przebiegi zarejestrowanych wartości napięcia sygnału sterującego i sygnału z przetwornika ciśnienia w komórce siłownika *S2* w przedziale czasu zawierającym odpowiedź układu hydraulicznego na zadany sygnał sterujący.

Wyznaczenia odpowiedzi czasowej części układu sterowanej przez zawór *ZR-P1* dokonano analogicznie jak dla zaworu *ZR-P2* (rys. 7.1). Przebieg sygnału sterującego, dla którego wyznaczono czas odpowiedzi przedstawiono narys. 7.11.



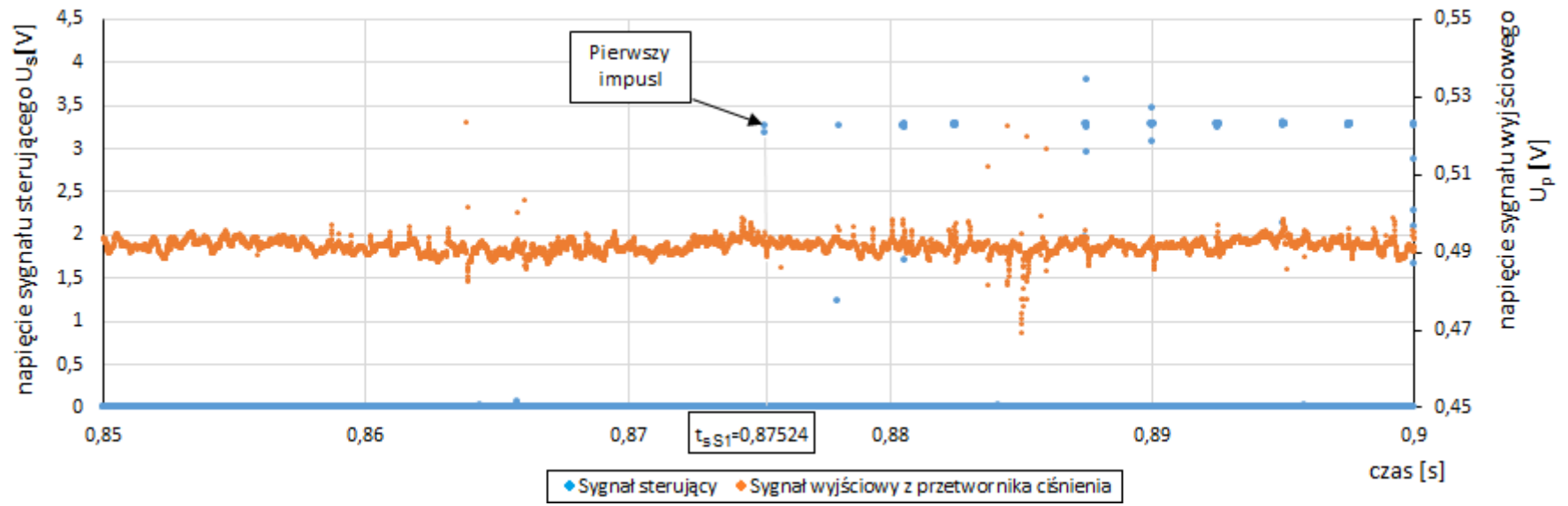
Rys. 7.11: Zadany przebieg natężenia prądu zasilającego elektromagnes zaworu *ZR-P1*.

Rysunki 7.12 i 7.13 przedstawiają wyniki badań wykorzystane do wyznaczenia odpowiedzi układu na zadany sygnał sterujący. Z rys. 7.12 odczytano czas zarejestrowania pierwszego impulsu sygnału sterującego wynoszący  $t_{sS1} = 0,87524$  s, a z rys. 7.13 oszacowano chwilę, w której ciśnienie w komorze siłownika zaczyna. Wystąpienie odpowiedzi układu hydraulicznego określono w chwili  $t_{cS1} = 1,0704$  s. Opóźnienie tj. zwłokę zaworu obliczono zgodnie ze wzorem:

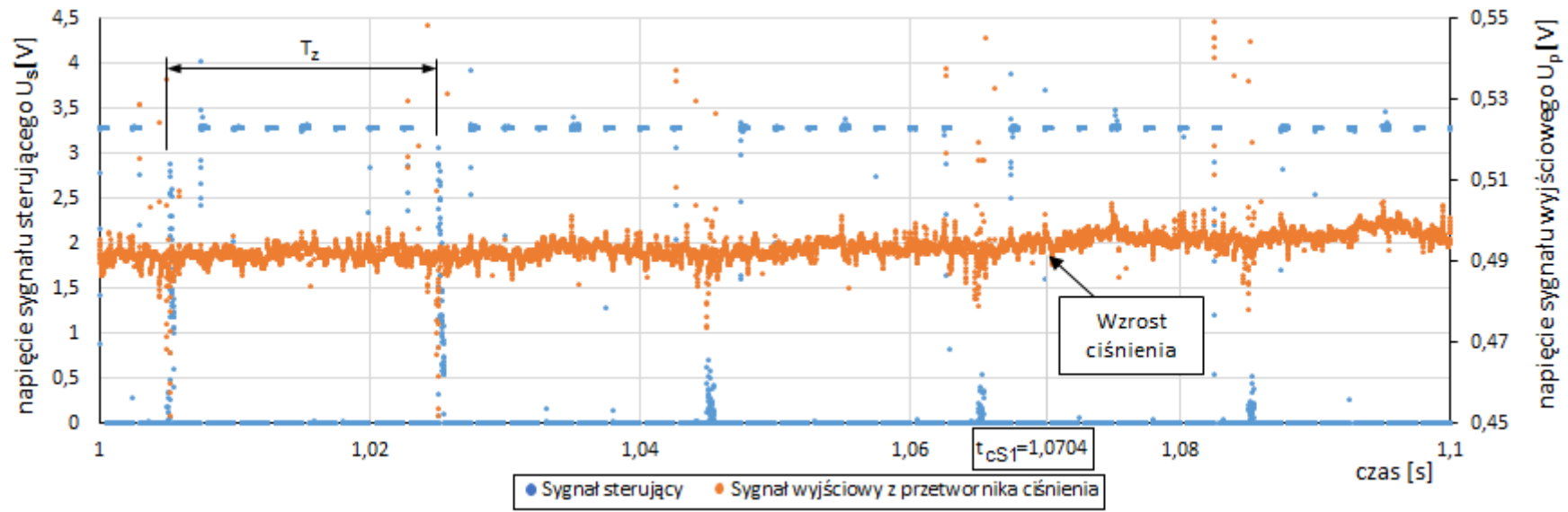
$$t_{oS1} = t_{cS1} - t_{sS1} = 0,19516s \quad (7.6)$$

Określony czas odpowiedzi zaworu *ZR-P1* jest znacząco mniejszy niż czas odpowiedzi zaworu *ZR-P2*.

Na rysunkach 7.10 i 7.13 zauważalne są zakłócenia sygnałów o okresie  $T_z = 2$  ms, tj. częstotliwości  $50$  Hz. Zakłócenia te są wynikiem indukowania się prądu na skutek prądu przemiennego zasilającego zasilacz umieszczony wewnątrz przyrządu sterującego zaworami.



**Rys. 7.12:** Przebiegi zarejestrowanych wartości napięcia sygnału sterującego i sygnału z przetwornika ciśnienia w komorze siłownika  $S1$  w przedziale czasu zawierającym wysłany sygnał sterujący załączający sprzęgło.



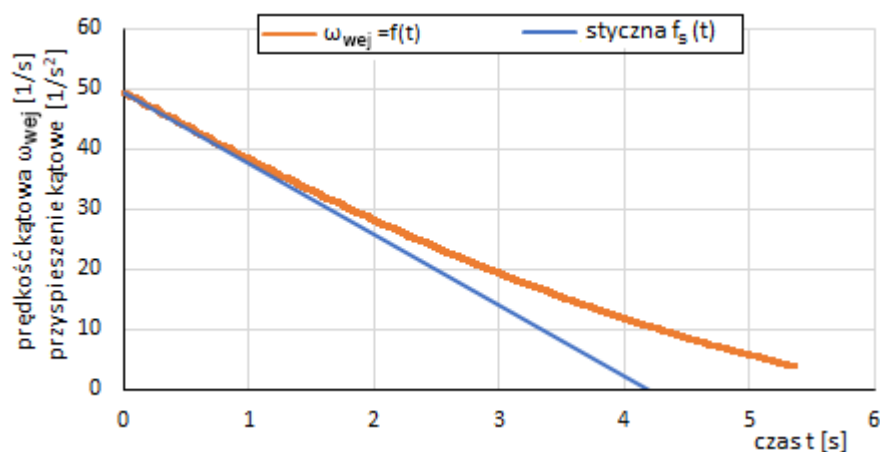
**Rys. 7.13:** Przebiegi zarejestrowanych wartości napięcia sygnału sterującego i sygnału z przetwornika ciśnienia w komorze siłownika S1 w przedziale czasu zawierającym odpowiedź układu hydraulicznego na zadany sygnał sterujący.

## 7.3 Wyniki wstępnych badań przekładni

Celem wstępnych badań przekładni mechanicznej było wyznaczenie wartości zredukowanych momentów bezwładności części układu pomiarowego. Przeanalizowano przebiegi ciśnień zredukowanych przez zawory proporcjonalne, których sterowanie podlegało zmianom w czasie badań. Ponadto wyznaczono wpływ różnych konfiguracji opóźnień czasowych  $t_{12}$  i  $t_{21}$  (rys. 3.13) na przebiegi momentu  $M_{wej}$  i prędkości obrotowej  $n_{wyj}$  podczas zmiany przełożenia. Badania, które zostały wykonane dla różnych wariantów sterowania zaworami i różnych, zadanych wartości opóźnień czasowych przeanalizowano pod kątem wpływu parametrów eksploatacyjnych przekładni, takich jak: prędkość obrotowa  $n_{wej}$  i moment obciążający  $M_{wyj}$ , na skoki momentu  $M_{wej}$  i prędkości obrotowej  $n_{wyj}$ .

### 7.3.1 Doświadczalne wyznaczenie momentów bezwładności

Znajomość momentów bezwładności jest konieczna do wyznaczenia strat energii, co przedstawia model matematyczny opisany w podroz. 6.3.2. Zredukowany moment bezwładności części napędzającej układu wyznaczono zgodnie z metodyką opisaną w podroz. 7.1.3.2. Charakterystyki prędkości kątowej  $\omega_{wej}$  i stycznej  $f_s(t)$ , przedstawiającej przyspieszenie kątowe w czasie, zarejestrowane podczas wykonanej próby wybiegu, przedstawiono na rys. 7.14.



Rys. 7.14: Charakterystyki prędkości kątowej i przyspieszenia kątowego w funkcji czasu wyznaczone na podstawie próby wybiegu części napędzającej układu.

Charakterystykę prędkości kątowej  $\omega_{wej}$  można opisać wzorem empirycznym, który ma postać:

$$\omega_{wej} = 0,5735t^2 - 11,736t + 49,274 \quad (7.7)$$

Równanie stycznej  $f_s(t)$  (więc przyspieszenia kątowego) do krzywej  $\omega_{wej} = f(t)$  w punkcie o współrzędnych  $(0; 49,274)$  przyjmuje postać:

$$f_s(t) = -11,736t + 49,274 \quad (7.8)$$

Powyższa funkcja jest styczna do charakterystyki prędkości obrotowej  $\omega_{wej} = f(t)$ . Po podstawieniu do wzoru (6.110) następujących wartości:

- $M_{wej}^{bj0} = 8,32 \text{ Nm}$ ,
- $t_{bj0} = 4,198 \text{ s}$  (dla  $s = 0 \frac{1}{s^2}$ ) - rys. 7.7,
- $\Delta\omega_{wej} = 49,274 \frac{1}{s}$  (dla  $t = 0 \text{ s}$ ) - rys. 7.7.

obliczono zredukowany moment bezwładności części napędzającej układu  $J_{zred}^{nap}$ , który wynosi  $0,709 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

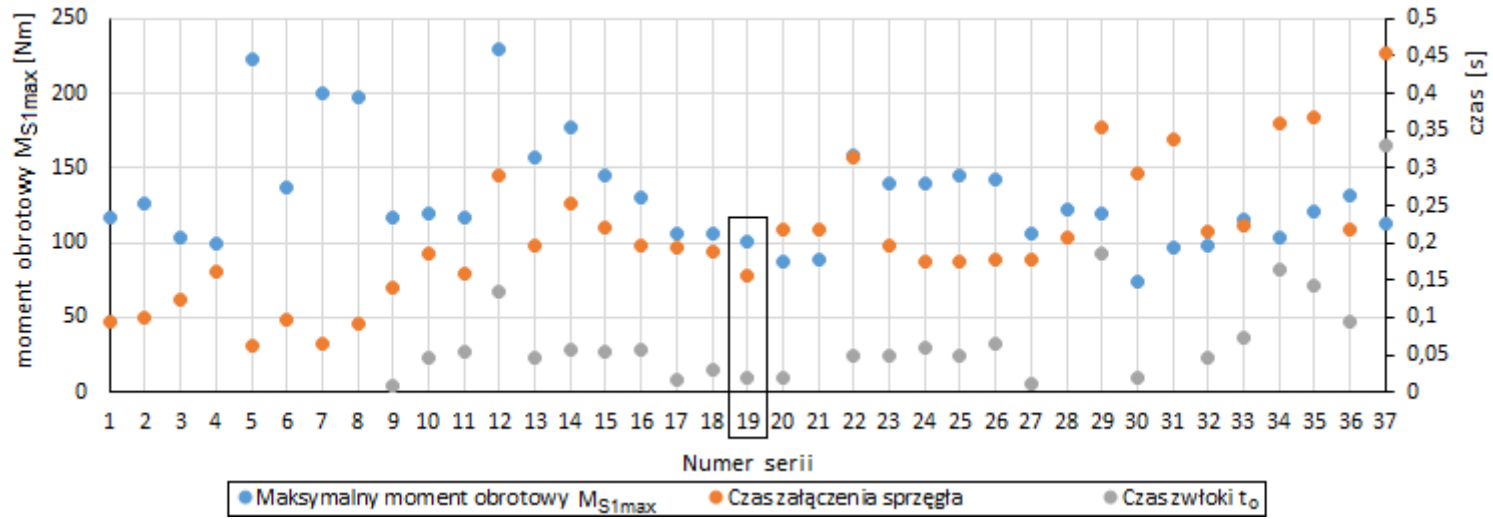
### 7.3.2 Wpływ różnych konfiguracji sterowania zaworami na moment napędowy i czas zmiany biegu

W celu wyboru najkorzystniejszej konfiguracji sterowania zaworami proporcjonalnymi (rozdział 7.1.4) wykonano badania, zgodnie z metodyką opisaną w podroz. 7.1.3.3. Przeprowadzone zostały testy 37 wariantów sterowania dla sprzęgła  $S1$  oraz 10 kombinacji sterowania natężeniem prądu zasilającego zawór załączający sprzęgło  $S2$ . Wykaz konfiguracji, dla których wykonano badania przedstawiono w załącznikach B i C. Rys. 7.15 przedstawia wyniki badań procesu załączania sprzęgła  $S1$ , wykonane dla deklarowanych punktów charakterystycznych  $P1 \div P6$ . Na wykresie przedstawiono:

- wyznaczone, maksymalne momenty napędowe  $M_{S1max}$  zarejestrowane w czasie załączania,
- czas załączania sprzęgła,
- wartość czasu zwłoki  $t_O$  (rys. 7.5).

Czas załączenia sprzęgła definiuje się jako czas od wzrostu ciśnienia w komorze siłownika do zmniejszenia poślizgu na załączonym sprzęgle poniżej 0,01%, wyznaczonego zgodnie ze wzorem (6.85).

Dążono by ograniczyć równocześnie wartości maksymalne momentu obrotowego, czasu załączania oraz czasu zwłoki  $t_O$  (z wymaganiami by czas ten był większy od zera). Brak wyznaczonych punktów czasu zwłoki  $t_O$  dla serii od 1 ÷ 8, 21 oraz 28 wynika z braku tego obszaru na zarejestrowanych pomiarach. Na podstawie analizy pozostałych wyników dla zaworu  $ZR-P1$  wybrano punkty pomiarowe wg. serii 19 jako najbardziej odpowiednie rozwiązanie, biorąc pod uwagę wspomniane powyżej kryteria (tab. 7.2).

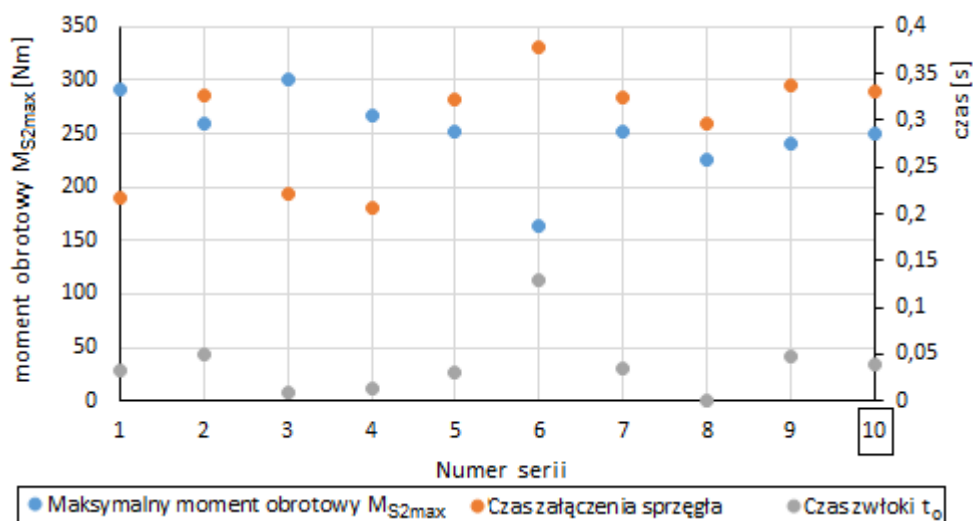


Rys. 7.15: Porównanie czasów załączania sprzęgła, czasu zwłoki  $t_O$  i momentu maksymalnego  $M_{S1max}$  na wale wejściowym dla różnych wariantów sterowania zaworem proporcjonalnym  $ZR-P1$ .

Tabela 7.2: Wytypowane nastawy sterowania zaworu  $ZR-P1$ .

Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	200	160
P2	330	300
P3	650	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

W taki sam sposób poddano analizie wyniki badań doświadczalnych dotyczących zaworu  $ZR-P2$  sterującego ciśnieniem  $p_2$  w komorze siłownika  $S2$  (rys. 7.2). Otrzymane wyniki przedstawiono na rys. 7.16. Zarejestrowane podczas badań serii 8 dane nie przedstawiały wystąpienia przedziału  $t_O$  o stałym ciśnieniu, stąd serię tę odrzucono. Korzystne wyniki odnotowano dla serii 5, 7, 9 oraz 10. Wyniki otrzymane dla wymienionych serii są zbliżone do siebie. Stąd do dalszych etapów badań arbitralnie wybrano sterowanie według serii 10.



Rys. 7.16: Porównanie czasów załączenia sprzęgła, czasu zwłoki  $t_o$  i momentu maksymalnego  $M_{S2max}$  na wale wyjściowym dla różnych wariantów sterowania zaworem proporcjonalnym  $ZR-P2$ .

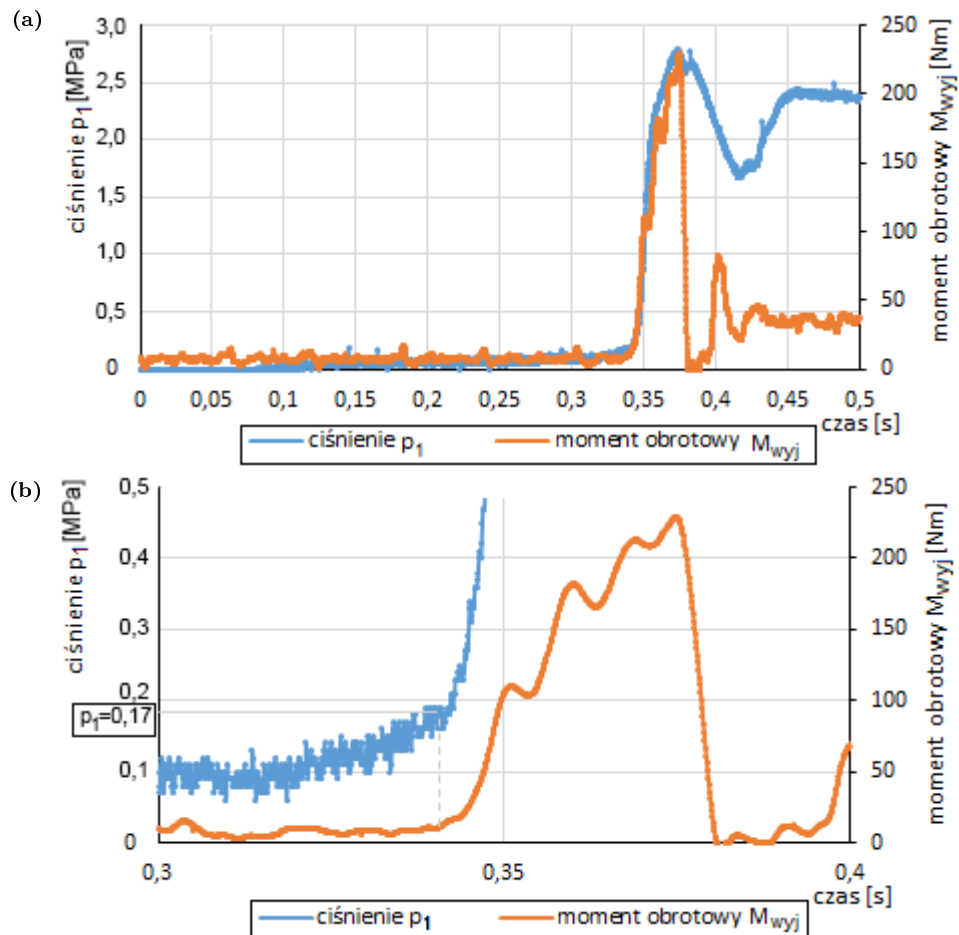
Wartości nastawy sterowania zaworem  $ZR-P2$  przedstawiono w tab. 7.3.

Tabela 7.3: Wytypowane nastawy sterowania zaworu  $ZR-P2$ .

Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	215
P2	330	215
P3	580	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

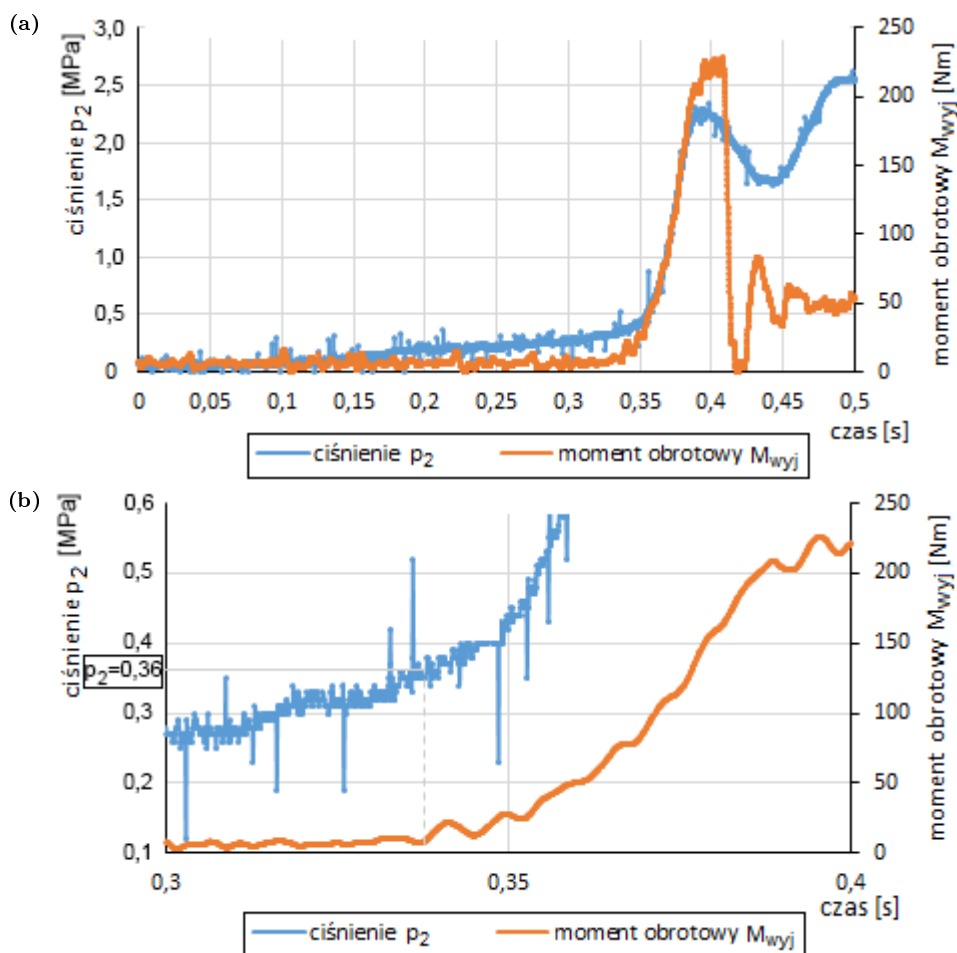
Wykonane badania umożliwiły określenie minimalnych ciśnień  $p_1$  i  $p_2$  w komorach siłowników  $S1$  i  $S2$ , przy których moment obrotowy na wale wyjściowym  $M_{wyj}$  zaczynał wzrastać. Na podstawie rys. 7.17 odczytano, iż minimalna wartość ciśnienia  $p_1$  w siłowniku, powyżej której następuje wyraźny wzrost momentu  $M_{wyj}$  w trakcie załączania sprzęgła  $S1$  wynosi ok.  $0,17 MPa$ .





**Rys. 7.17:** Przebiegi ciśnienia  $p_1$  w siłowniku sprzęgła  $S1$  i momentu obrotowego  $M_{wyj}$  obciążającego wał przekładni podczas załączania sprzęgła  $S1$ : a) pełny proces załączania sprzęgła, b) powiększenie wybranego przedziału czasu.

Rys. 7.18 przedstawia charakterystyki ciśnienia  $p_2$  i momentu obrotowego  $M_{wyj}$  w funkcji czasu. Minimalna wartość ciśnienia  $p_2$ , przy którym następuje znaczący wzrost momentu obciążającego  $M_{wyj}$  wynosi  $0,36$  MPa. Różnica między minimalnymi wartościami ciśnienia  $p_1$  i  $p_2$ , powodującymi wzrost przenieszonego przez sprzęgła momentu, wynika zarówno z charakterystyk zaworów proporcjonalnych, jak i większej liczby sprężyn talerzowych w sprzęgle (12 sztuk zamiast 10, jak w sprzęgle  $S1$  - rozdział 3).



**Rys. 7.18:** Przebiegi ciśnienia  $p_2$  w siłowniku sprzęgła  $S2$  i momentu obrotowego  $M_{wyj}$  obciążającego wał przekładni podczas załączania sprzęgła  $S2$ : a) pełny proces załączania sprzęgła, b) powiększenie wybranego przedziału czasu.

W czasie badań średni moment obrotowy  $M_{wej}$  dla badań sprzęgła  $S2$  wynosił  $50\text{ Nm}$ , a dla sprzęgła  $S1$   $33\text{ Nm}$ . Różnica między wartościami momentu  $M_{wej}$  wynikała z charakterystyki zaworu maksymalnego wykorzystanego w układzie hydraulicznym [61] oraz przełożeń kinematycznych przekładni na różnych biegach (tab. 3.1). Nie wpływało to jednak na wiarygodność oraz możliwości porównywania wyników, gdyż dla odpowiednich sprzęgieł wartości momentów obrotowych po załączeniu sprzęgła były zbliżone do siebie.

### 7.3.3 Wpływ opóźnień czasowych między załączaniem i rozłączaniem elektromagnesów zaworów na moment napędowy i prędkości obrotowe wału wyjściowego przekładni

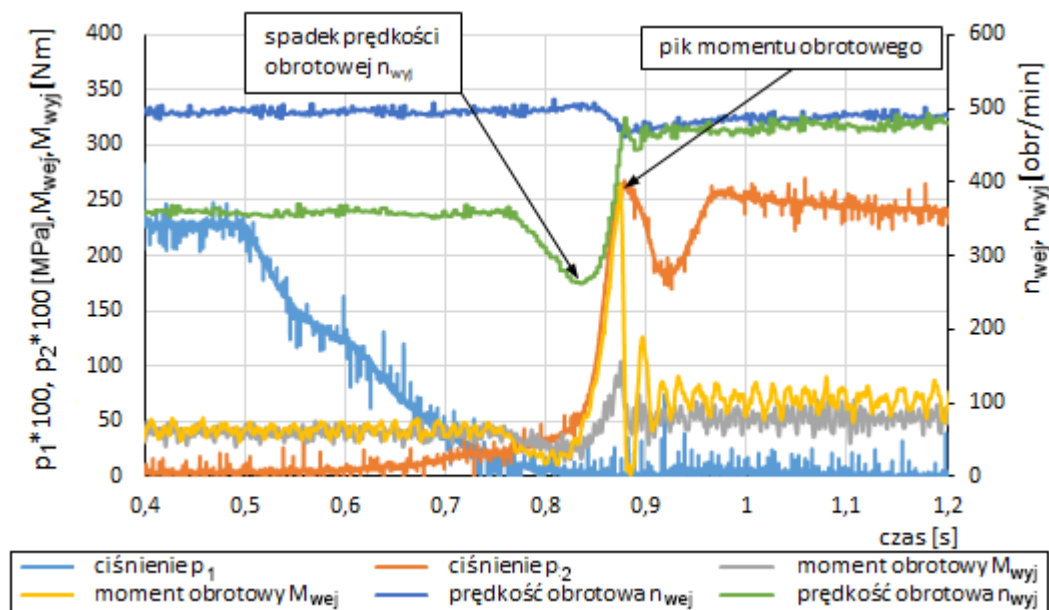
W niniejszym podrozdziale przeanalizowany został wpływ zadanych opóźnień czasowych między załączaniem zasilania elektromagnesów zaworów  $ZR-P1$  i  $ZR-P2$  na prędkości obrotowe wałów  $n_{wej}$  i  $n_{wyj}$ , momenty obrotowe  $M_{wej}$  i  $M_{wyj}$  oraz na czasy trwania zmiany biegu. Badania umożliwiające tę analizę wykonano zgodnie z metodyką opisaną w roz. 7.1.3.4.

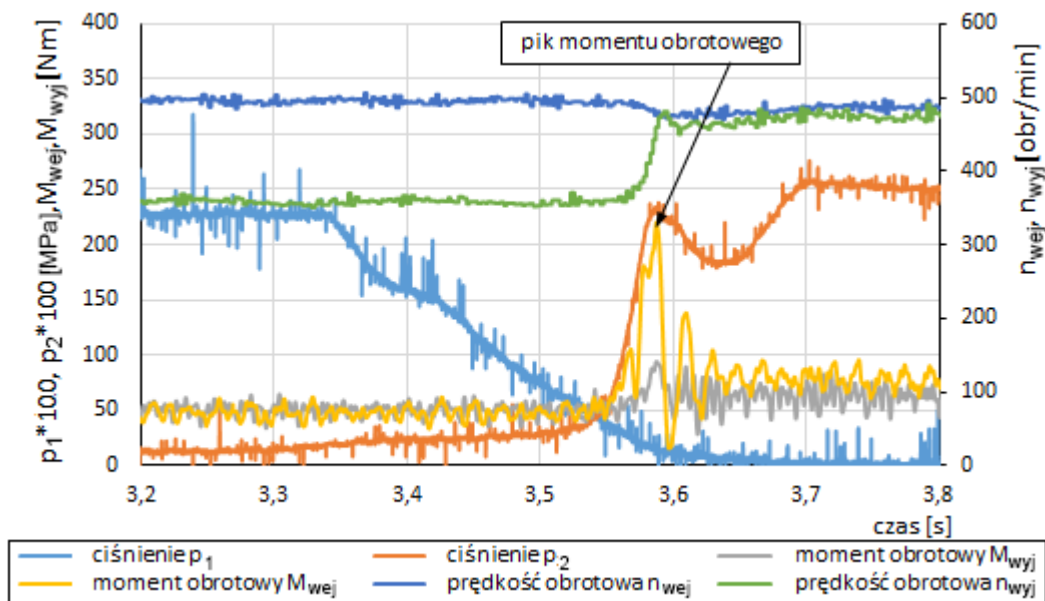
Przeprowadzone zostały badania 19 różnych konfiguracji zadanych opóźnień, których wartości  $t_{12}$  i  $t_{21}$  przedstawione są w tab.7.4. Dla każdej serii wyznaczono wartości wielkości wymienione w roz. 7.1.5. Znak – oznacza wcześniejsze załączenie zasilania elektromagnesu zaworu sterującego sprzęgłem załączanym względem rozłączenia zasilania drugiej cewki, co przedstawiono na rys. 3.13 b).

**Tabela 7.4:** Zadane wartości opóźnień czasowych  $t_{12}$  i  $t_{21}$ .

Seria	Zwłoka 1→2 [ms]	$t_{12}$	Zwłoka 2→1 [ms]	$t_{21}$
1	200		200	
2	100		250	
3	50		225	
4	0		210	
5	-100		200	
6	-150		150	
7	-175		125	
8	-180		110	
9	-190		100	
10	-190		80	
11	-200		50	
12	-200		20	
13	-220		0	
14	-210		-20	
15	-210		-50	
16	-210		-150	
17	-210		-200	
18	-210		-220	
19	-220		-220	

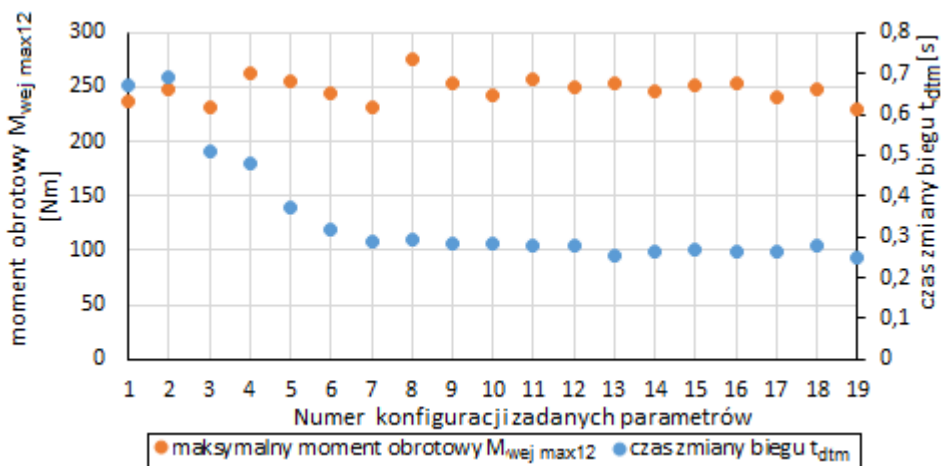
Podczas badań sterowanie zaworami proporcjonalnymi odbywało się wg. wcześniej wyznaczonych nastaw parametrów P1÷P6 (tab. 7.2, 7.3). Rysunki 7.19 i 7.20 przedstawiają przebiegi badanych wielkości, tj.:  $M_{wyj}$ ,  $M_{wej}$ ,  $n_{wyj}$ ,  $n_{wej}$ ,  $p_1$ ,  $p_2$  podczas badań przeprowadzonych dla zmiany z biegu I na II dla przykładowo wybranych serii 6 oraz 19. Na wykresach zaznaczono piki momentu obrotowego na wale napędowym oraz występujące spadki prędkości obrotowej wału wyjściowego. Wyraźnie widać, iż w przypadku badań dla parametrów serii 19 nie zarejestrowano tak gwałtownego spadku prędkości obrotowej  $n_{wyj}$ , jak dla badań serii 6.

**Rys. 7.19:** Przebiegi zarejestrowanych wielkości podczas zmiany biegu z pierwszego na drugi dla opóźnienia  $t_{12}$  wg. serii 6.

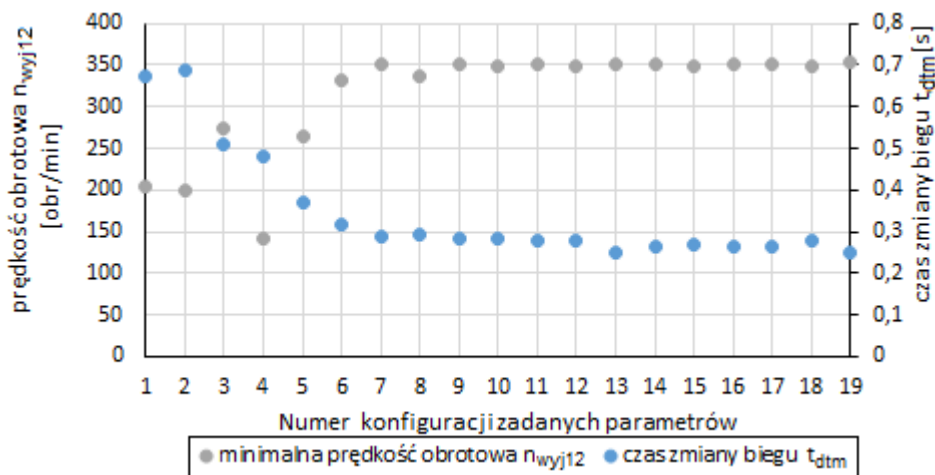


Rys. 7.20: Przebiegi zarejestrowanych wielkości podczas zmiany biegu z pierwszego na drugi dla opóźnienia  $t_{12}$  wg. serii 19.

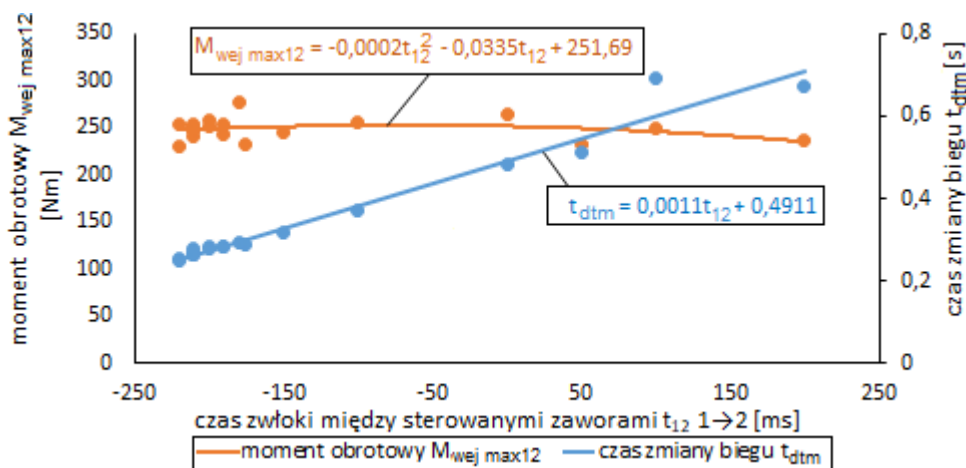
Wyniki badań dla zmiany z biegu I na II, które wyznaczono z pomocą opracowanego przez autora programu (załącznik A), przedstawiono na rys. 7.21 ÷ 7.24. Największe zarejestrowane wartości momentu obrotowego  $M_{wej\ max12}$  nie przekraczały  $300\ Nm$ . Między czasem zmiany biegu  $t_{dtm}$  a zadanymi zwłokami czasowymi  $t_{12}$  występuje liniowa zależność. Im zwłoki  $t_{12}$  miały mniejsze wartości, tym zmiana biegu trwała krócej (rys. 7.22, 7.24). Wpływ odstępów czasowych na minimalne prędkości obrotowe jest zauważalny dla odstępów  $t_{12}$  większych od  $125\ ms$  (seria 7 - tab. 7.4). Gdy zwłoki te były większe od podanej wartości to rejestrowany był spadek prędkości obrotowej  $n_{wyj}$  wału wyjściowego, natomiast poniżej podanego czasu nie zarejestrowano spadku prędkości obrotowej w czasie zmiany biegu. Na podstawie poniższych wykresów wybrano wartości opóźnień z serii 19 jako opóźnienia  $t_{12}$  wykorzystywane w czasie badań z większymi obciążeniami i wyższymi prędkościami obrotowymi wału napędowego  $n_{wej}$ . Wytypowanie serii 19 wynika z najmniejszych skoków momentu  $M_{wej\ max12}$  w czasie zmiany biegu.



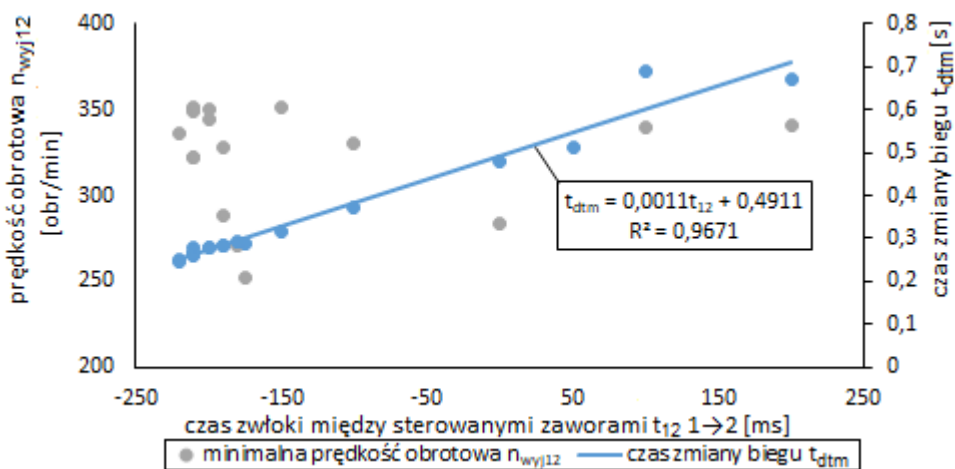
Rys. 7.21: Maksymalny moment napędowy  $M_{wej\ max12}$  na wale wejściowym oraz czas zmiany biegu  $t_{dtm}$  dla różnych konfiguracji sterowania zaworami.



Rys. 7.22: Minimalna prędkość obrotowa  $n_{wyj12}$  i czas zmiany biegu  $t_{dtm}$  dla różnych konfiguracji sterowania zaworami.



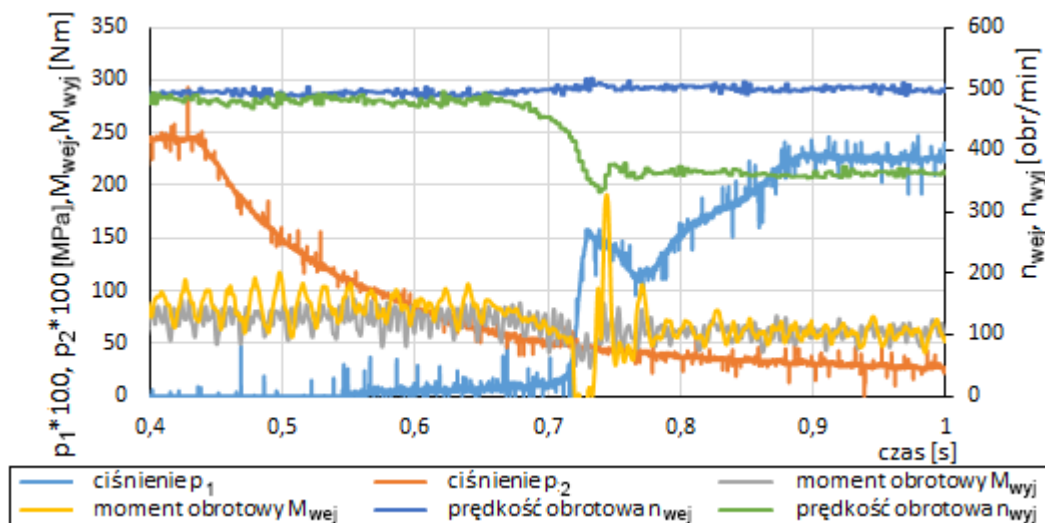
Rys. 7.23: Maksymalny moment  $M_{wej\ max12}$  na wale wejściowym oraz czas zmiany biegu  $t_{dtm}$  w funkcji czasu zwłoki  $t_{12}$  dla zmiany biegu z I na II.



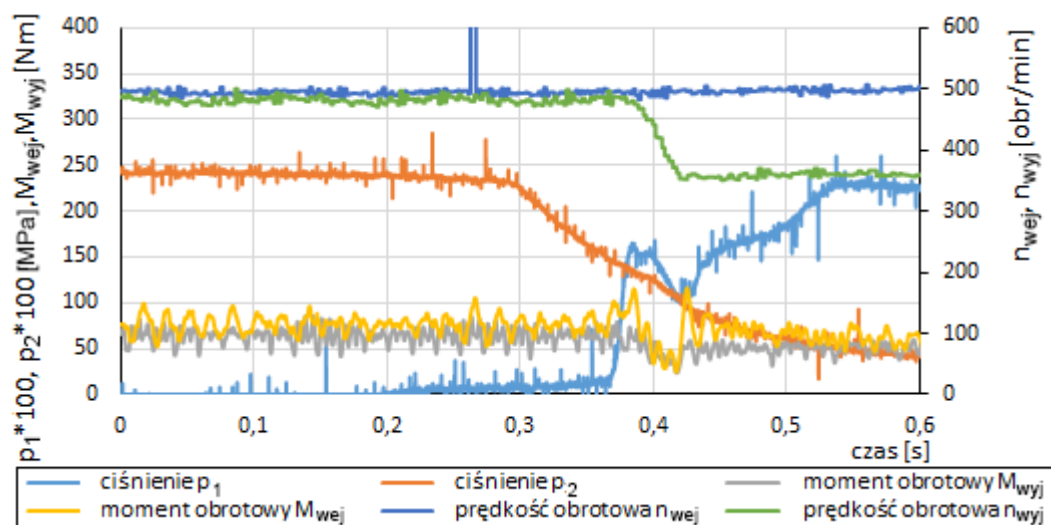
Rys. 7.24: Minimalna prędkość obrotowa  $n_{wyj12}$  oraz czas zmiany biegu  $t_{dtm}$  w funkcji czasu zwłoki  $t_{12}$  dla zmiany biegu z I na II.

Dane zarejestrowane podczas badań zmiany biegu z II na I (redukcji) przedstawiono na rys. 7.25 i 7.26 Wybrane wykresy przedstawiają wielkości dla zadanych zwłok  $t_{21}$  dla serii 14

(rys. 7.25) oraz serii 19 (rys. 7.26) podanych w tab. 7.4. Na rys. 7.25 widoczny jest znaczący spadek prędkości obrotowej  $n_{wyj}$  wału wyjściowego. Wynika to z rozłączenia sprzęgła  $S1$  oraz zbyt późnego załączenia sprzęgła  $S2$ . Wpływ zadanego opóźnienia  $t_{21}$  wg. serii 19 przejawia się płynną zmianą przełożenia, bez obserwowanego spadku prędkości obrotowej  $n_{wyj}$  wału wyjściowego. Ponadto na każdym z wykresów zauważalne są zniekształcenia przebiegu ciśnienia  $p_1$ . W związku z tym, iż efekt ten występuje dla obu zaworów proporcjonalnych, przypuszcza się, że powodem jest wpływ sterownia regulatorem PID.

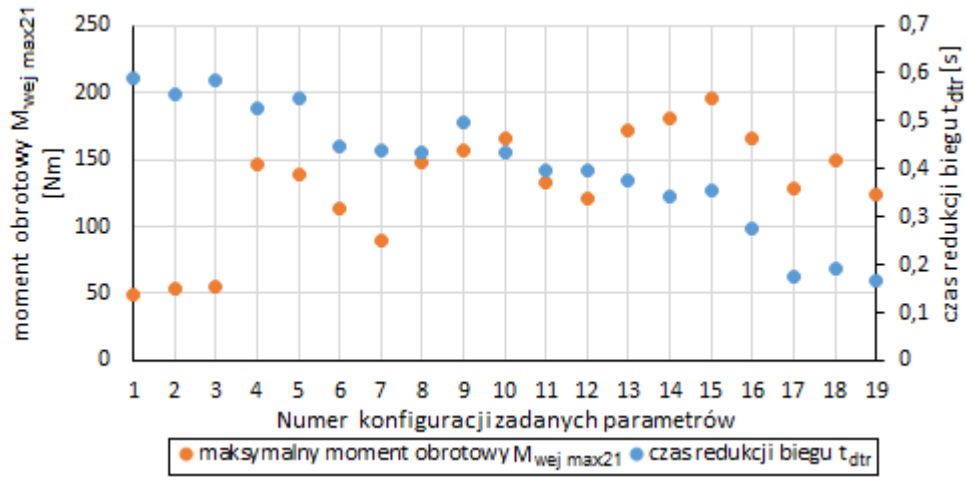


**Rys. 7.25:** Przebiegi zarejestrowanych wielkości podczas zmiany biegu z drugiego na pierwszy dla opóźnienia  $t_{21}$  wg. serii 14.

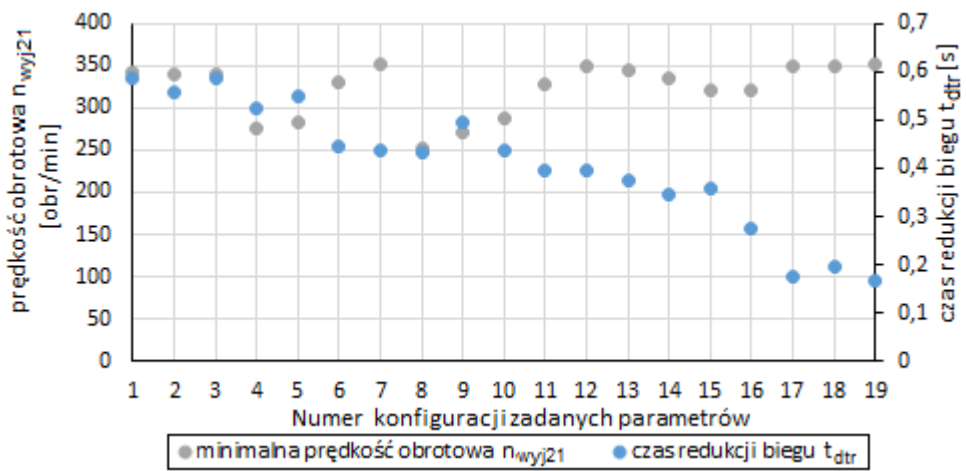


**Rys. 7.26:** Przebiegi zarejestrowanych wielkości podczas zmiany biegu z drugiego na pierwszy dla opóźnienia  $t_{21}$  wg. serii 19.

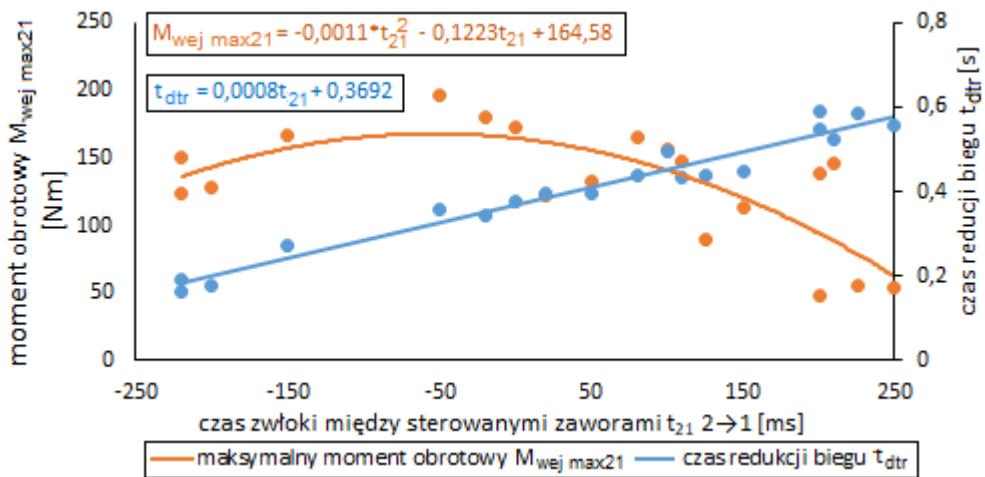
Analogicznie do badań i wyników dla zmiany z biegu pierwszego na drugi przeanalizowano wpływ czasu zwłoki  $t_{21}$  dla zmiany z biegu II na bieg I na maksymalny moment obrotowy  $M_{wej\ max21}$ , prędkość obrotową  $n_{wyj21}$  i czas redukcji biegu  $t_{dtr}$ . Odpowiednie zarejestrowane wielkości przedstawiono na rys. 7.27 ÷ 7.30. Wartości pików momentów  $M_{wej\ max21}$  są mniejsze o co najmniej kilkadziesiąt  $Nm$  w porównaniu do wartości  $M_{wej\ max12}$  (rys. 7.21 i 7.23). Czas redukcji  $t_{dtr}$  biegu jest najmniejszy dla serii 19, podczas gdy maksymalna zarejestrowana wartość momentu obrotowego  $M_{wej\ max21}$  dla tej serii wynosiła  $123,3\ Nm$ . Wyniki badań prędkości obrotowej  $n_{wyj21}$  i czasu redukcji biegu  $t_{dtr}$  w funkcji opóźnienia  $t_{21}$  aproksymowano funkcjami liniowymi. Spadek prędkości obrotowej  $n_{wyj21}$  dla omawianej konfiguracji zmiany przełożenia nie został zaobserwowany (rys. 7.28, 7.30), co jest oczekiwane dla płynnej zmiany biegu. Dalsze zmniejszanie czasu zwłoki  $t_{21}$  nie wpływałoby na minimalną prędkość obrotową  $n_{wyj21}$ , gdyż napęd będzie równocześnie przenoszony przez sprzęgła cierne  $S1$  i  $S2$ .



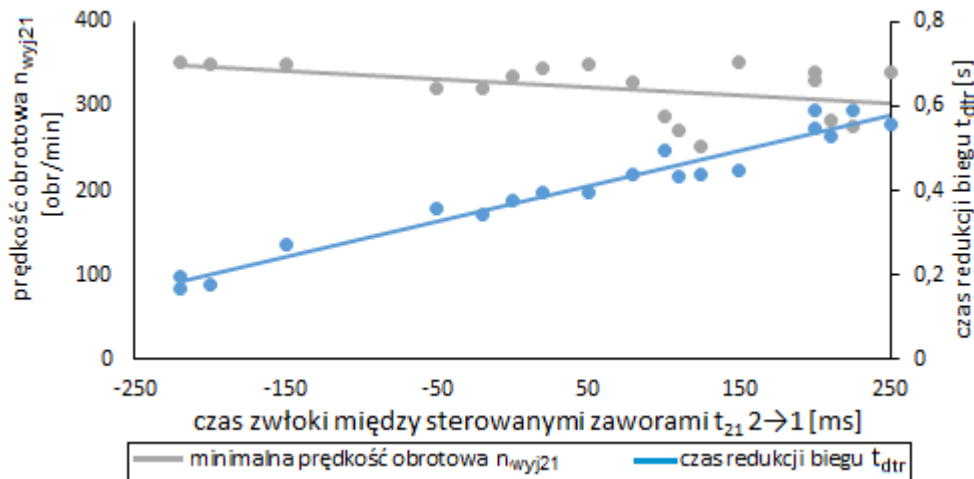
Rys. 7.27: Maksymalny moment napędowy  $M_{wej\ max21}$  na wale wejściowym oraz czas zmiany biegu  $t_{dtr}$  dla różnych konfiguracji zadanych opóźnień dla zmiany biegu z II na I.



Rys. 7.28: Minimalna prędkość obrotowa  $n_{wyj21}$  oraz czas zmiany biegu  $t_{dtr}$  dla różnych konfiguracji zadanych opóźnień dla zmiany biegu z II na I.



Rys. 7.29: Maksymalny moment napędowy  $M_{wej\ max21}$  i czas zmiany biegu  $t_{dtr}$  w funkcji czasu zwłoki  $t_{21}$  dla zmiany biegu z II na I.



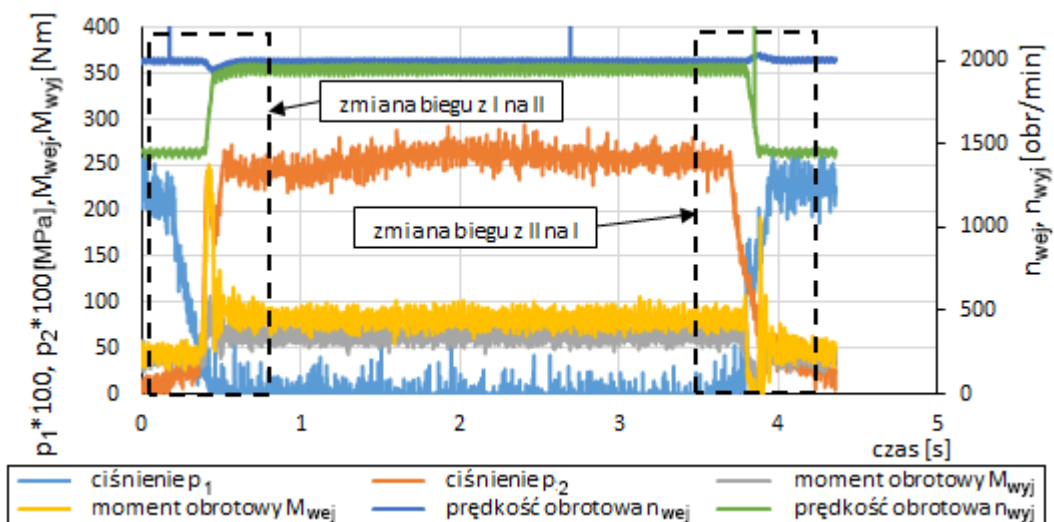
Rys. 7.30: Minimalna prędkość obrotowa  $n_{wyj21}$  i czas zmiany biegu  $t_{dtr}$  w funkcji czasu zwłoki  $t_{21}$  dla zmiany biegu z II na I.

## 7.4 Wyniki badań przekładni dla wytypowanego sterowania zaworami

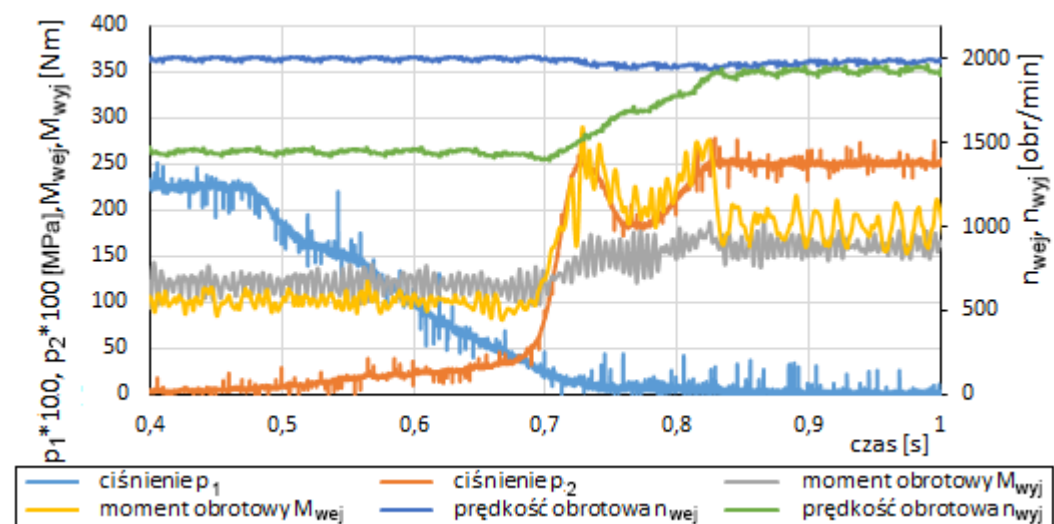
Wybrane w poprzednim rozdziale opóźnienia czasowe  $t_{12}$  i  $t_{21}$  między przesterowaniem zaworów proporcjonalnych (tj. seria 19 - dla  $t_{12}$  i  $t_{21}$ ) wykorzystano podczas badań przekładni ukierunkowanych na określenie zależności między czasami zmiany biegów  $t_{dtm}$  i  $t_{dtr}$  a różnymi prędkościami obrotowymi  $n_{wej}$  oraz zmiennymi obciążeniami przekładni. Testy wykonano zgodnie z metodyką opisaną w podroz. 7.1.3.5.

Przykładowe przebiegi zarejestrowanych wielkości ( $M_{wej}$ ,  $M_{wyj}$ ,  $n_{wej}$ ,  $n_{wyj}$ ,  $p_1$ ,  $p_2$ ), przedstawiono na rys. 7.31 ÷ 7.34. Rys. 7.31 przedstawia zarówno dane zapisane podczas zmiany biegu z I na II, jak i w czasie redukcji biegu. Na wykresie tym widoczne są piki momentu obrotowego  $M_{wej}$  podczas obu wymienionych zmian przełożenia. Rys. 7.32 przedstawia zapisane przebiegi podczas zmiany biegu z I na II dla obciążenia początkowego wału wyjściowego wynoszącego  $M_{wyj} = 120 Nm$ . Na wykresie są widoczne stosunkowo niewielkie spadki prędkości obrotowej  $n_{wyj}$  w czasie omawianej operacji. Przebiegi pokazane na rys. 7.33 zarejestrowano dla zmiany biegu z II na I kontynuując rejestrację danych przedstawionych na rys. 7.32, dla takiej samej prędkości obrotowej  $n_{wej}$  wału napędowego. Moment obrotowy  $M_{wyj}$  obciążający przekładnię przed zmianą biegu wynosił ok.  $160 Nm$ . Przebiegi dla podanych parametrów są zbliżone do przedstawionych na rys. 7.32. Natomiast zwiększenie momentu obrotowego obciążającego  $M_{wyj}$  do wartości  $180 Nm$  spowodowało w czasie zmiany biegu z II na I niewielkie zmniejszenie prędkości obrotowej  $n_{wyj}$  (wartość współczynnika  $k_r = 0,96$ ) oraz spowodowało gwałtowny wzrost wartości maksymalnej momentu  $M_{wej}$  do wartości bliskiej  $300 Nm$  (rys. 7.34).

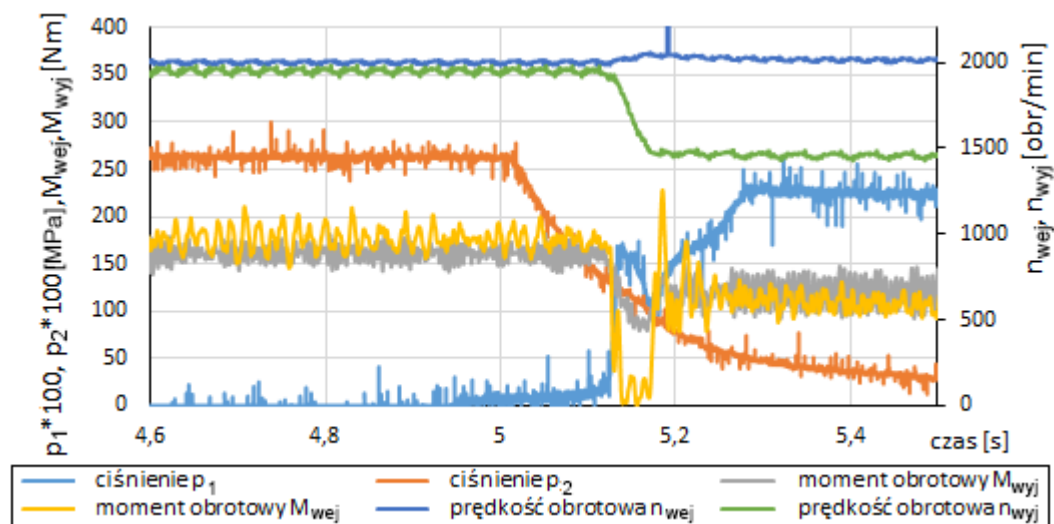




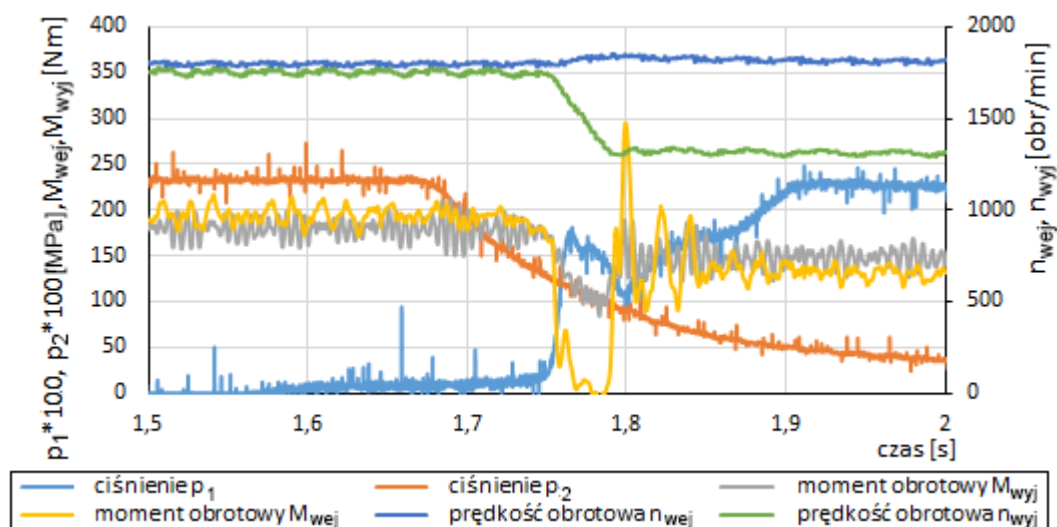
Rys. 7.31: Przebiegi zarejestrowanych wielkości w czasie zmian biegu z biegu I na II oraz podczas redukcji biegu dla momentu obrotowego  $M_{wyj} = 40 Nm$  i prędkości  $n_{wej} = 2000 \frac{obr}{min}$ .



Rys. 7.32: Przebiegi zarejestrowanych wielkości w czasie zmian biegu z biegu I na II dla momentu obrotowego  $M_{wyj} = 120 Nm$  i prędkości  $n_{wej} = 2000 \frac{obr}{min}$ .



Rys. 7.33: Przebiegi zarejestrowanych wielkości w czasie zmian biegu z biegu II na I dla początkowej wartości momentu obrotowego  $M_{wyj} = 160 Nm$  i prędkości  $n_{wej} = 2000 \frac{obr}{min}$ .



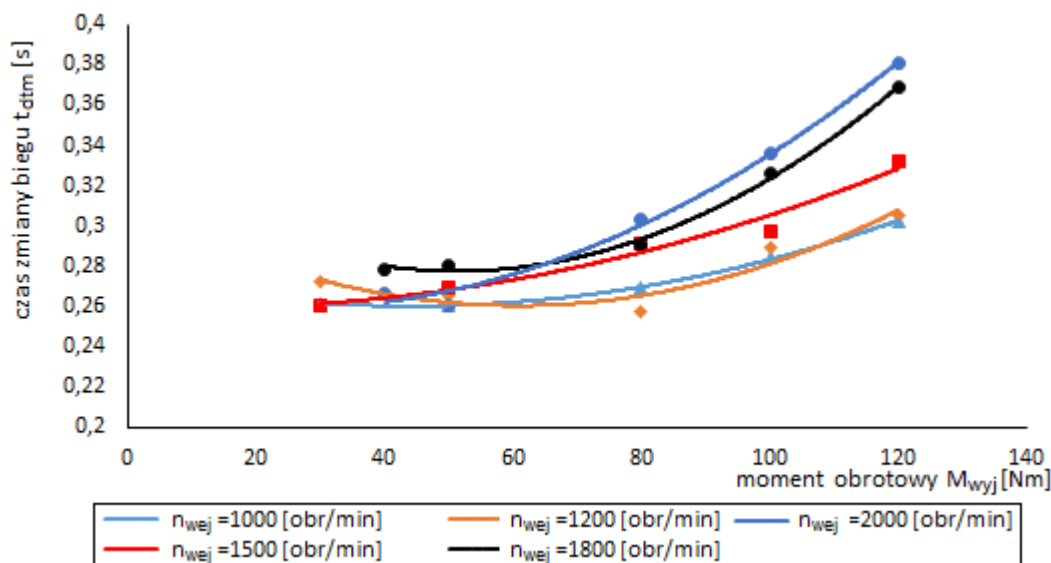
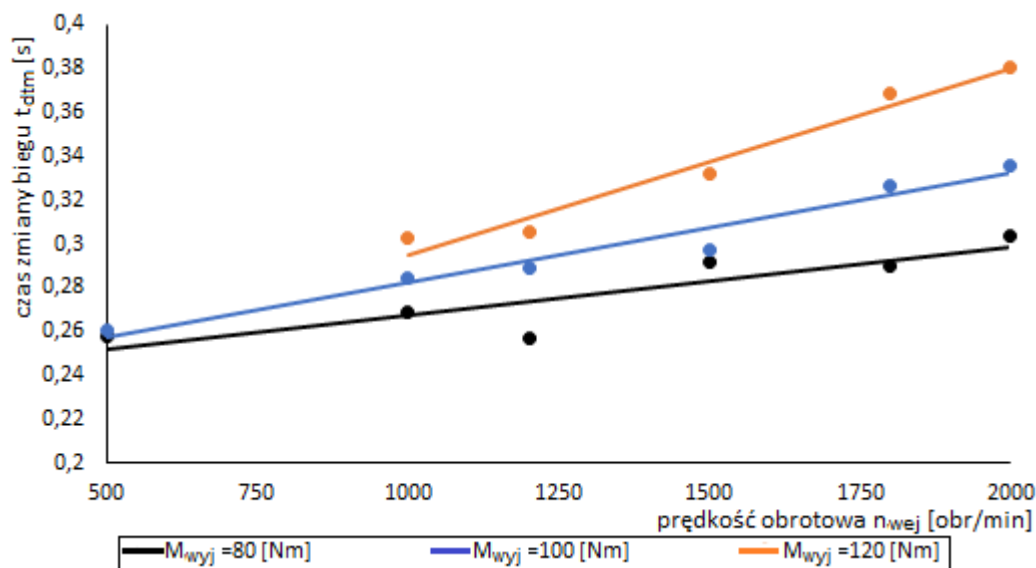
Rys. 7.34: Przebiegi zarejestrowanych wielkości w czasie zmian biegu z biegu II na I dla początkowej wartości momentu obrotowego  $M_{wyj} = 180 \text{ Nm}$  i prędkości  $n_{wej} = 1800 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ .

#### 7.4.1 Analiza wielkości fizycznych występujących w trakcie zmiany biegu z pierwszego na drugi

W czasie badań zawory proporcjonalne *ZR-P1* i *ZR-P2* sterowane były zgodnie z konfiguracjami wytypowanymi w podrozdziale 7.3 (tab. 7.2 i tab. 7.3). Uzyskane rezultaty badań świadczą o wyraźnym, negatywnym wpływie obciążenia przekładni i prędkości obrotowej  $n_{wej}$  na analizowane parametry przeniesienia napędu, takie jak: czasy zmiany biegu, skoki momentu obrotowego  $M_{wyj}$  i prędkości obrotowej  $n_{wyj}$  oraz straty energii.

##### 7.4.1.1 Czasy zmiany biegu

Czasy zmiany biegu  $t_{dtm}$  podczas zmiany przełożenia z I na II, dla różnych obciążeń  $M_{wyj}$  przedstawiono na rys. 7.35 i 7.36. Wyniki badań aproksymowane zostały funkcjami kwadratowymi, których współczynnik korelacji jest nie mniejszy niż 0,9 (rys. 7.35). Z badań wynika, że wzrost momentu obrotowego  $M_{wyj}$  na wale wyjściowym przekładni wpływa na czas zmiany biegu  $t_{dtm}$ . Wpływ ten jest powtarzalny niezależnie od prędkości obrotowej  $n_{wej}$  wału wejściowego. Dłuższy czas zmiany przełożenia obserwowany jest dla wyższych prędkości obrotowych wału napędowego dla przeważającej części rozpatrywanego przedziału momentów obrotowych  $M_{wyj}$ . Spowodowane jest to faktem zwiększających się różnic między prędkościami obrotowymi  $n_{wyj}$  podczas przeniesienia napędu na biegu II i I. Charakterystyki czasu  $t_{dtm}$  w funkcji prędkości obrotowej  $n_{wej}$  przedstawiono na rys. 7.36. Czas  $t_{dtm}$  obliczany na podstawie danych eksperymentalnych może zostać aproksymowany funkcją liniową (współczynnik korelacji  $R^2 = 0,79$ ). Wyznaczone czasy  $t_{dtm}$  są mniejsze niż 0,4 s. Natomiast rzeczywista zmiana przełożenia trwa zauważalnie krócej, ponieważ odliczany czas  $t_{dtm}$  obliczany jest od początku spadku ciśnienia w siłowniku rozłączanego sprzęgła (rys. 7.7), a zmiana prędkości obrotowej dla dobranych opóźnień występuje co najmniej 0,2 s później niż redukcja siły zacisku sprzęgła *S1* (rys. 7.31, 7.32).

Rys. 7.35: Czas zmiany biegu  $t_{dtm}$  w funkcji obciążenia przekładni  $M_{wyj}$ .Rys. 7.36: Czas zmiany biegu  $t_{dtm}$  w funkcji prędkości obrotowej  $n_{wej}$  wału wyjściowego.

Przypadki szczególne:

W sytuacji, w której zmiana biegu odbywałaby się dla następujących parametrów:

- prędkość obrotowa  $n_{wej}$  jest zerowa ( $n_{wej} = 0 \frac{obr}{min}$ ), a  $n_{wyj} = 0 \frac{obr}{min}$ ,
- moment obciążający  $M_{wyj}$  większy od zera ( $M_{wyj} > 0 Nm$ ),

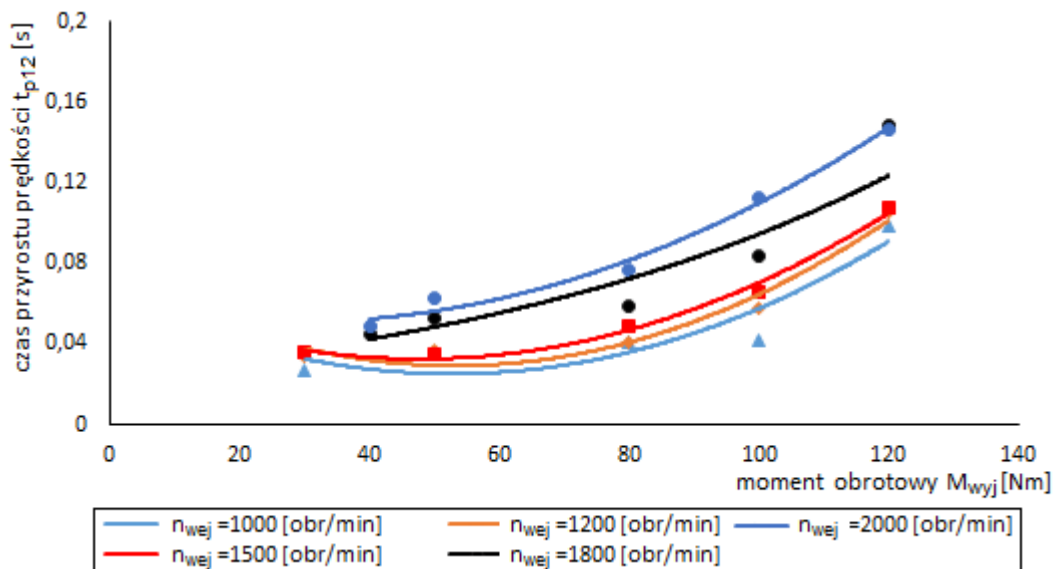
czas zmiany biegu  $t_{dtm}$  wynosiłby 0 s. Wynika to z definicji czasu  $t_{dtm}$  (rozdział 7.3.3) wyznaczonego do czasu zmniejszenia się poślizgu na sprzęgle. Dla prędkości obrotowej  $n_{wej} = 0 \frac{obr}{min}$  poślizg (wzór (6.85)) nie występuje, stąd czas  $t_{dtm}$  równy 0 s. W rozważanym przypadku założono, iż moment obciążający  $M_{wyj}$  jest równoważony przez moment wynikający z napędu przekładni, w czasie całego procesu zmiany przełożenia. Do wyznaczenia czasu  $t_{dtm}$  dla prędkości  $n_{wej} > 0 \frac{obr}{min}$  wykorzystać można charakterystyki przedstawione na rys. 7.36. Dla rozpatrywanego przypadku ( $n_{wej} = 0 \frac{obr}{min}$ ,  $n_{wyj} = 0 \frac{obr}{min}$ ) ekstrapolowanie tych charakterystyk do prędkości  $n_{wej} = 0 \frac{obr}{min}$  implikowałoby błąd. Błąd ten wynika z uwzględniania w czasie  $t_{dtm}$  okresu, w którym napęd przeroszony jest przez sprzęgło S1 mimo obniżającego się ciśnienia w siłowniku tego sprzęgła.

Drugi możliwy szczególny przypadek zakłada, że:

- moment obciążający  $M_{wyj}$  jest zerowy ( $M_{wyj} = 0 Nm$ ),
- prędkość obrotowa  $n_{wej}$  jest większa od zera ( $n_{wej} > 0 \frac{obr}{min}$ ).

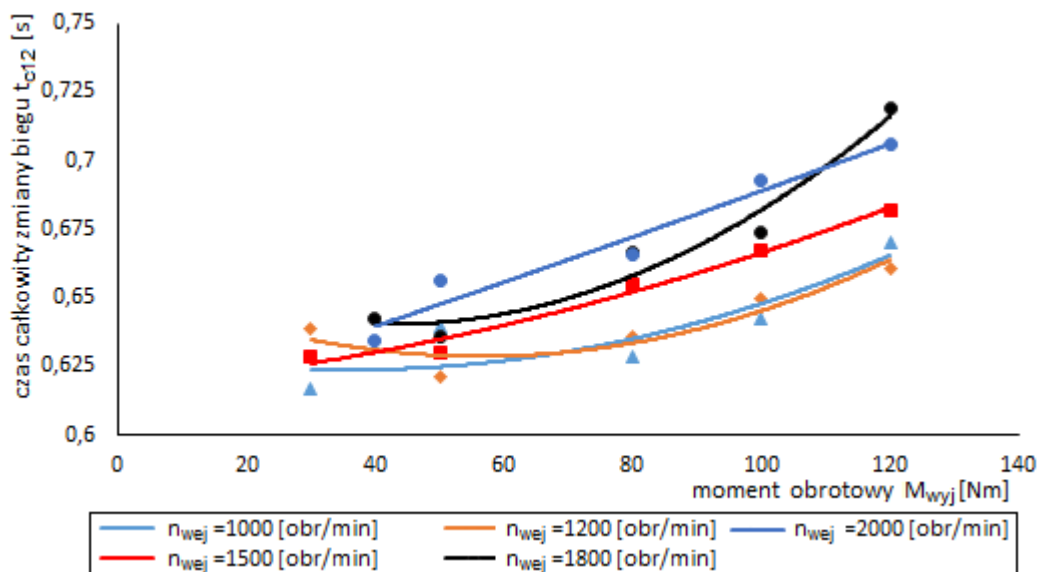
Dla takich parametrów czas zmiany biegu  $t_{dtm}$  wyznaczyć można przez ekstrapolacje charakterystyk przedstawionych na rys. 7.35. Biorąc pod uwagę model matematyczny opisujący przyspieszenie kątowe  $\varepsilon_{wyj}$  (wzór (6.81)) należy oczekiwać, iż czas  $t_{dtm}$  będzie krótszy od czasów wyznaczonych podczas badań.

Czas przyrostu prędkości obrotowej  $t_{p12}$  został przedstawiony na rys. 7.37. Czas ten nie przekracza 0,2 s. Wartości charakterystyk rosną wraz ze wzrostem obciążenia  $M_{wyj}$  i prędkością obrotową  $n_{wyj}$ . Dłuższy czas trwania zmiany biegu (zależny m.in. od przyspieszenia kąowego) dla wyższych momentów jest zgodny z modelem matematycznym (rozdział 6.3.1), gdyż wg. modelu moment  $M_{wyj}$  wpływa na przyspieszenie kąowe  $\varepsilon_{wyj}$ .



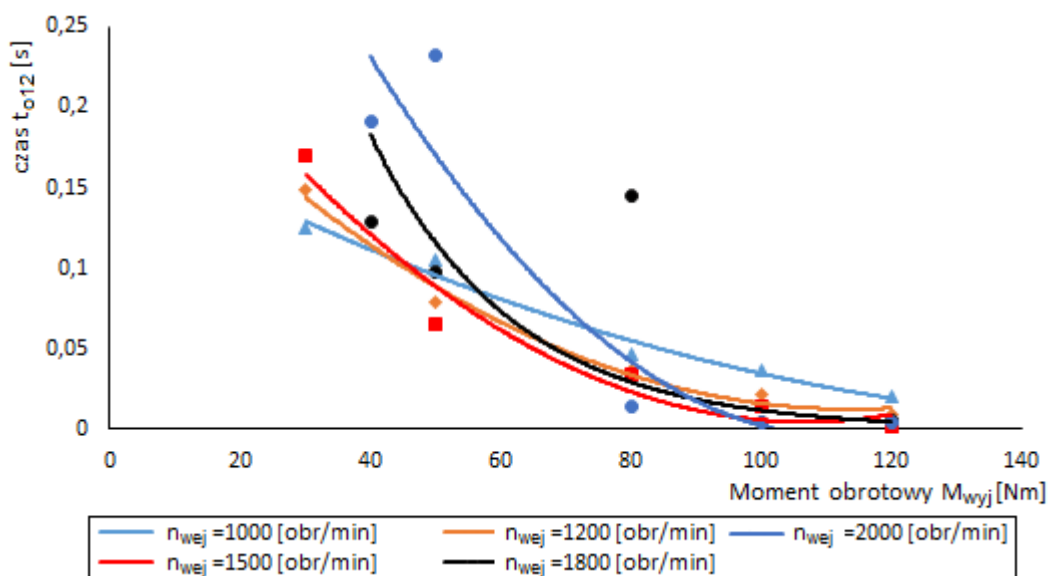
Rys. 7.37: Czas przyrostu prędkości obrotowej  $t_{p12}$  w funkcji  $M_{wyj}$

Pod kątem warunków eksploatacji przekładni w maszynie roboczej istotna jest wiedza dotycząca czasu trwania zmiany biegu  $t_{c12}$  liczona od momentu wygenerowania sygnału przez sterownik urządzenia. Czasy te w zależności od momentu obrotowego  $M_{wyj}$  (występującego przed zmianą biegu) przedstawiono na rys. 7.38. Wiedząc, iż czas odpowiedzi zaworu sterującego ciśnieniem w sprzęgle załączanym S2 na sygnał sterujący wynosi aż 0,33 s (roz. 7.2), zasadne jest stwierdzenie, iż skracając ten okres znacząco redukuje się całkowity czas zmiany przełożenia  $t_{c12}$ . Możliwym rozwiązaniem mogłoby być zastosowanie serwowaworów, umożliwiającą co najmniej kilkukrotnie większe częstotliwości przesterowania względem zaworów proporcjonalnych [50, 61].



Rys. 7.38: Całkowny czas zmiany biegu  $t_{c12}$  w funkcji  $M_{wyj}$ .

Rys. 7.39 przedstawia charakterystyki czasów  $t_{o12}$  ustabilizowania się momentu  $M_{wej}$  tj. rozłączenia sprzęgła  $S1$  w funkcji momentu obrotowego  $M_{wyj}$ . Na podstawie powyższych charakterystyk można zaobserwować, że im większy moment obrotowy  $M_{wyj}$ , tym czas rozłączania sprzęgła  $S1$  jest krótszy. Czasy stabilizowania się momentu  $M_{wej}$  nie przekraczają 0,18 s dla prędkości obrotowych wału wejściowego 1000, 1200, 1500, 1800  $\frac{obr}{min}$  oraz 0,3 s dla prędkości obrotowej 2000  $\frac{obr}{min}$ . Natomiast zarejestrowane, minimalne wartości czasów  $t_{o12}$  występują dla momentu obrotowego  $M_{wyj} = 120 Nm$  i nie przekraczają 0,02 s.

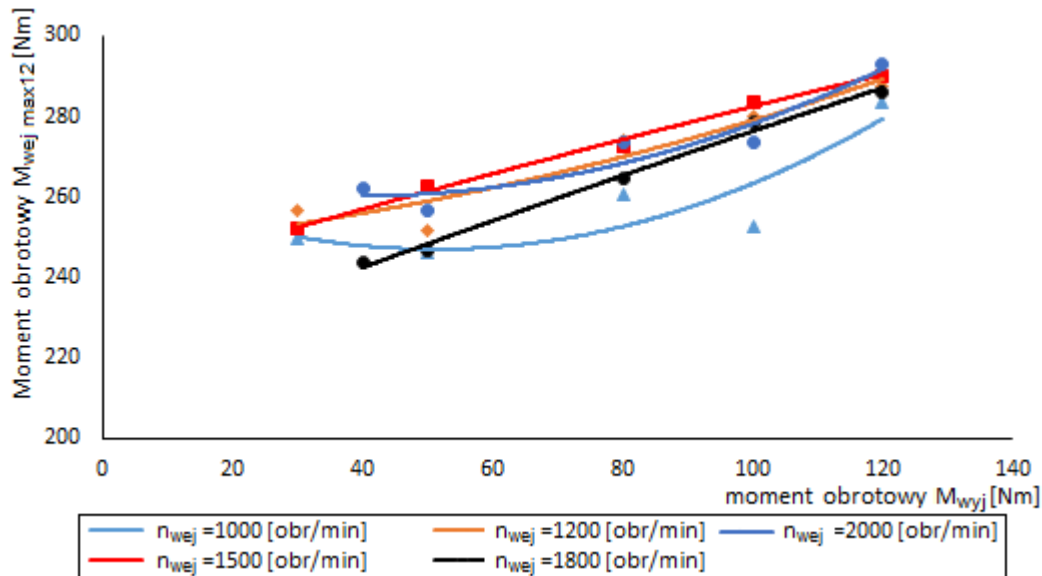


Rys. 7.39: Czas rozłączania sprzęgła  $S1$   $t_{o12}$  podczas zmiany z biegu I na bieg II w funkcji momentu obciążającego  $M_{wyj}$ .

#### 7.4.1.2 Maksymalne momenty obrotowe wału wejściowego przekładni

Wartości maksymalne momentu obrotowego  $M_{wej max12}$  występującego na wale napędowym przekładni przedstawiono na rys. 7.40. Wartości maksymalnych momentów  $M_{wej max12}$  mieszczą się w przedziale od 244 do 293 Nm. Wartości momentów  $M_{wej max12}$  wykazują relatywnie niewielką zależność od momentu obciążającego  $M_{wyj}$ . Różnice pomiędzy wartościami maksymalnymi a minimalnymi momentu  $M_{wej max12}$  dla poszczególnych serii pomiarowych nie przekraczają 15% obliczanych względem wartości minimalnych. Natomiast wartości te są zbliżone lub przewyż-

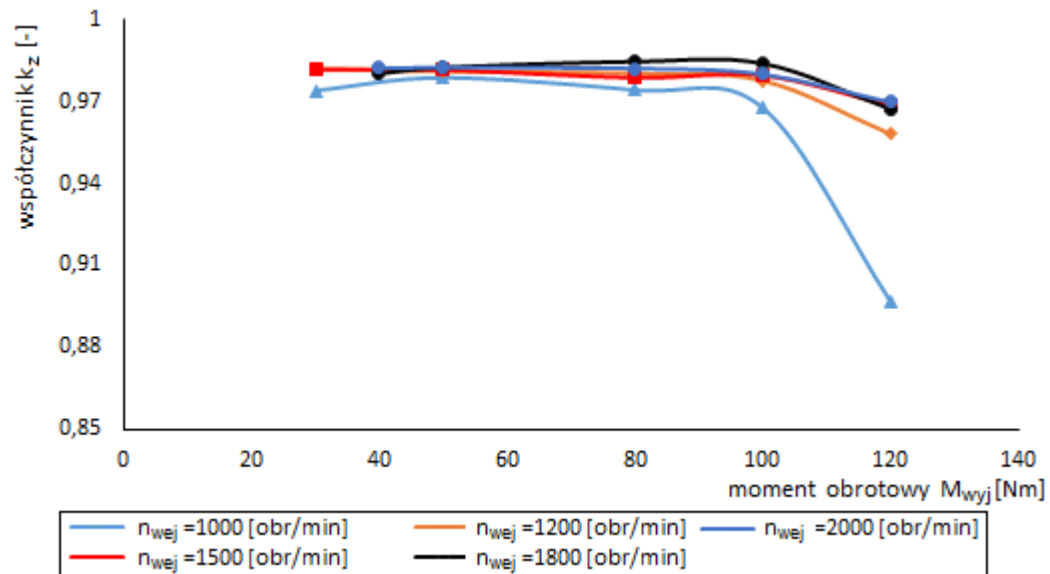
szają maksymalne momenty obrotowe silnika spalinowego wytypowanego do napędu przekładni w maszynie roboczej (rozdział 3.2). Dlatego, jeśli wartości  $M_{wej\ max12}$  przekraczają moment maksymalny silnika docelowej maszyny mobilnej, czasy  $t_{dtm}$ ,  $t_{p12}$  i  $t_{c12}$  mogłyby być dłuższe względem czasów przedstawionych na rys. 7.35, 7.37 i 7.38. Moment  $M_{wej}$  silnika spalinowego mniejszy od  $M_{wej\ max12}$  przekładać się będzie na mniejszy moment  $M_{S2}$ , zgodnie ze wzorem (6.72). Mniejszy moment  $M_{S2}$  wpływałyby na mniejsze przyspieszenie  $\varepsilon_{wyj}$  (wzór (6.81)), a tym samym dłuższe czasy  $t_{dtm}$ ,  $t_{p12}$  i  $t_{c12}$ .



Rys. 7.40: Maksymalny moment obrotowy  $M_{wej\ max12}$  podczas zmiany z biegu I na bieg II.

#### 7.4.1.3 Minimalne prędkości obrotowe wału wyjściowego przekładni

Rys. 7.41 przedstawia zależność współczynnika  $k_z$  (wzór (7.3)) od momentu obrotowego obciążającego przekładnię. Daje się zaobserwować, że przebiegi  $k_z = f(M_{wyj})$  charakteryzują się pomijalnym wpływem momentu na wymieniony współczynnik. Stąd, wpływ momentu obrotowego  $M_{wyj}$  obciążającego przekładnię na minimalną prędkość obrotową  $n_{wyj12}$  występującą podczas opisywanej zmiany przełożenia jest pomijalny. Punktem pomiarowym odbiegającym od pozostałych jest punkt dla prędkości wału wejściowego wynoszącej  $n_{wej} = 1000 \frac{obr}{min}$ . Przypuszcza się, iż jest to spowodowane błędem pomiarowym podczas badań tej serii, wynikającym np. z drgań. Dla tej prędkości prędkość obrotowa  $n_{wyj}$  wału wyjściowego podczas zmiany biegu obniżyła się do wartości średniej  $n_{wyj} = 648 \frac{obr}{min}$ . Jednak biorąc pod uwagę parametry pracy przekładni napędzanej silnikiem spalinowym zmiana przełożenia z biegu pierwszego na drugi w praktyce nie wystąpi dla tak niskiej prędkości obrotowej  $n_{wej}$  wału wejściowego. Zatem odstępstwo to można pominąć.



Rys. 7.41: Współczynnik  $k_z$  w funkcji momentu obrotowego  $M_{wyj}$  dla zmiany z biegu I na II.

#### 7.4.1.4 Straty energii podczas zmiany biegu

Do wyznaczenia wartości strat energii występujących podczas zmian przełożenia wykorzystano równanie (6.108). W równaniu wykorzystano wyznaczoną analitycznie wartość momentu bezwładności  $J_{zred}^{od} = 0,1273 kg \cdot m^2$  oraz moment bezwładności  $J_{zred}^{nap}$  (podroz. 7.3.1). Straty energii zostały wyznaczone:

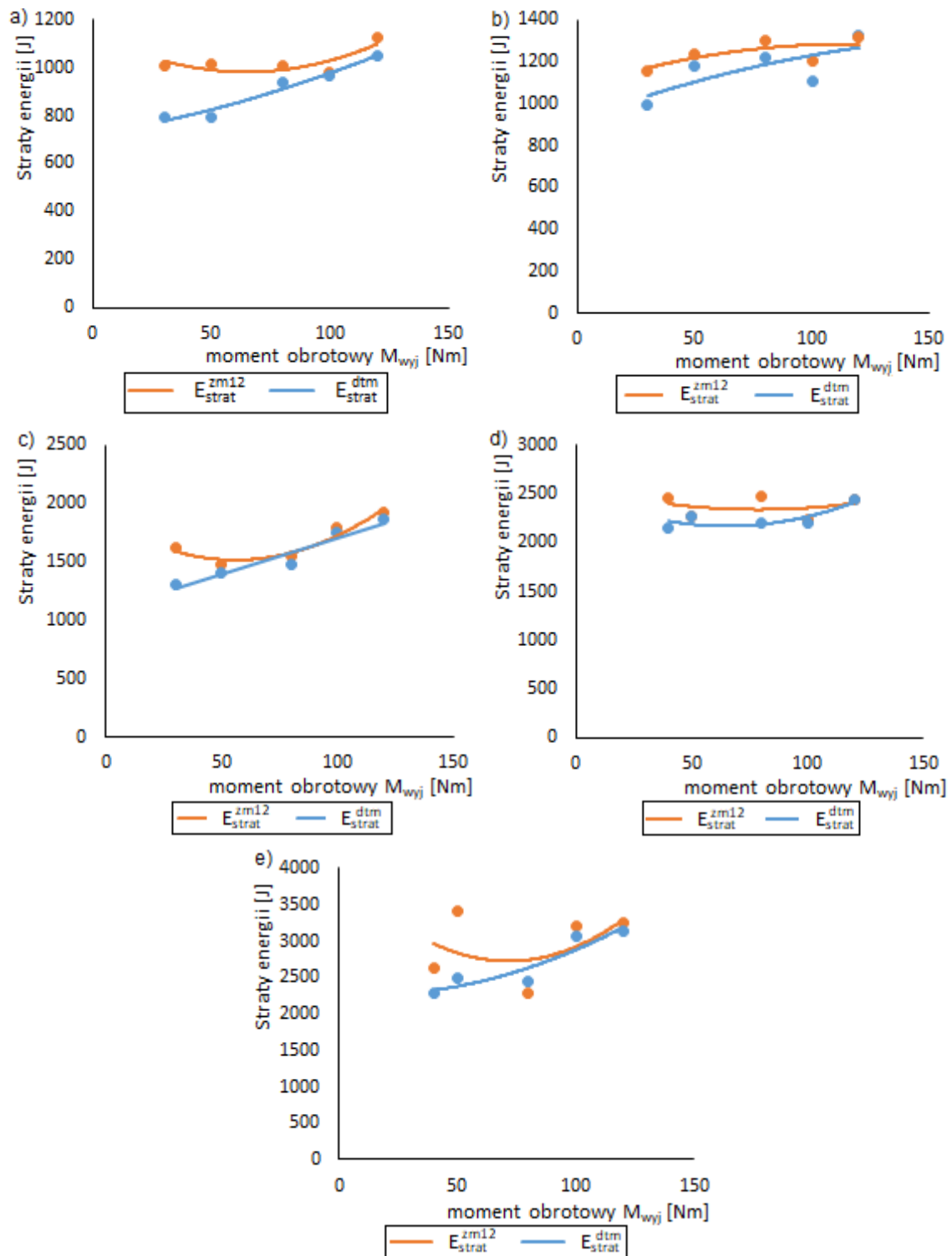
- w czasie zmiany biegu  $t_{dtm}$  (rys. 7.7),
- w czasie uwzględniającym czas zmiany biegu  $t_{dtm}$ , jak i czas  $t_{o12}$  (rys. 7.7).

Dla większej przejrzystości wykresów zamieszczonych w dalszej części pracy serie danych, przyporządkowane wymienionym powyżej przedziałom czasu, nazwano następująco:

- $E_{strat}^{dtm}$  dla zakresu czasu  $t_{dtm}$ ,
- $E_{strat}^{zm12}$  dla zakresu czasu  $t_{dtm} + t_{o12}$ .

Obliczone straty energii przedstawiono na rys. 7.42 a) ÷ e) w funkcji momentu obrotowego  $M_{wyj}$ . Z badań wynika, że straty energii  $E_{strat}^{dtm}$  rosną wraz z obciążeniem  $M_{wyj}$  przekładni. Wynika to z większego tarcia w łożyskach i uszczelnieniach, dłuższego czasu zmiany biegu  $t_{dtm}$  (rys. 7.36) oraz większej ilości energii traconej w załączonym sprzęgle S2, dla którego strumień strat energii jest iloczynem przenoszonego momentu i względnej prędkości kątowej współpracujących elementów tj. płytek sprzęgłowych [31]. Niekorzystny wpływ prędkości obrotowych na straty  $E_{strat}^{dtm}$  i  $E_{strat}^{zm12}$  obserwowany jest na przedstawionych charakterystykach (rys. 7.42).

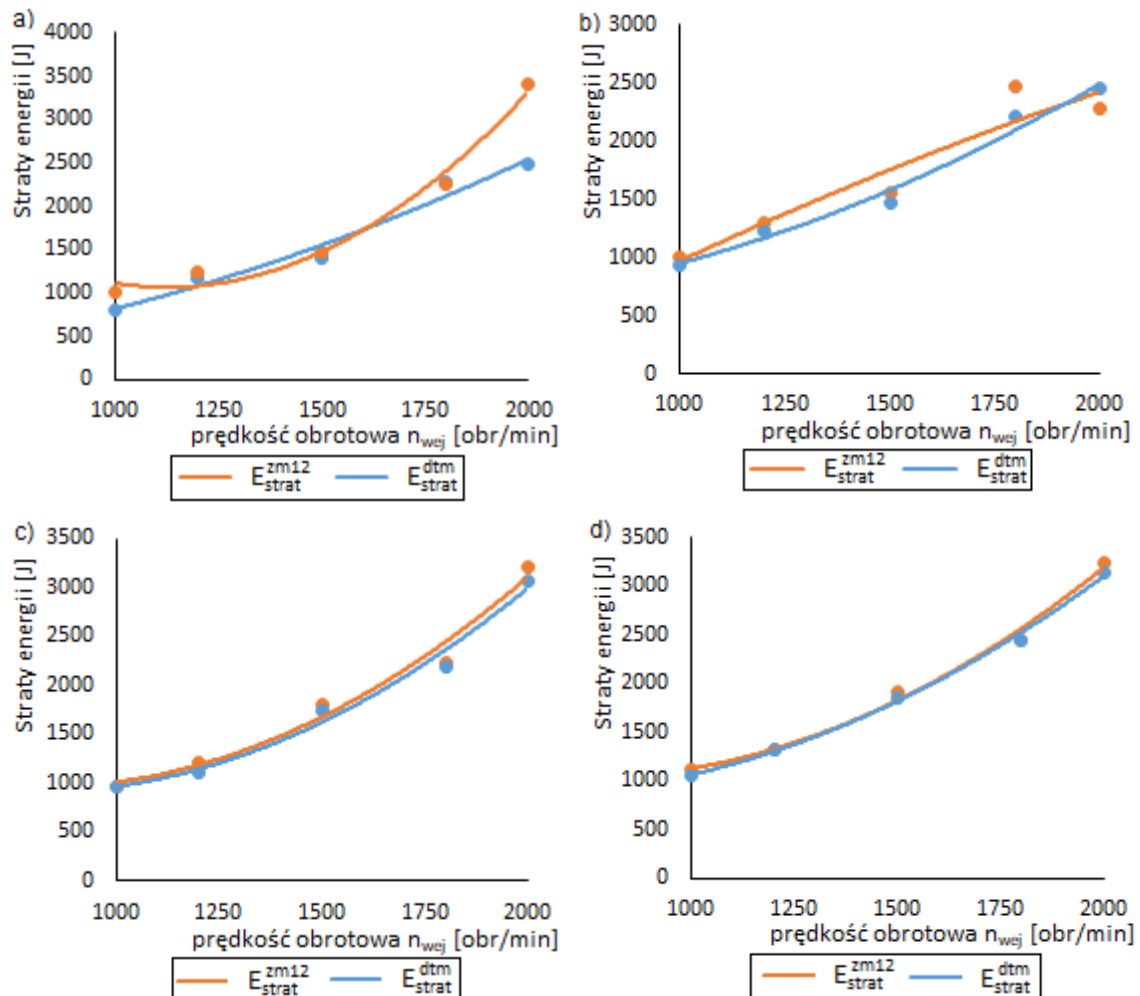
Straty energii  $E_{strat}^{zm12}$  uwzględniają względem strat  $E_{strat}^{dtm}$  dodatkową energię podczas rozłączania sprzęgła S1 w przedziale czasu  $t_{o12}$ . Straty energii  $E_{strat}^{zm12}$  rosną wraz ze wzrostem obciążeń  $M_{wyj}$ . Różnice między wartościami strat  $E_{strat}^{dtm}$  i  $E_{strat}^{zm12}$  zmniejszają się dla wyższych wartości momentu obrotowego  $M_{wyj}$ . Jest to rezultatem krótszych czasów rozłączania sprzęgła (rys. 7.39).



**Rys. 7.42:** Charakterystyki strat energii podczas zmiany biegu z I na II: a) dla prędkości  $n_{wej} = 1000 \frac{obr}{min}$ , b) dla prędkości  $n_{wej} = 1200 \frac{obr}{min}$ , c) dla prędkości  $n_{wej} = 1500 \frac{obr}{min}$ , d) dla prędkości  $n_{wej} = 1800 \frac{obr}{min}$ , e) dla prędkości  $n_{wej} = 2000 \frac{obr}{min}$ .

Straty energii w funkcji prędkości obrotowej  $n_{wej}$  dla czterech wybranych momentów obrotowych  $M_{wyj}$  mierzonych przed zmianą biegu, pokazano na wykresach zamieszczonych na rys. 7.43. Wpływ prędkości obrotowej jest znaczący, gdyż straty mogą osiągać trzykrotnie wyższe wartości (rys. 7.43 c) i 7.43 d)) dla prędkości obrotowej  $n_{wej} = 2000 \frac{obr}{min}$  niż dla  $1000 \frac{obr}{min}$ . Wyniki badań eksperymentalnych przedstawiają znaczną nieliniowość strat w funkcji prędkości obrotowej  $n_{wej}$ .





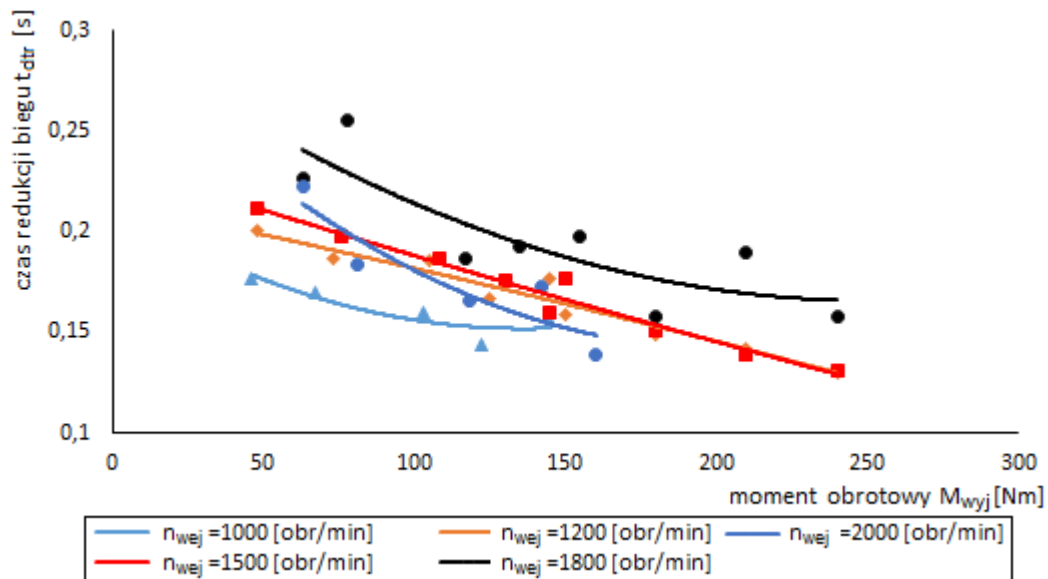
Rys. 7.43: Charakterystyki strat energii podczas zmiany biegu z I na II w funkcji prędkości obrotowej  $n_{wej}$ : a) dla momentu obrotowego  $M_{wyj} = 50 Nm$ , b) dla momentu obrotowego  $M_{wyj} = 80 Nm$ , c) dla momentu obrotowego  $M_{wyj} = 100 Nm$ , d) dla momentu obrotowego  $M_{wyj} = 120 Nm$ .

## 7.4.2 Analiza wielkości fizycznych występujących w trakcie redukcji biegu

Parametry, które zostały wyznaczone na podstawie badań przekładni w czasie procesów redukcji biegu przedstawiono w takiej samej kolejności, jak wyniki badań przekładni podczas zmiany z biegu I na II. Pominięto tu charakterystyki w funkcji prędkości obrotowej  $n_{wej}$ . Wynika to z zastosowanej metodyki badań oraz wykorzystania, jako obciążenia przekładni, układu hydraulicznego z zaworem przelewowym.

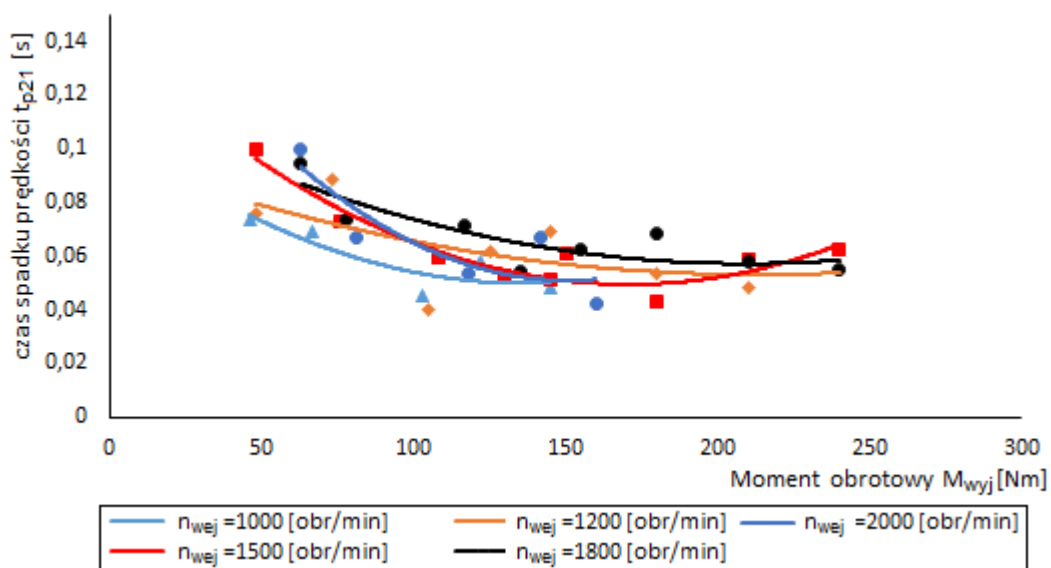
### 7.4.2.1 Czasy redukcji biegu

Charakterystyki czasu redukcji biegu  $t_{dtr}$  w funkcji momentu obrotowego  $M_{wyj}$  przedstawiono na rys. 7.44. Wyniki badań doświadczalnych zostały aproksymowane funkcjami kwadratowymi. Funkcje te uzyskują dobrą zgodność z wynikami badań. Największe różnice między wynikami badań a funkcją aproksymującą obserwuje się dla prędkości  $n_{wej} = 1800 \frac{obr}{min}$  ( $R^2 = 0,7$ ), jednak rozbieżności te nie przekraczają  $0,04 s$  (pozostałe współczynniki korelacji  $R^2 > 0,83$ ). Czasy  $t_{dtr}$  mają mniejsze wartości od czasów  $t_{dtm}$  (rys. 7.35). Czasy te maleją wraz ze wzrostem momentu obrotowego  $M_{wyj}$ . Jest to zgodne z przypuszczeniami, gdyż układ hydrauliczny związany z pompą obciążającą pełni rolę hamulca dla przekładni (rys. 7.1). W przypadku braku lub rozłączenia napędu, hydrauliczny układ obciążający wymusza zatrzymanie wału wyjściowego przekładni.



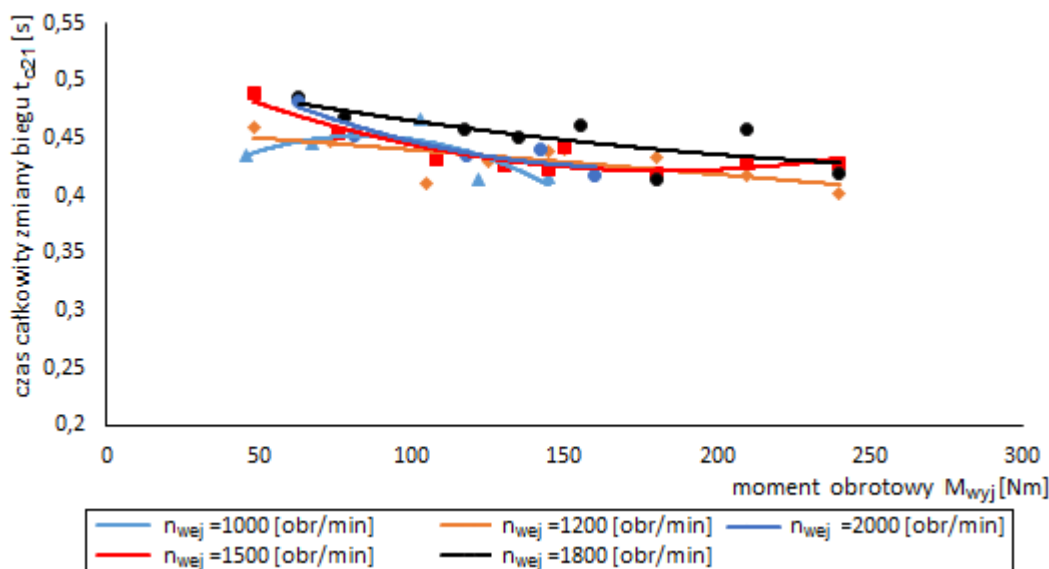
Rys. 7.44: Czas zmiany biegu  $t_{dtr}$  w funkcji momentu obrotowego  $M_{wyj}$ .

Wyznaczone czasy spadku prędkości obrotowej  $t_{p21}$  zostały przedstawione na rys. 7.45. Wartości czasów mieszczą się w zakresie  $0,04 \div 0,11$  s. Wyniki badań eksperymentalnych pokazują, że wraz ze wzrostem momentu obciążającego  $M_{wyj}$  występują mniejsze wartości czasów  $t_{p21}$ . Tym samym potwierdza to zaproponowany model matematyczny przekładni (wzór (6.81)).



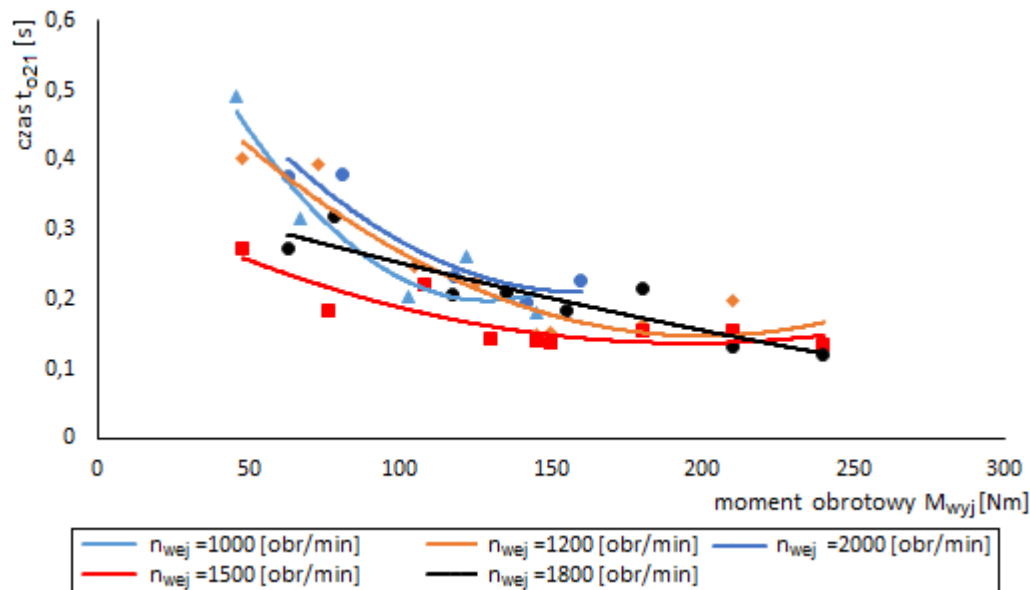
Rys. 7.45: Czas spadku prędkości obrotowej  $t_{p21}$  w funkcji momentu obciążającego  $M_{wyj}$ .

Kształty funkcji aproksymujących czasów  $t_{c21}$ , przedstawione na rys. 7.46, są zbliżone do charakterystyk  $t_{dtr}$  (rys. 7.44), co jest oczekiwane w związku ze sposobem wyznaczenia czasu całkowitego (rys. 7.7). Całkowite czasy zmiany biegu  $t_{c21}$  nieprzekraczające  $0,5$  s są o ponad  $0,1$  s krótsze względem czasów  $t_{c12}$  (rys. 7.38). Różnice między wartościami najdłuższych i najkrótszych czasów dla każdej z serii nie przekraczają  $0,08$  s, co stanowi różnicę mniejszą niż 20% minimalnej wartości czasu  $t_{c21}$ .



Rys. 7.46: Całkowity czas zmiany biegu  $t_{o21}$  w funkcji momentu obrotowego  $M_{wyj}$ .

Charakterystyki czasów rozłączania sprzęgła  $S2$   $t_{o21}$  przedstawiono na rys. 7.47. Kształt charakterystyk jest zbliżony do przebiegów  $t_{o12}$  wyznaczonych dla zmiany przełożenia z biegu pierwszego na drugi (rys. 7.39). Różnicą jest znacząco większe wartości omawianych czasów, przekraczające dla każdego przypadku 0,1 s. Prawdopodobnymi przyczynami tych różnic jest zwiększone tarcie w siłowniku sprzęgła rozłączanego  $S2$ , skutkujące dłuższym całkowitym rozłączeniem sprzęgła.

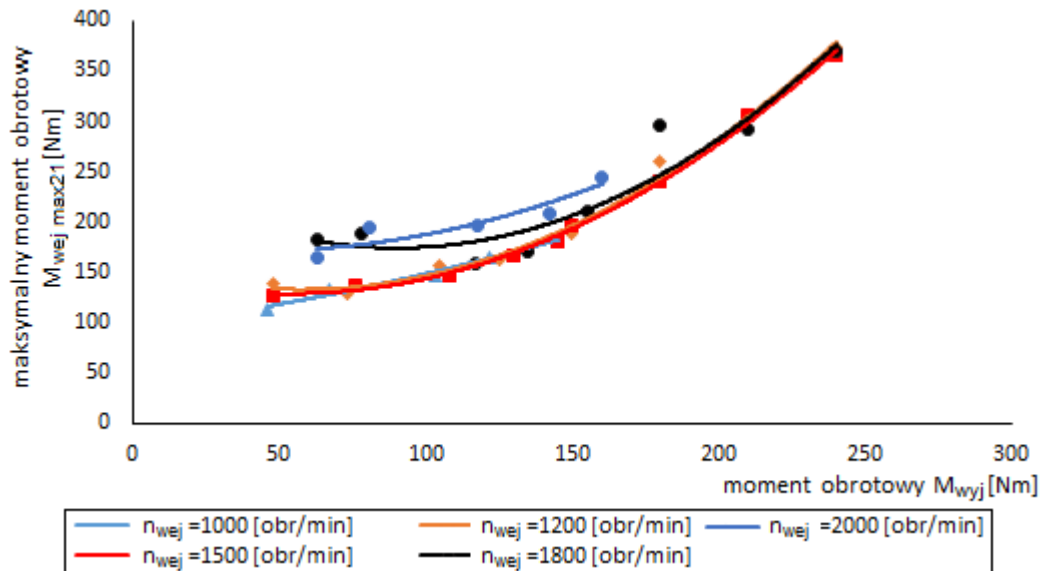


Rys. 7.47: Czasy  $t_{o21}$  rozłączania sprzęgła  $S2$  w funkcji momentu obrotowego  $M_{wyj}$ .

#### 7.4.2.2 Maksymalne momenty obrotowe wału wejściowego podczas redukcji biegu

Rys. 7.48 przedstawia charakterystyki maksymalnego momentu obrotowego  $M_{wej\ max21}$  wału wejściowego. Wyznaczone przebiegi pokazują znaczny wpływ momentu  $M_{wyj}$  na maksymalny moment obrotowy  $M_{wej\ max21}$  na wale napędowym. Rejestrowane wartości osiągają wartości bliskie  $400\ Nm$  dla momentu obrotowego  $M_{wyj} = 240\ Nm$  na wale wyjściowym przekładni. Są to bardzo wysokie wartości, jednak biorąc pod uwagę charakterystykę układu obciążającego oraz zdecydowanie większą bezwładność pojazdów mobilnych oczekiwać można znacznie mniejszych pików momentów obrotowych (rys. 7.1). Przy założeniu takiego samego obciążenia  $M_{wyj}$  układy o większej bezwładności charakteryzować się będą mniejszym opóźnieniem  $\varepsilon_{wyj}$  w trakcie

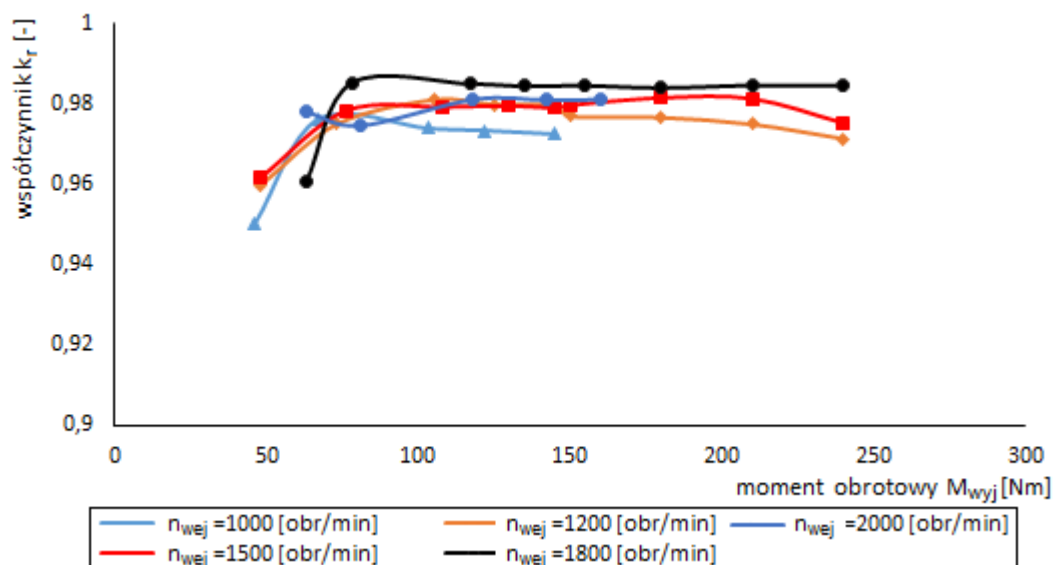
redukcji biegu. Oczekuje się, iż podczas redukcji biegu układu obciążającego o większej bezwładności nie wystąpi spadek prędkości obrotowej  $n_{wyj}$  poniżej prędkości obrotowej docelowego biegu (biegu I), a tym samym tak wysokie piki momentu  $M_{wej\ max21}$ . Dla prędkości nieprzekraczających  $n_{wej} = 1500 \frac{obr}{min}$  nie obserwuje się wpływu prędkości obrotowej  $n_{wej}$  na wartości skoków momentu obrotowego  $M_{wej\ max21}$ . Dla momentów  $M_{wyj}$  mniejszych od ok. 170 Nm przebiegi  $M_{wej\ max21} = f(M_{wyj})$  dla prędkości 1800 i 2000  $\frac{obr}{min}$  osiągają wyższe wartości od pozostałych funkcji. Jest to efekt większych oporów ruchu w przekładni dla większych prędkości  $n_{wej}$ .



Rys. 7.48: Maksymalne momenty obrotowe  $M_{wej\ max21}$  zarejestrowane podczas redukcji biegu w funkcji momentu obciążającego  $M_{wyj}$ .

#### 7.4.2.3 Minimalne prędkości obrotowe wału wyjściowego podczas redukcji biegu

Na rys. 7.49 przedstawiono wartości współczynnika  $k_r$  (wzór 7.4) w funkcji obciążenia przekładni  $M_{wyj}$ . Minimalne prędkości obrotowe  $n_{min21}$  zmierzone na wałe wyjściowym są zbliżone w pełnym zakresie wykonanych badań do prędkości obrotowej na docelowym przełożeniu. Różnice między prędkościami wynikającymi z przełożenia, a zarejestrowanymi nie przekraczają 5%. Dlatego stwierdzono, iż wybrane opóźnienie czasowe między sterowanymi zaworami (podroz. 7.3.3) jest dobrane odpowiednio.



Rys. 7.49: Charakterystyki współczynnika  $k_r$  w funkcji momentu obrotowego  $M_{wyj}$ .

#### 7.4.2.4 Straty energii podczas redukcji biegu

Straty energii, które wystąpiły podczas redukcji biegu przedstawiono na rys. 7.50. Charakterystyki zostały przedstawione w funkcji momentu obrotowego  $M_{wyj}$ . Podobnie jak dla analizy wyników podczas zmiany przełożenia z biegu pierwszego na drugi (podroz. 7.4.1.4) rozpatrzono straty energii w:

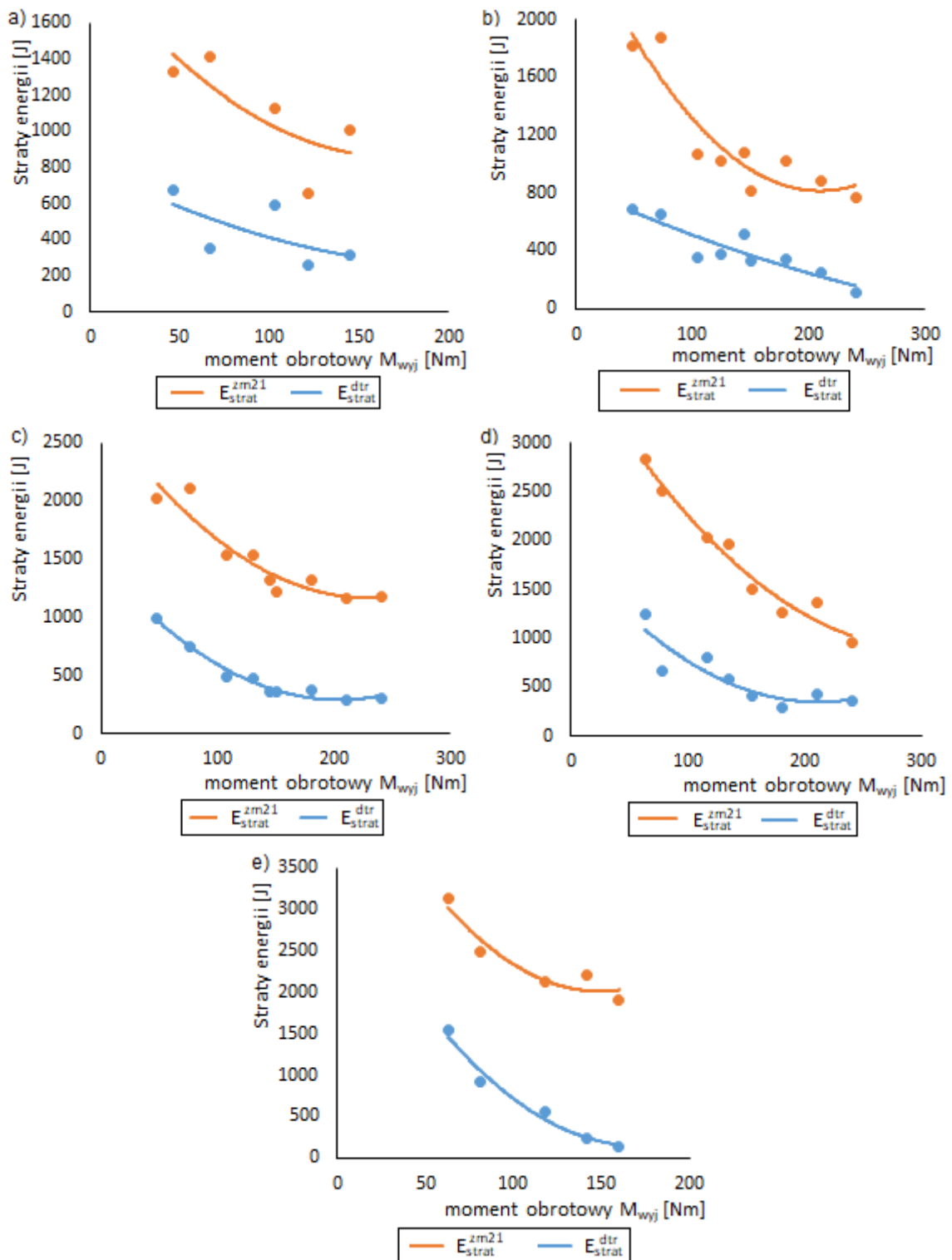
- w czasie redukcji biegu  $t_{dtr}$  (rys. 7.7),
- w czasie uwzględniającym czas redukcji biegu  $t_{dtr}$ , jak i czas rozłączania sprzęgła  $t_{o12}$  (rys. 7.7),

dla których wprowadzono oznaczenia strat energii poprawiające przejrzystość wykresów, tj.:

- $E_{strat}^{dtr}$  dla czasu  $t_{dtr}$ ,
- $E_{strat}^{zm21}$  dla czasu wynoszącego  $t_{dtr} + t_{o21}$ .

Straty energii  $E_{strat}^{dtr}$  na rys. 7.50 a), b) i e) maleją wraz ze wzrostem obciążenia przekładni  $M_{wyj}$ . Wynika to z krótszego okresu zmiany biegu  $t_{dtr}$  (rys. 7.44), który nawet dla większych wartości momentu obrotowego  $M_{wyj}$  skutkuje zmniejszającymi się stratami  $E_{strat}^{dtr}$ . Natomiast na rys. 7.50 c) ÷ d) straty maleją dla momentów  $M_{wyj}$  mniejszych od około 150 Nm. Powyżej tego obciążenia nie obserwuje się istotnych zmian w stratach. Dla takich parametrów pracy przekładni straty związane z coraz krótszym czasem  $t_{dtr}$  bilansują się z rosnącym wpływem strat wynikających m.in. z oporów ruchu.

Dla charakterystyk strat energii  $E_{strat}^{zm21}$  (które mają kształt paraboli) rosnące obciążenie  $M_{wyj}$  wpływa na zmniejszenie strat. Wynika to z coraz krótszych czasów  $t_{dtr}$ ,  $t_{c21}$ ,  $t_{o21}$  (rys. 7.44 ÷ 7.47) dla wyższych obciążeń  $M_{wyj}$ .



**Rys. 7.50:** Charakterystyki strat energii podczas zmiany biegu z II na I: a) dla prędkości  $n_{wej} = 1000 \frac{obr}{min}$ , b) dla prędkości  $n_{wej} = 1200 \frac{obr}{min}$ , c) dla prędkości  $n_{wej} = 1500 \frac{obr}{min}$ , d) dla prędkości  $n_{wej} = 1800 \frac{obr}{min}$ , e) dla prędkości  $n_{wej} = 2000 \frac{obr}{min}$ .

## 7.5 Wnioski

Przeprowadzone badania konfiguracji sterowania zaworami proporcjonalnymi ZR-P1 i ZR-P2 pozwoliły na ograniczenie wartości maksymalnych momentów obrotowych  $M_{S1max}$  i  $M_{S2max}$  na wale napędowym przekładni podczas załączania sprzęgieł S1 i S2 (rys. 7.15, 7.16). Wytypowane

nastawy sterowania zaworem zapewniły możliwości kształtowania przebiegów ciśnień w siłownikach sprzęgieł  $S1$  i  $S2$ . Wytypowane nastawy wg. których sterowano zaworami przedstawiono w tab. 7.5.

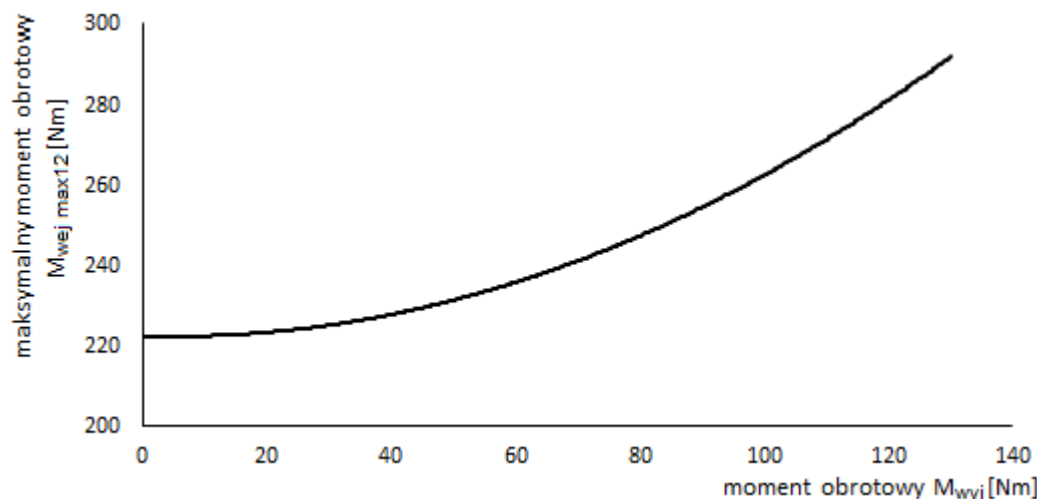
**Tabela 7.5:** Wytypowane nastawy sterowania zaworami  $ZR-P1$  i  $ZR-P2$ .

Zawór $ZR-P1$			Zawór $ZR-P2$		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]	Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	200	160	P1	125	215
P2	330	300	P2	330	215
P3	650	740	P3	580	740
P4	250	130	P4	250	130
P5	750	130	P5	750	130
P6	1250	0	P6	1250	0

Na podstawie wykonanych badań stwierdzono, że zwłoki czasowe  $t_{12}$  i  $t_{21}$ , między sygnałami sterującymi zaworami  $ZR-P1$  i  $ZR-P2$ , w znacznym stopniu wpływają na czasy zmiany przełożenia  $t_{dtm}$  i  $t_{dtr}$  (rys. 7.21 ÷ 7.24, 7.27 ÷ 7.30). Wpływ zadanych zwłok czasowych  $t_{12}$  na wartości skoku momentu obrotowego  $M_{wej\ max12}$  w czasie zmiany z biegu pierwszego na drugi (rys. 7.21, 7.23) jest nieznaczny. Zarejestrowane różnice między wartością maksymalną a minimalną momentu  $M_{wej}$  nie przekroczyły  $46\ Nm$  (rys. 7.21). Natomiast dla redukcji biegu różnice między zarejestrowanymi wartościami momentu  $M_{wej}$  osiągają  $148\ Nm$  (rys. 7.27). Dla wytypowanej wartości zwłoki  $t_{21} = -220\ ms$  wartość momentu  $M_{wej}$  wyniosła  $123,3\ Nm$ . Jest to wartość o ponad  $100\ Nm$  mniejsza od wartości  $M_{wej\ max12}$  dla zmiany z I na II, uzyskanej dla nastawy  $t_{12} = -220\ ms$ .

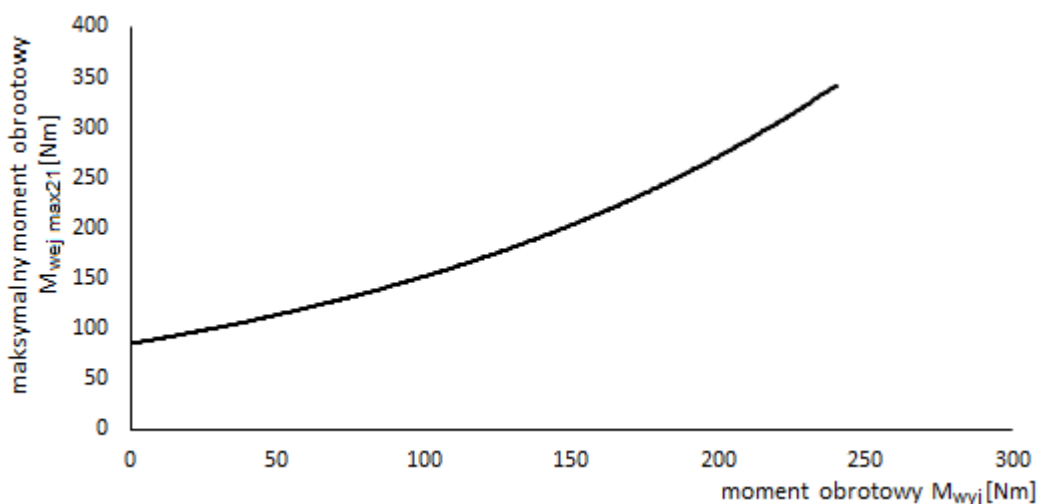
Obserwuje się bardzo dobrą korelację między funkcjami aproksymującymi a wynikami większości serii badań doświadczalnych. Rezultaty badań pokazują, że rosnący moment  $M_{wyj}$  obciążający przekładnię niekorzystnie wpływa na czasy związane ze zmianą z biegu I na II (rys. 7.35 ÷ 7.39). Przeciwny skutek uzyskuje się podczas redukcji biegu, podczas których wzrost obciążenia  $M_{wyj}$  powoduje krótsze czasy  $t_{dtr}$ ,  $t_{p21}$ ,  $t_{c21}$  i  $t_{o21}$  (rys. 7.44 ÷ 7.47). Najdłuższe czasy całkowite  $t_{c12}$  dla zmiany biegu z I na II nie przekraczają  $0,725\ s$ , zaś dla redukcji biegu do  $0,5\ s$ . Czas redukcji biegu  $t_{dtr}$  nie przekracza  $0,26\ s$ , podczas gdy czas zmiany biegu  $t_{dtm}$  z I na II, dla wszystkich wykonanych serii pomiarowych, mieści się w przedziale  $< 0,26; 0,4 > s$ . Uzyskane wyniki są zgodne z opracowanymi modelami matematycznymi (roz. 6.3). Większe obciążenie  $M_{wyj}$  wpływa na dłuższy czas zmiany biegu  $t_{dtm}$  i czas przyrostu prędkości obrotowej  $t_{p12}$  (który zależy od przyspieszenia kąowego  $\varepsilon_{wyj}$ ). Przeciwny wpływ ma to na czas redukcji biegu  $t_{dtr}$  i czas spadku prędkości obrotowej  $t_{p21}$ .

Badania pokazały, iż zarówno obciążenie zewnętrzne  $M_{wyj}$  przekładni, jak i prędkość obrotowa  $n_{wej}$  dla zmiany biegu z I na II nie wpływają znacząco na wartości skoków momentu obrotowego  $M_{wej\ max12}$  (rys. 7.40). Niewielkie różnice między wartościami  $M_{wej\ max12}$  dla różnych parametrów pracy przekładni są zgodne z zależnością wyznaczoną w modelu matematycznym przekładni (wzór (6.72)). Wynika to z wpływu momentów  $M_{S1}$  i  $M_{S2}$  na  $M_{wej}$ , które w stanach nieustalonych nie zależą od obciążenia  $M_{wyj}$ . Rys. 7.51 przedstawia typową zależność maksymalnego momentu obrotowego  $M_{wej\ max12}$  w funkcji obciążenia  $M_{wyj}$  dla zmiany biegu z I na II. Nieliniowość charakterystyk wynika m. in. z wpływu oporów ruchu (w łożyskach i uszczelnieniach, ruch kół w cieczy itp.).



**Rys. 7.51:** Typowa charakterystyka maksymalnego momentu  $M_{wej\ max12}$  na wale napędowym przekładni w funkcji momentu  $M_{wyj}$  obciążającego przekładnię dla zmiany biegu z I na II.

Stosunkowo długi czas rozłączania sprzęgła  $S2\ t_{o21}$  niekorzystnie wpływa na wartości skoków momentu obrotowego i strat energii podczas redukcji biegu. Maksymalne wartości momentu obrotowego  $M_{wej\ max21}$  bliskie  $400\ Nm$  stanowią ponad 166% wartości momentu obciążającego  $M_{wyj}$  nastawionego przed zmianą przełożenia ( $M_{wyj} = 240\ Nm$ ) (rys. 7.48). Wyniki badań pokazują, iż dla takiego samego obciążenia  $M_{wyj}$  wpływ prędkości obrotowych  $n_{wej}$  na piki momentu obrotowego uwidacznia się dla prędkości wyższych od  $1500\ \frac{obr}{min}$ . Jednak wraz ze wzrostem momentu  $M_{wyj}$  różnice między wartościami  $M_{wyj\ max12}$  dla prędkości  $n_{wej}$  większych od  $1500\ \frac{obr}{min}$ , a wartościami dla prędkości 1000, 1200 i  $1500\ \frac{obr}{min}$  maleją. Typową charakterystykę maksymalnego momentu  $M_{wej\ max21}$  w funkcji obciążenia  $M_{wyj}$  przedstawiono na rys. 7.52. Tak wysokie skoki momentu obrotowego niekorzystnie wpływają na poszczególne części przekładni, w związku z występowaniem przeciążeń o charakterze dynamicznym.



**Rys. 7.52:** Typowa charakterystyka maksymalnego momentu  $M_{wej\ max21}$  na wale napędowym przekładni w funkcji momentu  $M_{wyj}$  obciążającego przekładnię w czasie redukcji biegu.

Podczas badań na stanowisku laboratoryjnym zmiany przełożenia skutkowały różnym obciążeniem  $M_{wyj}$  przekładni (rys. 7.19, 7.20, 7.25, 7.26), związanym z nieidealną charakterystyką przepływową zaworu przelewowego umieszczonego w gałęzi tłocznej pompy obciążającej (rys. 7.1) [61, 77]. W maszynie mobilnej obciążenie zewnętrzne przekładni  $M_{wyj}$  w trakcie zmiany biegów będzie na stałym poziomie. Stałe obciążenie  $M_{wyj}$  będzie niekorzystnie na wymagany moment obrotowy  $M_{wej}$ . Moment obrotowy  $M_{wej}$  będzie wyższy, a straty energii również. Biorąc pod uwagę dodatkowo maksymalny moment obrotowy założonego silnika spalinowego równy  $271\ Nm$  oraz wartości momentu  $M_{wej\ max21}$  sięgające  $400\ Nm$ , przypuszcza się, iż redukcja biegu będzie trwać dłużej



niż uzyskane wyniki na stanowisku laboratoryjnym.

Wyznaczone straty energii dla zmiany przełożenia z biegu pierwszego na drugi w okresie  $t_{dtm}$  oraz dla redukcji biegu o okresie  $t_{dtr}$  różnią się znacząco dla wszystkich prędkości obrotowych wału wejściowego  $n_{wej}$ . Wartości strat energii podczas zmiany z biegu I na II dla skrajnych prędkości obrotowych różnią się blisko trzykrotnie (rys. 7.42). Głównym powodem tego efektu jest równoczesne załączenie obu sprzęgieł ciernych, które skutkuje poślizgiem w tych sprzęgłach oraz większe straty mechaniczne w uszczelnieniach i łożyskach przy wyższych prędkościach obrotowych.

---

# Badania eksperymentalne sprzęgieł wielopłytkowych

---

Modele matematyczne przedstawione w rozdziale 6 pokazują istotny wpływ momentów obrotowych przenoszonych przez sprzęgła na moment obrotowy występujący na wale napędowym przekładni mechanicznej. Wpływ ten został potwierdzony badaniami eksperymentalnymi przekładni mechanicznej. Model matematyczny sprzęgła wielopłytkowego pokazuje, że jego konstrukcja oraz liczba elementów ciernych wpływa na maksymalny moment obrotowy przenoszony przez to sprzęgło.

W niniejszym rozdziale szczegółowo opisano stanowisko badawcze, metodykę badań i warianty płytek sprzęgłowych, które zostały poddane badaniom. Wyniki badań doświadczalnych zostały zestawione z wynikami badań analitycznych sprzęgieł, co pokazało wyższą korelację proponowanego modelu matematycznego względem dotychczas znanych modeli. Wszystkie badania opisane w niniejszym podrozdziale wykonano w laboratorium Zakładu Hydrauliki i Pneumatyki PG.

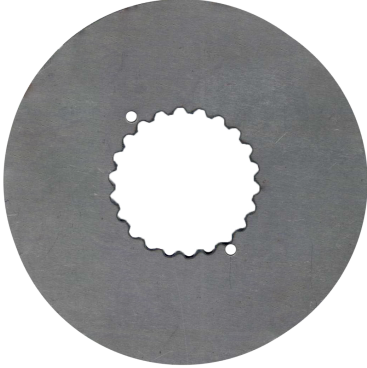
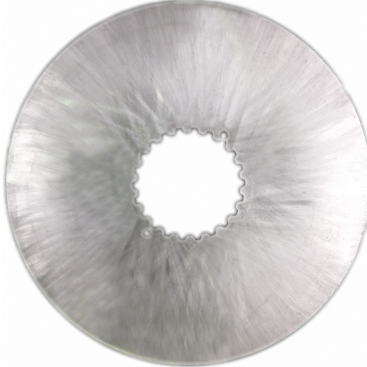

## 8.1 Opis badań sprzęgieł wielopłytkowych

Przeprowadzono badania eksperymentalne sprzęgieł o różnych wartościach współczynnika  $r_{st} = \frac{R_w}{R_z}$ . Celem badań było określenie wpływu liczby powierzchni ciernych sprzęgła  $n$  na przenoszony moment obrotowy.

### 8.1.1 Parametry płytek sprzęgłowych



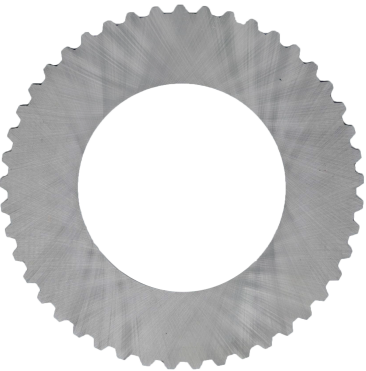
Przedmiotem badań było sprzęgło z płytkami sprzęgłowym wewnętrznymi wykonanymi ze stali oraz płytki zewnętrzne stalowe bez okładzin ciernych oraz z okładzinami ciernymi. Płytki te zostały wykorzystane w przekładni mechanicznej (roz. 3). Parametry płytek sprzęgłowych wykorzystanych w badaniach przedstawiono w tabeli 8.1 i 8.2. Płytki wykonane zostały z stosunkowo miękkiej stali konstrukcyjnej S355J2, tak by możliwe efekty zużycia były bardziej intensywne. Płytki wewnętrzne wykonano w trzech wariantach średnic zewnętrznych  $D_w$ . Płytki o średnicy zewnętrznej  $D_w = 115 \text{ mm}$  wykonano w trzech wariantach różnych grubości (tab. 8.1).

**Tabela 8.1:** Wymiary płytek ciernych wewnętrznych wykorzystanych podczas badań.

Płytką wewnętrzną	Zdjęcie
średnica zewnętrzna $D_z = 88,9 \text{ mm}$ , grubość płytki: $2,5 \text{ mm}$	
średnica zewnętrzna $D_z = 101,9 \text{ mm}$ , grubość płytki: $2 \text{ mm}$	
średnica zewnętrzna $D_z = 115 \text{ mm}$ , grubości płytki: $1, 1,5$ oraz $2 \text{ mm}$	

Płytki zewnętrzne wykonano w trzech wariantach średnic wewnętrznych  $D_w$ . Płytki o średnicy wewnętrznej  $D_w = 80 \text{ mm}$  wykonano o trzech różnych grubościach. Pogrupowane informacje dotyczące wymiarów poszczególnych płytek wraz z ich zdjęciami przedstawiono w tab. 8.2.

**Tabela 8.2:** Wymiary płytek ciernych zewnętrznych wykorzystanych podczas badań.

Płytką zewnętrzną	Zdjęcie
średnica wewnętrzna $D_w = 46 \text{ mm}$ , grubość płytki: $2,5 \text{ mm}$	
średnica wewnętrzna $D_w = 65 \text{ mm}$ , grubość płytki: $2 \text{ mm}$	
średnica wewnętrzna $D_w = 80 \text{ mm}$ , grubości płytki: $1, 1,5$ oraz $2 \text{ mm}$	

Płytki sprzęgłowe, których wymiary przedstawiono w tab. 8.1 i 8.2, umożliwiają badania w przedziale stosunku średnic  $r_{st}$  od 0,4 dla:

- płytki wewnętrznej o średnicy zewnętrznej  $D_z = 115 \text{ mm}$ ,
  - płytki zewnętrznej o średnicy wewnętrznej  $D_w = 46 \text{ mm}$ ,
- do  $r_{st} = 0,9$  dla:

- płytki wewnętrznej o średnicy zewnętrznej  $D_z = 88,9 \text{ mm}$ ,
- płytki zewnętrznej o średnicy wewnętrznej  $D_w = 80 \text{ mm}$ .

Badania sprzęgieł wykonano jednak w mniejszym zakresie średnic  $r_{st}$ , od 0,52 do 0,79, co spowodowane było przedczesnym zniszczeniem płytek wewnętrznych o średnicy zewnętrznej  $D_z = 88,9 \text{ mm}$  (rozdział 8.3.4).

Wielowypust płytek wewnętrznych oznaczono zgodnie z normą DIN 5480 - N 36x1,5x22x9H, a oznaczenie wielowypustu zewnętrznego miało postać DIN 5480 - W 140x3x45x8f [4]. Dane płytek przedstawiono w tab. 8.3. Wielowypusty płytek wykonywane metodą dłutowania, a powierzchnie cierne płytek były szlifowane.

Tabela 8.3: Wybrane dane techniczne płytek ciernych wykorzystanych podczas badań.

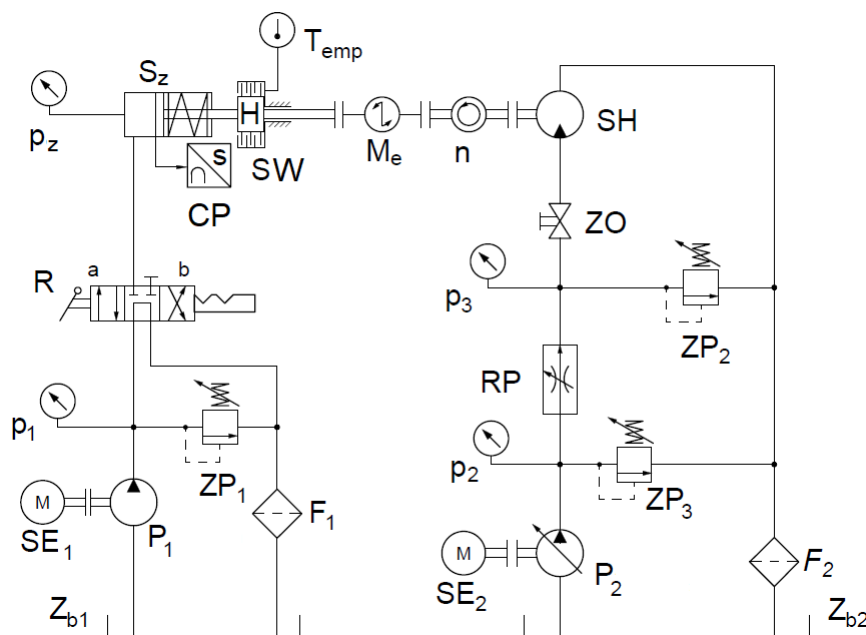
	Płytki cierne z wielowypustem wewnętrznym	Płytki cierne z wielowypustem zewnętrznym
Kąt przyporu wielowypustu	30°	30°
Liczba zębów wielowypustu	od 22	45
Moduł zębów	1.5 mm	3 mm
Średnica podziałowa $d_p$ wielowypustu	33 mm	135 mm
Norma wielowypustu	DIN 5480	DIN 5480
Profil	płaski	płaski
Materiał cierny	stal S355J2	stal S355J2
Twardość powierzchni	< 180 HB	< 180 HB
Chropowatość powierzchni ciernych [ $\mu m$ ]	$Ra < 1,25$	$Ra < 1,25$
Chropowatość powierzchni wielowypustu [ $\mu m$ ]	$Ra < 2,5$	$Ra < 2,5$

Przeprowadzono również badania płytek sprzęgłowych zastosowanych w przekładni mechanicznej. Płytki te zostały opisane w roz. 3.3 niniejszej pracy.

### 8.1.2 Stanowisko do badania sprzęgieł wielopłytkowych

Schemat układu hydraulicznego stanowiska pomiarowego do badania sprzęgieł wielopłytkowych, przedstawiono na rys. 8.1. Układ ten zawierał dwa niezależne od siebie podukłady. Pierwszy odpowiadał za zasilanie silownika  $S_z$ , natomiast drugi za zasilanie silnika  $SH$ . W podukładzie zasilania silownika  $S_z$  zastosowano rozdzielacz  $4/3 R$  sterowany dźwignią do sterowania kierunkiem ruchu tłoka silownika  $S_z$ . Lewe położenie  $a$  rozdzielacza  $R$ , umożliwiała połączenie komory silownika  $S_z$  z gałęzią tłoczną pompy  $P_1$ , co powodowało zacisk sprzęgła  $SW$ . W tym czasie ciśnienie  $p_z$  w komorze silownika  $S_z$  podczas zacisku sprzęgła  $SW$  zależne było od nastawy zaworu  $ZP_1$ . Rozdzielacz  $R$  w położeniu  $b$  łączył komorę silownika  $S_z$  ze zbiornikiem  $Z_{b1}$ . Sprężyny silownika jednostronnego działania  $S_z$  powodowały wycofanie tłoka tego silownika do skrajnego położenia.

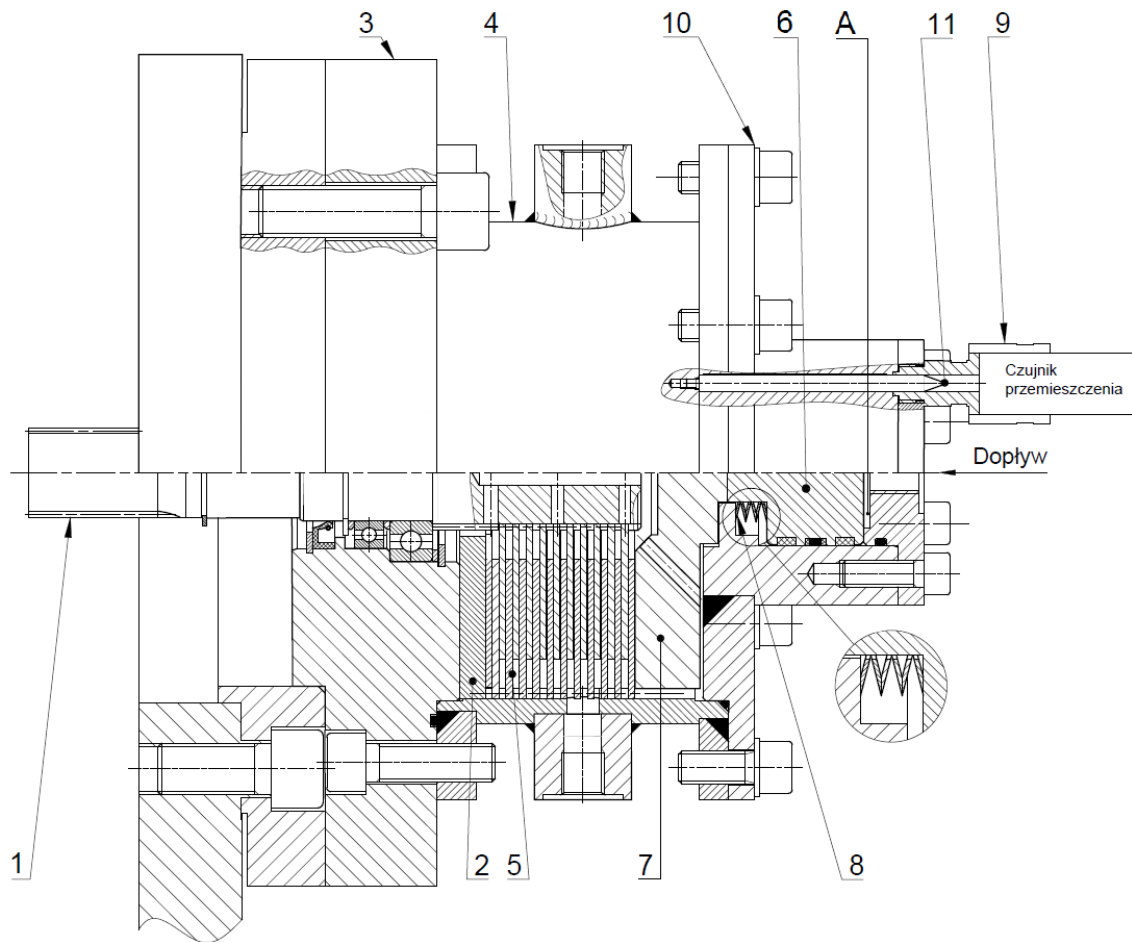
Podukład zasilający silnik hydrauliczny  $SH$  wyposażono w dwudrogowy regulator przepływu  $RP$  połączony szeregowo z tym silnikiem. Przedstawiony układ dławieniowy wymagał zaworu przelewowego  $ZP_1$ , umieszczonego równolegle do regulatora przepływu, którego funkcją było utrzymanie ciśnienia  $p_2$  i umożliwienie przepływu nadmiaru cieczy tłoczonej przez pompę  $P_2$  z powrotem do zbiornika. Zastosowanie regulatora przepływu  $RP$ , zamiast popularnego zaworu dławiącego zapewniło większą stabilizację prędkości obrotowej silnika  $SH$  w czasie badań momentu szczytkowego lub podczas procesu nasmarowania powierzchni ciernych. Maksymalny moment obrotowy  $M_e$ , którym mógł zostać obciążony silnik hydrauliczny  $SH$  zależał od nastawy zaworu maksymalnego  $ZP_2$ . Podczas badań maksymalnego momentu obrotowego przenieszonego przez sprzęgło  $SW$  zaworem tym zwiększano moment obrotowy aż do momentu wystąpienia poślizgu na sprzęgle.



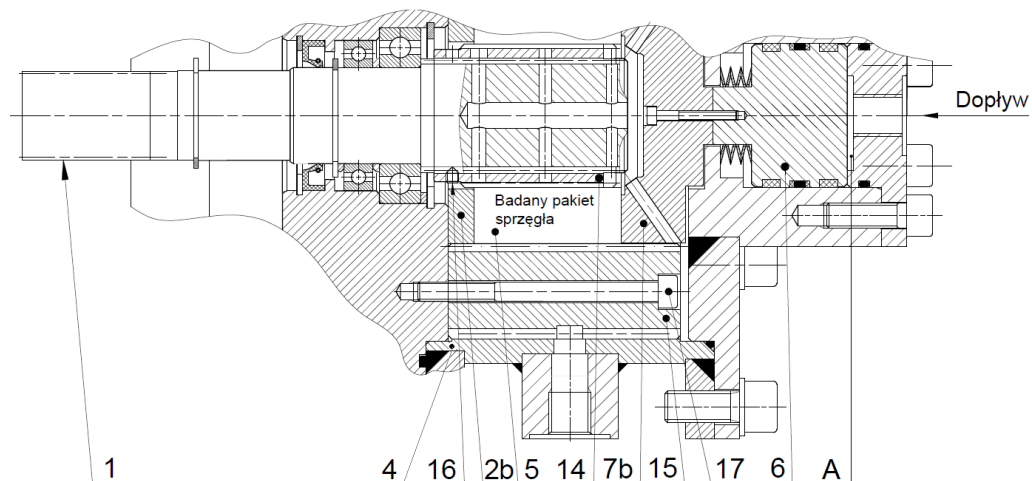
**Rys. 8.1:** Schemat hydrauliczny stanowiska do badania sprzęgieł wielopłytkowych: *CP* - czujnik położenia, *SE<sub>1</sub>*, *SE<sub>2</sub>* - silniki elektryczne, *P<sub>1</sub>*, *P<sub>2</sub>* - pompy, *Z<sub>b1</sub>*, *Z<sub>b2</sub>* - zbiorniki, *S<sub>z</sub>* - siłownik, *SH* - silnik hydrauliczny, *ZO* - zawór odcinający, *ZP<sub>1</sub>*, *ZP<sub>2</sub>*, *ZP<sub>3</sub>* - zawór przelewowy, *F<sub>1</sub>*, *F<sub>2</sub>* - filtry, *T<sub>emp</sub>* - przetwornik temperatury, *M<sub>e</sub>* - momentomierz, *n* - czujnik prędkości obrotowej, *R* - rozdzielacz, *RP* - dwudrogowy regulator przepływu, *p<sub>z</sub>*, *p<sub>1</sub>* ÷ *p<sub>3</sub>* - przetworniki ciśnienia, *SW* - sprzęgło wielopłytkowe.

Stanowisko badawcze, zaprojektowane od podstaw przez autora pracy, umożliwiło badanie sprzęgieł o szerokim zakresie wymiarów płytek ciernych [18]. Na rys. 8.2 przedstawiono pół widok - półprzekrój przyrządu do badania sprzęgieł ciernych. Zapewnienie zacisku badanych, różnych pakietów sprzęgieł 5 wymagało umieszczenia odpowiedniej grubości dystansu między płytą blokującą 2 a pokrywą 3. Siła osiowa była wywierana przez tłok 6 na tarczę dociskającą 7, która z kolei znajdowała się w kontakcie z pakietem tarcz 5. Siła osiowa zależała od ciśnienia w komorze *A* oraz ugięcia pakietu sprężyn 8, mierzonego czujnikiem przemieszczenia. Ruch powrotny tłoka 6 oraz tarczy dociskowej 7 występował na skutek siły sprężystości pakietu sprężyn talerzowych 8 opierających się na obudowie tłoka 10 oraz na powierzchni czołowej tłoka 6. W skład przyrządu wchodziło sześć sprężyn 03511850 firmy Sodemann, ułożonych w pakiet X. Ułożenie to odpowiada połączeniu szeregowemu sprężyn śrubowych, w którym współczynnik sztywności pakietu jest mniejszy niż pojedynczej sprężyny. Moment obrotowy przenoszony był przez wał napędowy 1 połączony z silnikiem hydraulicznym (rys. 8.1) na utwierdzonej ostoję 3 przez pakiet płytek sprzęgłowych 5.

Aby wykonać badania sprzęgieł zastosowanych w przekładni mechanicznej dokonano zmian w konstrukcji przyrządu (rys. 8.3). Zaprojektowano dwie tuleje przejściowe, z których jedna, 15, współpracowała z piastą 4, a druga, 14 była połączona wielowypustem z wałem 1 i zabezpieczona przed przesunięciem osiowym wkrętem 16. Wymienione elementy pełniły funkcję pośrednią, umożliwiając umieszczenie płytek sprzęgłowych przekładni w przyrządzie i wykonanie ich badań. Zaprojektowano dodatkowo drugie warianty tarczy blokującej 2*b* oraz tarczy dociskowej 7*b*.

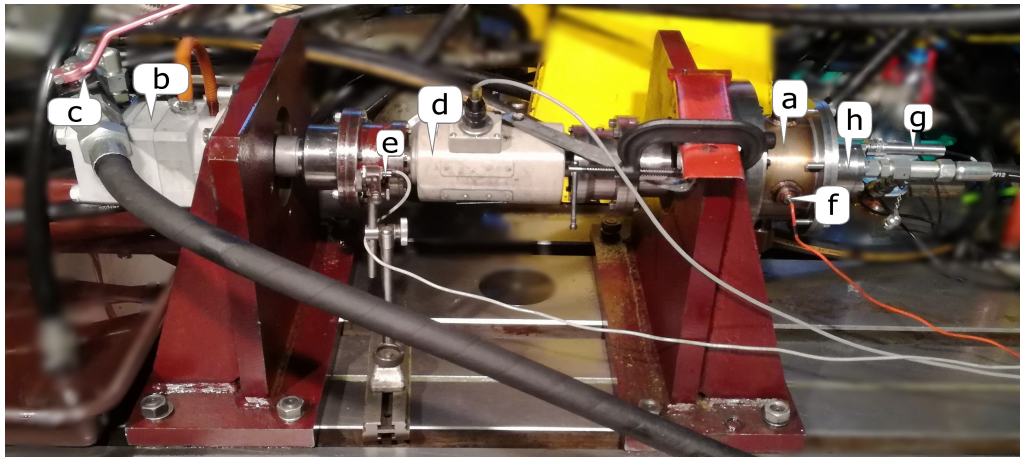


**Rys. 8.2:** Przyrząd do badania sprzęgieł wielopłytkowych: 1 - wał napędowy; 2 - tarcza blokująca; 3 - pokrywa nr 1; 4 - obudowa (piasta); 5 - badany pakiet płytek ciernych; 6 - tłok; 7 - tarcza dociskająca; 8 - pakiet sprężyn talerzowych; 9 - mocowanie czujnika przemieszczenia; 10 - obudowa tłoka; 11 - trzpień pomiarowy, A - komora tłokowa siłownika  $S_z$  [18].



**Rys. 8.3:** Rysunek zmodyfikowanego przyrządu do badań sprzęgieł przekładni: 1 - wał napędowy; 2b - wariant *b* tarczy blokującej; 4 - obudowa (piasta); 5 - badany pakiet płytek ciernych; 6 - tłok; 7b - wariant *b* tarczy dociskowej; 14 - tuleja przejściowa wału; 15 - tuleja przejściowa piasty; 16 - wkręt, 17 - śruba; A - komora tłokowa siłownika  $S_z$ .

Zdjęcie stanowiska badawczego z przyrządem do badania sprzęgieł przedstawiono na rys. 8.4. Momentomierz *d* pełnił rolę sprzęgła między silnikiem hydraulicznym *b* a wałem zespołu sprzęgła *a*.



**Rys. 8.4:** Stanowisko do badania wielopłytkowych sprzęgieł mokrych: *a* - zespół sprzęgła, *b* - silnik hydrauliczny, *c* - zawór odcinający, *d* - momentomierz, *e* - czujnik indukcyjny, *f* - czujnik temperatury PT100, *g* - przetwornik położenia, *h* - siłownik.

### 8.1.3 Parametry badane sprzęgieł wielopłytkowych

W czasie badań sprzęgieł wielopłytkowych rejestrowano następujące wielkości fizyczne:

- moment obrotowy,
- prędkość obrotową,
- przemieszczenie tłoka 6 siłownika hydraulicznego (rys. 8.2),
- ciśnienie w komorze *A* siłownika hydraulicznego (rys. 8.2),
- temperatura oleju smarującego.

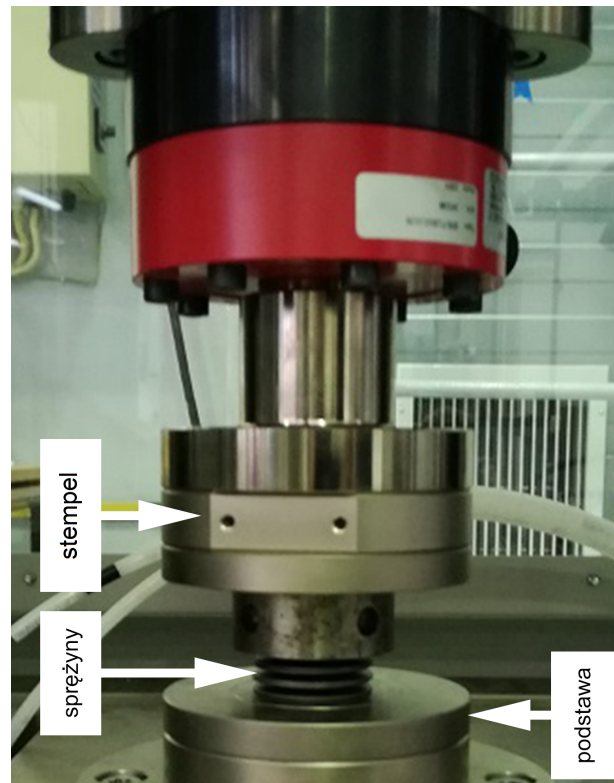
Zarejestrowanie przemieszczenia tłoka 6 oraz ciśnienia w komorze *A* siłownika pozwoliło na dokładne określenie wywieranej siły zacisku na pakiet sprzęgła. Szczegóły przedstawiono w podrozdziale 8.2. Na podstawie znajomości dokładnej siły zacisku sprzęgła stworzono charakterystyki przenieszonego, maksymalnego momentu obrotowego  $M_{eks}$  w funkcji średnich nacisków powierzchniowych  $p$  na powierzchni ciernej.

### 8.1.4 Stanowiska do badań pakietu sprężyn talerzowych i siłownika sprzęgła

Celem precyzyjnego określenia siły zacisku badanego pakietu płytek ciernych niezbędne było określenie wpływu charakterystyki pakietu sprężyn talerzowych, ciśnienia oraz związanego z nim tarcia w uszczelnieniach tłoka na tę siłę (rys. 8.1, 8.2).

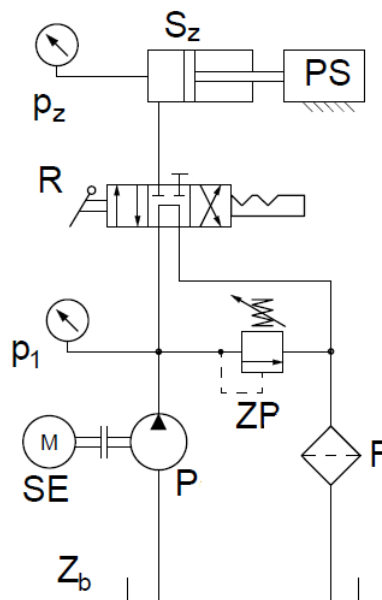
Zastosowany w przyrządzie pakiet sześciu sprężyn talerzowych (rys. 8.2), ułożonych w pakiet X (rys. 8.2), poddano badaniom na maszynie wytrzymałościowej Zwick Roell LTM 10 (rys. 8.5). W trakcie badania sprężyny prowadzone były na trzpieniu. Maszyna wytrzymałościowa rejestrowała siłę z dokładnością  $0,1\text{ N}$  oraz przemieszczenie z dokładnością  $0,001\text{ mm}$ .





**Rys. 8.5:** Pakiet sprężyn talerzowych umieszczony w maszynie wytrzymałościowej Zwick Roell LTM 10.

Wykorzystanie siłownika hydraulicznego  $S_z$  (rys. 8.1) jako elementu wymuszającego załączenie sprzęgła  $SW$  wymagało określenia zależności między ciśnieniem  $p_z$  w komorze siłownika  $S_z$  (rys. 8.1) a siłą docisku  $F_p$ . Rys. 8.6 przedstawia schemat hydrauliczny stanowiska wykorzystanego do zbadania wymienionej zależności. Podczas badań tłok siłownika  $S_z$  połączony był z nieruchomym przetwornikiem siły  $PS$ . Zmiany ciśnienia  $p_z$  dokonywano przez zmianę nastawy zaworu przelewowego  $ZP$ , co wpływało na siłę  $F_p$  obciążającą przetwornik siły  $PS$ .



**Rys. 8.6:** Schemat hydrauliczny układu do wyznaczenia siły docisku  $F_p$  siłownika  $S_z$  w funkcji ciśnienia  $p$ :  $p_z$ ,  $p_1$  - przetworniki ciśnienia,  $F$  - filtr,  $Z_b$  - zbiornik,  $SE$  - silnik elektryczny,  $ZP$  - zawór przelewowy,  $R$  - rozdzielacz,  $S_z$  - siłownik,  $PS$  - przetwornik siły,  $P$  - pompa.

### 8.1.5 Aparatura pomiarowa

W celu rejestracji interesujących wielkości podczas badań sprzęgieł wykorzystano kilka różnych przetworników. Do pomiaru momentu obrotowego wykorzystano momentomierz przedstawiony w tab. 8.4. Pomiar temperatury odbywał się z wykorzystaniem czujnika rezystancyjnego PT100 (tab. 8.4). Wielkości rejestrowano z wykorzystaniem rejestratora danych Hydac z częstotliwością próbkowania  $10\text{ kHz}$ .

Tabela 8.4: Przyrządy pomiarowe

Lp	Wielkość mierzona	Przyrząd	Klasa	Zakres	Dokładność / Czułość	Błąd max
1	Prędkość obrotowa - $n$ (rys. 8.1)	Czujnik indukcyjny IME08-02BPSZT0S, Sick	-	4 kHz	-	nd.
2	Pomiar przemieszczenia liniowego	Przetwornik PSz, Peltron	-	$\pm 2,5\text{ mm}$	-	nd.
3	Pomiar siły docisku siłownika $S_z$ (rys. 8.1)	Przetwornik siły, HBM	-	5 kN	-	nd.

### 8.1.6 Metodyka badań sprzęgieł wielopłytkowych

W pierwszym etapie badań sprzęgieł wielopłytkowych wyznaczono siłę efektywną zaciskającą sprzęgło (rys. 8.2). W tym celu wykonano po trzy serie następujących badań:

- badanie siły ściskającej  $F_s$  i ugięcia pakietu sprężyn talerzowych (rys. 8.1) na maszynie wytrzymałościowej (rys. 8.5),
- pomiaru siły docisku  $F_p$  siłownika  $S_z$  w funkcji ciśnienia  $p_z$  w komorze siłownika (rys. 8.1) i (rys. 8.6).

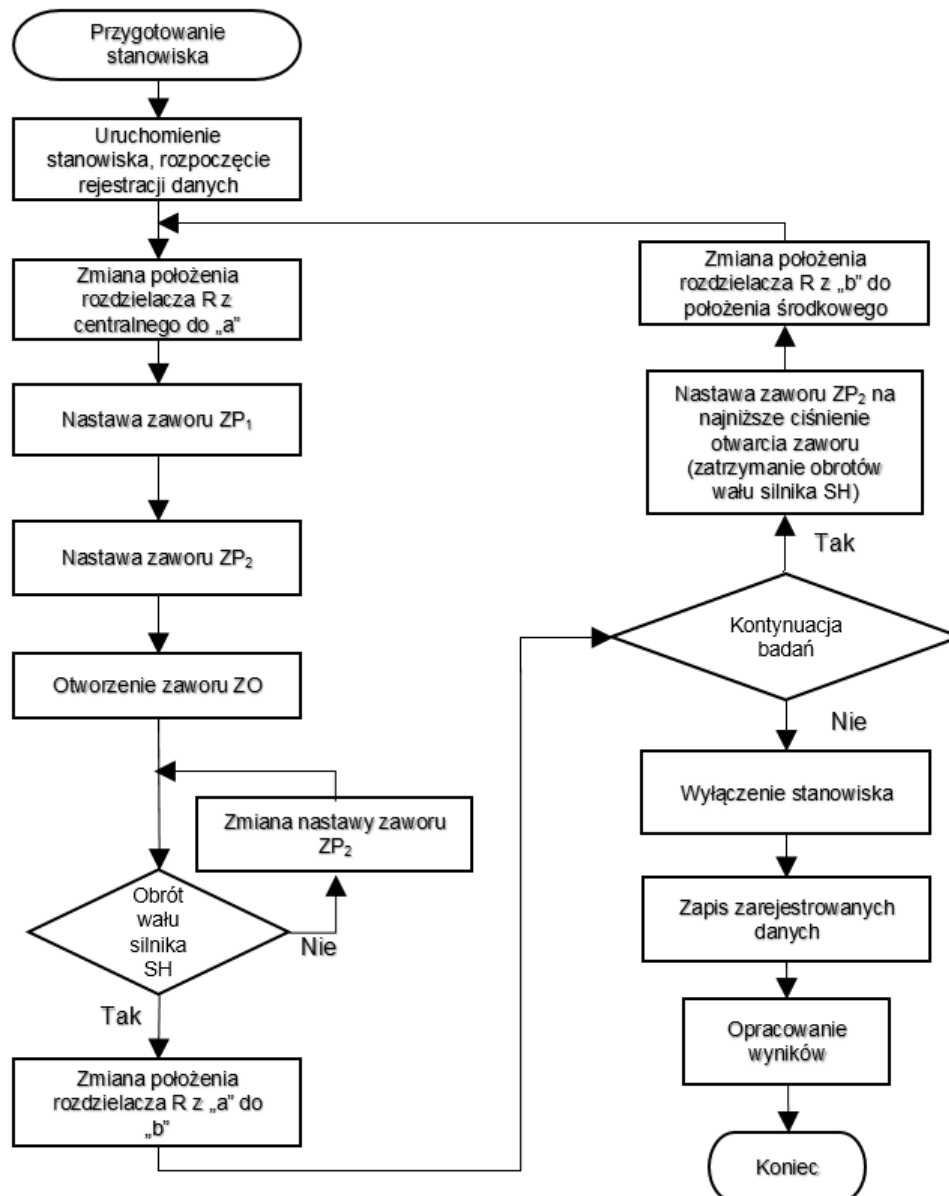
Badania siły sprężystości  $F_s$  pakietu sprężyn prowadzone były do osiągnięcia ugięcia równego  $4\text{ mm}$ . Po osiągnięciu wymaganego ugięcia stempel maszyny wytrzymałościowej przemieszczał się w kierunku przeciwnym, aż do chwili wyzerowania siły  $F_s$ . Następnie ponawiano próby, do momentu zarejestrowania trzech serii.

Z kolei podczas badania siły docisku  $F_p$  siłownika  $S_z$  stopniowo zwiększano nastawę zaworu przelewowego  $ZP$  do osiągnięcia siły docisku  $F_p$  ok.  $5\text{ kN}$ , stanowiącej zakres maksymalny czujnika siły (tab. 8.4). Następnie zmniejszano nastawę ciśnienia  $p_z$ . Serie pomiarową powtarzano trzykrotnie.

Na podstawie wykonanych badań możliwe było określenie matematycznych zależności między siłą zacisku sprzęgła, a ciśnieniem  $p_z$  i ugięciem pakietu sprężyn. Otrzymane wyniki badań zostaną przedstawione w podroz. 8.2.

Procedurę prowadzenia badań na stanowisku badawczym (rys. 8.1) przedstawiono na rys. 8.7. Zawiera ona tok postępowania w przypadku prowadzenia badań wielopłytkowych sprzęgieł bądź hamulców ciernych mających na celu wyznaczenie maksymalnego momentu obrotowego przenieszonego przez badany zespół płytek sprzęgłowych.

W czasie badań momentu maksymalnego starano się w możliwie krótkim czasie po wystąpieniu poślizgu przesterować rozdzielacz  $R$ , a tym samym zaprzestać wywierania siły zacisku. Celem tego było ograniczenie zużycia płytek oraz zminimalizowanie ilość ciepła wydzielanego na powierzchniach styku. Wydzielone ciepło mogło prowadzić do wystąpienia zjawiska zrastania tarcowego oraz intensyfikacji nierównomierności rozkładów nacisków na powierzchniach ciernych [27, 28, 43, 84, 89, 91, 92, 93, 94]. Po wycofaniu tłoka i tarczy dociskającej wał silnika hydraulicznego obracał się z prędkością obrotową bliską  $n = 80 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$  przez co najmniej  $10\text{ s}$ , tak by zapewnione zostało odpowiednie zwilżenie cieczą smarującą całych powierzchni ciernych płytek.



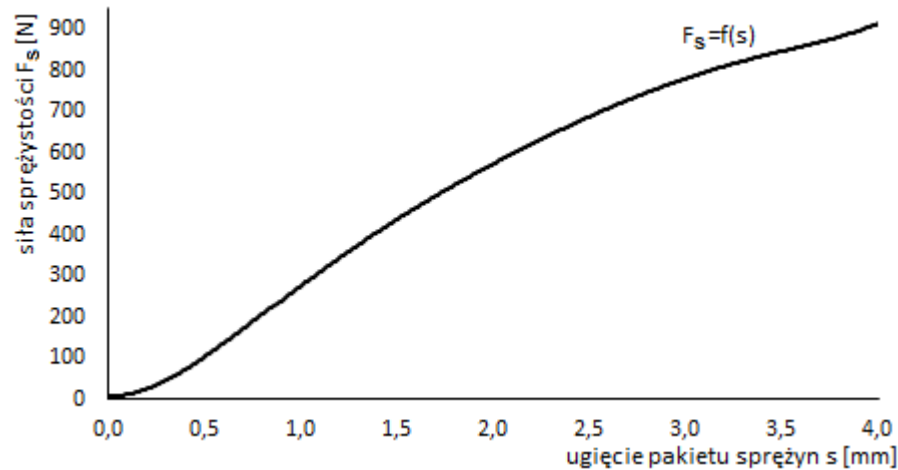
Rys. 8.7: Schemat blokowy procedury wyznaczania momentu maksymalnego na stanowisku badawczym wg. rys. 8.1

## 8.2 Siła zacisku pakietu sprężyn

Określenie siły zacisku sprzęgła  $F_a$  możliwe było na podstawie metodyki badań opisanej w podroz. 8.1.6. Badania ukierunkowane na wyznaczenie charakterystyki pakietu sprężyn oraz relacji między siłą docisku  $F_p$  a ciśnieniem  $p_z$  wykonano jednorazowo.

### 8.2.1 Charakterystyka pakietu sprężyn talerzowych

Charakterystyka pakietu sprężyn talerzowych przyrządu (rys. 8.2) została wyznaczona na podstawie badań wykonanych na stanowisku pokazanym na rys. 8.5. Uzyskane punkty pomiarowe z wspomnianych trzech serii pomiarowych uśredniono. Na podstawie uśrednionych punktów stworzono funkcję aproksymującą. Na rys. 8.8 przedstawiono uzyskaną charakterystykę pakietu sprężyn.



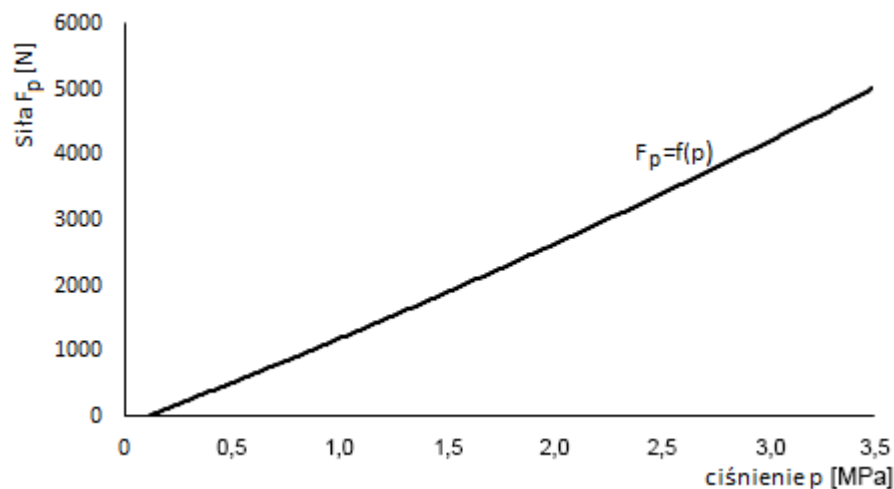
Rys. 8.8: Wykres siły sprężystości  $F_s$  pakietu sprężyn talerzowych w funkcji ugięcia  $s$ .

Powyzszą charakterystykę siły sprężystości w funkcji ugięcia można opisać wzorem:

$$F_s = 2,9035 \cdot s^6 + 38,063 \cdot s^5 + 197,57 \cdot s^4 - 515,09 \cdot s^3 + 658,13 \cdot s^2 - 38,596 \cdot s + 9,8468 \quad (8.1)$$

### 8.2.2 Siła docisku siłownika w zależności od ciśnienia w komorze bez-tłoczkowej

Badania wykonane na stanowisku badawczym przedstawionym na rys. 8.6 umożliwiły określenie wpływu ciśnienia  $p_z$  na siłę docisku  $F_p$ . Na rys. 8.9 przedstawiono przebieg funkcji aproksymującej  $F_p = f(p_z)$  wyznaczonej na podstawie uśrednionych wyników trzech serii badań.



Rys. 8.9: Wykres siły osiowej  $F_p$  w funkcji ciśnienia  $p_z$  w komorze tłokowej siłownika

Siłę docisku  $F_p$  w zależności od ciśnienia  $p_z$  można opisać wzorem:

$$F_p = 63,034 \cdot p_z^2 + 1251,7 \cdot p_z - 123,7 \quad (8.2)$$

Wartości siły  $F_p$  większe od 0 N uzyskuje się dla ciśnienia  $p_z$  równego w przybliżeniu 0,1 MPa. Zatem jest widoczny wpływ uszczelnienia i pierścieni prowadzących tłok w siłowniku.

### 8.2.3 Siła efektywna

Znając zależności między ciśnieniem w komorze siłownika  $p_z$  a siłą  $F_p$  (wzór (8.2)) i charakterystykę sprężyn (wzór (8.1)) określono ich związek z siłą zacisku  $F_a$  (rys. 6.9) a ciśnieniem  $p_z$  i ugięciem  $s$ , co przedstawia wzór:

$$F_a(p_z, s) = F_p(p_z) - F_s(s) \quad (8.3)$$

Siłę  $F_s$  występującą podczas badań wyznaczano na podstawie zarejestrowanych wielkości z czujnika położenia (rys. 8.2). Natomiast siłę docisku  $F_p$  obliczano na podstawie zarejestrowanych wielkości z czujnika ciśnienia  $p_z$  (rys. 8.1).

### 8.3 Wyniki badań sprzęgieł

Badania, które wykonano zgodnie z metodyką opisaną w podroz. 8.1.6, mają charakter statyczny. W związku z brakiem ruchu względnego współpracujących elementów wpływ zjawisk związanych z termicznymi deformacjami elementów ciernych na przenoszony moment maksymalny nie występuje.

Wykonano szereg badań, które miały zapewnić możliwość określenia zależności między maksymalnym momentem obrotowym przenoszonym przez sprzęgło a liczbą powierzchni ciernych sprzęgła. Wyniki badań doświadczalnych tego momentu zostały porównane z wartościami:

- momentu obrotowego  $M_{os\_max}$ , obliczonymi wg. modelu Osińskiego w funkcji średnich nacisków  $p$ , przy założeniu maksymalnej wartości współczynnika tarcia statycznego  $\mu$  (wzór (6.14)),
- momentu obrotowego  $M_t^{npow}$ , obliczonymi ze wzoru (6.13), przy założeniu maksymalnej wartości współczynnika tarcia statycznego  $\mu$ ,
- teoretycznego momentu obrotowego  $M_t$ , obliczonymi ze wzoru (6.55), w funkcji średnich nacisków  $p$ , przy założeniu maksymalnej wartości współczynnika tarcia statycznego  $\mu$ ,

Wyniki badań proponuje się opisać równaniem (6.56), czyli:

$$M_{eks} = a_{eks} \cdot p + M_{eks\_r} = k_{kor} \cdot M_t + M_{eks\_r} = M_t^{kor} \quad (8.4)$$

gdzie  $a_{eks}$  jest współczynnikiem kierunkowym, a  $M_{eks\_r}$  momentem resztkowym. Współczynnik kierunkowy  $k_{kor}$  wyznaczony na podstawie powyższego równania wynosi:

$$k_{kor} = \frac{a_{eks} \cdot p}{M_t} \quad (8.5)$$

W celu lepszego zobrazowania różnic między modelem proponowanym w pracy, a modelem Osińskiego proponuje się wprowadzenie współczynnika  $k_{kor}^{os}$ , definiowanego jako:

$$k_{kor}^{os} = \frac{a_{eks} \cdot p}{M_{os\_max}} \quad (8.6)$$

Współczynnik ten jest wynikiem porównania funkcji  $M_{eks}$ , z pominięciem momentu resztkowego, z charakterystyką  $M_{os\_max}$ .

Dla każdej konfiguracji sprzęgieł wykonano badania dla pięciu różnych liczb powierzchni ciernych tj.: 18, 16, 14, 12 i 10 powierzchni ciernych. Badania zostały wykonane dla sprzęgieł, których wymiary charakterystyczne powierzchni ciernej wynosiły:

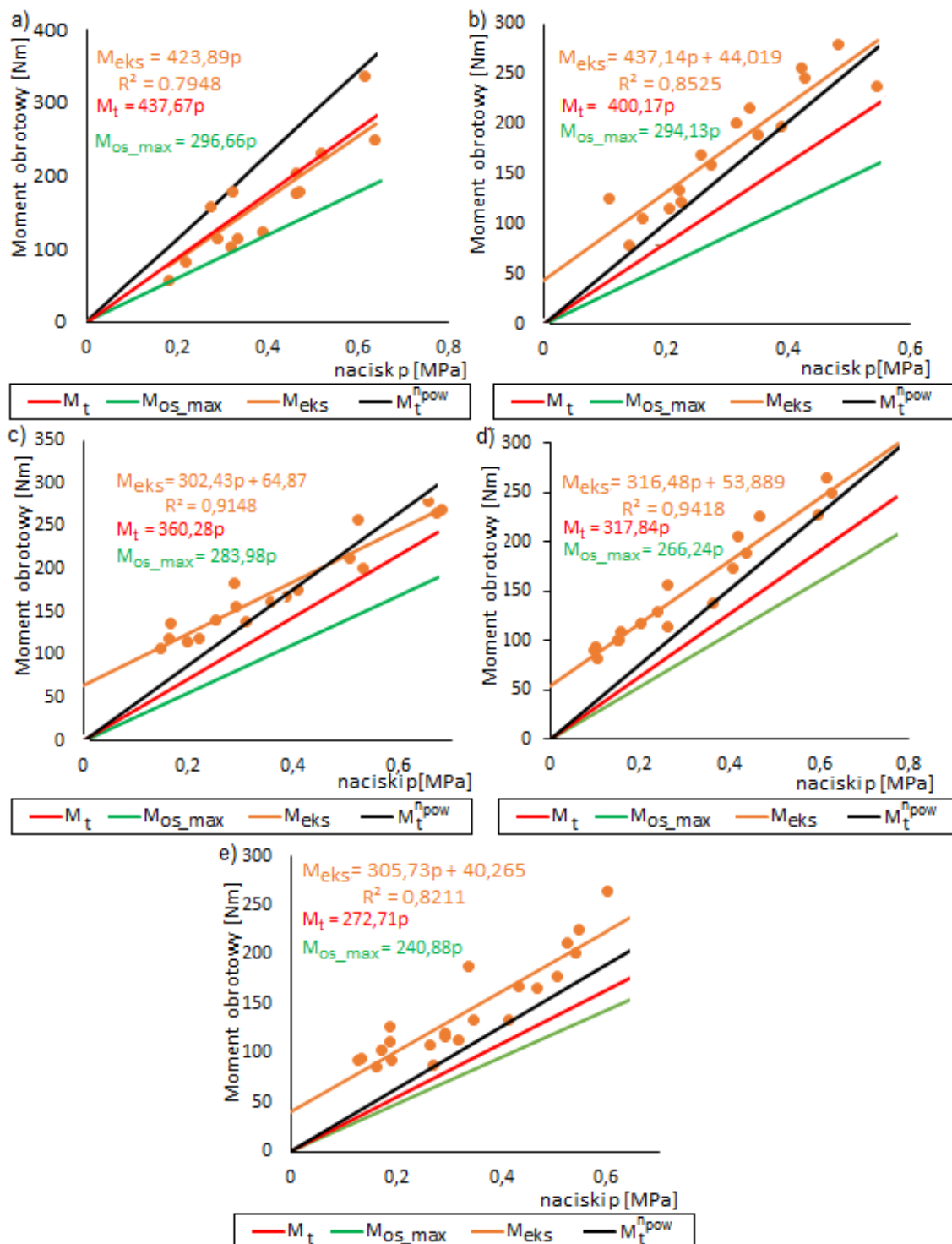
- $D_w = 80 \text{ mm}$ ,  $D_z = 115 \text{ mm}$ , a  $r_{st} = 0,7$ ,
- $D_w = 80 \text{ mm}$ ,  $D_z = 101,9 \text{ mm}$ , a  $r_{st} = 0,8$ ,
- $D_w = 65 \text{ mm}$ ,  $D_z = 115 \text{ mm}$ , a  $r_{st} = 0,57$ ,
- $D_w = 46 \text{ mm}$ ,  $D_z = 88,9 \text{ mm}$ , a  $r_{st} = 0,52$ ,
- $D_w = 50 \text{ mm}$ ,  $D_z = 76 \text{ mm}$ , a  $r_{st} = 0,66$ .

#### 8.3.1 Sprzęgła o wymiarach charakterystycznych powierzchni ciernej $\phi 80 \times \phi 115 \text{ mm}$

Przeprowadzone zostały badania dla płytek sprzęgłowych o średnicach  $D_w = 80 \text{ mm}$  i  $D_z = 115 \text{ mm}$  i o grubościach 2, 1, 5 i 1 mm.

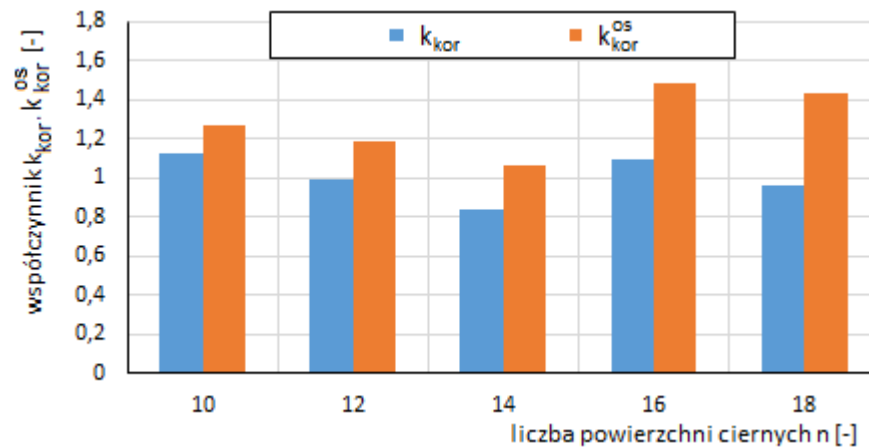
### 8.3.1.1 Sprzęgła z płytkami o grubości 2 mm

Wyniki badań doświadczalnych sprzęgieł o grubości płytek 2 mm, wraz z charakterystykami wyznaczonymi analitycznie przedstawione są na rys. 8.10. Charakterystyki momentu  $M_{eks}$ , wyznaczonego na podstawie badań eksperymentalnych, mają przebieg liniowy. Na wykresach daje się zauważyć, że momenty  $M_{eks}$  osiągają zdecydowanie większe wartości niż wartości  $M_{os\_max}$ , obliczone wg. modelu Osińskiego. Podobnie, funkcje  $M_t$  osiągają zauważalnie większe wartości w porównaniu do charakterystyk  $M_{os\_max}$ . Rys. 8.10 a) pokazuje, że funkcje  $M_{eks}$  i  $M_t$  mają zbliżone wartości, co świadczy o bardzo dobrej zgodności modelu matematycznego (rozdział 6.2.3, wzór (6.55)) i wyników eksperymentu. Na pozostałych wykresach zauważyć można, iż różnica między kątem nachylenia charakterystyk  $M_t$  i  $M_{eks}$  jest niewielka. Funkcje  $M_{eks}$  przesunięte są ku górze względem  $M_t$ . Mimo zauważalnych rozrzutów punktów pomiarowych dla zbliżonych nacisków  $p$ , sięgających kilkudziesięciu Nm, uzyskuje się bardzo dobrą zgodność linii trendu  $M_{eks}$  z wynikami eksperymentu.



**Rys. 8.10:** Charakterystyki  $M_{eks}$ ,  $M_t^{pow}$ ,  $M_t$ ,  $M_{os\_max} = f(p)$  dla sprzęgła o wymiarach  $\phi 80 \times \phi 115$  z płytkami o grubości 2 mm, składającego się z: a) 18 powierzchni ciernych, b) 16 powierzchni ciernych, c) 14 powierzchni ciernych, d) 12 powierzchni ciernych, e) 10 powierzchni ciernych.

Współczynnik  $k_{kor}$  wyznaczony przez został przez porównanie funkcji  $M_{eks}$  i  $M_t$  zgodnie ze wzorem (8.5). Wartości współczynnika  $k_{kor}$  w zależności od liczby powierzchni ciernych sprzęgła przedstawiono na rys. 8.11. Idealne odwzorowanie wyników eksperymentalnych występuje, jeśli wartości współczynników  $k_{kor}$  lub  $k_{kor}^{os}$  są równe 1. Zauważyć można, iż różnice między wartościami wyznaczonymi doświadczalnie, a zaproponowanym modelem (charakterystyka  $M_t$ ) nie przekraczają 20%. Porównując te wartości z dokładnością modelu Osińskiego (współczynnik  $k_{kor}^{os}$ ) stwierdza się, że wykorzystując model zaproponowany w pracy otrzymuje się bardziej dokładne rezultaty.

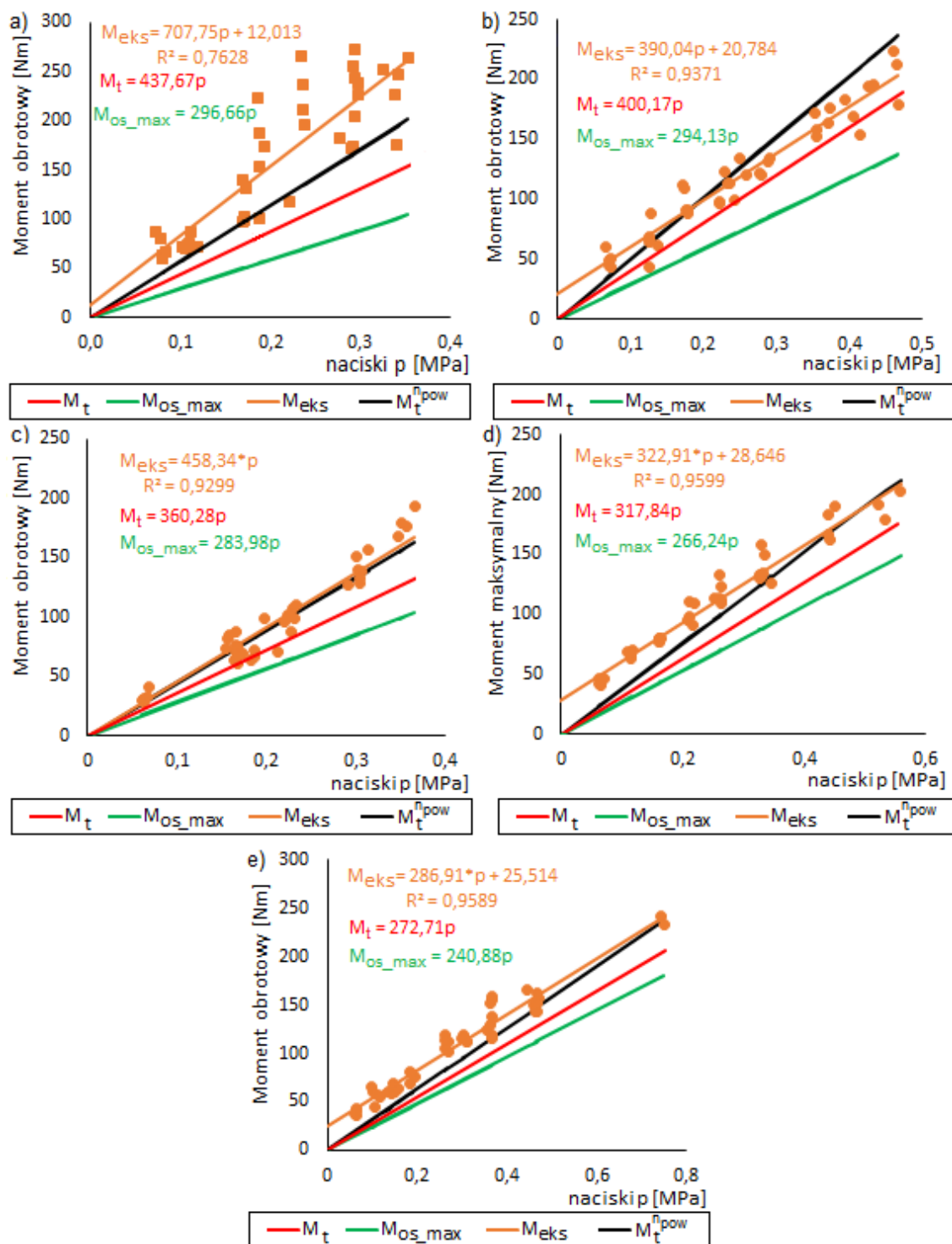


Rys. 8.11: Współczynniki korekcyjne  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$  sprzęgieł o wymiarach  $D_w = 80 \text{ mm}$  i  $D_z = 115 \text{ mm}$  i grubości płytek  $2 \text{ mm}$ . Opis w tekście.

### 8.3.1.2 Sprzęgła z płytkami o grubości 1,5 mm

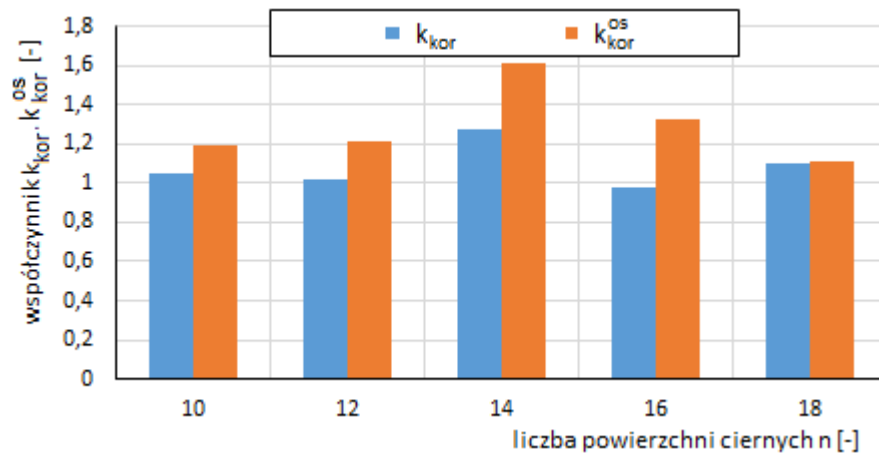
Rys. 8.12 przedstawia wyniki badań i funkcje wyznaczone analitycznie dla płytek sprzęgłowych o grubości  $1,5 \text{ mm}$ . Widoczne jest, że funkcja  $M_{os\_max}$  przyjmuje znacznie mniejsze wartości od zmierzonych eksperymentalnie ( $M_{eks}$ ). Podobnie, funkcje  $M_t$  osiągają zauważalnie większe wartości w porównaniu do charakterystyk  $M_{os\_max}$ . Rys. 8.12 b), d) i e) przedstawiają funkcje liniowe  $M_{eks}$  i  $M_t$ , których nierównoległość względem siebie jest stosunkowo niewielka. Od takiej zależności znacznie odbiegają charakterystyki dla 18 powierzchni ciernych (rys. 8.12 a)). Przypuszcza się, iż przyczyną takich różnic jest stan powierzchni ciernych [19, 83]. Zależnie od położenia płytek względem siebie rejestrowany moment maksymalny różnił się o blisko  $100 \text{ Nm}$  dla zbliżonych wartości nacisków  $p$ . Podejrzewa się, że kluczowy wpływ na takie różnice momentu obrotowego mają powierzchnie cierne znajdujące się najbliżej tarczy dociskowej (rys. 8.2). Potwierdzają to wyniki badań kolejnej konfiguracji sprzęgła (rys. 8.12 b)), które nie zawierały płytek tworzących wymiennione, skrajne powierzchnie cierne. Dla sprzęgła z 16 powierzchniami ciernymi nie obserwuje się tak znaczących różnic między poszczególnymi punktami pomiarowymi. Założenia te są spójne z obecnie znanymi zależnościami, przedstawiającymi największe spiętrzenia nacisków na powierzchniach najbliższych tarczy dociskowej [23, 89].





**Rys. 8.12:** Charakterystyki  $M_{eks}$ ,  $M_t^{npow}$ ,  $M_t$ ,  $M_{os\_max} = f(p)$  dla sprzęgła o wymiarach  $\phi 80 \times \phi 115$  z płytkami o grubości 1, 5 mm, składającego się z: a) 18 powierzchni ciernych, b) 16 powierzchni ciernych, c) 14 powierzchni ciernych, d) 12 powierzchni ciernych, e) 10 powierzchni ciernych.

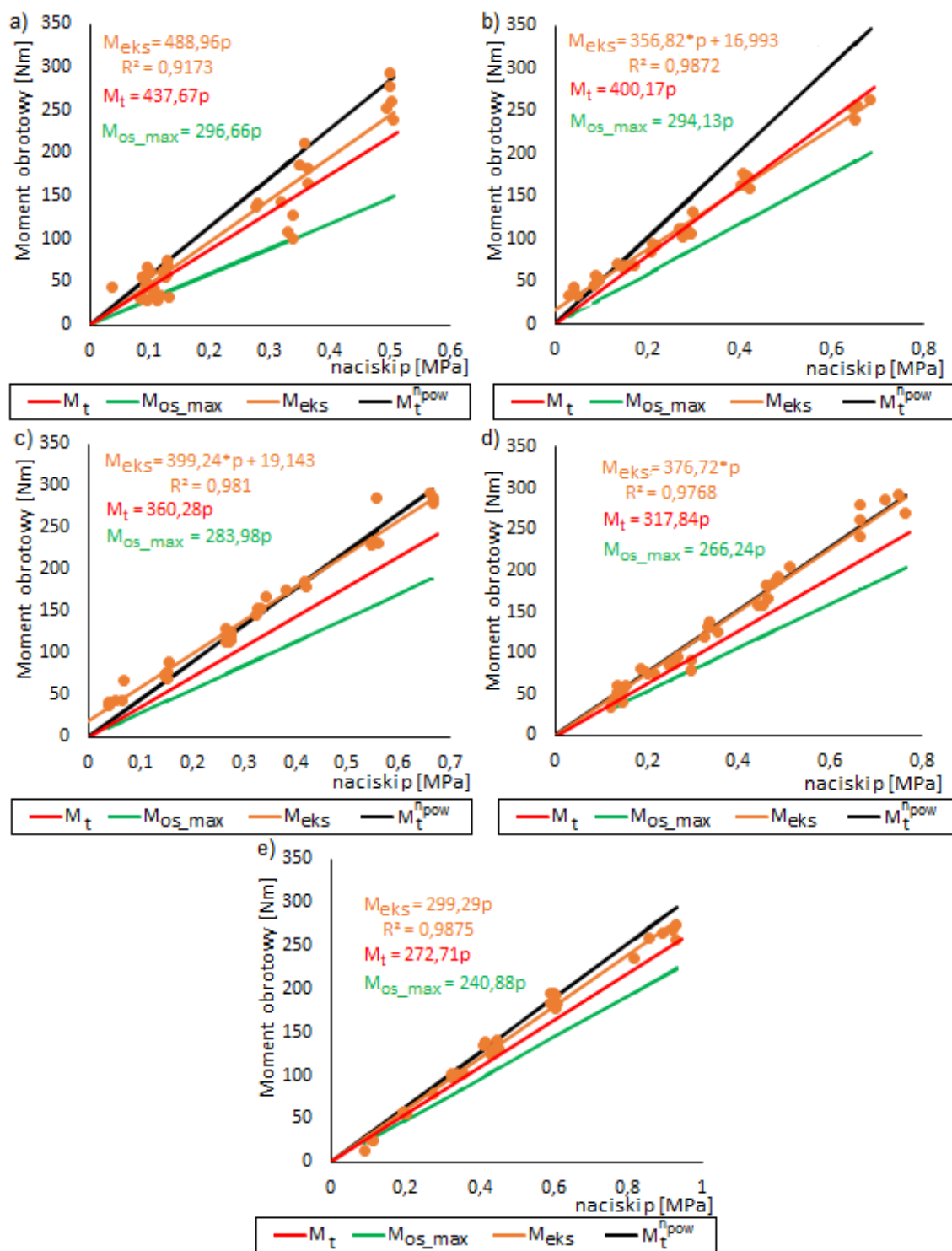
Rys. 8.13 przedstawia wyznaczone wartości współczynnika  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$ . Spośród przedstawionych danych jedynie dla 14 powierzchni ciernych obserwuje się wartość współczynnika  $k_{kor}$  przekraczającą 1,2. Pozostałe wartości zawierają się w przedziale  $< 0,97; 1,1 >$ , co świadczy o różnicy proponowanego modelu (rozdział 6.2) i charakterystyki  $M_{eks}$  nieprzekraczającej 10%.



**Rys. 8.13:** Współczynniki korekcyjne  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$  sprzęgieł o wymiarach  $D_w = 80 \text{ mm}$  i  $D_z = 115 \text{ mm}$  i grubości płytek  $1,5 \text{ mm}$ . Opis w tekście.

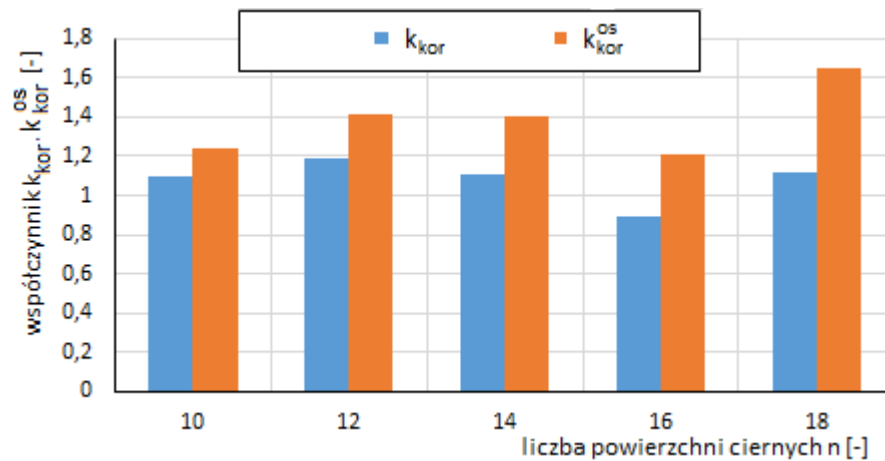
### 8.3.1.3 Sprzęgła z płytkami o grubości 1 mm

Wyniki badań doświadczalnych dla płytek o grubości  $1 \text{ mm}$  (rys. 8.14) przedstawiają zależności bliskie результатам badań płytek o grubościach  $2$  i  $1,5 \text{ mm}$ . Na zamieszczonych charakterystykach widać, że różnice między wartościami funkcji  $M_t$  a momentem  $M_{eks}$  są największe dla  $14$  i  $12$  powierzchni ciernych. Funkcje  $M_t$  i  $M_{eks}$  zamieszczone na rys. 8.14 c) przedstawiają zbliżone nachylenie do osi odciętych. Jednak charakterystyka  $M_{eks}$  jest przesunięta ku górze o blisko  $20 \text{ Nm}$  względem  $M_t$ . Potwierdza to wcześniej obserwowane efekty (rys. 8.10 i 8.12) związane z wpływem topografii powierzchni ciernych płytek na przenoszony moment obrotowy. Wpływ ten obrazuje również rys. 8.14 a), na którym występują skoki momentu obrotowego przekraczające  $100 \text{ Nm}$  dla zbliżonego nacisku powierzchniowego  $p$ .



Rys. 8.14: Charakterystyki  $M_{eks}$ ,  $M_t^{pow}$ ,  $M_t$ ,  $M_{os\_max} = f(p)$  dla sprzęgła o wymiarach  $\phi 80 \times \phi 115$  z płytkami o grubości 1 mm, składającego się z: a) 18 powierzchni ciernych, b) 16 powierzchni ciernych, c) 14 powierzchni ciernych, d) 12 powierzchni ciernych, e) 10 powierzchni ciernych.

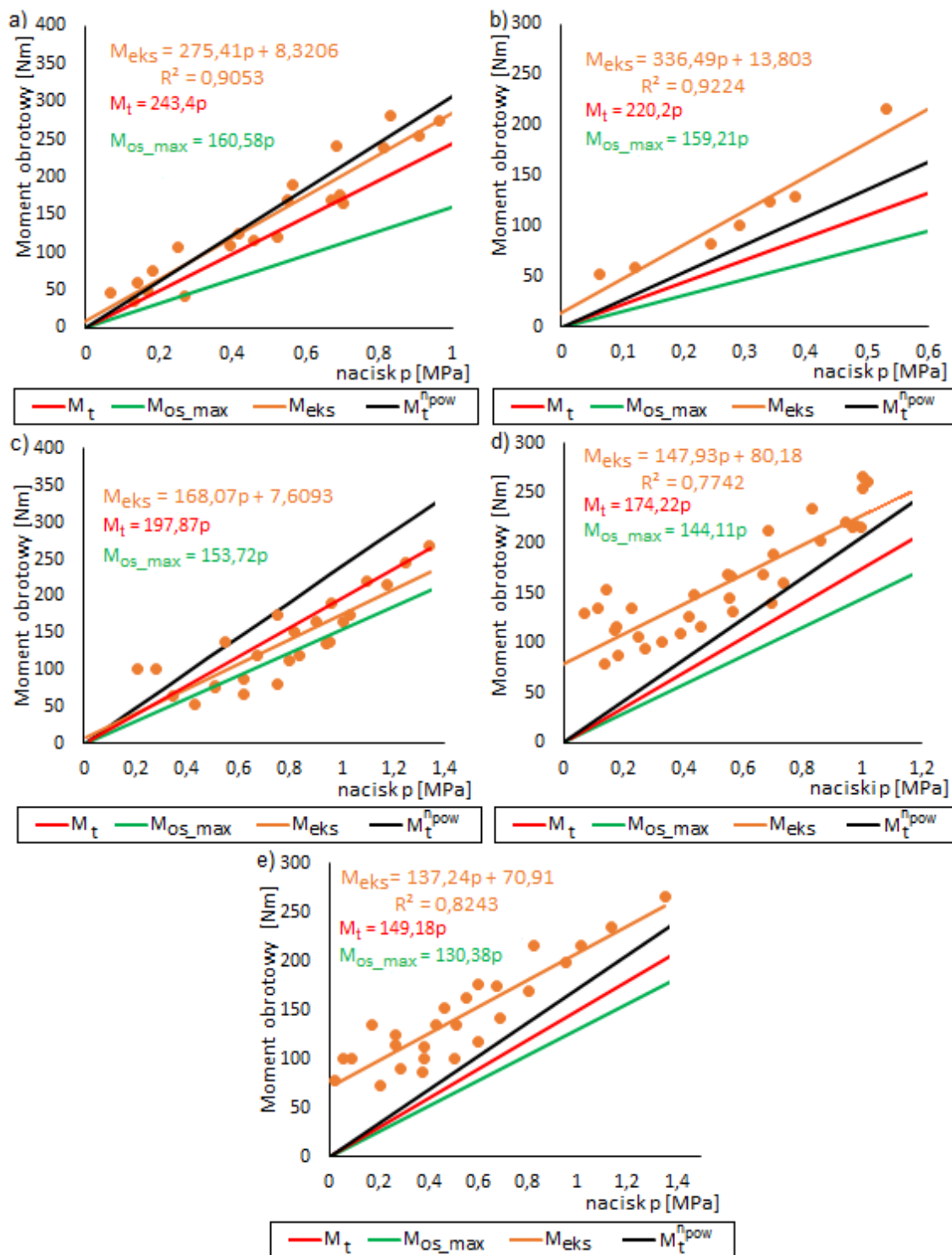
Na rys. 8.15 przedstawiono współczynniki  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$ . Obliczone wartości współczynnika  $k_{kor}$  znajdują się w przedziale  $< 0,89; 1,19 >$ . Różnica między idealnym odwzorowaniem modeli (gdy  $k_{kor} = k_{kor}^{os} = 1$ ) a współczynnikiem  $k_{kor}$  jest o kilkadziesiąt procent mniejszą w porównaniu do różnicy z współczynnikiem  $k_{kor}^{os}$ . Jest to szczególnie widoczne dla 18 powierzchni ciernych.



Rys. 8.15: Współczynniki korekcyjne  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$  sprzęgieł o wymiarach  $D_w = 80 \text{ mm}$  i  $D_z = 115 \text{ mm}$  i grubości płytek  $1 \text{ mm}$ . Opis w tekście.

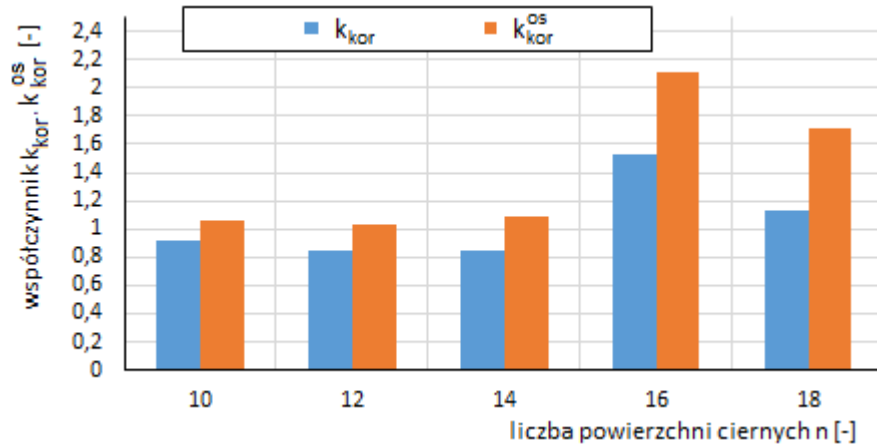
### 8.3.2 Sprzęgła o wymiarach charakterystycznych powierzchni ciernej $\phi 80 \times \phi 101,9 \text{ mm}$

Badania zostały wykonane dla pięciu konfiguracji sprzęgieł o wymiarach powierzchni ciernych wynoszących  $D_w = 80 \text{ mm}$ ,  $D_z = 101,9 \text{ mm}$ , których płytki wewnętrzne miały grubość  $2 \text{ mm}$  (tab. 8.1). Wyniki eksperymentów i obliczeń analitycznych przedstawiono na rys. 8.16. Wyniki charakteryzują się wysoką korelacją ( $R > 0,85$ ) między liniowymi funkcjami aproksymującymi  $M_{eks}$  a wynikami eksperymentów. Jednak znaczny rozrzut punktów pomiarowych dla podobnych nacisków  $p$  świadczy o wpływie topografii powierzchni ciernych na maksymalny moment przenoszony przez sprzęgło. Potwierdza to również przesunięcie funkcji  $M_{eks}$  względem  $M_t$ . Punkty przecięcia charakterystyk  $M_{eks}$  z osią rzędnych osiągają znaczące wartości kilkudziesięciu  $Nm$ . Wpływ stanu powierzchni ciernych płytek jest, dla badanych konfiguracji sprzęgła, szczególnie intensywny. Jest to konsekwencją ponownego wykorzystania płytek zewnętrznych o średnicy  $D_w = 80 \text{ mm}$ , które wcześniej tworzyły sprzęgła opisane w podroz. 8.3.1.1. Podobnie, jak dla wyżej opisanych wyników badań (rys. 8.10), zauważyć można istotne różnice między charakterystyką momentu wyznaczonego wg. modelu Osińskiego  $M_{os\_max}$  a wynikami badań  $M_{eks}$ .



**Rys. 8.16:** Charakterystyki  $M_{eks}$ ,  $M_t^{pow}$ ,  $M_t$ ,  $M_{os\_max} = f(p)$  dla sprzęgła o wymiarach  $\phi 80 \times \phi 101,9$  z płytkami o grubości 2 mm, składającego się z: a) 18 powierzchni ciernych, b) 16 powierzchni ciernych, c) 14 powierzchni ciernych, d) 12 powierzchni ciernych, e) 10 powierzchni ciernych.

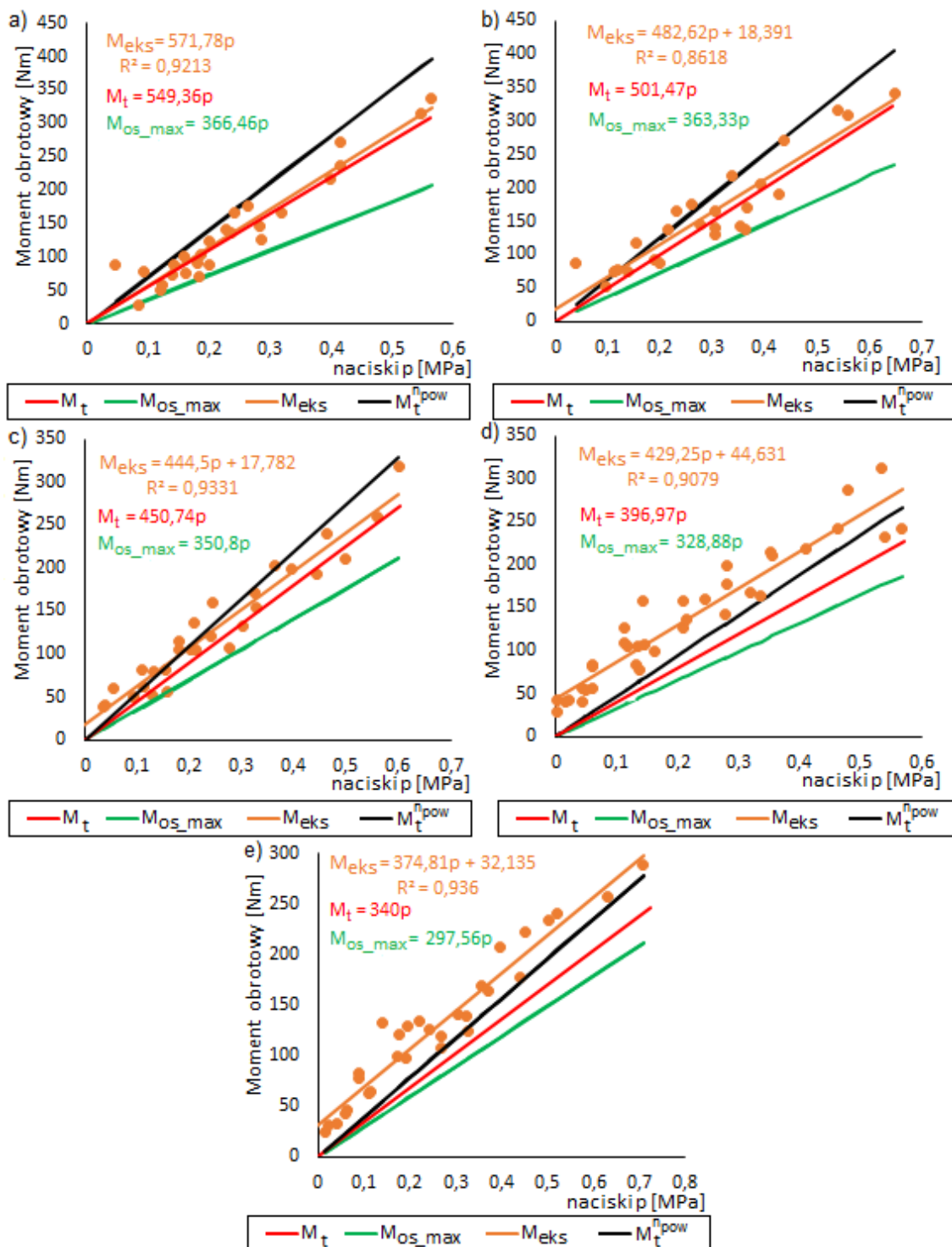
Wyznaczone wartości współczynników  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$  dla różnych liczb powierzchni ciernych  $n$  przedstawiono na rys. 8.17. Zauważyć można lepsze dopasowanie proponowanego modelu matematycznego (roz. 6.2) do wyników badań doświadczalnych względem modelu Osińskiego. Mimo to dla obu wymienionych modeli wystąpiła bardzo duża różnica między wartością idealnego odwzorowania charakterystyk (równą 1), a uzyskanymi wartościami  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$ . Szczególnie wyraźna różnica obserwowana jest dla 16 powierzchni ciernych.



Rys. 8.17: Współczynniki korekcyjne  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$  sprzęgieł o wymiarach  $D_w = 80 \text{ mm}$  i  $D_z = 101,9 \text{ mm}$ . Opis w tekście.

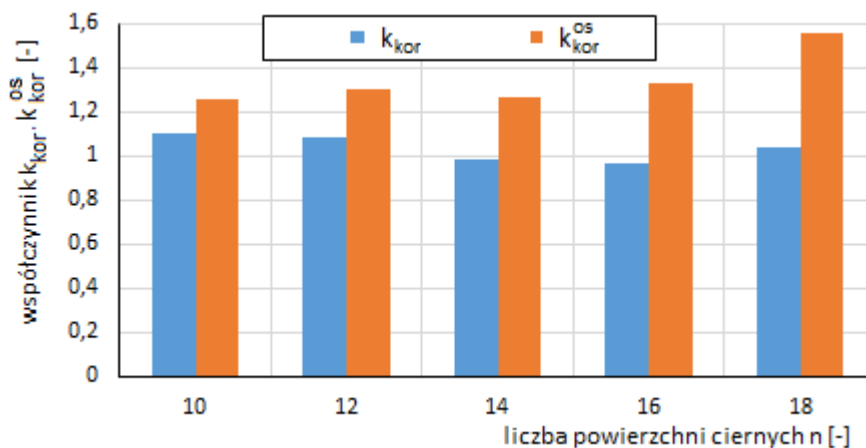
### 8.3.3 Sprzęgła o wymiarach charakterystycznych powierzchni ciernej $\phi 65 \times \phi 115 \text{ mm}$

Rys. 8.18 przedstawia wyniki badań eksperymentalnych i analiz dla sprzęgieł o średnicach powierzchni ciernych wynoszących  $D_w = 65 \text{ mm}$  i  $D_z = 115 \text{ mm}$ . Wyniki badań aproksymowane zostały funkcją liniową  $M_{eks}$  ( $R^2 > 0,86$ ). Obserwuje się znaczne różnice przenieszonego momentu obrotowego dla zbliżonych nacisków  $p$ , co przedstawiają charakterystyki na rys. 8.18 b) i d). Efekt ten został skomentowany w rozdziale 8.3.1 i 8.3.2.



**Rys. 8.18:** Charakterystyki  $M_{eks}$ ,  $M_t^{npow}$ ,  $M_t$ ,  $M_{os\_max} = f(p)$  dla sprzęgła o wymiarach  $\phi 65 \times \phi 115 \text{ mm}$  składającego się z: a) 18 powierzchni ciernych, b) 16 powierzchni ciernych, c) 14 powierzchni ciernych, d) 12 powierzchni ciernych, e) 10 powierzchni ciernych.

Rys. 8.19 przedstawia wyznaczone wartości współczynników  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$  dla zbadanych konfiguracji sprzęgła. Największą różnicą między proponowanym modelem matematycznym a charakterystyką wynosi 10% ( $k_{kor} = 1,1$ ) (rys. 8.18 e)). Na tej podstawie można stwierdzić dobrą zgodność modelu matematycznego z wynikami badań eksperymentalnych. Zdecydowanie większe rozbieżności obserwuje się dla modelu Osińskiego, gdyż wartości współczynnika  $k_{kor}^{os}$  przekraczają 1,2 dla wszystkich przebadanych konfiguracji.



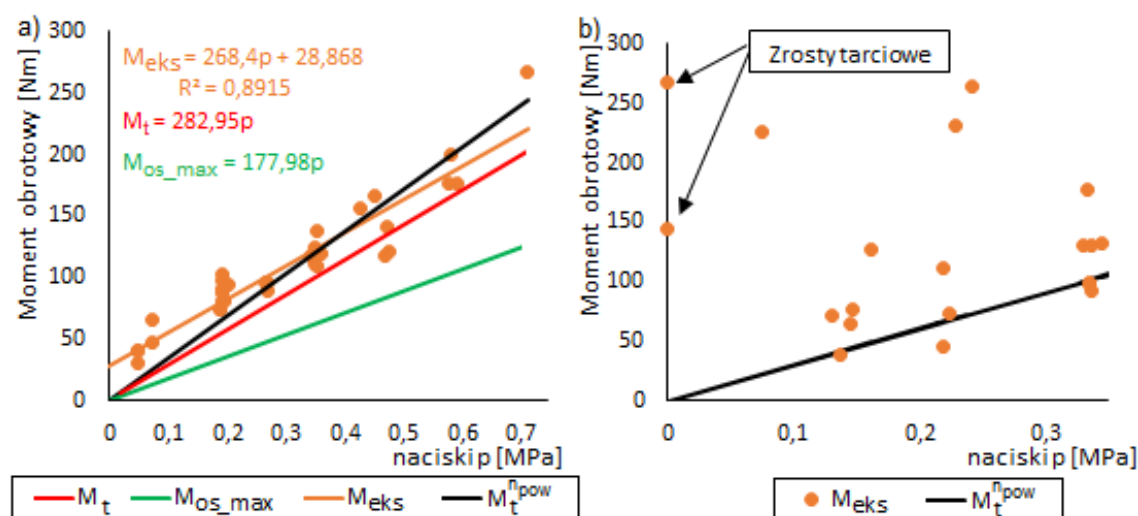
Rys. 8.19: Współczynniki korekcyjne  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$  sprzęgieł o wymiarach  $D_w = 65 \text{ mm}$  i  $D_z = 115 \text{ mm}$ . Opis w tekście.

### 8.3.4 Sprzęgła o wymiarach charakterystycznych powierzchni ciernej $\phi 46 \times \phi 88,9 \text{ mm}$

Dla sprzęgieł, których średnice powierzchni ciernej wynoszą  $D_w = 46 \text{ mm}$ ,  $D_z = 88,9 \text{ mm}$ , wykonano badania dla 18 i 16 powierzchni styku. Mniejsza liczba zbadanych konfiguracji wynikała z intensywnego występowania zjawiska zrastania tarcioowego w czasie badań, co uniemożliwiało ich kontynuację.

Wyniki badań przedstawiono na rys. 8.20. Charakterystyka momentu  $M_{eks}$  dla sprzęgła z 18 powierzchniami ciernymi (rys. 8.20 a)) ma przebieg liniowy. Obserwuje się różnice między poszczególnymi punktami pomiarowymi wyznaczonymi dla zbliżonych nacisków  $p$ , które osiągają wartości kilkudziesięciu  $Nm$ . Mimo to uzyskano bardzo dobrą korelację wyników badań z liniową charakterystyką ( $R^2 = 0,89$ ).

Na rys. 8.20 b) przedstawione są wyniki badań dla sprzęgła z 16 powierzchniami ciernymi. Widoczne są bardzo duże różnice między poszczególnymi punktami pomiarowymi. Spowodowane jest to występującym zjawiskami zrastania tarcioowego [19, 69, 94]. Efektem tego były piki momentu, które wystąpiły tuż po poślizgu oraz ponowne zatrzymanie silnika napędowego wynikające z gwałtownego wzrostu momentu, którym obciążony był silnik. Zjawiska te wiązały się z lokalnymi zespawaniem współpracujących elementów. Wyraźnym skutkiem tego zjawiska jest moment potrzebny do wymuszenia poślizgu niezaciśniętego sprzęgła. Moment ten osiąga wartości  $144,8 \text{ Nm}$  i  $266,8 \text{ Nm}$ .



Rys. 8.20: Charakterystyki  $M_{eks}$ ,  $M_t^{pow}$ ,  $M_t$ ,  $M_{os\_max} = f(p)$  dla sprzęgła o wymiarach  $\phi 46 \times \phi 88,9$ , składającego się z: a) 18 powierzchni ciernych, b) 16 powierzchni ciernych.

Wartości współczynników  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$  wyznaczone na podstawie charakterystyk przedsta-



wionych na rys. 8.20 a) wynoszą:

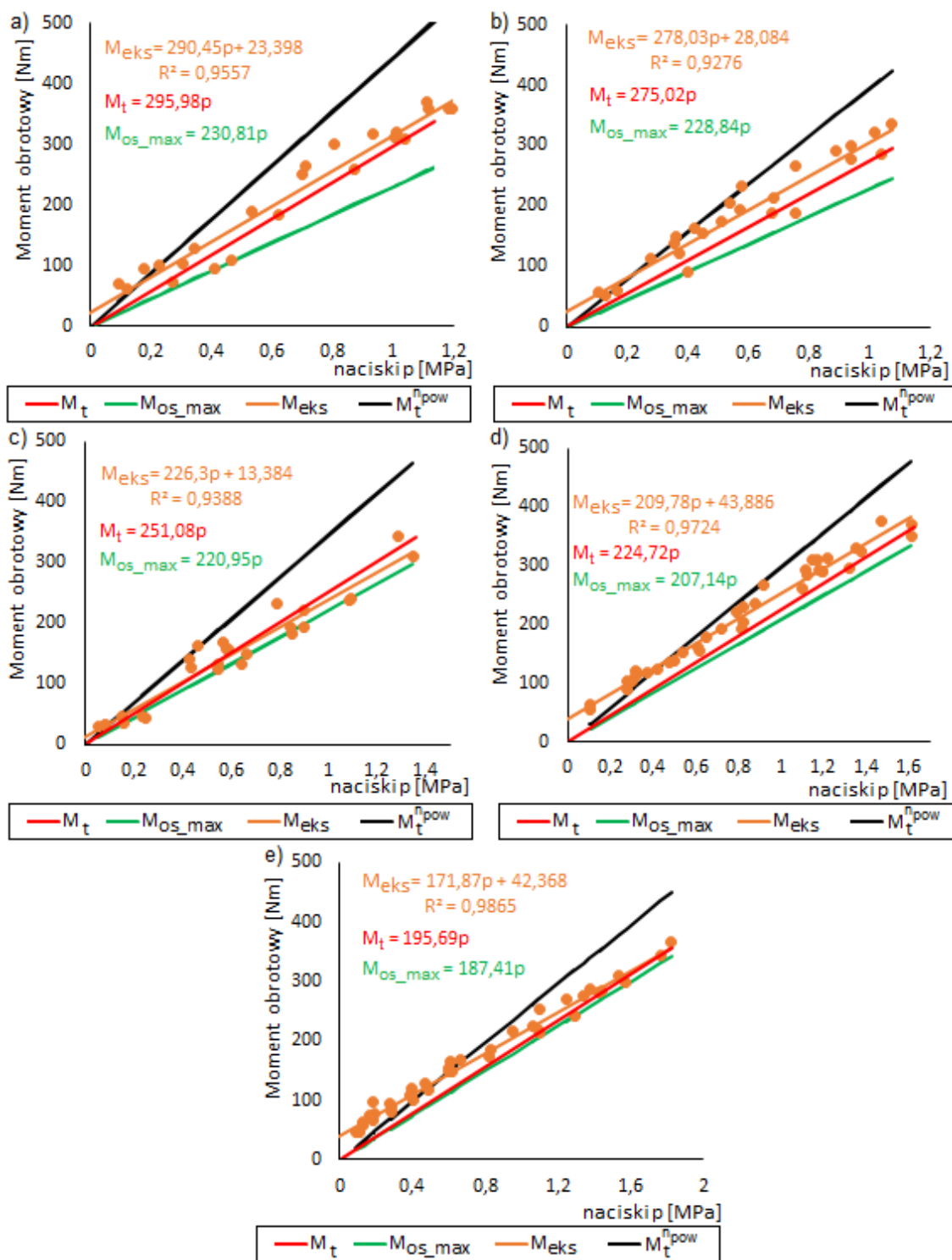
- $k_{kor} = 0,95$ ,
- $k_{kor}^{os} = 1,51$ .

Pokazuje to zdecydowanie lepsze dopasowanie zaproponowanego modelu (roz. 6.2) względem modelu Osińskiego (wzór 6.14).

### 8.3.5 Sprzęgła o wymiarach charakterystycznych powierzchni ciernej $\phi 50 \times \phi 76$ mm - zastosowane w przekładni

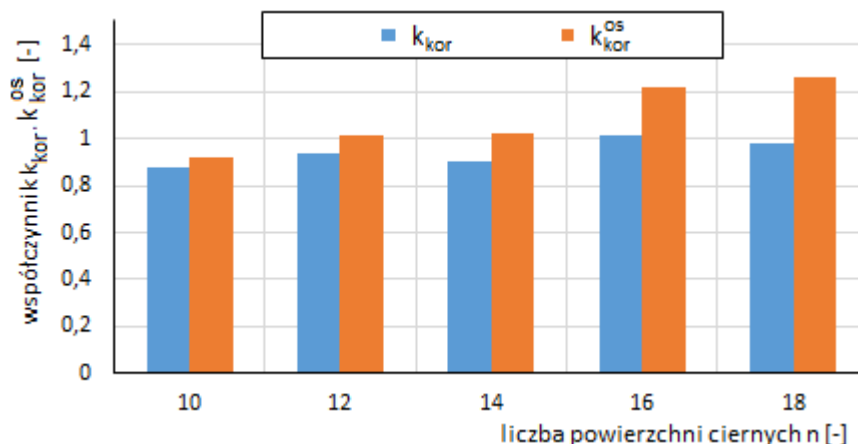
Wyniki badań wykonanych dla sprzęgieł zawierających płytki sprzęgłowe wykorzystane w przekładni mechanicznej przedstawiono na rys. 8.21. Wyniki badań doświadczalnych zostały aproksymowane funkcjami liniowymi. Charakterystyki te uzyskują bardzo dobre dopasowanie ze zmierzonymi wartościami ( $R^2 > 0,928$ ). Występujące różnice między wartościami charakterystyk  $M_{eks}$  a punktami pomiarowymi są mniejsze niż w przypadku sprzęgieł opisanych w rozdziałach 8.3.1, 8.3.2. Ponadto zaobserwować można mniejsze różnice między wartościami momentu  $M_{os\_max}$ , wyznaczonego wg. modelu Osińskiego, a wartościami wyznaczonymi wg. modelu zaproponowanego w roz. 6.2.3. Różnice te tym mniejsze, im rozpatrywana jest mniejsza liczba powierzchni ciernych.

Mimo wykorzystania płytek wewnętrznych o profilu sinusoidalnym obserwuje się, iż nawet przy braku zacisku sprzęgła moment potrzebny do zerwania sprzęgła jest większy od  $0 Nm$ . Jest to wynikiem sił sprężystości odkształconych płytek sinusoidalnych oraz sił adhezji występujących na powierzchniach ciernych.



Rys. 8.21: Charakterystyki  $M_{eks}$ ,  $M_t^{pow}$ ,  $M_t$ ,  $M_{os\_max} = f(p)$  dla sprzęgła o wymiarach  $\phi 50 \times \phi 76$ , składającego się z: a) 18 powierzchni ciernych, b) 16 powierzchni ciernych, c) 14 powierzchni ciernych, d) 12 powierzchni ciernych, e) 10 powierzchni ciernych.

Porównanie wyników współczynników  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$  przedstawiono na rys. 8.22. Największą różnicę między współczynnikiem  $k_{kor}$  a jego oczekiwaną wartością (gdy  $k_{kor} = 1$ ) obserwuje się dla 10 powierzchni ciernych sprzęgła. Różnica wynosi 12%. Dla pozostałych przypadków różnica między wymienionymi wielkościami nie przekracza 10%. Większą dokładność względem modelu Osińskiego obserwuje się dla 16 i 18 powierzchni ciernych sprzęgła, dla których współczynnik  $k_{kor}$  osiąga wartości bliskie 1, a  $k_{kor}^{os}$  przekracza wartości 1,2.



Rys. 8.22: Współczynniki korekcyjne  $k_{kor}$  i  $k_{kor}^{os}$  sprzęgieł o wymiarach  $D_w = 50\text{ mm}$  i  $D_z = 76\text{ mm}$ . Opis w tekście.

## 8.4 Wnioski

Wyniki badań doświadczalnych pokazują, iż dotychczas znane modele matematyczne (charakterystyki  $M_t^{n-pow}$  i  $M_{os\_max}$ ) w większości wariantów niedokładnie opisują moment przenoszony przez sprzęgła. Spośród zbadanych konfiguracji sprzęgła jedynie dwie charakterystyki momentu  $M_{eks}$  (rys. 8.12 c), rys. 8.15 d)) uzyskują bardzo zbliżone wyniki do funkcji wyznaczonych ze wzoru (6.13).

Czynnikiem istotnie wpływającym na maksymalny moment, który może zostać przeniesiony przez sprzęgło jest stan powierzchni ciernych, zmieniający się wraz ze zużyciem oraz dotarciem współpracujących powierzchni. Badania pokazały, że w wielu przypadkach przenoszony moment obrotowy przy braku zacisku sprzęgła jest większy od  $0\text{ Nm}$ , co potwierdza występowanie momentu resztkowego  $M_{eks\_r}$ . Moment  $M_{eks\_r}$ , wyznaczony na podstawie wyników badań, osiągał stosunkowo wysokie wartości, przekraczające  $80\text{ Nm}$  (rys. 8.16 d)). Obserwowany wpływ jest szczególnie istotny dla płytek wewnętrznych i zewnętrznych wykonanych w całości z tego samego materiału, tj. stali [19]. Wynika to z większego zużycia płytek sprzęgłowych oraz sił adhezji związanych z takim samym parametrem sieci krystalicznej współpracujących elementów.

Nie zaobserwowano wpływu grubości płytek sprzęgłowych na maksymalny moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło. Jest to zgodne z modelami matematycznymi przedstawionymi w roz. 6.

Wartości współczynnika  $k_{kor}$  dla sprzęgieł zawierających płytki stosowane w przekładni mechanicznej (rys. 8.22), znajdują się w przedziale  $< 0,88; 1,02 >$ . Dlatego uważa się, że zasadne jest wykorzystywanie opracowanego modelu matematycznego (wzór (6.55)) do wyznaczania maksymalnego momentu obrotowego przenoszonego przez sprzęgło lub hamulec. Większa dokładność modelu względem modelu Osińskiego jest szczególnie zauważalna dla większej liczby powierzchni ciernych. Jest to tym istotniejsze, gdyż badania przedstawione na rys. 8.22 a) ÷ c) zostały wykonane dla nacisków nie większych niż  $1,4\text{ MPa}$ . Dla dopuszczalnych nacisków sięgających  $3\text{ MPa}$  różnice między wartościami  $M_{eks}$  i  $M_{os\_max}$  byłyby jeszcze większe. Dlatego sprzęgło lub hamulec wielopłytkowy zaprojektowany z wykorzystaniem ww. modeli byłby znacznie przewymiarowany.

Zaobserwowanym zjawiskiem podczas badań sprzęgieł o wymiarach  $\phi 46 \times \phi 88,9\text{ mm}$  było zrastanie tarciove (rys. 8.20 b)). Rys. 8.23 przedstawia fragment płytki zewnętrznej po zakończonych badaniach sprzęgła. Na powierzchni płytki widoczne są ubytki materiału, będące wynikiem poślizgu sprzęgła po wystąpieniu zrastania tarciovego. Ocenia się, że wystąpienie tych zjawisk wyklucza płytki sprzęgłowe z dalszej eksploatacji. Efektów takich nie zaobserwowano dla pozostałych wariantów sprzęgieł, charakteryzujących się wyższymi wartościami współczynnika  $r_{st}$ .



**Rys. 8.23:** Zrosty tarciove na powierzchni ciernej płytki zewnętrznej

# Symulacje zmiany biegu przekładni mechanicznej

W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki symulacji zmiany biegu przekładni mechanicznej. Symulacje przeprowadzono w programie Matlab Simulink. Wyniki symulacji zostały porównane z wynikami badań eksperymentalnych przekładni mechanicznej, które opisano w roz. 7. W opisie opracowanego modelu zwrócono szczególną uwagę na najważniejsze bloki programu dotyczące sprzęgieł  $S1$  i  $S2$  przekładni (rys. 3.2).

Opracowany model symulacyjny umożliwia analizę wpływu parametrów eksploatacyjnych, parametrów związanych z konstrukcją przekładni oraz parametrów sterowania na skoki momentu obrotowego na wale napędowym oraz czas zmiany prędkości obrotowej wału wyjściowego przekładni. Parametry eksploatacyjne, które zostały uwzględnione w modelu to:

- opory ruchu kół  $z1 \div z3$  (rys. 3.2),
- opory ruchu kół  $z4 \div z8$  (rys. 3.2),
- prędkość obrotowa  $n_{wej}$ ,
- moment obrotowy  $M_{wyj}$ ,

Parametry związane z konstrukcją przekładni, które wprowadzono do modelu to:

- przełożenia kinematyczne na poszczególnych biegach,
- momenty bezwładności części napędzanej przekładni  $J_{zred}^{od}$  (roz. 6.3.2).

Ponadto możliwe jest zdefiniowanie w modelu dowolnych charakterystyk ciśnień w siłownikach sprzęgieł  $S1$  i  $S2$  (rys. 3.2) w trakcie procesu zmiany biegu z I na II oraz biegu II na bieg I.

## 9.1 Budowa modelu symulacyjnego

Model symulacyjny, który został zbudowany w środowisku Simulink, składa się z bloków funkcyjnych. Bloki te zawierają: funkcje matematyczne, działania matematyczne, stałe, funkcje logiczne, podukłady, odniesienia do innych bloków modelu oraz sygnały. Bloki składają się na opis poszczególnych momentów wpływających na skoki momentu obrotowego na wale napędowym, zgodnie z modelem matematyczny przedstawionym w roz. 6.3.1. Rys. 9.1 przedstawia schemat ideowy modelu, natomiast szczegółowy model wraz z zawartościami poszczególnych bloków przedstawiono w załączniku D. W niniejszym podrozdziale omówiona zostanie idea pracy modelu oraz budowa bloków opisujących sprzęgła mokre.

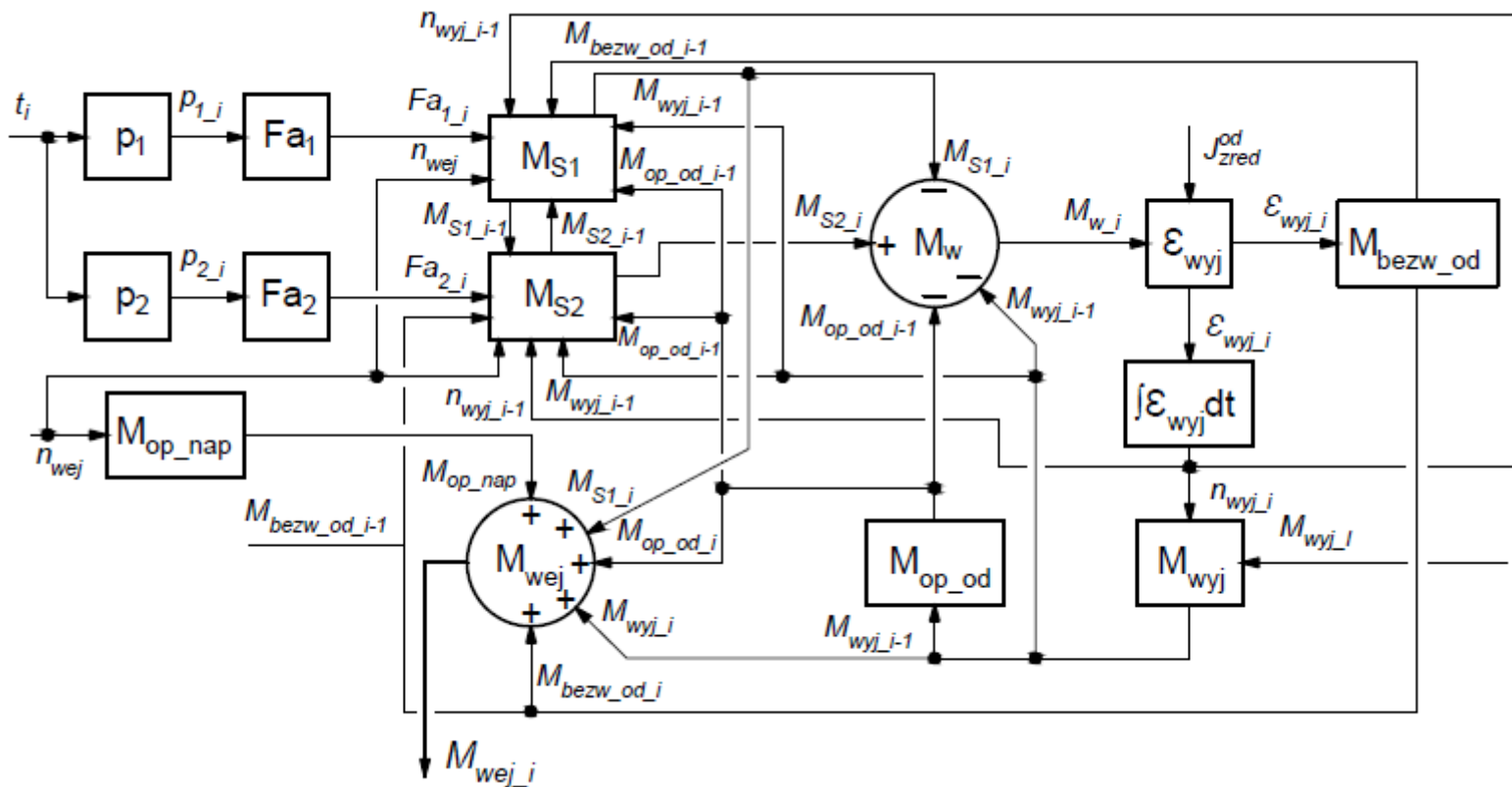
Opracowany model jest modelem dyskretnym, którego wartość kroku czasu wynosiła maksymalnie  $10\mu s$ . Sygnał o zmianie biegu z I na II generowany był dla czasu symulacji równego  $t_i = 1 s$ . Dla symulacji zmian biegów z I na II i redukcji z II na I zdefiniowano czas trwania symulacji na  $2 s$ . Gdy symulacjom poddano tylko redukcję biegu, dla wysokich obciążeń  $M_{wyj}$ , symulację przerywano po ok.  $0,6 s$ . Na rys. 9.1 wartość poszczególnych wielkości w danym kroku oznaczono indeksem dolnym  $i$  lub  ${}_i$ , jeśli w indeksie dolnym występuje inny symbol. Wielkości

z poprzedniego kroku oznaczone były indeksem dolnym  $i-1$  lub  $_{i-1}$ . Wielkości, których wartość pozostaje stała w trakcie symulacji, nie mają dodatkowych indeksów.

Czas symulacji  $t_i$  wprowadzany jest do bloków ciśnień  $p_1$  i  $p_2$ . W blokach tych obliczane są ciśnienia  $p_{1i}$  i  $p_{2i}$  zgodnie ze zdefiniowanymi charakterystykami. Ciśnienia  $p_{1_{i-1}}$ ,  $p_{2_{i-1}}$  wprowadzane są do bloków  $Fa_1$  i  $Fa_2$ . Siły  $Fa_{1_{i-1}}$  i  $Fa_{2_{i-1}}$  trafiają do bloków  $M_{S1}$  i  $M_{S2}$ . Do bloków wprowadzane są również: prędkości  $n_{wej}$  i  $n_{wyj_{i-1}}$ , momenty oporowe części napędzanej  $M_{op_{od_{i-1}}}$ ,  $M_{bezw_{od_{i-1}}}$  oraz moment obciążający  $M_{wyj_{i-1}}$ . Momenty przenoszone przez sprzęgła w danym kroku tj.  $M_{S1_{i-1}}$ ,  $M_{S2_{i-1}}$  wyznacza się ze wzoru (6.55), w którym podstawia się współczynnik tarcia kinematycznego  $\mu_{kinD}$  lub statycznego  $\mu$ , lub ze wzoru (6.3), gdy nie występuje kontakt między płytkami. Wybór wzoru zależy od przypadków przedstawionych we wzorach (6.83) i (6.84).

W kolejnym etapie momenty  $M_{S1_{i-1}}$  i  $M_{S2_{i-1}}$  trafiają do bloku  $M_w$ . Do bloku tego doprowadzane są również wartości  $M_{op_{od_{i-1}}}$  i  $M_{wyj_{i-1}}$ . Obliczony wypadkowy moment  $M_{w_{i-1}}$  trafia do bloku przyspieszenia kąowego  $\varepsilon_{wyj}$ . W bloku tym obliczane jest przyspieszenie kąowe  $\varepsilon_{wyj}$ , które zależy od zredukowanego momentu bezwładności  $J_{zred}^{od}$ , zgodnie ze wzorem (6.81). Przyspieszenie kąowe  $\varepsilon_{wyj_{i-1}}$ . Przyspieszenie  $\varepsilon_{wyj_{i-1}}$  wprowadzone jest do bloku  $\int \varepsilon_{wyj} dt$ , w którym obliczana jest prędkość kąowa  $\omega_{wyj}$ . W bloku tym prędkość kąowa  $\omega_{wyj}$  jest przeliczana na prędkość obrotową  $n_{wyj}$ . Przyspieszenie kąowe  $\varepsilon_{wyj_{i-1}}$  wprowadzane jest również do bloku  $M_{bezw_{od}}$ , w którym obliczany jest moment wynikający z bezwładności części napędzanej przekładni i przyspieszenia kąowego.

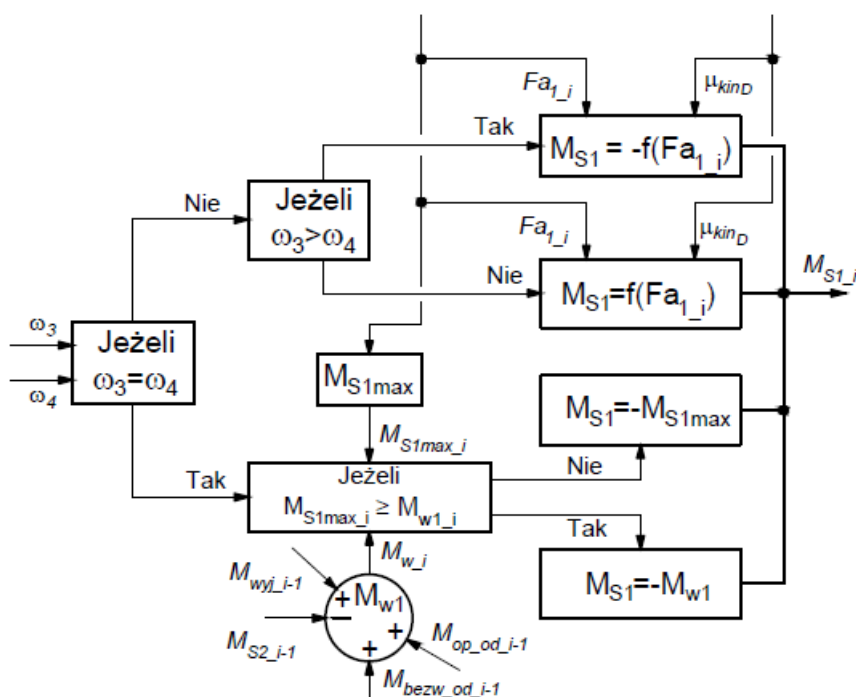
Prędkość obrotowa  $n_{wyj_{i-1}}$  wprowadzona jest wraz z zadaniem obciążeniem zewnętrznym  $M_{wyj_{i-1}}$  do bloku  $M_{wyj}$ . W bloku tym wyznaczane jest obciążenie zewnętrzne zależne od prędkości obrotowej. Obciążenie zewnętrzne  $M_{wyj_{i-1}}$  wyznaczone w poprzednim kroku obliczeniowym trafia do bloku  $M_{op_{od}}$  obliczającego momenty oporowe części napędzanej przekładni. Do bloku obliczającego moment obrotowy  $M_{wej}$  doprowadzany jest moment  $M_{op_{nap}}$  wraz z  $M_{S1_{i-1}}$ ,  $M_{op_{od_{i-1}}}$ ,  $M_{wyj_{i-1}}$  i  $M_{bezw_{od_{i-1}}}$ , zgodnie ze wzorem (6.82).



Rys. 9.1: Schemat ideowy modelu symulacji przekładni mechanicznej. Opis w tekście.



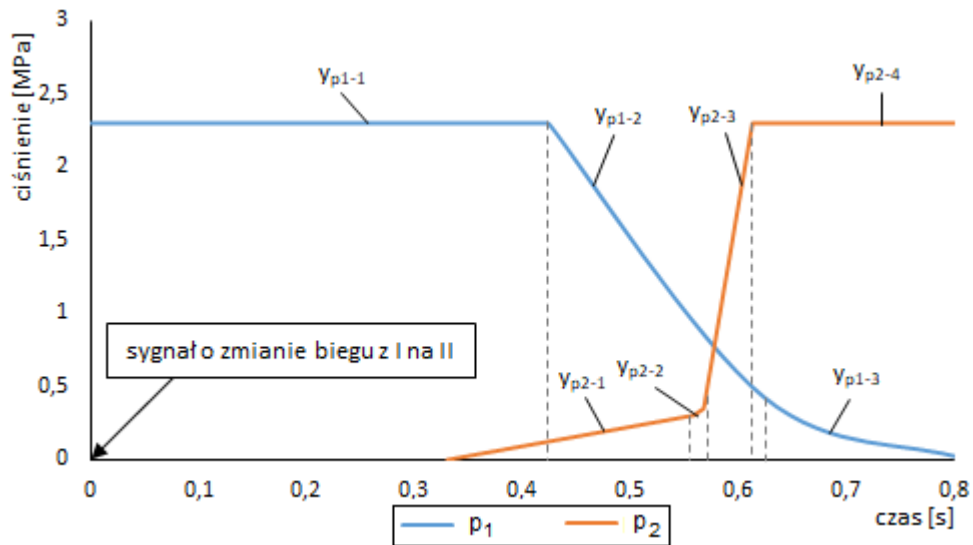
Bardzo istotne dla dokładnego odwzorowania obiektu badań, więc przekładni, w modelu symulacyjnym są bloki momentów obrotowych  $M_{S1}$  i  $M_{S2}$ . Bloki te składają się z wielu bloków i podukładów. Schemat ideowy realizacji działań w blokach momentów obrotowych, na przykładzie sprzęgła  $S1$ , przedstawiono na rys. 9.2. Na rysunku przedstawione są wielkości wykorzystane na rys. 9.1. W zależności czy sprzęgło jest załączone, czy występuje poślizg sprzęgła moment moment  $M_{S1\_i}$  wyznacza się w jednym z czterech bloków. W pierwszym bloku **Jeżeli**  $\omega_3 = \omega_4$  porównywane są prędkości kątowne współpracujących elementów. Jeśli prędkości te są różne, w kolejnym bloku (**Jeżeli**  $\omega_3 > \omega_4$ ) określana jest większa prędkość. Moment  $M_{S1\_i}$  obliczany jest w bloku  $M_{S1} = -f(Fa_{1\_i})$  jeżeli  $\omega_3 > \omega_4$ . W przeciwnym przypadku moment oblicza się w bloku  $M_{S1} = f(Fa_{1\_i})$ . Jeśli poślizg sprzęgła nie występuje to moment przenoszony przez sprzęgło oblicza się w bloku  $M_{S1} = -M_{S1max}$  lub  $M_{S1} = -M_{w1}$ , zależnie od wyniku porównania momentów  $M_{S1max\_i}$  i  $M_{w1\_i}$  w bloku **Jeżeli**  $M_{S1max\_i} \geq -M_{w1\_i}$ . Jeśli siła  $Fa_{1\_i}$  jest mniejsza od  $0\text{ N}$  to momenty w blokach  $M_{S1} = -f(Fa_{1\_i})$  i  $M_{S1} = f(Fa_{1\_i})$  wyznacza się wg. modelu Kitabayashiego przedstawionego we wzorze (6.4). Opisane przypadki obliczania momentu  $M_{S1\_i}$  odpowiadają zależnościom przedstawionym we wzorze (6.84). Analogicznie, do określenia momentu  $M_{S2\_i}$  w modelu symulacyjnym wykorzystane zostały zależności ze wzoru (6.83).



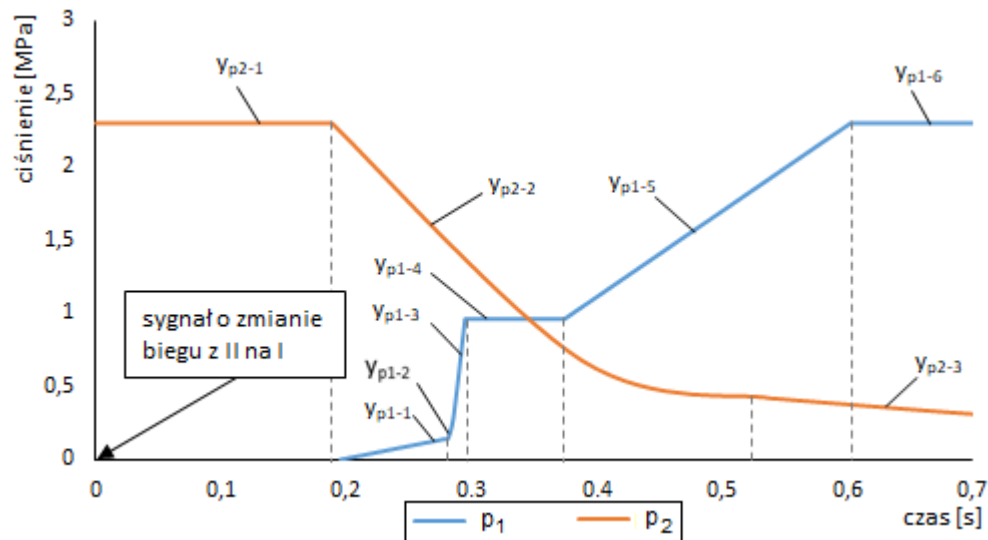
Rys. 9.2: Schemat ideowy modelu sprzęgła  $S1$ . Opis w tekście.

Jak przedstawiono w opracowanym modelu matematycznym sprzęgła (podroz. 6.2) moment maksymalny przenoszony przez to sprzęgło jest wprost proporcjonalny do siły zacisku. Aby zweryfikować opracowane modele matematyczne wykorzystując symulacje numeryczne konieczne było dokładne określenie charakterystyk ciśnień w siłownikach sprzęgieł  $S1$  i  $S2$  podczas doświadczalnych badań zaworów i przekładni. Na podstawie analizy zarejestrowanych podczas badań ciśnień dobrano funkcje matematyczne opisujące ciśnienia w poszczególnych przedziałach czasu. Na rys. 9.3 przedstawiono zdefiniowane w modelu charakterystyki ciśnień  $p_1$  i  $p_2$  dla zmiany z biegu I na II. Natomiast rys. 9.4 przedstawia charakterystyki wspomnianych wielkości dla redukcji biegu. Na rysunkach oznaczono symbolami  $y_{p1}$ - poszczególne funkcje opisujące ciśnienia  $p_1$ . W ten sam sposób, symbolami  $y_{p2}$ - oznaczono funkcje umożliwiające obliczenie ciśnienia  $p_2$ .





**Rys. 9.3:** Charakterystyki ciśnień  $p_1$  i  $p_2$  w siłownikach sprzęgieł  $S_1$  i  $S_2$  dla zmiany biegu z I na II:  $y_{p1}$  - charakterystyki ciśnienia  $p_1$ ,  $y_{p2}$  - charakterystyki ciśnienia  $p_2$



**Rys. 9.4:** Charakterystyki ciśnień  $p_1$  i  $p_2$  w siłownikach sprzęgieł  $S_1$  i  $S_2$  dla zmiany biegu z II na I:  $y_{p1}$  - charakterystyki ciśnienia  $p_1$ ,  $y_{p2}$  - charakterystyki ciśnienia  $p_2$

Opracowując model dołożono starań by odwzorowywał on możliwie dokładnie rzeczywiste warunki i parametry pracy przekładni mechanicznej. Jednak ze względu na różnorodność zjawisk oraz ich wzajemne oddziaływanie na siebie dokładne określenie wszystkich niezbędnych parametrów było niemożliwe. Spośród nieuwzględnionych lub niedokładnie znanych czynników w modelu symulacyjnym należy wymienić:

- wartość współczynników tarcia  $\mu$ ,  $\mu_{kinD}$ ,  $\mu_o$  i  $\mu_{in}$ ,
- momenty  $M_{op}$  kół przekładni w funkcji obciążeń przenoszonych przez koła i ich prędkości obrotowych,
- zmiany prędkości obrotowej  $n_{wej}$  części napędzającej przekładni,
- lepkość oleju przekładniowego,
- wpływ zanieczyszczeń oleju przekładniowego na moment szczytkowy i opory ruchu kół zębatych,
- wpływ nagrzewania się płytek sprzęgłowych na tarcie w wielowypustach i przenoszony przez sprzęgło moment,
- zużycie współpracujących elementów.

Ponadto w modelu nie uwzględniono wpływu działania regulatora PID na spadek ciśnienia w siłownikach sprzęgieł, co zostało przedstawione w podroz. 7.1.4. W związku z tym, że nie są znane dokładne wartości współczynników tarcia, w symulacjach przyjęto ogólnie wartości współczynników:

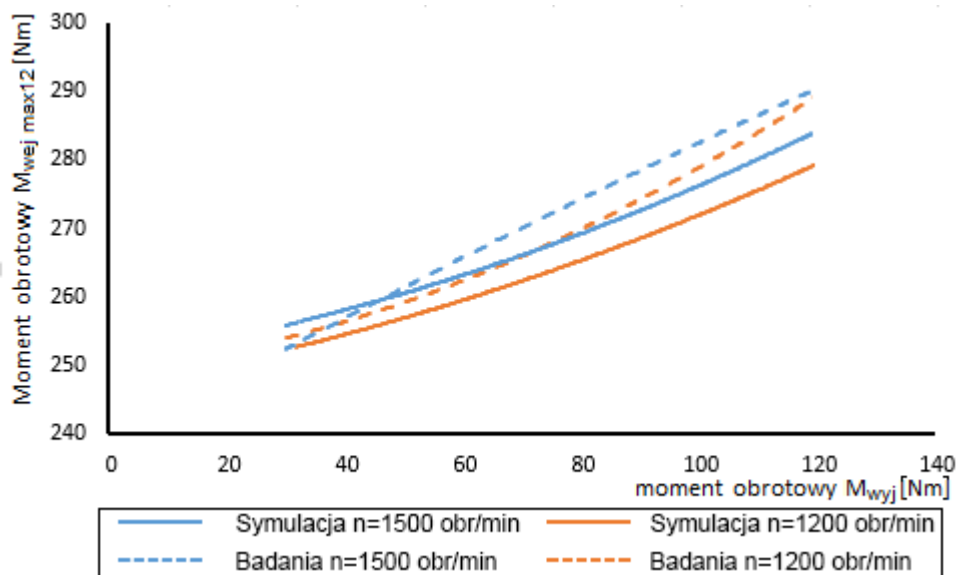
- $\mu_o$  i  $\mu_{in}$  równych 0,12, co odpowiada maksymalnym wartościom współczynnika dla współpracujących stalowych elementów [62],
- tarcia kinematycznego  $\mu_{kinD} = 0,17$ ,
- tarcia statycznego  $\mu = 0,3$ .

## 9.2 Wyniki symulacji

Wykorzystując przedstawiony w poprzednim podrozdziale model symulacyjny przeprowadzone zostały symulacje zmian przełożenia przekładni mechanicznej. W związku z niewielkimi różnicami między wynikami poszczególnych serii badań eksperymentalnych (roz. 7) symulacje zostały wykonane dla prędkości obrotowych  $n_{wej}$  równych  $1200 \frac{obr}{min}$  i  $1500 \frac{obr}{min}$ . Wszystkie rysunki w niniejszym podrozdziale oprócz wyników symulacji przedstawiają również charakterystyki wyznaczone na podstawie badań doświadczalnych.

### 9.2.1 Maksymalne momenty obrotowe w trakcie zmiany biegu

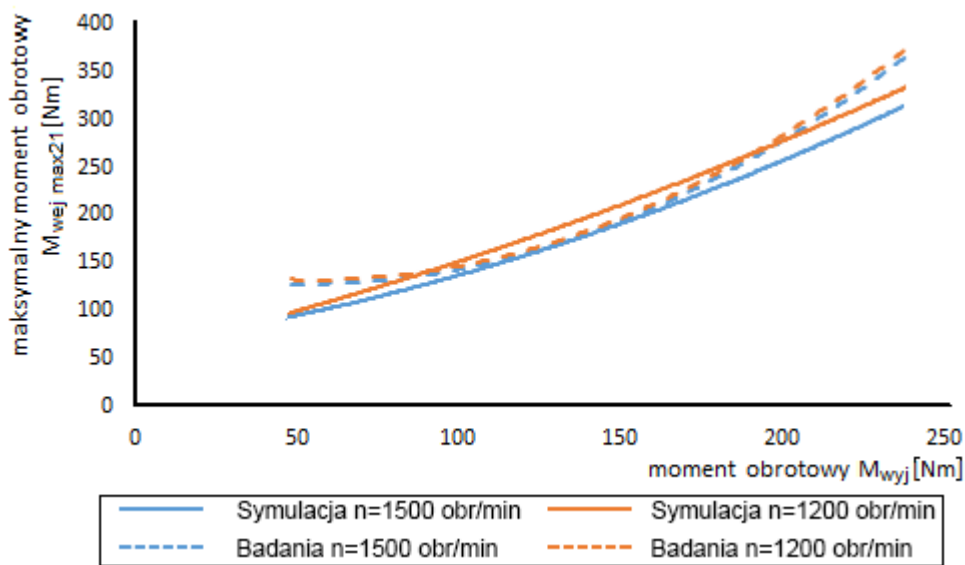
Na rys. 9.5 przedstawiono charakterystyki momentów  $M_{wej\ max12}$  dla zmiany biegu z I na II. Obserwuje się dobrą zbieżność rezultatów badań i symulacji. Nieznacznie większe różnice obserwuje się dla prędkości obrotowej  $n_{wej} = 1200 \frac{obr}{min}$ . Dla obciążenia  $M_{wyj} = 120 Nm$  różnica między symulacją a eksperymentem wynosi  $7,8 Nm$ , natomiast maksymalna rozbieżność dla prędkości obrotowej  $n_{wej} = 1500 \frac{obr}{min}$  nie przekracza  $6 Nm$ . Różnice te nie przekraczają 3% względem wartości  $M_{wej\ max12}$  uzyskanej z symulacji. Na rys. obserwuje się większy przyrost  $M_{wej}$  w funkcji  $M_{wyj}$  dla eksperymentu. Pokazuje to, iż wpływ zjawisk nieliniowych (np. oporów w łożyskach, tarcia viskotycznego, tarcia we współpracujących kołach zębatych), zależnych od obciążenia, jest bardziej intensywny w rzeczywistości niż zamodelowany w programie.



**Rys. 9.5:** Charakterystyki maksymalnych momentów obrotowych  $M_{wej\ max12}$  w trakcie zmiany biegu z I na II

Charakterystyki momentów  $M_{wej\ max21}$  dla redukcji biegu przedstawiono na rys. 9.6. Widać jest, iż dla momentów  $M_{wyj}$  większych od ok.  $180 Nm$  różnice między wynikami badań i symulacji zwiększają się. Jak wspomniano wcześniej, wynika to z większego wpływu obciążenia przekładni  $M_{wyj}$  na opory niż opisujące tę zależność funkcje wprowadzone w modelu. Niemniej tendencja charakterystyk symulacji odpowiada wynikom badań doświadczalnych. Największa różnica między wynikiem eksperymentu a symulacją wynosi  $36 Nm$ , dla obciążenia  $M_{wyj} = 240 Nm$

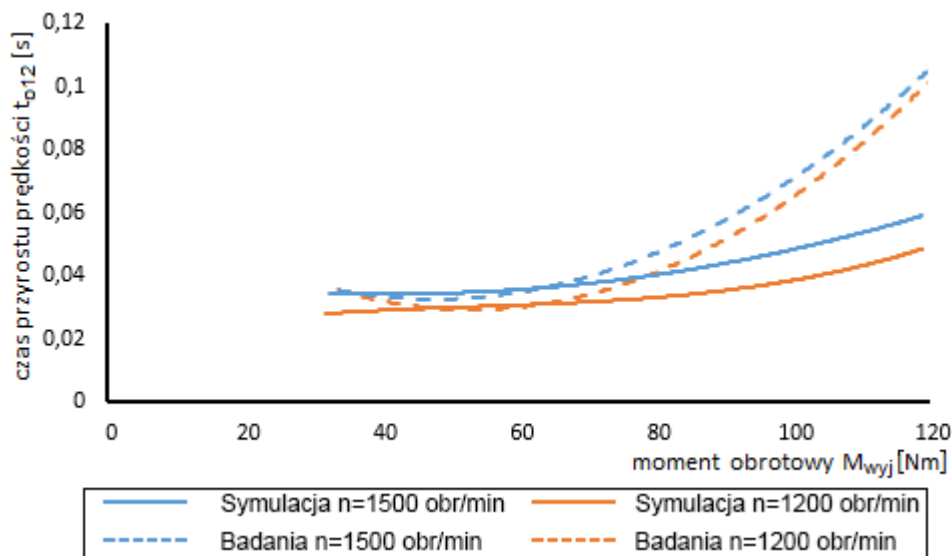
i prędkości obrotowej  $n_{wej} = 1500 \frac{obr}{min}$ . Przedstawione charakterystyki wyników symulacji uzyskują szczególnie dobrą zgodność z wynikami badań w przedziale  $< 80; 180 > Nm$



Rys. 9.6: Charakterystyki maksymalnych momentów obrotowych  $M_{wej\ max21}$  w trakcie redukcji biegu

## 9.2.2 Czasy zmiany prędkości obrotowych w trakcie zmiany przełożenia

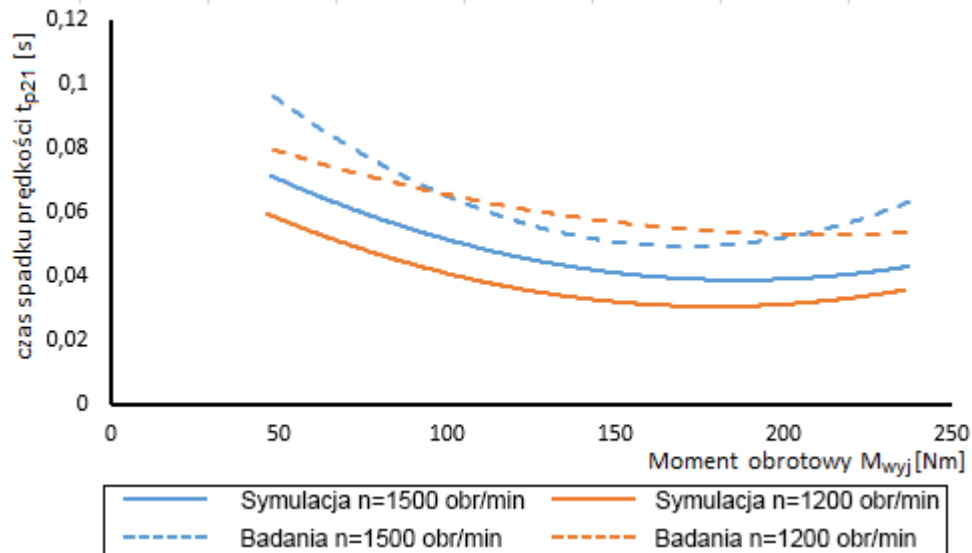
Charakterystyki czasów zmian prędkości obrotowych  $t_{p12}$  i  $t_{p21}$  przedstawiono na rys. 9.7 i rys. 9.8. Różnice między wynikami symulacji i wynikami badań nie przekraczają  $0,01\ s$  do momentu obciążającego  $M_{wyj}$  bliskiego  $70\ Nm$ . Są to bardzo małe wartości, które mogą wynikać np. z dokładności określania czasu  $t_{p12}$  przez opracowany program (Załącznik A). Powyżej tego obciążenia przekładni zarejestrowany  $t_{p12}$  podczas badań zwiększa się istotnie, przekraczając  $0,1\ s$  dla  $M_{wyj} = 120\ Nm$ . Natomiast wyniki symulacji rosną o znacznie mniejsze wartości, osiągając maksymalnie  $0,06\ s$ . Przypuszcza się, iż kluczowy wpływ na taką rozbieżność ma pominięcie w modelu symulacyjnym przeregulowania regulatora PID skutkującego spadkiem ciśnienia  $p_2$  (rys. 7.6), a tym samym spadkiem momentu  $M_{S2}$ , co przekłada się na dłuższy czas  $t_{p12}$ .



Rys. 9.7: Charakterystyki czasu zmiany prędkości obrotowej  $t_{p12}$  w trakcie zmiany biegu z I na II

Charakterystyki czasów spadku prędkości obrotowej  $t_{p21}$  (rys. 9.8) wyznaczone na podstawie symulacji są przesunięte o ok.  $0,02\ s$  względem charakterystyk przedstawiających wyniki badań. Natomiast kształty charakterystyk dla określonych prędkości nie różnią się istotnie między

sobą. Tendencja charakterystyk wyników badań zostaje zachowana na charakterystykach wyników symulacji. Największe różnice między charakterystykami dla wyników badań i symulacji dla  $n_{wej} = 1500 \frac{obr}{min}$  występują dla najmniejszych i największych obciążeń  $M_{wyj}$ , co odpowiada największym różnicom między charakterystykami  $M_{wej_{max21}}$  (rys. 9.6). Na rozbieżności między charakterystykami dla określonych prędkości obrotowych niewątpliwym wpływ ma sposób wyznaczania czasów definiujących czasy  $t_{p21}$ . Jest to szczególnie istotne biorąc pod uwagę tak krótkie czasy nieprzekraczające 0,1 s.



Rys. 9.8: Charakterystyki czasu zmiany prędkości obrotowej  $t_{p21}$  w trakcie redukcji biegu

---

## Podsumowanie

---

W ramach niniejszej pracy opracowano kompletny model matematyczny przekładni mechanicznej, który uwzględnia:

- moment tarcia w łożyskach i pierścieniach uszczelniających,
- moment tarcia wiskotycznego w oleju,
- moment tarcia we współpracujących kołach zębatych,
- moment związany z bezwładnością wirujących elementów,
- moment związany z obciążeniem zewnętrznym przekładni,
- momenty przenoszonych przez sprzęgła cierne.

Opracowany model umożliwia analizę:

- przyspieszenia kąтового wału wyjściowego przekładni (wzór (6.81)),
- momentu obrotowego niezbędnego do napędu przekładni (wzór (6.82)),
- strat energii w trakcie pracy przekładni (wzór (6.108)).

Model zbudowano dla prototypowej przekładni mechanicznej, która wchodzi w skład innowacyjnej, hybrydowej skrzyni biegów HydmAG. Stworzony model został zaimplementowany w modelu symulacyjnym w programie Matlab Simulink i poddany weryfikacji przez porównanie z wynikami przeprowadzonych badań laboratoryjnych. Wyniki badań eksperymentalnych i symulacji potwierdziły oczekiwany na podstawie modelu matematycznego wpływ parametrów eksploatacyjnych (prędkość obrotowa wału napędowego oraz obciążenie zewnętrzne) na czasy zmiany biegów oraz skoki momentu obrotowego.

W celu dokonania analizy wielkości wymienionych w celu pracy (roz. 5.2) został opracowany, przez autora niniejszej pracy, program w środowisku Matlab. Program może zostać wykorzystany podczas przyszłych badań przekładni lub skrzyni HydmAG. Może również stanowić bazę dla oprogramowania komputera maszyny mobilnej, której układ napędowy zawierać będzie przekładnię lub skrzynię HydmAG.

Podsumowując pracę należy stwierdzić, że postawiona w rozdziale 5 teza pracy została potwierdzona. Dobrane sterowanie sprzęgłami ciernymi zapewnia ograniczenie skoków momentu obrotowego podczas zmiany biegu z I na II do wartości umożliwiających zastosowanie w maszynie mobilnej z założonym silnikiem spalinowym. Nie jest to natomiast możliwe, w pełnym zakresie obciążeń, dla redukcji biegu. Dobrane sterownie sprzęgłami i opóźnienie między załączeniem zaworów zapewnia zmianę przełożenia, w trakcie której spadek prędkości obrotowej wału wyjściowego jest pomijalny. Natomiast czasy trwania zmiany biegu z I na II, dla dobranego sterowania zaworami nie przekraczają:

- $t_{dtm} < 0,4$  s, dla czasu między początkiem rozłączania sprzęgła S1 a dokonaną zmianą przełożenia (rys. 7.35),
- $t_{c12} < 0,725$  s, dla całkowitego czasu zmiany przełożenia (rys. 7.38).

Dla redukcji biegu poszczególne czasy nie przekraczały:

- $t_{dtr} < 0,26$  s, dla czasu między początkiem rozłączania sprzęgła  $S2$  a dokonaną zmianą przełożenia (rys. 7.44),
- $t_{c21} < 0,5$  s, dla całkowitego czasu redukcji biegu (rys. 7.46).

Biorąc pod uwagę wyznaczone czasy między rozpoczęciem rozłączania sprzęgła a dokonaną zmianą przełożenia i odnosząc je do założenia przedstawionego w tezie pracy, można stwierdzić, iż założenie zostało potwierdzone. Możliwe są zmiany biegu krótsze od 0,5 s przy jednoczesnym ograniczeniu skoku momentu obrotowego i prędkości obrotowej.

W pracy przedstawiono model sprzęgła wielopłytkowego uwzględniający siły tarcia w wielowypustach płytek. W modelu rozważono:

- liczbę powierzchni ciernych,
- parametry konstrukcyjne płytek (parametry wielowypustów, wymiary powierzchni ciernych),
- wartości współczynników w wielowypustach i na powierzchniach ciernych.

Opracowany model matematyczny porównano z wynikami badań doświadczalnych i dotychczas znanymi modelami. Zarówno model matematyczny, jak i badania doświadczalne wykazały znaczący wpływ sił tarcia w połączeniach wielowypustowych na moment przenoszony przez wielopłytkowe sprzęgła. Badania wykonane dla kilku wariantów sprzęgieł pokazały, że różnica między zaproponowanym modelem matematycznym a danymi doświadczalnymi nie przekracza 10%. Rozbieżności te są znacząco mniejsze niż różnice między dotychczas znanymi modelami matematycznymi sprzęgieł a wynikami eksperymentalnymi.

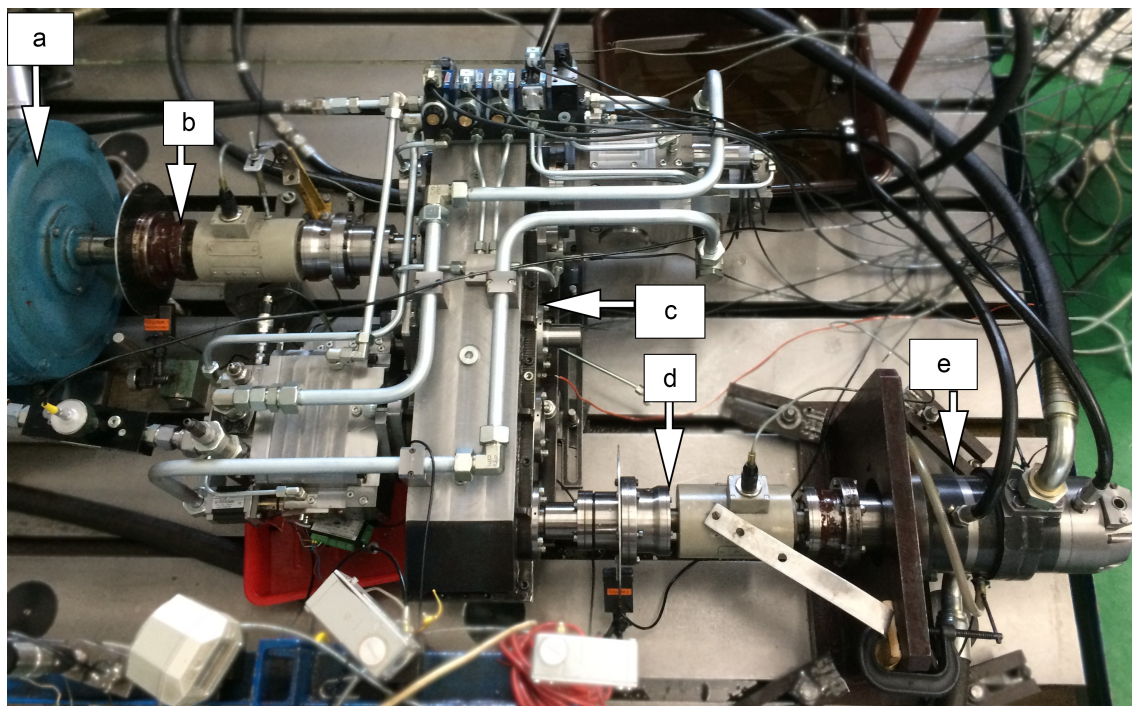
Przedstawiony w rozdziale 8 wpływ tarcia w wielowypustach na moment przenoszony przez sprzęgło powinien zostać uwzględniony w analizie maksymalnego momentu obrotowego, jak i w analizie procesów załączania i rozłączania, gdy występuje kontakt mechaniczny między płytkami. Przykładem może być model Davisa (roz. 6.1.1) zastosowany do sprzęgła wielopłytkowego. Należy mieć jednak na uwadze, że w przypadku sprzęgieł pracujących w poślizgu siły tarcia w wielowypustach będą wpływać tylko na składową momentu wynikającą z kontaktu mechanicznego płytek. Składowa momentu wynikająca z tarcia wiskotycznego nie będzie zależać od sił tarcia w wielowypustach. Składowa ta będzie jednak wpływać na wymienione siły tarcia (wzór (6.36)). Dlatego im większa różnica prędkości obrotowych współpracujących płytek (więc większe siły tarcia wiskotycznego), tym siły tarcia  $F_T$  występujące w wielowypustach płytek będą większe.

Proponuje się zaprojektowanie stanowiska badawczego do badań doświadczalnych sprzęgła z dwustronnym zaciskiem. Sprzęgło takie jest przedmiotem zgłoszenia patentowego, opracowanego przez autora niniejszej pracy [20]. Wyniki badań sprzęgła z dwustronnym zaciskiem proponuje się porównać z wynikami badań przedstawionymi w roz. 8. Porównanie wyników badań umożliwi analizę wpływu tarcia w wielowypustach na przenoszony moment obrotowy w dwóch wariantach sprzęgieł.

W przekładni zastosowane zostały rozwiązania, które są przedmiotami następujących patentów i zgłoszeń patentowych:

- Bąk M.: Układ smarowania sprzęgła ciernego, zgłoszenie patentowe P.436868, data zgłoszenia: 03.02.2021,
- Patrosz P., Bąk M.: Dwubiegowa przekładnia zębata ze sprzęgłami wielopłytkowymi, patent polski 239490, data przyznania: 16.09.2021.

Skrzynia biegów HydMAG, której podzespołem jest przekładnia mechaniczna, została zbadana na stanowisku badawczym (rys. 10.1). Wykonane badania potwierdziły pełną funkcjonalność skrzyni biegów na wszystkich wymaganych przełożeniach (tab. 3.1). W trakcie badań nie zaobserwowano niepokojących zjawisk zarówno w warunkach ustalonych, jak i podczas zmian przełożenia. Stąd uważa się, iż skrzynia biegów (a tym samym przekładnia mechaniczna) gotowa jest do wdrożenia w obecnym stanie.



**Rys. 10.1:** Skrzynia biegów HydmAG na stanowisku badawczym: *a* - silnik elektryczny, *b*, *d* - momentomierze, *c* - skrzynia biegów, *e* - pompa hydrauliczna PWK.

Dalszy etap prac rozwojowych prowadzonych nad przekładnią mechaniczną powinien zostać ukierunkowany na rozbudowę modelu symulacyjnego, w którym uwzględnione zostaną czynniki związane z wykorzystaniem w docelowej maszynie mobilnej tj. charakterystyki i momenty bezwładności silnika spalinowego oraz moment bezwładności poszczególnych elementów układu napędowego. Poprawność modeli symulacyjnych powinna zostać zweryfikowana przez porównanie wyników symulacji z wynikami badań doświadczalnych lub przez odniesienie wyników względem modelu przedstawionego w pracy. W przypadku uzyskania dobrej zgodności wyników zaleca się wykonanie symulacji sprawdzających parametry w trakcie zmiany przełożenia dla docelowego zastosowania. Analizie powinien podlegać:

- moment obrotowy na wejściu i wyjściu z przekładni,
- prędkości obrotowe wału napędowego i wału wyjściowego,
- przyspieszenia kątowe wału napędowego i wału wyjściowego.

Ponadto zaleca się przeanalizowanie wpływu współrzędnych P3 charakterystyki sterowania zaworem proporcjonalnym (rys. 3.10) na parametry badane podczas zmian przełożenia.

Niezbędne są dalsze prace w kierunku zbadania wpływu innych modeli matematycznych sprzęgieł podczas ich poślizgu, tj. Davisa-Sadeghi'ego-Krousgrilla, Kitabayashi'ego, Pahlavy'ego, Penga-Yuana oraz Iqbala (podroz. 6.1.1), na różnice między wynikami eksperymentów i symulacji. Ponadto kontynuacja prac nad modelem powinna być ukierunkowana na określenie zależności oporów ruchu od obciążeń poszczególnych kół zębatach i ich prędkości obrotowych w stanach niestabilnych. Gdyż jak pokazują wyniki symulacji dobór odpowiednich funkcji opisujących opory ruchu ma bardzo duży wpływ na różnice między wynikami badań eksperymentalnych i symulacji.

Planowane jest wykonanie badań eksperymentalnych i symulacji pracy skrzyni biegów dla małych kątów wychylenia tarczy pompy i silnika hydraulicznego. Celem jest określenie ich wpływu na sprawność przeniesienia napędu przez skrzynię biegów. W dalszym etapie rozwoju ma to pozwolić na skorygowanie nastaw zaworów, aby zoptymalizować sprawności skrzyni.

---

# Bibliografia

---

- [1] Katalog części ciągnika Case IH Magnum 7210/7220, sierpień 1999.
- [2] Broszura ciągników Case serii JX, 2004.
- [3] Broszura ciągników New Holland serii TS-A, marzec 2006.
- [4] Norma DIN 5480. DIN Deutsches Institut für Normung, maj 2006.
- [5] Karta katalogowa silnika John Deere PowerTech M 4.5l engine model: 4045tf280. John Deere, sierpień 2007.
- [6] Karta katalogowa proporcjonalnych zaworów redukcyjno-przelewowych: Transmission valves. Tecnod, 2016.
- [7] Karta katalogowa czujnika rezystancyjnego TOPE414. Termoaparatura Wrocław, 2017.
- [8] Karta katalogowa sprężyn talerzowych 02307500. Sodemann, strona internetowa: [www.sodemann-sprezyny.pl/02307500](http://www.sodemann-sprezyny.pl/02307500), data dostępu: 12.02.2020.
- [9] Karta katalogowa zaworu 3WZCDE6 firmy Ponar Wadowice. Ponar Wadowice, strona internetowa: [www.ponar-wadowice.pl/uploads/attachments\\_prod/3wzcde6\\_pl.pdf](http://www.ponar-wadowice.pl/uploads/attachments_prod/3wzcde6_pl.pdf), data dostępu: 12.07.2019.
- [10] JCB Agriculture: Drive the Revolution. The new JCB AGRI PRO Loadall with Dual Tech VT. strona internetowa [www.youtube.com/watch?v=bAoSOHooNhYab\\_channel=JCBagriculture](http://www.youtube.com/watch?v=bAoSOHooNhYab_channel=JCBagriculture), data dostępu: lipiec, 2021.
- [11] Strona internetowa Massey Ferguson India ciągnika MF 7235 DI. [masseyfergusonindia.com/MF7235/](http://masseyfergusonindia.com/MF7235/), data dostępu: listopad, 2021.
- [12] Strona internetowa Browns Group. [www.brownsgroup.com/sectors/agriculture-industry](http://www.brownsgroup.com/sectors/agriculture-industry), data dostępu: listopad, 2021.
- [13] Strona internetowa Turner Powertrains Systems. [www.turner-powertrain.co.uk/en/transmission-products/automatic\\_powershift.html](http://www.turner-powertrain.co.uk/en/transmission-products/automatic_powershift.html), data dostępu: listopad, 2021.
- [14] Strona internetowa JCB: Innovative dual tech transmission for industrial loadalls. [www.scot-jcb.com/news-and-events/2017/february/innovative-dual-tech-transmission-for-industrial-loadalls/](http://www.scot-jcb.com/news-and-events/2017/february/innovative-dual-tech-transmission-for-industrial-loadalls/), data dostępu: listopad, 2021.
- [15] Strona internetowa Hamilton Ross Group: The revolutionary JCB 536-70 DualTech VT Telehandler Has Arrived! [www.hamiltonrossgroup.co.uk/the-revolutionary-jcb-536-70-dualtech-vt-telehandler-has-arrived-at-hamilton-brothers/](http://www.hamiltonrossgroup.co.uk/the-revolutionary-jcb-536-70-dualtech-vt-telehandler-has-arrived-at-hamilton-brothers/), data dostępu: wrzesień, 2021.
- [16] Strona internetowa FarmBusiness: Extra power for new loadalls as more models get DualTech VT. [www.farmbusiness.co.uk/machinery/extra-power-for-new-loadalls-as-more-models-get-dualtech-vt.html](http://www.farmbusiness.co.uk/machinery/extra-power-for-new-loadalls-as-more-models-get-dualtech-vt.html), data dostępu: wrzesień, 2021.
- [17] C. R. Aphale, J. Cho, W. W. Schultz, S. L. Ceccio, T. Yoshioka, H. Hiraki. Modeling and parametric study of torque in open clutch plates. *Journal of Tribology*, 128(2):strony 422–430, kwiecień 2006.



- [18] M. Bąk. Analiza wpływu parametrów konstrukcyjnych sprzęgieł mokrych na przenoszony moment obrotowy. Praca magisterska, Politechnika Gdańska, Gdańsk, 2019.
- [19] M. Bąk. Torque capacity of multidisc wet clutch with reference to friction occurrence on its spline connections. *Scientific Reports*, grudzień 2021.
- [20] M. Bąk. *Wielopłytkowe sprzęgło cierne z zaciskiem dwustronnym*. Zgłoszenie patentowe P.437213, data zgłoszenia: 03.02.2021.
- [21] M. Bąk. *Układ smarowania sprzęgła ciernego*. Zgłoszenie patentowe P.436868, data zgłoszenia: 03.02.2021.
- [22] M. Bąk, P. Patrosz. Metodologia badania skrzyni biegów z wykorzystaniem układu hydraulicznego jako hamowni. *Napęd i Sterowanie*, (11):strony 95–101, 2020.
- [23] M. Bąk, P. Patrosz, P. Śliwiński. Torque transmitted by multi-plate wet clutches in relation to number of friction plates and their dimensions. *Advances in Hydraulic and Pneumatic Drives and Control 2020*, pages 367–376. Springer International Publishing, 2021.
- [24] M. Chen, B. Zhang, Y. Feng, L. Wang, H. Wang. Numerical and experimental studies of the attenuation characteristics of friction torque in a wet multidisc clutch. *Applied Sciences*, 11(2), styczeń 2021.
- [25] F. Concli, C. Gorla, A. Della Torre, G. Montenegro. Windage power losses of ordinary gears: different cfd approaches aimed to the reduction of the computational effort. *Lubricants*, 2(4):strony 162–176, październik 2014.
- [26] C. da Silva, J. Rodrigues de Sá, R. Menegatti. Diagnostic of failure in transmission system of agriculture tractors using predictive maintenance based software. *AgriEngineering*, 1(1):strony 132–144, marzec 2019.
- [27] C. L. Davis, F. Sadeghi, C. M. Krousgrill. A simplified approach to modeling thermal effects in wet clutch engagement: analytical and experimental comparison. *Journal of Tribology*, 122(1):strony 110–118, styczeń 2000.
- [28] M. H. Faïdh-Allah. The temperature distribution in friction clutch disc under successive engagements. *Tribology in Industry*, 40(1):strony 92–99, 2018.
- [29] N. Fatima, P. R. Marklund, R. Larsson. Influence of clutch output shaft inertia and stiffness on the performance of the wet clutch. *Tribology Transactions*, 56:strony 310–319, 2013.
- [30] M. Goetz, M. C. Levesley, D. A. Crolla. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 219(8):strony 951–963, sierpień 2005.
- [31] M. Holgerson. *Wet clutch engagement characteristics*. Praca doktorska, Lulea University of Technology, Lulea, Szwecja, 1999.
- [32] J. Hu, S. Hou, C. Wei. Drag torque modeling at high circumferential speed in open wet clutches considering plate wobble and mechanical contact. *Tribology International*, 124, sierpień 2018.
- [33] M. Ingram, H. Spikes, J. Noles, R. Watts. Contact properties of a wet clutch friction material. *Tribology International*, 43(4):strony 815–821, 2010.
- [34] S. Iqbal, F. Al-Bender, B. Pluymers, W. Desmet. Mathematical model and experimental evaluation of drag torque in disengaged wet clutches. *ISRN Tribology*, 2013: strony 1–16, sierpień 2013.
- [35] D. Kim, K. Kim, Y. Park, J. Huh. Analysis of shifting performance of power shuttle transmission. *Journal of Terramechanics*, 44(1):strony 111–122, styczeń 2007.
- [36] H. Kitabayashi, C. Y. Li, H. Hiraki. Analysis of the various factors affecting drag torque in multiple-plate wet clutches. 2003 JSAE/SAE International Spring Fuels Lubricants Meeting, Yokohama, Japonia, maj 2003.

- [37] J. Kowal, Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica (Kraków), Wydawnictwa. *Podstawy automatyki. T. 1.* Wydawnictwa AGH, Kraków, 2018.
- [38] J. Kuczmaszewski. *Fundamentals of metal-metal adhesive joint design.* Politechnika Lubelska: Polska Akademia Nauka, Lublin, 2006.
- [39] B. Li, D. Sun, M. Hu, X. Zhou, J. Liu, D. Wang. Coordinated control of gear shifting process with multiple clutches for power-shift transmission. *Mechanism and Machine Theory*, 140: strony 274–291, październik 2019.
- [40] X. Liang. A proposed torque calculation model for multi-plate clutch considering boundary lubrication conditions and heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 157, sierpień 2020.
- [41] N. Lingesten. Wear behavior of wet clutches. Praca licencjacka, Lulea University of Technology, Lulea, Szwecja, 2012.
- [42] Makland. Karta informacyjna materiału ciernego JP402, 2008.
- [43] P. Marklund, R. Mäki, R. Larsson, E. Höglund, M. Khonsari, J. Jang. Thermal influence on torque transfer of wet clutches in limited slip differential applications. *Tribology International*, 40(5):strony 876–884, maj 2007.
- [44] P. Marklund, R. Larsson, T. S. Lundström. Permeability of sinter bronze friction material for wet clutches. *Tribology transactions*, 51(3):strony 303–309, maj 2008.
- [45] W. Matulewicz, D. Karkosiński, M. Chomiakow. *Podstawy badań obwodów elektrycznych i elektromagnetycznych dla mechaników.* Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 2013.
- [46] Hydac International. Broszura Hydac International: Valve technology and special solutions for transmissions on mobile machines, 2015.
- [47] KG, Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. LuK clutch course: Introduction to clutch technology for cars and LCVs, czerwiec 2015.
- [48] P. Śliwiński. *Porównanie zjawisk w hydraulicznych silnikach satelitowych zasilanych emulsją oleju w wodzie.* Praca doktorska, Politechnika Gdańska, Gdańsk, 2006.
- [49] ZF GmbH. Katalog ZF-Ergopower transmission, 2003.
- [50] A. Milecki. *Liniowe serwonapedy elektrohydrauliczne modelowanie i sterowanie.* Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2003.
- [51] T. Minowa, T. Ochi, H. Kuroiwa, K.-Z. Liu. Smooth gear shift control technology for clutch-to-clutch shifting. marzec 1999.
- [52] F. Müller, H. Sailer. New future-oriented tractor transmissions from ZF. International Off-Highway Powerplant Congress Exposition, wrzesień 1993.
- [53] G. Molari, E. Sedoni. Experimental evaluation of power losses in a power-shift agricultural tractor transmission. *Biosystems Engineering*, 100(2):strony 177–183, czerwiec 2008.
- [54] H. Naunheimer, editor. *Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application.* Springer, Berlin Heidelberg, 2 edition, 2011.
- [55] T. P. Newcomb, H. E. Merritt. Effect of spline friction on the torque capacity and interface temperatures reached during a multi-disc clutch engagement. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 4(4):strony 353–355, grudzień 1962.
- [56] D. D. Ngo. *Gear shift strategies for automotive transmissions.* Praca doktorska, Technische Universiteit Eindhoven, 2012.
- [57] Ortlinghaus. *Electromagnetic multi-plate clutches and brakes.* 08.2004 edition, 2004.
- [58] Ortlinghaus. *Hydraulically actuated clutches and brakes.* 08.2004 edition, 2004.

- [59] Ortlinghaus. *Mechanically actuated sinus multi-plate clutches*. 02.2004 edition, 2004.
- [60] Ortlinghaus. *Technical information*. 02.2004 edition, 2004.
- [61] A. Osiecki. *Hydrostatyczny napęd maszyn*. Wydawnictwo WNT, Warszawa, 2014.
- [62] Z. Osiński. *Sprzęgła i hamulce*. Wydawnictwo PWN, 2000.
- [63] S. Pahlovy, S. F. Mahmud, M. Kubota, M. Ogawa. Multiphase drag modeling for prediction of the drag torque characteristics in disengaged wet clutches. *SAE Int. J. Commer. Veh.*, 7 (2), 2014.
- [64] S. Pahlovy, S. Faria Mahmud, M. Kubota, M. Ogawa, N. Takakura. Prediction of drag torque in a disengaged wet clutch of automatic transmission by analytical modeling. *Tribology Online*, 11 (2):strony 121–129, 2016.
- [65] G. Panzani, M. Tanelli, S. M. Savaresi, C. Pirola, G. Gavina, F. Taroni. Transmission control for power-shift agricultural tractors. In *Proceedings of the 2010 American Control Conference*, pages strony 2188–2193, Baltimore, MD, styczeń 2010. IEEE.
- [66] N. Patir, H. S. Cheng. Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces. *ASME Journal of Tribology*, 101, styczeń 1979.
- [67] P. Patrosz. *Kompensacja skoków ciśnienia w pompie tłoczkowej o zmiennej wydajności z rozrządem krzywkowym*. Praca doktorska, Politechnika Gdańska, Gdańsk, 2017.
- [68] P. Patrosz, M. Bąk. *Dwubiegowa przekładnia zębata ze sprzęgłami wielopłytkowymi*. Patent polski 239490.
- [69] S. Płaza, L. Margielewski, G. Celichowski. *Wstęp do tribologii i tribochemia*. Wydawnictwo Uniwersytetu Łódzkiego, Łódź, 2005.
- [70] Z. Peng, S. Yuan. Mathematical model of drag torque with surface tension in single-plate wet clutch. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 32(1), grudzień 2019.
- [71] K. T. Renius. Globale Getriebekonzepte für Traktoren. *ATZoffhighway*, 7(2):strony 16–29, sierpień 2014.
- [72] K. T. Renius. *Fundamentals of tractor design*. Springer International Publishing, Cham, 2020.
- [73] D. Sayer. *Agricultural tractor powertrains: fundamental characteristics and opportunities for intelligent control*. Praca doktorska, Cranfield University at Silsoe, Silsoe, 2005.
- [74] Y. Shen, S. Rinderknecht, M. Hoppert. General modeling method of power losses in transmission with parameter identification. *Power Transmission Engineering*, październik 2019.
- [75] A. A. Siddique, T.-J. Kim, Y.-J. Kim. Technical trend of the Power Shift transmission (PST) of agricultural tractor. *Journal of Drive and Control* 2020, 3, 2020.
- [76] A. A. Siddique, W.-S. Kim, Y.-S. Kim, S.-Y. Baek, S.-M. Baek, Y.-J. Kim, S.-U. Park, C.-H. Choi. Simulation of design factors of a clutch pack for Power-Shift transmission for an agricultural tractor. *Sensors*, 20(24), 2020.
- [77] S. Stryczek. *Napęd hydrostatyczny. Tom 1. Elementy*. Wydawnictwo PWN, Warszawa, 2016.
- [78] S. Thornton, G. M. Pietron, D. Yanakiev, J. McCallum, A. Annaswamy. Hydraulic clutch modeling for automotive control. In *52nd IEEE Conference on Decision and Control*, pages strony 2828–2833, Firenze, grudzień 2013. IEEE.
- [79] R. Von Heriter, K. T. Renius. Traktorgebiete - Entwicklungstendenzen und neuere Konzepte. *Grundlagen der Landtechnik*, 38(6):strony 169–177, 1988.
- [80] G. Wang, Y. Song, J. Wang, W. Chen, Y. Cao, J. Wang. Study on the shifting quality of the CVT tractor under hydraulic system failure. *Applied Sciences*, 10(2), sierpień 2020.

- [81] Y. Wang, Y. Li, Y. Liu, W. Zhang. Modeling and experimental research on engaging characteristics of wet clutch. *Industrial Lubrication and Tribology*, 71(1):strony 94–101, styczeń 2019.
- [82] S. Watechagit, K. Srinivasan. Modeling and simulation of a shift hydraulic system for a stepped automatic transmission. marzec 2003.
- [83] J. A. Wojciechowski, Sobczak. *Kompozytowe tarcze hamulcowe pojazdów drogowych*. Instytut Transportu Samochodowego, Warszawa, 2001.
- [84] L. Yang, B. Ma, M. Ahmadian, H. Li,, B. Vick. Pressure distribution of a multidisc clutch suffering frictionally induced thermal load. *Tribology Transactions*, 59(6):strony 983–992, listopad 2016.
- [85] S. Yang, Y. Bao,, C. Fan. Study on characteristics of hydro-mechanical transmission in full power shift. *Advances in Mechanical Engineering*, 10(7), lipiec 2018.
- [86] A. A. Yevtushenko, P. Grzes,, A. Adamowicz. Numerical analysis of thermal stresses in disk brakes and clutches (a review). *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 67(2):strony 170–188, styczeń 2015.
- [87] L. Yu, B. Ma, M. Chen, H. Li, J. Liu,, L. Zheng. Numerical and experimental studies on the characteristics of friction torque based on wet paper-based clutches. *Tribology International*, 131: strony 541–553, marzec 2019.
- [88] L. Yu, B. Ma, M. Chen, H. Li, H. Zhang,, J. Liu. Thermodynamic differences of different friction pairs in a multidisc clutch caused by spline friction: Numerical simulation and experimental verification. *Tribology Transactions*, 62(4):strony 724–736, lipiec 2019.
- [89] L. Yu, B. Ma, H. Li, J. Liu,, M. Li. Numerical and experimental studies of a wet multidisc clutch on temperature and stress fields excited by the concentrated load. *Tribology Transactions*, 62(1):strony 8–21, 2019.
- [90] L. Yu, B. Ma, M. Chen, H. Li,, J. Liu. Investigation on the thermodynamic characteristics of the deformed separate plate in a multi-disc clutch. *Engineering Failure Analysis*, 11, marzec 2020.
- [91] P. Zagrodzki. Numerical analysis of temperature fields and thermal stresses in the friction discs of a multidisc wet clutch. *Wear*, 101(3):strony 255–271, luty 1985.
- [92] P. Zagrodzki. Analysis of thermomechanical phenomena in multidisc clutches and brakes. *Wear*, 140(2):strony 291–308, listopad 1990.
- [93] P. Zagrodzki. Thermoelastic instability in friction clutches and brakes – Transient modal analysis revealing mechanisms of excitation of unstable modes. *International Journal of Solids and Structures*, 46(11-12):strony 2463–2476, czerwiec 2009.
- [94] P. Zagrodzki, S. A. Truncone. Generation of hot spots in a wet multidisk clutch during short-term engagement. *Wear*, 254(5-6):strony 474–491, marzec 2003.
- [95] J. Zhang, R. Zhou, X. Li, J. Liu, Q. Xing,, P. Tang. Cooperation mode optimization between two clutches for dual clutch transmission during the torque phase. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 612(3), październik 2019.
- [96] X. Zhou, P. Walker, N. Zhang, B. Zhu,, J. Ruan. Numerical and experimental investigation of drag torque in a two-speed dual clutch transmission. *Mechanism and Machine Theory*, 79: strony 46–63, wrzesień 2014.
- [97] Z. Zhu, X. Gao, D. Pan, Y. Zhu,, L. Cao. Study on the control strategy of shifting time involving multigroup clutches. *Mathematical Problems in Engineering*, 2016: strony 1–17, 2016.
- [98] A. Zięba. *Analiza danych w naukach ścisłych i technice*. Wydawnictwo PWN, Warszawa, 2013.

---

# Załącznik A

---

Kod źródłowy w języku Matlab programu analizującego przebiegi wielkości zarejestrowanych podczas badań przekładni mechanicznej (roz. 7).

```
%ps1,ps2—uśrednione wartości ciśnień
%Mps1—uśredniony moment wejściowy
%tz_1_34— początek zmiany biegu z 3 na 4 (1 na 2)
%tkz_1_34— koniec zmiany biegu z 3 na 4 (1 na 2)
%dtm— czas zmiany biegu z 3 na 4 [s] (1 na 2)
%t_k34— czas wyrównania prędkości obrotowej po zmianie biegu
%M_max34—moment maksymalny w czasie zmiany biegu z 3 na 4 (1 na 2)
%P_str_p— energia tracona w czasie zmiany biegu z 3 na 4 (1 na 2)
%t_op— czas po wyrównaniu prędkości, po którym liczy się średni moment
z
%100 punktów pomiarowych
%Mp1_wm_r_Old— moment uśredniony po redukcji biegu po czasie 0,5s
zliczony
%z 100 punktów pomiarowych
%i_usr_r— liczba punktów uśrednianych po redukcji
k=0;%
i=1;%
j=1;%element w macierzy uśredniania
m=1; %element do wykrywania punktu spadku ciśnienia
m_r=1;
mnwyj=1; %element do wykrywania punktu zmiany predkości zmiana z 1 na 2
mrnwyj=1;%element do wykrywania punktu zmiany predkości zmiana z 2 na 1
n=0;%nr wiersza w macierzy załączania;
n_r=0;
jm=1;
km=0;
im=1;
i_43=0;
i_34(1,1)=0;
i_34(2,1)=0;
i_usr_r=1000;
i_usr=1000;
t_op=5000;
z34=1;%początkowy wiersz zmiany na 4
E_str_p(1,1)=0;
E_str_p(2,1)=0;
E_s_wej_p(1,1)=0;
E_s_wej_p(2,1)=0;
E_s_wej_r_p(1,1)=0;
E_s_wej_r_p(2,1)=0;
E_s_wej_p_kz(1,1)=0;
E_s_wej_p_kz(2,1)=0;
```



```

E_s_wej_kz(1,1)=0;
E_s_wej_kz(2,1)=0;
E_s_wej_rkz(1,1)=0;
E_s_wej_rkz(2,1)=0;
E_s_wej_r_pkz(1,1)=0;
E_s_wej_r_pkz(2,1)=0;
E_wyj_p_kz(1,1)=0;
E_wyj_p_kz(2,1)=0;
E_wyj_p(1,1)=0;
E_wyj_p(2,1)=0;
E_wyj_r_p(1,1)=0;
E_wyj_r_p(2,1)=0;
E_wyj_r_pkz(1,1)=0;
E_wyj_r_pkz(2,1)=0;
E_str_rr(1,1)=0;
E_str_rr(2,1)=0;
Mp1_wm_r_Old(1,1)=0;
Mp1_wm_r_Old(2,1)=0;
Mp1_wm_Old(1,1)=0;
Mp1_wm_Old(2,1)=0;
I_wej=0.709; %moment bezwładności silnika i strony wejściowej przekł
    adni
I_b4_w=0.1273; %moment bezwładności zredukowany części wyjściowej przek
    ładni i obciążenia na biegu 2
Wyzn=input('liczba wierszy macierzy danych ='); %liczba plików (do
    uzupełnienia)
liczba_cykli_3na4=input('Ile razy zmiana biegu z 3 na 4 =');
liczba_cykli_4na3=input('Ile razy nastąpiła redukcja biegu z 4 na 3 =
    ');
a=input('Współczynnik określający wyrównanie się momentów po redukcji
    biegu =');
b=input('Współczynnik określający wyrównanie się momentów po zmienia
    biegu z 3 na 4 =');
c=input('Wartość różnicy ciśnień świadcząca o reakcji zaworu sprzęgła
    S2 [bar]=');
zw_34=-220; %input('Wpisz zwłokę dla zmiany biegu z 3 na 4 [ms]=');
zw_43=-220; %input('Wpisz zwłokę dla zmiany biegu z 4 na 3 [ms]=');
r_zaworu=0.330576;
r_zaworu2=0.19516;
p1srOld=0;
p2srOld=0;
Mp1srOld=0;
tsrOld=0;
MpOld=0;
MkOld=0;
p2_pz_Old(1,1)=0;
p2_pz_Old(2,1)=0;
p1_p_rz_Old(1,1)=0;
p1_p_rz_Old(2,1)=0;
prz3=47/34; %przełożenie na 3
prz4=41/40; %przełożenie na 4
p1=zmianaBieguSeria2(:,1);
p2=zmianaBieguSeria2(:,2);
Mp1=zmianaBieguSeria2(:,4);
Mw1=zmianaBieguSeria2(:,3);
np=zmianaBieguSeria2(:,5);
nk=zmianaBieguSeria2(:,6);
np_usr=zmianaBieguSeria2(:,7);

```

```

nwej=input('predkosc obrotowa walu silnika nwej =');
%uśrednianie ciśnień
%%
% Uwaga: Bieg 3 odpowiada biegowi mechanicznemu 1, bieg 4 odpowiada
  biegowi 2
while (k+i)<=Wyzn
  if i<10 %uśrednienie wartości z 10 pomiarów
    p1sr=p1srOld+p1(k+i,1);
    p2sr=p2srOld+p2(k+i,1);
    i=i+1;
    p1srOld=p1sr;
    p2srOld=p2sr;
  elseif i==10
    p1sr=p1srOld+p1(k+i,1);
    ps1(j,1)=p1sr/10; %uśrednione ciśnienie p1
    p2sr=p2srOld+p2(k+i,1);
    ps2(j,1)=p2sr/10; %uśrednione ciśnienia p2
    i=1;
    j=j+1;
    k=k+10;
    p1srOld=0;
    p2srOld=0;
  end
end
end
%uśrednianie momentu wejściowego
while (km+im)<=Wyzn
  if im<20 %uśrednienie wartości z 20 pomiarów
    Mp1sr=Mp1srOld+Mp1(km+im,1);
    im=im+1;
    Mp1srOld=Mp1sr;
  elseif im==20
    Mp1sr=Mp1srOld+Mp1(km+im,1);
    Mps1(jm,1)=Mp1sr/20; %uśredniony moment Mwejsciowy
    im=1;
    jm=jm+1;
    km=km+20;
    Mp1srOld=0;
  end
end
end
%%
%koniec uśredniania momentu wejściowego
while n<liczba_cykli_3na4
  while m<=(Wyzn-50)/10
    if ps1(m,1)>20 && ps1(m,1)>ps1(m+1,1) && ps1(m+1,1)>ps1(m+2,1) &&
      ps1(m+2,1)>ps1(m+3,1) && ps1(m+3,1)>ps1(m+4,1) && ps1(m+50,1)
      <20 &&& ps1(m+4,1)>ps1(m+5,1)
        n=n+1;
        tz_1_34(n,1)=m*10;
        %początek określenia poślizgu
        m=Wyzn;
        tkz_1_34(n,1)=tz_1_34(n,1);
      while (((np(tkz_1_34(n,1),1)/prz4)-nk(tkz_1_34(n,1),1))*100/(np(
        tkz_1_34(n,1),1)/prz4))>0.05
        tkz_1_34(n,1)=(tkz_1_34(n,1))+1;%wyznaczenie czasu ograniczenia
        poślizgu
      end
    end
  end
end
%koniec podprogramu do uwzględniania poślizgu

```

```

    dtm(n,1) = ((tkz_1_34(n,1)) - tz_1_34(n,1)) * 0.0001; %wyznaczenie
        czasu zmiany biegu

%Określenie momentu wyrównania się momentu obrotowego
    else
        m=m+1;
    end
end
proba = movmean(np_usr, 10);
izm(n,1) = tkz_1_34(n,1);
while izm(n,1) < Wyzn %wyrównanie prędkości silnika elektrycznego
    if proba(izm(n,1), 1) > 0.99 * nwejt
        t_k34_1(n,1) = izm(n,1);
        izm(n,1) = Wyzn;
    else
        izm(n,1) = izm(n,1) + 1;
    end
end %koniec pętli określającej wyrównanie prędkości silnika

%początek pętli do wyznaczenia czasu wyrównania momentu wejściowego
t_wm(n,1) = t_k34_1(n,1) + t_op;
i_wm_34(n,1) = t_wm(n,1);
while i_wm_34(n,1) <= (i_usr + t_wm(n,1))
    if i_wm_34(n,1) < (i_usr + t_wm(n,1)) %uśrednienie wartości z 1000
        pomiarów
        Mp1_wm(n,1) = Mp1_wm_Old(n,1) + Mp1(i_wm_34(n,1), 1);
        Mp1_wm_Old(n,1) = Mp1_wm(n,1);
        i_wm_34(n,1) = i_wm_34(n,1) + 1;
    elseif i_wm_34(n,1) == (i_usr + t_wm(n,1))
        Mp1_wm(n,1) = Mp1_wm_Old(n,1) + Mp1(i_wm_34(n,1), 1);
        Mp1_wm_34(n,1) = Mp1_wm(n,1) / 1000; %uśredniony moment Mwejsciowy
        Mp1_wm_Old(n,1) = 0;
        i_wm_34(n,1) = i_wm_34(n,1) + 1;
    end
end
%koniec pętli do określenia czasu wyrównania momentów
%początek podprogramu do wyznaczenia czasu ustabilizowania momentu
t_wm34(n,1) = tkz_1_34(n,1);
while t_wm34(n,1) <= t_wm(n,1)
    for i_m34 = 1:1:1000
        M_p(i_m34, 1) = Mp1(i_m34 + i_34(n,1) + tkz_1_34(n,1), 1);
    end
    i_pom = 1;
    while i_pom <= 1000
        if M_p(i_pom, 1) < b * Mp1_wm_34(n,1) & M_p(i_pom, 1) > (2 - b) * Mp1_wm_34
            (n,1) & p2(t_wm34(n,1), 1) > 20 & i_pom < 1000
                i_pom = i_pom + 1;
            elseif i_pom == 1000;
                t_wm_b34(n,1) = t_wm34(n,1);
                t_wm34(n,1) = t_wm(n,1) + 1;
                i_pom = 1001;
            else
                t_wm34(n,1) = t_wm34(n,1) + 1;
                i_34(n,1) = i_34(n,1) + 1;
                i_pom = 1001;
            end
        end
    end
end
end

```



```

end
%koniec podprogramu do wyznaczenia czasu ustabilizowania momentu
%kod do wyznaczenia ciśnienia średniego przed początkiem załączania
i_p2(n,1)=tkz_1_34(n,1);
while p2(i_p2(n,1))>3
    i_p2(n,1)=i_p2(n,1)-1;
end
i_pz(n,1)=tz_1_34(n,1)-10000;
for i_pz_34=1:1:2000
    p2_pz(n,1)=p2_pz_Old(n,1)+p2(i_pz(n,1)+i_pz_34);
    p2_pz_Old(n,1)=p2_pz(n,1);
end
p2_pz(n,1)=p2_pz(n,1)/2000;
while p2(i_p2(n,1),1)>(p2_pz(n,1)+c) || p2(i_p2(n,1)-1,1)>(p2_pz(n,1)+c) || p2(i_p2(n,1)-2,1)>(p2_pz(n,1)+c) || p2(i_p2(n,1)-3,1)>(p2_pz(n,1)+c) || p2(i_p2(n,1)-4,1)>(p2_pz(n,1)+c)
    i_p2(n,1)=i_p2(n,1)-1;
end
t_zz_34(n,1)=i_p2(n,1)-5;
t_zm_34(n,1)=(tkz_1_34(n,1)-t_zz_34(n,1))*0.0001;
t_calk_34(n,1)=t_zm_34(n,1)+r_zaworu;
%koniec kodu do wyznaczenia ciśnienia średniego przed załączeniem
danego sprzęgła
%pętla do wyznaczenia momentu maksymalnego
ip_m(n,1)=tz_1_34(n,1);
Mp1_p(n,1)=Mp1(ip_m(n,1),1);
while ip_m(n,1)<=t_wm_b34(n,1)
    if Mp1(ip_m(n,1),1)>=Mp1_p(n,1)
        Mp1_p(n,1)=Mp1(ip_m(n,1),1);
        M_max34(n,1)=Mp1(ip_m(n,1),1);
        ip_m(n,1)=ip_m(n,1)+1;
    else
        ip_m(n,1)=ip_m(n,1)+1;
    end
end
% E_str(n,1)=E_str_p(n,1)+; %wyznaczenie energii załączania w
    czasie załączania
% E_str_p(n,1)=E_str(n,1);
E_s_wej(n,1)=E_s_wej_p(n,1)+(Mp1(ip_m(n,1),1)*0.0001*2*3.14*np(
    ip_m(n,1),1)/60)-(I_wej*((np(ip_m(n,1),1)*np(ip_m(n,1),1))
    -(np(ip_m(n,1)-1,1)*np(ip_m(n,1)-1,1))))
    *2*2*3.14*3.14/(2*60*60)); %energia na wale wejściowym (
    suma kinetycznej i mechanicznej)
E_s_wej_p(n,1)=E_s_wej(n,1);
E_wyj(n,1)=E_wyj_p(n,1)+(Mw1(ip_m(n,1),1)*0.0001*2*3.14*nk(ip_m
    (n,1),1)/60)+(I_b4_w*((nk(ip_m(n,1),1)*nk(ip_m(n,1),1))-(nk
    (ip_m(n,1)-1,1)*nk(ip_m(n,1)-1,1)))*2*3.14*2*3.14/(2*60*60*
    prz4^2)); % energia na części wyjściowej+ uśredniona
    energia na opory
E_wyj_p(n,1)=E_wyj(n,1);
E_op_z(n,1)=E_s_wej(n,1)-E_wyj(n,1); %energia tracona podczas
    zmiany biegu (opory+straty w sprzęgle)
end
%koniec pętli do wyznaczenia momentu maksymalnego
%pętla do wyznaczenia energii strat między początkiem załączania a
    zmniejszeniem poślizgu
ip_mkz(n,1)=tz_1_34(n,1);
Mp1_p(n,1)=Mp1(ip_mkz(n,1),1);
while ip_mkz(n,1)<=tkz_1_34(n,1)

```

```

E_s_wej_kz(n,1)=E_s_wej_p_kz(n,1)+(Mp1(ip_mkz(n,1),1)
*0.0001*2*3.14*np(ip_mkz(n,1),1)/60)-(I_wej*((np(ip_mkz(n
,1),1)*np(ip_mkz(n,1),1))-(np(ip_mkz(n,1)-1,1)*np(ip_mkz(n
,1)-1,1)))*2*2*3.14*3.14/(2*60*60)); %energia na wale wejś
ciowym (suma kinetycznej i mechanicznej)
E_s_wej_p_kz(n,1)=E_s_wej_kz(n,1);
E_wyj_kz(n,1)=E_wyj_p_kz(n,1)+(Mw1(ip_mkz(n,1),1)
*0.0001*2*3.14*nk(ip_mkz(n,1),1)/60)+(I_b4_w*((nk(ip_mkz(n
,1),1)*nk(ip_mkz(n,1),1))-(nk(ip_mkz(n,1)-1,1)*nk(ip_mkz(n
,1)-1,1)))*2*3.14*2*3.14/(2*60*60*prz4^2)); % energia na cz
ęści wyjściowej i uśredniona energia na opory
E_wyj_p_kz(n,1)=E_wyj_kz(n,1);
E_op_z_kz(n,1)=E_s_wej_kz(n,1)-E_wyj_kz(n,1); %energia tracona
podczas zmiany biegu (opory i straty w sprzęgle)
ip_mkz(n,1)=ip_mkz(n,1)+1;
end
%koniec pętli do wyznaczenia strat między początkiem załączenia z
%zmniejszeniem poślizgu
%pętla do wyznaczenia prędkości minimalnej
ip_n(n,1)=tz_1_34(n,1);
nk_1(n,1)=nk(ip_n(n,1),1);
while ip_n(n,1)<=t_k34_1(n,1)
    if nk(ip_n(n,1),1)<nk_1(n,1)
        nk_1(n,1)=nk(ip_n(n,1),1);
        n_min34(n,1)=nk(ip_n(n,1),1);
        ip_n(n,1)=ip_n(n,1)+1;
    else
        ip_n(n,1)=ip_n(n,1)+1;
    end
end
mnwyj=tz_1_34(n,1);
while mnwyj<=tkz_1_34(n,1)
    if (nk(mnwyj,1)>(nwej/prz3) && nk(mnwyj,1)<=nk(mnwyj+1,1) && nk(
mnwyj+1,1)<=nk(mnwyj+2,1) && nk(mnwyj+2,1)<=nk(mnwyj+3,1) && nk(
(mnwyj+3,1)<=nk(mnwyj+4,1) && nk(mnwyj+50,1)>(1.025*nwej/prz3)
&& nk(mnwyj+100,1)>(1.025*nwej/prz3)) || (nk(mnwyj,1)<(aobc*
nwej/prz3) && nk(mnwyj,1)>=nk(mnwyj+1,1) && nk(mnwyj+1,1)>=nk(
mnwyj+2,1) && nk(mnwyj+2,1)>=nk(mnwyj+3,1) && nk(mnwyj+3,1)>=nk(
(mnwyj+4,1) && nk(mnwyj+800,1)>(1.025*nwej/prz3)&& nk(mnwyj
+1000,1)>(1.025*nwej/prz3))%||
    tnwyj34(n,1)=mnwyj;
    dt12(n,1)=((tkz_1_34(n,1))-tnwyj34(n,1))*0.0001; %wyznaczenie
    czasu przyrostu prędkości obrotowej
    mnwyj=tkz_1_34(n,1)+1;
else
    mnwyj=mnwyj+1;
end
end
m=floor(t_k34_1(n,1)/10);
end
%koniec pętli do wyznaczenia prędkości minimalnej

%% Część programu do wyznaczania danych w czasie redukcji biegu (4 na
3)

while n_r<liczba_cykli_4na3
    while m_r<(Wyzn-50)/10

```

```

if ps2(m_r,1) > 22 && ps2(m_r,1) > ps2(m_r+1,1) && ps2(m_r+1,1) > ps2(m_r+2,1) && ps2(m_r+2,1) > ps2(m_r+3,1) && ps2(m_r+100,1) < 15
    %&& ps2(m_r+3,1) > ps2(m_r+4,1) && ps2(m_r+4,1) > ps2(m_r+5,1)
    %&&& m_r > (tz_1_34(n,1) / 10 + 3000)
    n_r = n_r + 1;
    tz_1_43(n_r,1) = m_r * 10;
    %początek określenia poślizgu
    m_r = Wyzn;
    %tkz_1_43(n_r,1) = tz_1_43(n_r,1);
    %pętla do wyznaczenia prędkości minimalnej
    ip_nr(n_r,1) = tz_1_43(n_r,1);
    nk_r(n_r,1) = nk(ip_nr(n_r,1), 1);
    while ip_nr(n_r,1) <= (tz_1_43(n_r,1) + 20000) && ip_nr(n_r,1) <
        Wyzn
        if nk(ip_nr(n_r,1), 1) < nk_r(n_r,1)
            nk_r(n_r,1) = nk(ip_nr(n_r,1), 1);
            n_min43(n_r,1) = nk(ip_nr(n_r,1), 1);
            ip_nr(n_r,1) = ip_nr(n_r,1) + 1;
            t_r(n_r,1) = ip_nr(n_r,1);
        else
            ip_nr(n_r,1) = ip_nr(n_r,1) + 1;
        end
    end %koniec pętli do wyznaczenia prędkości minimalnej
    if n_min43(n_r,1) < 0.95 * nwej / prz3
        tkz_1_43(n_r,1) = t_r(n_r,1);
    else
        tkz_1_43(n_r,1) = tz_1_43(n_r,1);
    end
    while (((np(tkz_1_43(n_r,1), 1) / prz3) - nk(tkz_1_43(n_r,1), 1)) * 100 / (np(tkz_1_43(n_r,1), 1) / prz3)) > 0.1 || ((np(tkz_1_43(n_r,1), 1) / prz3) - nk(tkz_1_43(n_r,1), 1)) * 100 / (np(tkz_1_43(n_r,1), 1) / prz3)) < (-0.1) || nk(tkz_1_43(n_r,1), 1) == n_min43(n_r,1)
        tkz_1_43(n_r,1) = (tkz_1_43(n_r,1) + 1); %wyznaczenie czasu ograniczenia poślizgu
    end
    %koniec podprogramu do uwzględniania poślizgu
    dt_r(n_r,1) = ((tkz_1_43(n_r,1)) - tz_1_43(n_r,1)) * 0.0001; %wyznaczenie czasu zmiany biegu
else
    m_r = m_r + 1;
end
end
proba_r = movmean(np_usr, 10);
izm_r(n_r,1) = tkz_1_43(n_r,1);
while izm_r(n_r,1) < Wyzn %wyrównanie prędkości silnika elektrycznego
    if proba_r(izm_r(n_r,1), 1) < 1.01 * nwej
        t_k43_1(n_r,1) = izm_r(n_r,1);
        izm_r(n_r,1) = Wyzn;
    else
        izm_r(n_r,1) = izm_r(n_r,1) + 1;
    end
end %koniec pętli określającej wyrównanie prędkości silnika
%początek pętli do wyznaczenia czasu wyrównania momentu wejściowego
t_wm_r(n_r,1) = t_k43_1(n_r,1) + t_op;
i_wm_r43(n_r,1) = t_wm_r(n_r,1);
while i_wm_r43(n_r,1) <= (i_usr_r + t_wm_r(n_r,1))

```

```

if i_wm_r43(n_r,1)<(i_usr_r+t_wm_r(n_r,1)) %uśrednienie wartości z
1000 pomiarów
    Mp1_wm_r(n_r,1)=Mp1_wm_r_Old(n_r,1)+Mp1(i_wm_r43(n_r,1),1);
    Mp1_wm_r_Old(n_r,1)=Mp1_wm_r(n_r,1);
    i_wm_r43(n_r,1)=i_wm_r43(n_r,1)+1;
elseif i_wm_r43(n_r,1)==(i_usr_r+t_wm_r(n_r,1))
    Mp1_wm_r(n_r,1)=Mp1_wm_r_Old(n_r,1)+Mp1(i_wm_r43(n_r,1),1);
    Mp1_wm_r43(n_r,1)=Mp1_wm_r(n_r,1)/1000;%uśredniony moment
    Mwejsciowy
    Mp1_wm_r_Old(n_r,1)=0;
    Mp1_wm_r(n_r,1)=0;
    i_wm_r43(n_r,1)=i_wm_r43(n_r,1)+1;
end
end
%koniec pętli do określenia czasu wyrównania momentów

%kod do wyznaczenia ciśnienia średniego przed początkiem załączania
i_p1(n_r,1)=tkz_1_43(n_r,1);
while p1(i_p1(n_r,1))>3
    i_p1(n_r,1)=i_p1(n_r,1)-1;
end
i_p_rz(n_r,1)=tz_1_43(n_r,1)-10000;
while p1(i_p_rz(n_r,1),1)==0 || p1(i_p_rz(n_r,1)+1,1)==0 || p1(
    i_p_rz(n_r,1)+2,1)==0
    i_p_rz(n_r,1)=i_p_rz(n_r,1)+1;
end
t_zz_43(n_r,1)=i_p_rz(n_r,1);

%koniec kodu do wyznaczenia ciśnienia średniego przed załączeniem
danego
%sprzęgła

%początek podprogramu do wyznaczenia czasu ustabilizowania momentu
t_wm(n_r,1)=tkz_1_43(n_r,1);

while t_wm(n_r,1)<=t_wm_r(n_r,1)
    for i_r43=1:1:1000
        M_r_p(i_r43,1)=Mp1(i_r43+i_43+tkz_1_43(n_r,1),1);
    end
    i_pom_r=1;
    while i_pom_r<=1000
        if M_r_p(i_pom_r,1)<a*Mp1_wm_r43(n_r,1) & M_r_p(i_pom_r,1)>(2-a
            )*Mp1_wm_r43(n_r,1) & p1(t_wm(n_r,1),1)>20 & i_pom_r<1000
            i_pom_r=i_pom_r+1;
        elseif i_pom_r==1000;
            t_wm_43(n_r,1)=t_wm(n_r,1);
            t_wm(n_r,1)=t_wm_r(n_r,1)+1;
            i_pom_r=1001;
        else
            t_wm(n_r,1)=t_wm(n_r,1)+1;
            i_43=i_43+1;
            i_pom_r=1001;
        end
    end
end

end
%koniec podprogramu do wyznaczenia czasu ustabilizowania momentu
%pętla do wyznaczenia momentu maksymalnego

```

```

ip_r(n_r,1)=tz_1_43(n_r,1);
%ip_r(n_r,1)=(tkz_1_43(n_r,1)*10000)-(t_calk_43(n_r,1)*10000);
Mp1_r(n_r,1)=Mp1(ip_r(n_r,1),1);
while ip_r(n_r,1)<=t_wm_43(n_r,1)
    if Mp1(ip_r(n_r,1),1)>=Mp1_r(n_r,1)
        Mp1_r(n_r,1)=Mp1(ip_r(n_r,1),1);
        M_max43(n_r,1)=Mp1(ip_r(n_r,1),1);
        ip_r(n_r,1)=ip_r(n_r,1)+1;
    else
        ip_r(n_r,1)=ip_r(n_r,1)+1;
    end
    E_s_wej_r(n_r,1)=E_s_wej_r_p(n_r,1)+(Mp1(ip_r(n_r,1),1)
        *0.0001*2*3.14*np(ip_r(n_r,1),1)/60)-(I_wej*((np(ip_r(n_r
        ,1),1)^2)-(np(ip_r(n_r,1)-1,1)^2))*(2^2*3.14^2)/(2*60^2));
        %energia na wale wejściowym (kinetycznej i mechanicznej)
    E_s_wej_r_p(n_r,1)=E_s_wej_r(n_r,1);
    E_wyj_r(n_r,1)=E_wyj_r_p(n_r,1)+(Mw1(ip_r(n_r,1),1)
        *0.0001*2*3.14*nk(ip_r(n_r,1),1)/60)+(I_b4_w*((nk(ip_r(n_r
        ,1),1)*nk(ip_r(n_r,1),1))-(nk(ip_r(n_r,1)-1,1)*nk(ip_r(n_r
        ,1)-1,1)))*(2^2*3.14^2)/(2*60^2*prz4^2)); % energia na częś
        ci wyjściowej i uśredniona energia na opory
    E_wyj_r_p(n_r,1)=E_wyj_r(n_r,1);
    E_op_r_z(n_r,1)=E_s_wej_r(n_r,1)-E_wyj_r(n_r,1); %energia
        tracona podczas zmiany biegu (opory i straty w sprzęgle)

end
%Początek pętli do wyznaczenia strat między początkiem załączenia z
%zmniejszeniem poślizgu
ip_rkz(n_r,1)=tz_1_43(n_r,1);
while ip_rkz(n_r,1)<=tkz_1_43(n_r,1)
    E_s_wej_rkz(n_r,1)=E_s_wej_r_pkz(n_r,1)+(Mp1(ip_rkz(n_r,1),1)
        *0.0001*2*3.14*np(ip_rkz(n_r,1),1)/60)-(I_wej*((np(ip_rkz(
        n_r,1),1)^2)-(np(ip_rkz(n_r,1)-1,1)^2))*(2^2*3.14^2)
        /(2*60^2)); %energia na wale wejściowym (kinetycznej i
        mechanicznej)
    E_s_wej_r_pkz(n_r,1)=E_s_wej_rkz(n_r,1);
    E_wyj_rkz(n_r,1)=E_wyj_r_pkz(n_r,1)+(Mw1(ip_rkz(n_r,1),1)
        *0.0001*2*3.14*nk(ip_rkz(n_r,1),1)/60)+(I_b4_w*((nk(ip_rkz(
        n_r,1),1)*nk(ip_rkz(n_r,1),1))-(nk(ip_rkz(n_r,1)-1,1)*nk(
        ip_rkz(n_r,1)-1,1)))*(2^2*3.14^2)/(2*60^2*prz4^2)); %
        energia na części wyjściowej i uśredniona energia na opory
    E_wyj_r_pkz(n_r,1)=E_wyj_rkz(n_r,1);
    E_op_r_zkz(n_r,1)=E_s_wej_rkz(n_r,1)-E_wyj_rkz(n_r,1); %energia
        tracona podczas zmiany biegu (opory i straty w sprzęgle)
    ip_rkz(n_r,1)=ip_rkz(n_r,1)+1;
end
%koniec pętli do wyznaczenia strat między początkiem załączenia z
%zmniejszeniem poślizgu
%koniec pętli do wyznaczenia momentu maksymalnego
t_zm_43(n_r,1)=(tkz_1_43(n_r,1)-t_zz_43(n_r,1))*0.0001;
t_calk_43(n_r,1)=t_zm_43(n_r,1)+r_zaworu2;
m_r=floor(t_k43_1(n_r,1)/10);
mrwyj=tz_1_43(n_r,1);
while mrwyj<=tkz_1_43(n_r,1)
    if (nk(mrwyj,1)<(nwej/prz4) && nk(mrwyj+10,1)<=nk(mrwyj,1)&& nk(
        mrwyj+1,1)>nk(mrwyj+2,1) && nk(mrwyj+100,1)<=(0.95*nwej/prz4)
        %&& nk(mnwyj+2,1)<=nk(mnwyj+3,1) && nk(mnwyj+3,1)<=nk(mnwyj
        +4,1) && nk(mnwyj+50,1)>(1.025*nwej/prz3)&& nk(mnwyj+100,1)

```

```
>(1.025*nwej/prz3))
trwyj43(n_r,1)=mrwyj;
dt21(n_r,1)=((tkz_1_43(n_r,1))-trwyj43(n_r,1))*0.0001; %
    wyznaczenie czasu zmiany biegu
mrwyj=tkz_1_43(n_r,1)+1;
else
    mrwyj=mrwyj+1;
end
end
end
t_o12=(t_wm_b34-tkz_1_34)*0.0001;
t_o21=(t_wm_43-tkz_1_43)*0.0001;
%
disp('Koniec obliczeń!')
disp('Dane gotowe do wykorzystania.')
```

---

# Załącznik B

---

Wykaz konfiguracji sterowania zaworem ZR-P1.

Seria 1		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	120	125
P2	250	125
P3	600	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 4		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	120	130
P2	250	130
P3	800	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 2		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	120	130
P2	250	130
P3	600	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 5		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	120	130
P2	250	130
P3	400	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 3		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	120	130
P2	250	130
P3	700	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 6		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	180	130
P2	280	130
P3	600	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 7		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	300	130
P2	420	130
P3	600	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 11		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	420	160
P3	600	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 8		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	130
P2	420	130
P3	600	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 12		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	420	160
P3	550	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 9		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	130
P2	420	130
P3	800	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 13		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	300	160
P3	530	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 10		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	420	160
P3	650	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 14		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	350	160
P3	580	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0



Seria 15		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	300	160
P3	580	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 19		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	200	160
P2	330	300
P3	650	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 16		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	255	160
P3	580	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 20		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	330	300
P3	650	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 17		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	255	220
P3	580	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 21		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	330	160
P3	650	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 18		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	255	300
P3	580	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 22		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	400	160
P3	650	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 23		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	260	160
P3	580	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 27		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	260	250
P3	560	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 24		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	260	160
P3	540	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 28		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	180
P2	260	180
P3	560	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 25		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	260	160
P3	550	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 29		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	180
P2	400	180
P3	700	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 26		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	260	160
P3	560	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 30		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	250
P2	400	250
P3	700	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 31		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	210
P2	400	210
P3	700	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 35		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	190
P2	260	190
P3	560	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 32		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	210
P2	260	210
P3	560	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 36		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	190
P2	260	190
P3	510	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 33		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	190
P2	260	190
P3	560	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 37		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	190
P2	500	190
P3	750	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 34		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	190
P2	400	190
P3	700	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

---

# Załącznik C

---

Wykaz konfiguracji sterowania zaworem ZR-P2.

Seria 1		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	200
P2	260	200
P3	560	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 4		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	300	160
P3	700	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 2		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	200
P2	400	200
P3	700	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 5		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	220
P2	300	220
P3	600	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 3		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	160
P2	400	160
P3	700	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 6		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	220
P2	300	220
P3	900	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 7		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	210
P2	300	210
P3	600	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 9		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	220
P2	330	220
P3	580	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 8		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	230
P2	300	230
P3	600	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

Seria 10		
Punkt	czas [ms]	prąd [mA]
P1	125	215
P2	330	215
P3	580	740
P4	250	130
P5	750	130
P6	1250	0

---

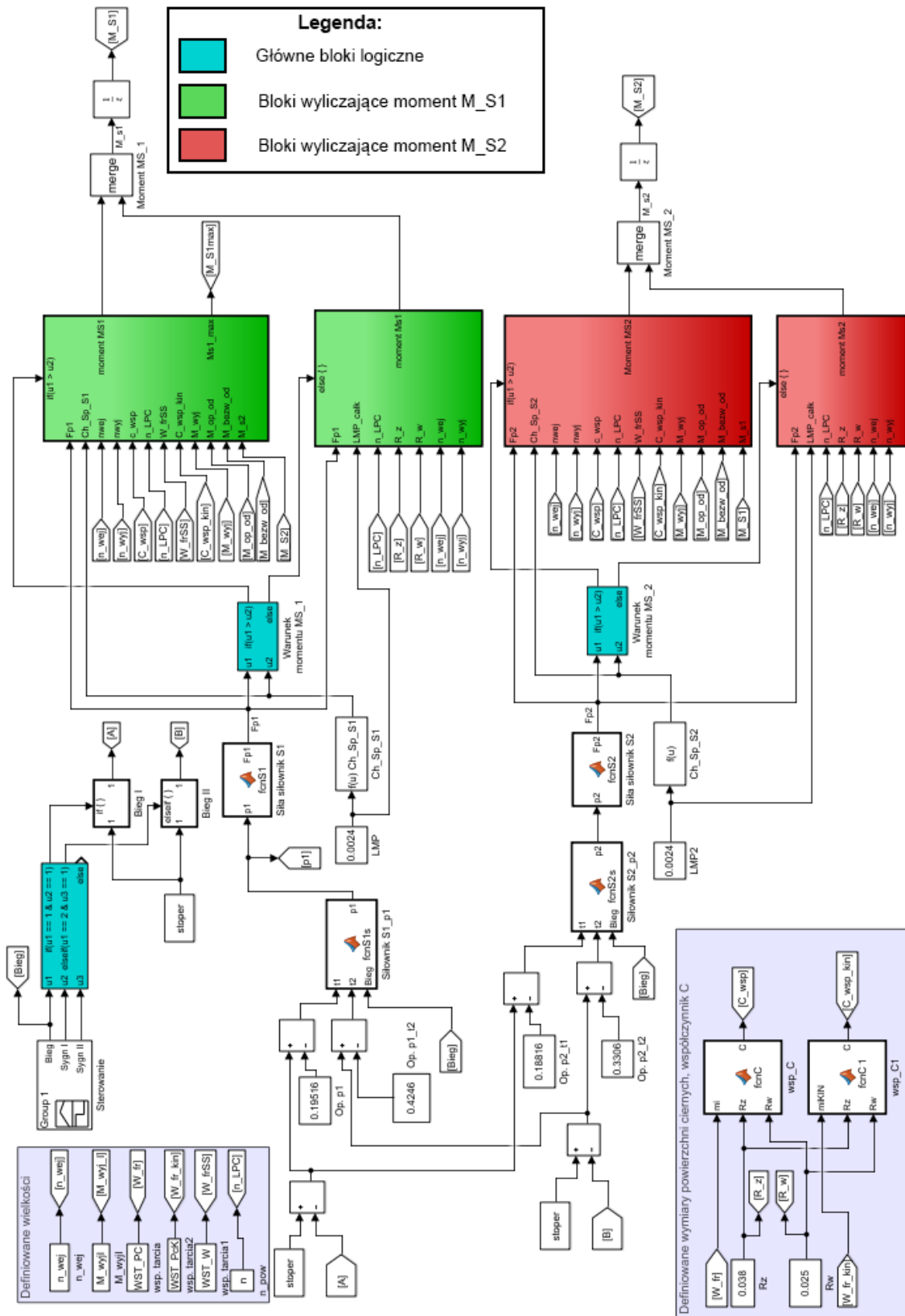
# Załącznik D

---

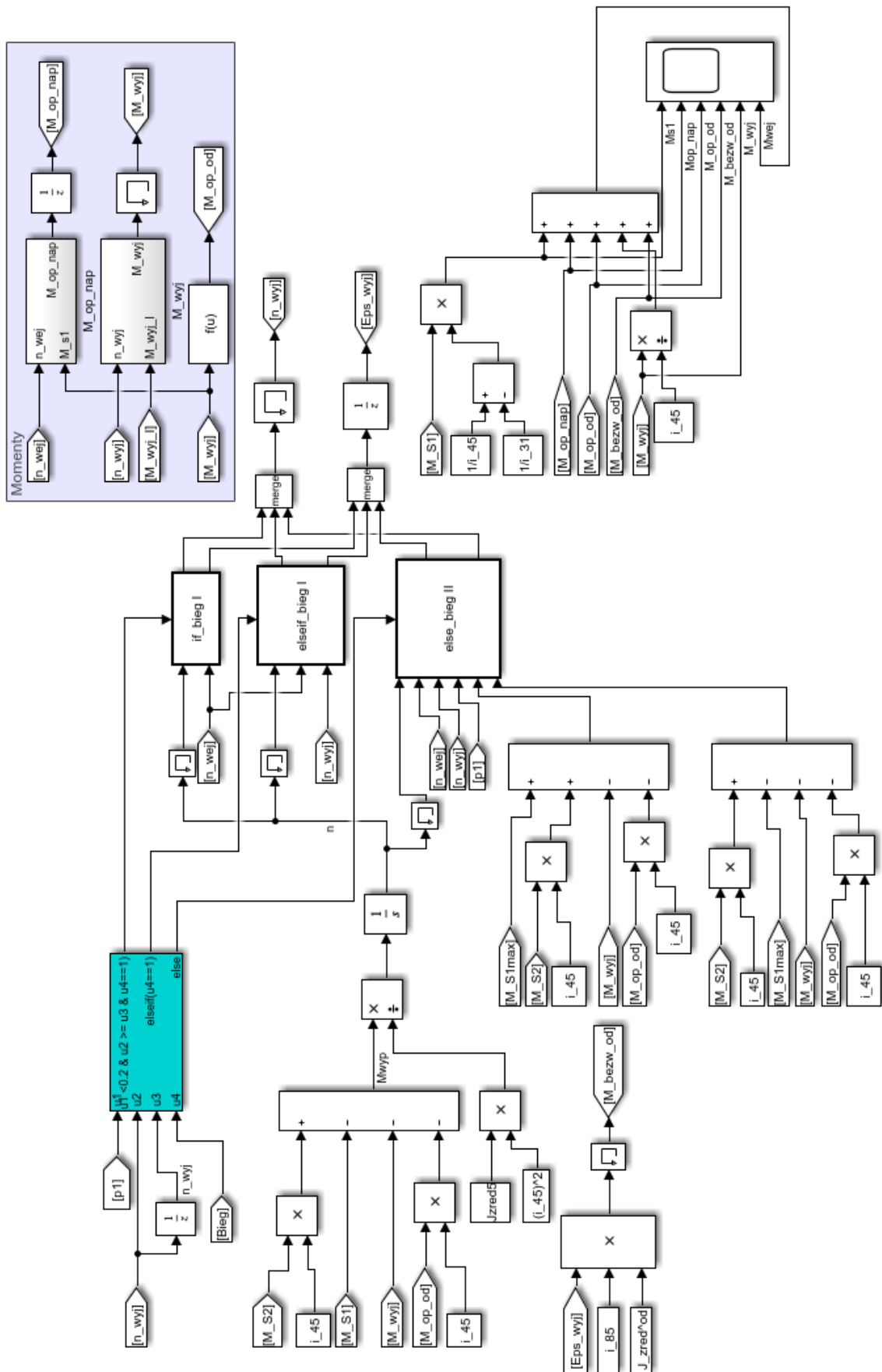
## Wykaz ważniejszych oznaczeń:

Symbol	Opis	Jednostka
$Eps\_wyj$	- przyspieszenie kątowe wału wyjściowego	$[\frac{1}{s^2}]$
$i\_jpy$	- przełożenie kinematyczne między kołami $j_p$ i $y$	$[-]$
$LMP$	- całkowity luz między płytkami sprzęgłowymi	$[mm]$
$M\_bezw\_od$	- moment obrotowy wynikający z bezwładności i przyspieszenia kątowego części napędzanej przekładni	$[Nm]$
$M\_op\_nap$	- moment obrotowy wynikający z oporów ruchu części napędzającej przekładni	$[Nm]$
$M\_op\_od$	- moment obrotowy wynikający z oporów ruchu części napędzanej przekładni	$[Nm]$
$M\_S1$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło $S1$	$[Nm]$
$M\_S2$	- moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło $S2$	$[Nm]$
$M\_maxS1,$ $M\_maxS2$	- maksymalny moment obrotowy możliwy do przeniesienia przez sprzęgło $S1$ i $S2$	$[Nm]$
$M\_wej$	- moment obrotowy na wale wejściowym	$[Nm]$
$M\_wyj$	- moment obrotowy na wale wyjściowym	$[Nm]$
$M\_wyjI$	- moment obrotowy na wale wyjściowym wzorcowy	$[Nm]$
$n$	- liczba powierzchni ciernych sprzęgła	$[-]$
$n\_wej$	- prędkość obrotowa wału wejściowego $w_0$	$[\frac{obr}{min}]$
$n\_wyj$	- prędkość obrotowa wału wyjściowego $w_k$	$[\frac{obr}{min}]$
$p\_1$	- ciśnienie w komorze siłownika sprzęgła $S1$	$[MPa]$
$p\_2$	- ciśnienie w komorze siłownika sprzęgła $S2$	$[MPa]$
$R\_z$	- promień zewnętrzny płytki ciernej	$[m]$
$R\_w$	- promień wewnętrzny separatora	$[m]$
$u$	- wartość sygnału	$[-]$
$WST\_PC$	- współczynnik tarcia statycznego na powierzchni ciernej	$[-]$
$WST\_PcK$	- współczynnik tarcia kinematycznego na powierzchni ciernej	$[-]$
$WST\_W$	- współczynnik tarcia w wielowypustach	$[-]$

Model symulacyjny - część pierwsza:

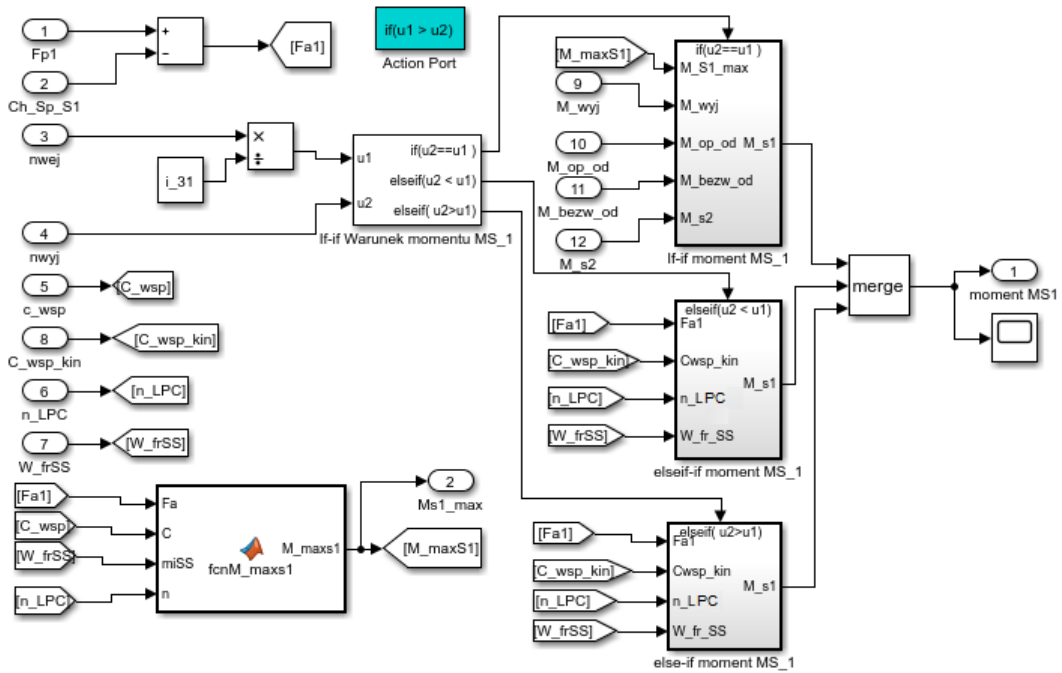


Model symulacyjny - część druga:

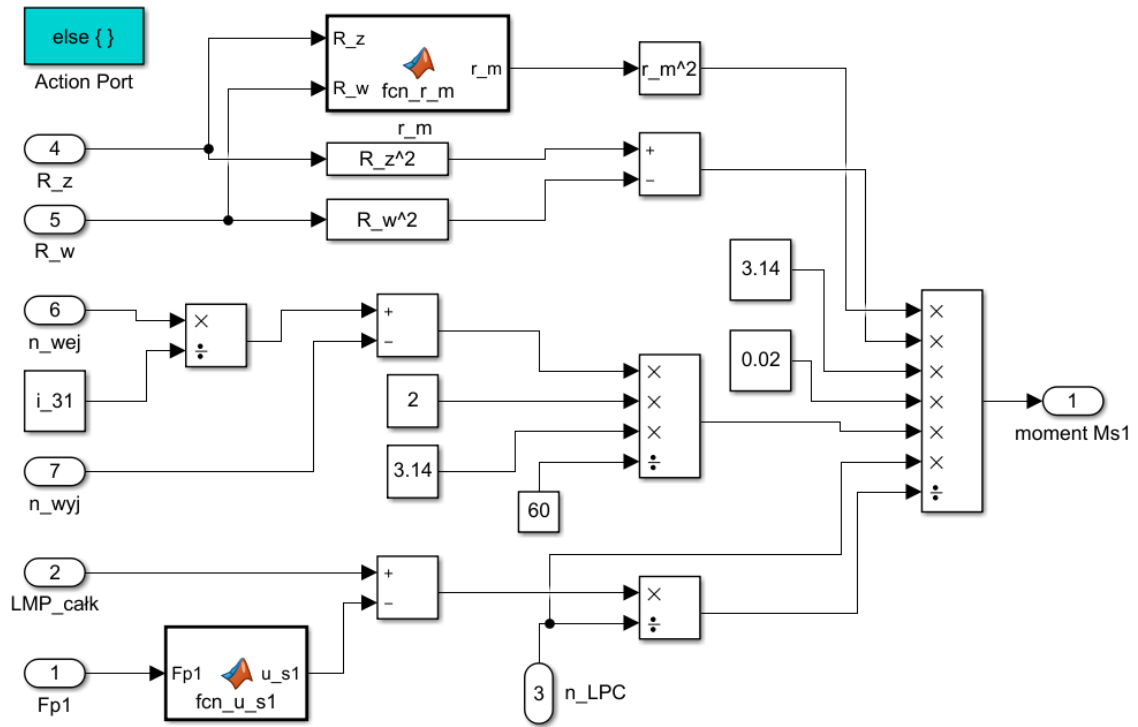




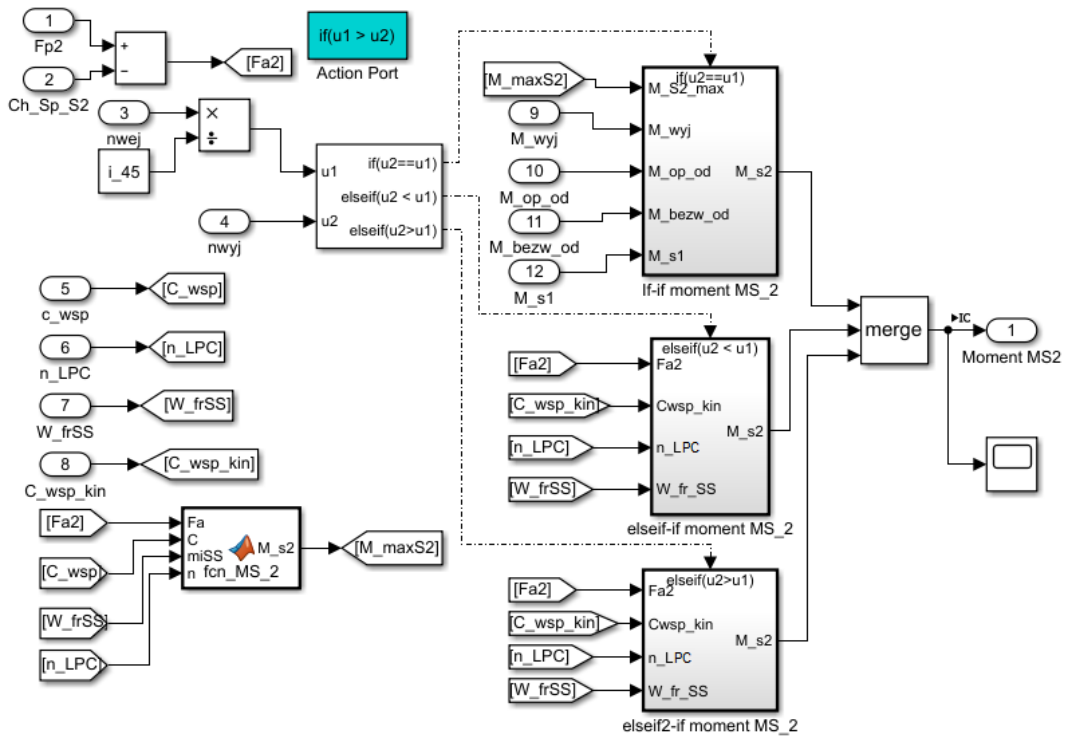
**Budowa poszczególnych podukładów:**  
**Podukład *If* funkcji logicznej *if*: Warunek momentu  $MS_1$ :**



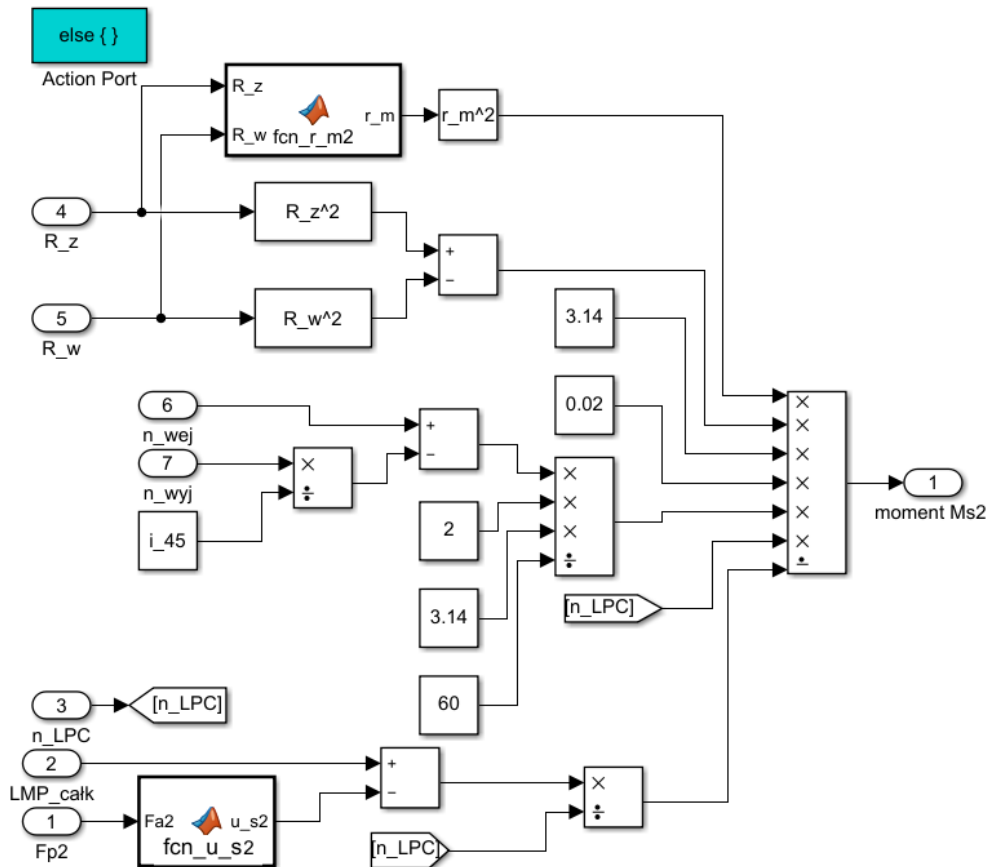
**Podukład *else* funkcji logicznej *if*: Warunek momentu  $MS_1$ :**



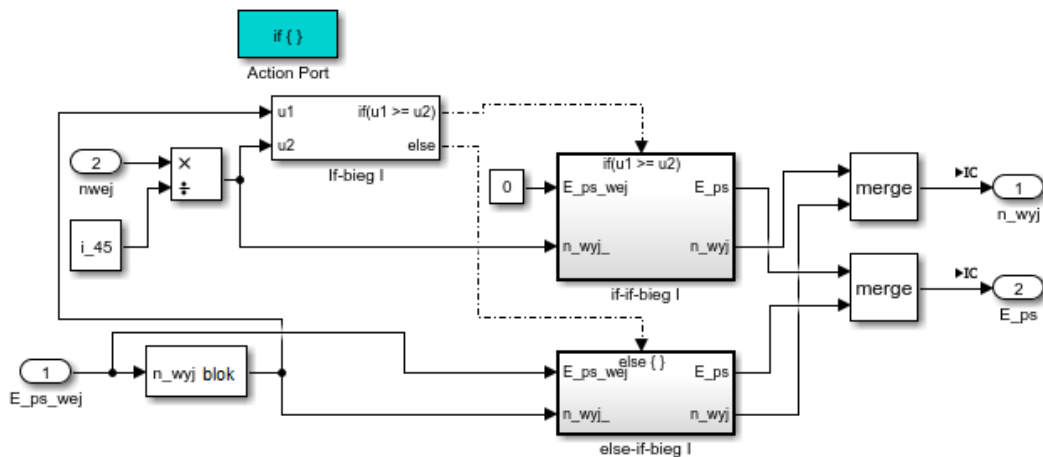
**Podukład If funkcji logicznej if: Warunek momentu MS\_2:**



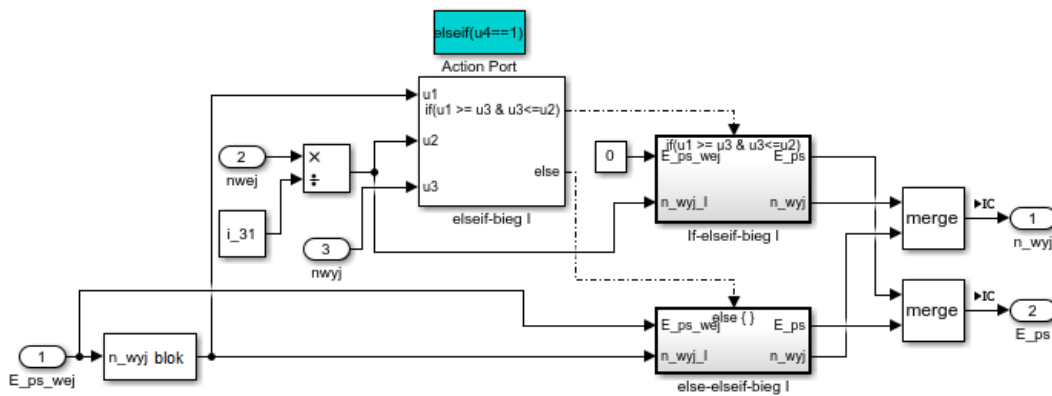
**Podukład else funkcji logicznej if: Warunek momentu MS\_2:**



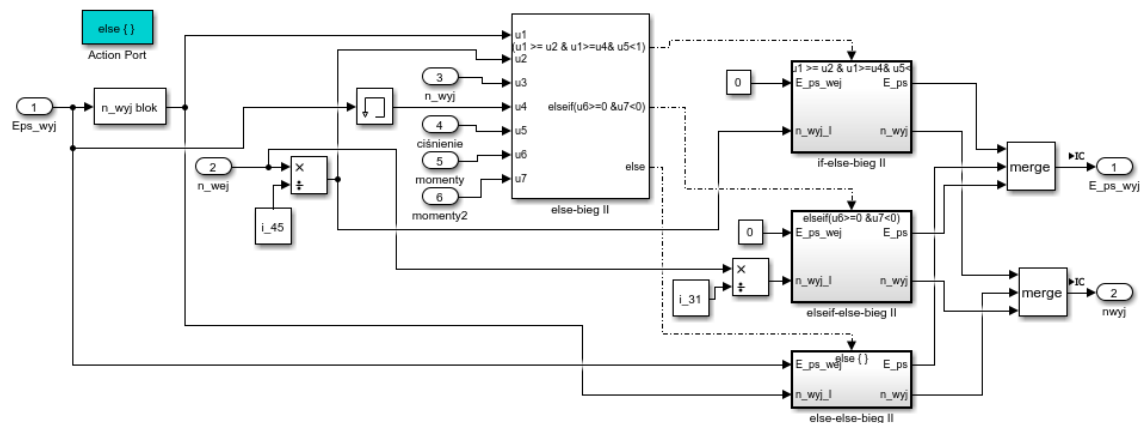
**Podukład *If* funkcji logicznej *if\_ bieg I*:**



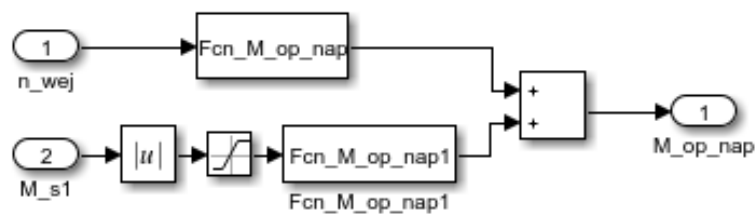
**Podukład *elseif* funkcji logicznej *elseif\_ bieg I*:**



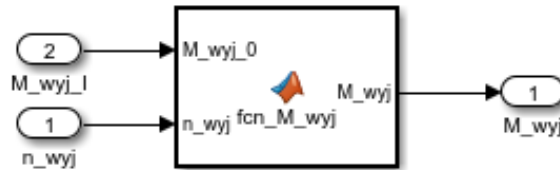
**Podukład *else* funkcji logicznej *else\_ bieg II*:**



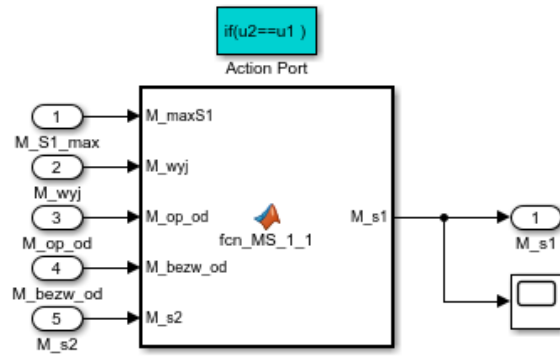
Podukład  $M\_op\_nap$ :



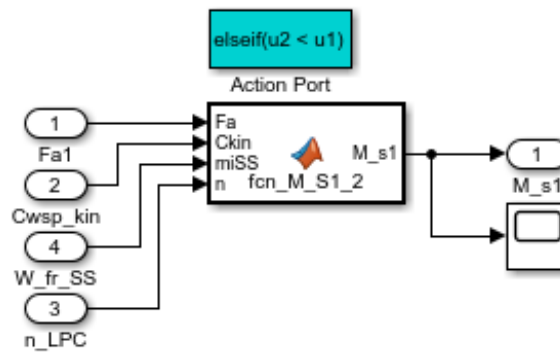
Podukład  $M\_wyj$ :



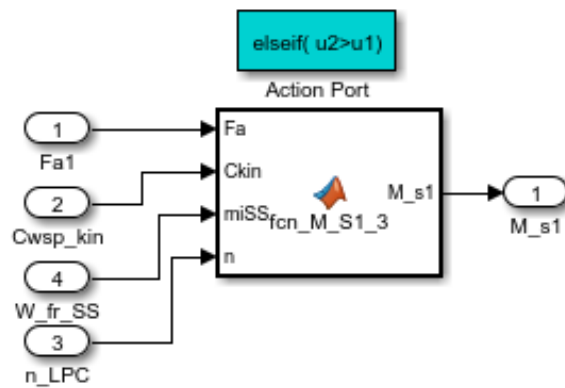
Podukład *If-if moment MS\_1*:



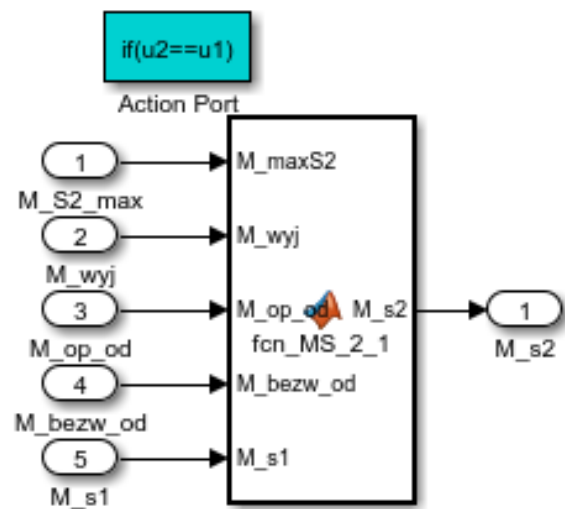
Podukład *elseif-if moment MS\_1*:



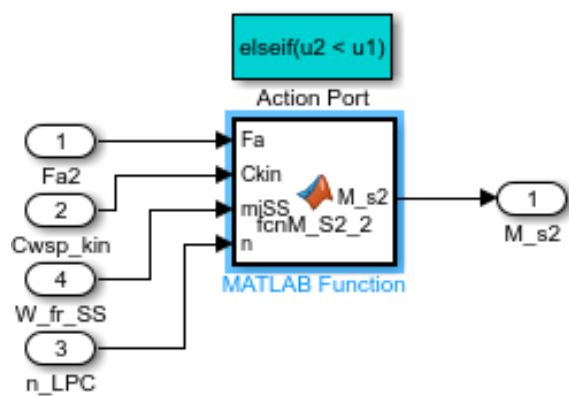
Podukład *elseif2-if moment MS\_1*:

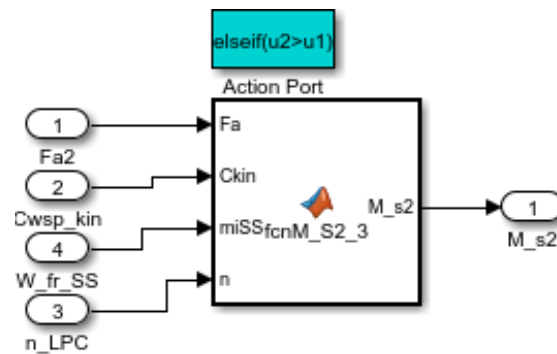


Podukład *If-if moment MS\_2*:



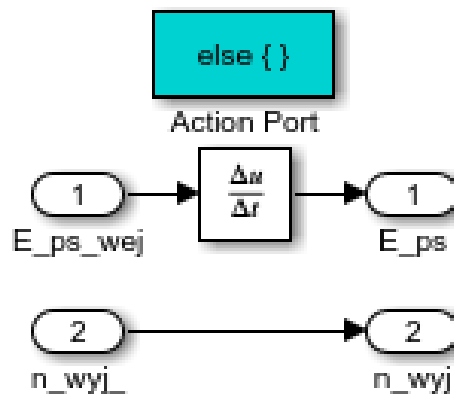
Podukład *elseif-if moment MS\_2*:



**Podukład *elseif2-if* moment *MS\_2*:**

W blokach: *if-if bieg I*, *if-elseif-bieg I*, *if-else-bieg I*, *elseif-else-bieg I* nie wykonuje się obliczeń wielkości wejściowych, więc wielkości wejściowe i wyjściowe są takie same.

**Podukłady *else-if-bieg I*, *else-elseif-bieg I* i *else-else-bieg I*:**

**Funkcje:****Funkcja *fcnS1s*:**

```
function p1 = fcnS1s(t1,t2,Bieg)
if Bieg==1 %ciśnienia wyrażone w {MPa}
    if (t1<=0)
        p1=0;
    elseif (t1>0 && t1<=0.0828 )
        p1=1.622*t1;
    elseif (t1>0.0828 && t1<=0.0857)
        p1=0.14;
    elseif (t1>0.0857 && t1<=0.0993)
        p1=2946*(t1)^2-484.707*t1+20.043;
    elseif (t1>0.0993 && t1<=0.1786)
        p1=1.02;
    elseif (t1>0.1786 && t1<=0.407)
        p1=5.8669*(t1)-0.0878;
    else
        p1=2.3;
    end
else
    if t2<=0
        p1=2.3;
    elseif (t2>0 && t2<=0.38869)
        p1 = 18.294*t2^2-13.028*t2+2.3;
    else
        p1=0;
    end
end
```

```

end
end
end

```

#### Funkcja *fcnS2s*:

```

function p2 = fcnS2s(t1,t2,Bieg)
if Bieg==2
    if t2<=0
        p2=0;
    elseif t2>0 && t2<=0.2285
        p2=1.3297*t2;
    elseif t2>0.2285 && t2<=0.2379
        p2=4.92*t2-0.82;
    elseif t2>0.2379 && t2<=0.2829
        p2=18153*(t2)^3-12796*(t2)^2+3005.4*t2-234.84
    else
        p2=2.3;
    end
else
    if t1<=0
        p2=2.3
    elseif t1>0 && t1<=0.3499
        p2 = 18.322*t1^2-11.788*t1+2.3;
    elseif t1>0.3499 && t1<=0.8884
        p2=0.7024*t1^2-1.2811*t1+0.7808
        ;
    else
        p2=0.197;
    end
end
end
end

```

#### Funkcja *fcnS1*:

```

function Fp1 = fcnS1(p1)
Fp1 =140*(p1)^2+2408.2*p1-24;
end

```

#### Funkcja *fcnS2*:

```

function Fp2 = fcnS2(p2)
Fp2 =123.55*(p2)^2+2454.4*p2-242,45;
end

```

#### Funkcja *fcnC*:

```

function C = fcnC(mi,Rz,Rw)
C = 2/3*mi*((Rz^3-Rw^3)/(Rz^2-Rw^2));
end

```

#### Funkcja *fcnC1*:

```

function C = fcnC1(miKIN,Rz,Rw)
C = 2/3*miKIN*((Rz^3-Rw^3)/(Rz^2-Rw^2));
end

```

#### Funkcja *fcnM\_maxS1*:

```

function M_maxs1 = fcnM_maxs1(Fa,C,miSS,n)
sum=0;
j=0;
k=0;
for i=1:1:n
    j=floor((i)/2);

```

```

k=floor((i-1)/2);
sum=sum+(((0.0105*sqrt(3)-C*miSS)/(0.0105*sqrt(3)+C*miSS))^j)
      *(((0.02*sqrt(3)-C*miSS)^k)/((0.02*sqrt(3)+C*miSS)^(k+1)));
end
M_maxs1 = Fa*C*(0.08/2)*0.5*sqrt(3)*sum;
end

```

**Funkcje *fcn\_r\_m* i *fcn\_r\_m2*:**

```

function r_m = fcn_r_m(R_z,R_w)
r_m = (2/3)*((R_z^3-R_w^3)/(R_z^2-R_w^2));
end

```

**Funkcja *fcn\_u\_s1*:**

```

function u_s1 = fcn_u_s1(Fp1)
if Fp1<128.04
    u_s1=0;
else
    u_s1=(Fp1-128.04)/(1.28*(10^5));
end

```

**Funkcja *fcn\_MS\_2*:**

```

function M_s2 = fcn_MS_2(Fa,C,miSS,n)
sum=0;
j=0;
k=0;
for i=1:1:n
    j=floor((i)/2);
    k=floor((i-1)/2);
    sum=sum+(((0.0105*sqrt(3)-C*miSS)/(0.0105*sqrt(3)+C*miSS))^j)
          *(((0.02*sqrt(3)-C*miSS)^k)/((0.02*sqrt(3)+C*miSS)^(k+1)));
end
M_s2 = Fa*C*(0.08/2)*0.5*sqrt(3)*sum;

```

**Funkcja *fcn\_u\_s2*:**

```

function u_s2 = fcn_u_s2(Fa2)
if Fa2<108
    u_s2=0;
else
    u_s2=(Fa2-108)/(1.1*(10^5));
end

```

**Funkcja *fcn\_MS\_1\_1*:**

```

function M_s1 = fcn_MS_1_1(M_maxS1,M_wyj,M_op_od,M_bezw_od,M_s2)
if M_maxS1>(M_op_od+M_bezw_od-M_s2)*1.025+M_wyj
    M_s1 = -((M_op_od+M_bezw_od-M_s2)*1.025+M_wyj);
else
    M_s1 = -M_maxS1;
end
end

```

**Funkcja *fcn\_MS\_1\_2*:**

```

function M_s1 = fcn_M_S1_2(Fa,Ckin,miSS,n)
sum=0;
j=0;
k=0;
for i=1:1:n
    j=floor((i)/2);
    k=floor((i-1)/2);

```



```

sum=sum+(((0.0105*sqrt(3)-Ckin*miSS)/(0.0105*sqrt(3)+Ckin*miSS))^j)
          *(((0.02*sqrt(3)-Ckin*miSS)^k)/((0.02*sqrt(3)+Ckin*miSS)^(k+1)));
end
M_s1 = -Fa*Ckin*(0.08/2)*0.5*sqrt(3)*sum;

```

**Funkcja *fcn\_MS\_1\_3*:**

```

function M_s1 = fcn_M_S1_3(Fa, Ckin, miSS, n)
sum=0;
j=0;
k=0;
for i=1:1:n
    j=floor((i)/2);
    k=floor((i-1)/2);
    sum=sum+(((0.0105*sqrt(3)-Ckin*miSS)/(0.0105*sqrt(3)+Ckin*miSS))^j)
            *(((0.02*sqrt(3)-Ckin*miSS)^k)/((0.02*sqrt(3)+Ckin*miSS)^(k+1)));
end
M_s1 = Fa*Ckin*(0.08/2)*0.5*sqrt(3)*sum;

```

**Funkcja *fcn\_MS\_2\_1*:**

```

function M_s2 = fcn_MS_2_1(M_maxS2, M_wyj, M_op_od, M_bezw_od, M_s1)
if M_maxS2>(M_op_od+(M_wyj/1.025)+M_bezw_od+(M_s1*40/41))
    M_s2 = (M_op_od+(M_wyj/1.025)+M_bezw_od+(M_s1*40/41));
else
    M_s2 = M_maxS2;
end
end

```

**Funkcja *fcn\_MS\_2\_2*:**

```

function M_s2 = fcnM_S2_2(Fa, Ckin, miSS, n)
sum=0;
j=0;
k=0;
for i=1:1:n
    j=floor((i)/2);
    k=floor((i-1)/2);
    sum=sum+(((0.0105*sqrt(3)-Ckin*miSS)/(0.0105*sqrt(3)+Ckin*miSS))^j)
            *(((0.02*sqrt(3)-Ckin*miSS)^k)/((0.02*sqrt(3)+Ckin*miSS)^(k+1)));
end
M_s2 =Fa*Ckin*(0.08/2)*0.5*sqrt(3)*sum;

```

**Funkcja *fcn\_MS\_2\_3*:**

```

function M_s2 = fcnM_S2_3(Fa, Ckin, miSS, n)
sum=0;
j=0;
k=0;
for i=1:1:n
    j=floor((i)/2);
    k=floor((i-1)/2);
    sum=sum+(((0.0105*sqrt(3)-Ckin*miSS)/(0.0105*sqrt(3)+Ckin*miSS))^j)
            *(((0.02*sqrt(3)-Ckin*miSS)^k)/((0.02*sqrt(3)+Ckin*miSS)^(k+1)));
end
M_s2 = -0.5*Fa*Ckin*(0.08/2)*sqrt(3)*sum;

```

**Funkcja *fcn\_M\_wyj*:**

```

function M_wyj = fcn_M_wyj(M_wyj_0, n_wyj)
M_wyj = (3.84*(10^(-7))*(n_wyj)^2-6.36*(10^(-4))*n_wyj+1.32)*M_wyj_0;
end

```

**Wzory w blokach funkcyjnych:**

**Blok funkcyjny *Ch\_Sp\_S1*:**

$$\text{Output} = 1.28 * (10^5) * (u - 0.001)$$

**Blok funkcyjny  $Ch\_Sp\_S2$ :**

$$\text{Output} = 1.067 * (10^5) * (u - 0.000833) + 106.7$$

**Blok funkcyjny  $f(u) M\_op\_od$ :**

$$\text{Output} = 0.0018 * (u)^2 - 0.004 * u + 1.238$$

**Bloki funkcyjne  $r\_m^2$ ,  $R\_w^2$ ,  $R\_z^2$ :**

$$\text{Output} = (u)^2$$

**Blok funkcyjny  $Fcn\_M\_op\_nap$ :**

$$\text{Output} = -1.76 * (10^{-6}) * (u^2) + 4.58 * (10^{-3}) * u + 2.56$$

**Blok funkcyjny  $Fcn\_M\_op\_nap1$ :**

$$\text{Output} = -0.0004 * (u^2) + 0.2022 * u - 3.2251$$

**Blok funkcyjny  $n\_wyj\_bieg\ I$  i  $n\_wyj\_blok$ :**

$$\text{Output} = 60 * u / (2 * 3.14)$$

**Wartości bloków:**

**Bloki  $i_{45}$ ,  $i_{45}^2$  i  $i_{85}$ :**

$$i_{45} = 41/40$$

$$i_{45}^2 = (41/40)^2$$

$$i_{85} = 41/40$$

**Blok  $i_{31}$ :**

$$i_{31} = 47/34$$

**Bloki  $1/i_{31}$  i  $1/i_{45}$ :**

$$1/i_{31} = 34/47$$

$$1/i_{45} = 40/41$$

**Blok  $J_{zred5}$  i  $J_{zred}^{od}$ :**

$$J_{zred5} = 0.1273$$

$$J_{zred}^{od} = 0.1273$$