



POLITECHNIKA POZNAŃSKA
WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ

Rozprawa doktorska

Budowa i badania
dwustopniowej magnetycznej przekładni precesyjnej

mgr inż. Łukasz Macyszyn

Promotor:

prof. dr hab. inż. Roman Staniek

Promotor pomocniczy:

dr inż. Adam Myszkowski

Poznań 2021

Dziękuję mojemu opiekunowi naukowemu i promotorowi pracy,
Panu prof. dr hab. inż. Romanowi Stańkowi za wprowadzenie mnie do świata nauki.
Dziękuję Panu za życzliwość i wiele cennych rad – również tych życiowych.

Dziękuję promotorowi pomocniczemu, Panu dr inż. Adamowi Myszkowskiemu,
który dostrzegł mój potencjał jeszcze na studiach magisterskich i dzięki któremu zdecydowałem się na
ten kolejny krok. Dziękuję Panu za to, że żadne moje pytanie nigdy nie pozostało bez odpowiedzi.

Dziękuję także Panu dr hab. inż. Cezaremu Jędrycze, dzięki któremu poczułem pociąg do magnetyzmu.
Dziękuję za ogromne wsparcie, którym mnie Pan obdarował.

W sposób szczególny dziękuję moim rodzicom za wychowanie, za to, że zawsze we mnie wierzyli
i wspierali mnie na każdym etapie mojej edukacji oraz za to, że mogę na nich liczyć w każdej sytuacji.
Dzięki Wam jestem tu gdzie jestem...

Niniejsza rozprawa nie powstała by również gdyby nie Marta, która jak nikt inny potrafiła zmotywować
mnie do pracy. Dziękuję za Twoją miłość i za to, że mogłem dzielić się z Tobą moimi trudnościami
i radościami o każdej porze dnia i nocy.

SPIS TREŚCI

STRESZCZENIE	7
WPROWADZENIE	9
1. STAN WIEDZY Z ZAKRESU PRACY	10
1.1. Podstawowe parametry przekładni mechanicznych i magnetycznych	10
1.2. Mechaniczna przekładnia precesyjna	12
1.3. Rozwój przekładni magnetycznych	22
1.4. Przegląd wybranych rozwiązań konstrukcyjnych magnetycznych przekładni ruchu obrotowego	25
1.5. Zastosowania przekładni magnetycznych	38
1.6. Podsumowanie	41
2. KONCEPCJA DWUSTOPNIOWEJ MAGNETYCZNEJ PRZEKŁADNI PRECESYJEJ ORAZ CEL I ZAKRES PRACY	43
3. ANALIZA GEOMETRYCZNA I KINEMATYCZNA	47
4. OPRACOWANIE MODELU NUMERYCZNEGO PRZEKŁADNI I BADANIA SYMULACYJNE	53
4.1. Model numeryczny magnetycznej przekładni precesyjnej	54
4.2. Wyniki badań symulacyjnych	63
4.2.1. Badanie wpływu kątów obciążenia wewnętrznego	63
4.2.2. Badanie wpływu długości szczelin powietrznych	65
4.2.3. Badanie wpływu wymiarów magnesów	68
4.2.4. Badanie wpływu kształtu magnesów	74
4.2.5. Badanie wpływu kąta precesji	77
5. BADANIA EKSPERYMENTALNE PRZEKŁADNI	80
5.1. Opracowanie konstrukcji i budowa prototypu magnetycznej przekładni precesyjnej	80
5.2. Konstrukcja i budowa stanowiska badawczego	85
5.3. Metodyka i program badań	87
5.4. Wyniki badań doświadczalnych	88
5.4.1. Badania maksymalnego obciążenia przenoszonego przez przekładnię	88
5.4.2. Badanie sprawności przekładni	91

5.4.3. Badanie równomierności przenoszenia momentu.....	96
5.4.4. Weryfikacja modelu numerycznego	102
6. PODSUMOWANIE I KIERUNKI PRZYSZŁYCH BADAŃ	105
7. BIBLIOGRAFIA.....	108

STRESZCZENIE

W pracy podjęto tematykę bezstykowej dwustopniowej magnetycznej przekładni precesyjnej. Dokonano przeglądu rozwiązań konstrukcyjnych przekładni magnetycznych oraz mechanicznych przekładni precesyjnych, a także omówiono ich zastosowania. Następnie przedstawiono koncepcję nowej przekładni oraz określono cele i zakres prac badawczych. Przeprowadzono szczegółową analizę geometryczną i kinematyczną przekładni, której rezultatem było określenie zależności matematycznych niezbędnych w procesie jej projektowania. Kolejnym krokiem było opracowanie modelu numerycznego przekładni, który pozwolił na określenie wpływu wybranych parametrów geometrycznych i obwodu magnetycznego na momenty magnetyczne działające na poszczególne elementy czynne magnetycznej przekładni precesyjnej. Na podstawie powyższych analiz skonstruowano i zbudowano prototyp przekładni, umożliwiający regulację długości szczelin powietrznych. Następnie przeprowadzono badania doświadczalne prototypu przekładni na specjalnie zbudowanym stanowisku. Efektem prac badawczych było określenie wpływu poszczególnych parametrów na maksymalny moment przenoszony przez przekładnię, równomierność przenoszenia napędu oraz sprawność przekładni.

ABSTRACT

The dissertation concerns issues related to the contactless two-stage magnetic precession gear. The design solutions of magnetic gears and mechanical precession gears was reviewed and their applications were discussed. Then the concept of a new gear was presented and the objectives and scope of the thesis were defined. A detailed geometric and kinematic analysis of the gear was conducted, which resulted in the determination of mathematical dependencies necessary in the process of its design. The next step was to develop a numerical model of the gear, which allowed to determine the influence of selected geometrical and magnetic circuit parameters on magnetic moments acting on the active elements of the magnetic precession gear. On the basis of the analyses, a prototype of the new gear has been designed and built. The prototype allows adjusting the length of the air gaps. Then, experimental tests of the gear prototype were carried out on a specially built test stand. As a result of research work it was possible to determine the influence of particular parameters on maximum torque transmitted by a gear, uniformity of torque transmission and efficiency of a gear.

WPROWADZENIE

Rosnące wymagania stawiane układom napędowym maszyn, dotyczące wielkości przenoszonych obciążeń, dużej sprawności, sztywności i trwałości, skłaniają do poszukiwania nowych rozwiązań, m.in. w dziedzinie przekładni mechanicznych. Służą one do przeniesienia napędu z wału napędowego na napędzany z jednoczesną zmianą prędkości obrotowej i momentu obrotowego. W zależności od przełożenia przekładni wyróżnia się reduktory oraz multiplikatory. Reduktory stosuje się ze względu na fakt, że zarówno silniki elektryczne, jak i spalinowe potrafią osiągać wysokie prędkości obrotowe przy stosunkowo niewielkim rozwijanym momencie obrotowym. Natomiast multiplikatory stosowane są, np. w elektrowniach wiatrowych i wodnych, w których generatory osiągają większą sprawność wytwarzania energii elektrycznej przy większych prędkościach obrotowych. Przekładnie mogą też spełniać inne funkcje, takie jak zmiana kierunku obrotów czy też zamiana ruchu obrotowego na liniowy. Obecnie zaobserwować można tendencje w konstrukcji napędów, zmierzające w kierunku eliminacji negatywnych skutków tarcia między współpracującymi powierzchniami ruchomych elementów przekładni.

Wynalezienie magnesów neodymowych w latach 80-tych XX wieku umożliwiło szybki rozwój nowej generacji bezstykowych przekładni magnetycznych. Mają one wiele zalet względem tradycyjnych przekładni mechanicznych. Przede wszystkim, ze względu na eliminację zjawiska tarcia międzyzębnego, charakteryzują się dużą trwałością, a więc rzadszą koniecznością wykonywania przeglądów i konserwacji, co jest szczególnie istotne w przypadku zastosowania przekładni w miejscach trudnodostępnych i niebezpiecznych dla człowieka. Przekładnie magnetyczne cechują się również niskim poziomem hałasu i wibracji, a także stanowią naturalne zabezpieczenie przed przeciążeniem dzięki fizycznej izolacji pomiędzy elementem napędzającym i napędzanym [1], [2]. Niestety, większość znanych obecnie konstrukcji charakteryzuje się małą wartością przenoszonego momentu obrotowego, tętnieniami momentu oraz niewielkim przełożeniem [3]–[5]. Stąd próba opracowania przekładni magnetycznej, która pozwoli na uzyskanie zdecydowanie większych przełożeń oraz przenoszenie większych momentów, co z kolei związane jest z dużą liczbą współpracujących jednocześnie magnesów. Inspiracją do podjęcia prac nad nową przekładnią magnetyczną były opracowane i przebadane w Zakładzie Maszyn Technologicznych Politechniki Poznańskiej prototypy przekładni precesyjnych opartych na kołach zębatych o uzębieniach czołowych [6]. Na konstrukcję nowej przekładni magnetycznej w 2018 roku udzielony został patent nr PL 229502 [7], którego autor rozprawy jest głównym twórcą.

1. STAN WIEDZY Z ZAKRESU PRACY

1.1. Podstawowe parametry przekładni mechanicznych i magnetycznych

W tym podrozdziale omówione zostaną wybrane parametry przekładni, które będą służyły do porównania różnych typów przekładni magnetycznych i mechanicznych w dalszej części pracy.

a) Przełożenie kinematyczne i definiuje się, na ogół, jako stosunek prędkości kątowej wału napędzającego (czynnego) ω_1 do napędzanego ω_2 (biernego) [8]:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad (1)$$

gdzie: ω [s^{-1}] to prędkość kątowa.

Można również wyrazić przełożenie za pomocą prędkości obrotowej n [obr/min], uwzględniając zależność $\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$ [8]:

$$i = \frac{n_1}{n_2}. \quad (2)$$

Jeżeli tak zdefiniowane i jest ujemne ($i < 0$), oznacza to, że zwroty prędkości wału czynnego i biernego są przeciwne. Gdy $i > 0$ zwroty tych prędkości są zgodne [8].

Jeżeli moduł przełożenia $|i| > 1$, przekładnia służy do zmniejszania prędkości kątowej i nazywana jest reduktorem. W przeciwnym przypadku, gdy $|i| < 1$, przekładnia nazywana jest multiplikatorem [9].

b) Sprawność η określana jest w literaturze jako stosunek mocy uzyskanej na wale wyjściowym (biernym) P_2 do mocy na wale wejściowym (czynnym) P_1 [8]:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}, \quad (3)$$

gdzie: moc P [W] definiuje się jako iloczyn momentu obrotowego na wale M [Nm] i prędkości kątowej wału ω [s^{-1}]:

$$P = M \cdot \omega. \quad (4)$$

Całkowita sprawność przekładni zależy, m. in. od strat mocy w łożyskowaniu, uszczelnieniach, smarowaniu, a także strat związanych z tarciem międzyzębnym (w przypadku przekładni mechanicznych) [8] i innych strat spowodowanych np. prądami wirowymi indukowanymi w rdzeniach ferromagnetycznych i magnesach trwałych (w przekładniach magnetycznych) [10]. Teoretyczna sprawność przekładni liczona jest jako iloczyn sprawności poszczególnych jej elementów. Precyzyjna wartość sprawności mechanicznej jest bardzo trudna do określenia bez wykonania badań doświadczalnych, przeprowadzonych dla różnych prędkości i momentów obciążenia.

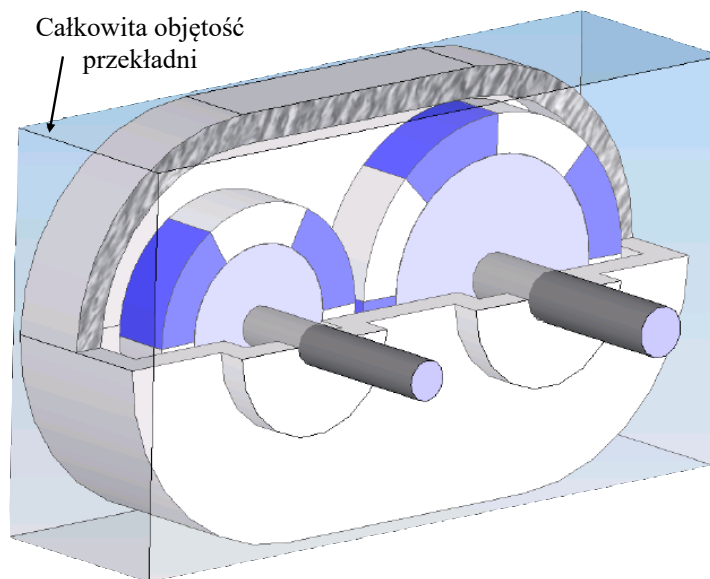
c) **Gęstość przenoszonego momentu obrotowego** definiuje się, w przypadku przekładni mechanicznych, jako stosunek momentu nominalnego M_N (momentu obciążenia, dla którego sprawność jest maksymalna) do całkowitej zewnętrznej objętości przekładni V_C [11]:

$$\rho_c = \frac{M_N}{V_C}. \quad (5)$$

W przypadku przekładni magnetycznych nie wyznacza się momentu nominalnego ze względu na fakt, że jeżeli moment obciążenia przekroczy wartość maksymalnego momentu magnetycznego, przekładnia gubi synchronizację i przestaje pracować z założonym przełożeniem. Dla przekładni magnetycznych gęstość przenoszonego momentu obrotowego definiuje się jako stosunek momentu maksymalnego M_{max} , jaki przekładnia jest w stanie przenieść, do całkowitej zewnętrznej objętości przekładni V_C :

$$\rho_c = \frac{M_{max}}{V_C}. \quad (6)$$

Ze względu na to, że przekładnie często mają skomplikowane kształty zewnętrzne, do wyznaczenia całkowitej zewnętrznej objętości przekładni V_C przyjmuje się objętość prostopadłościanu obejmującego całą przekładnię z wyłączeniem wału wejściowego i wyjściowego. Na rysunku 1 przedstawiono przykładową magnetyczną przekładnię walcową ze zdefiniowaną całkowitą objętością zewnętrzną [11].

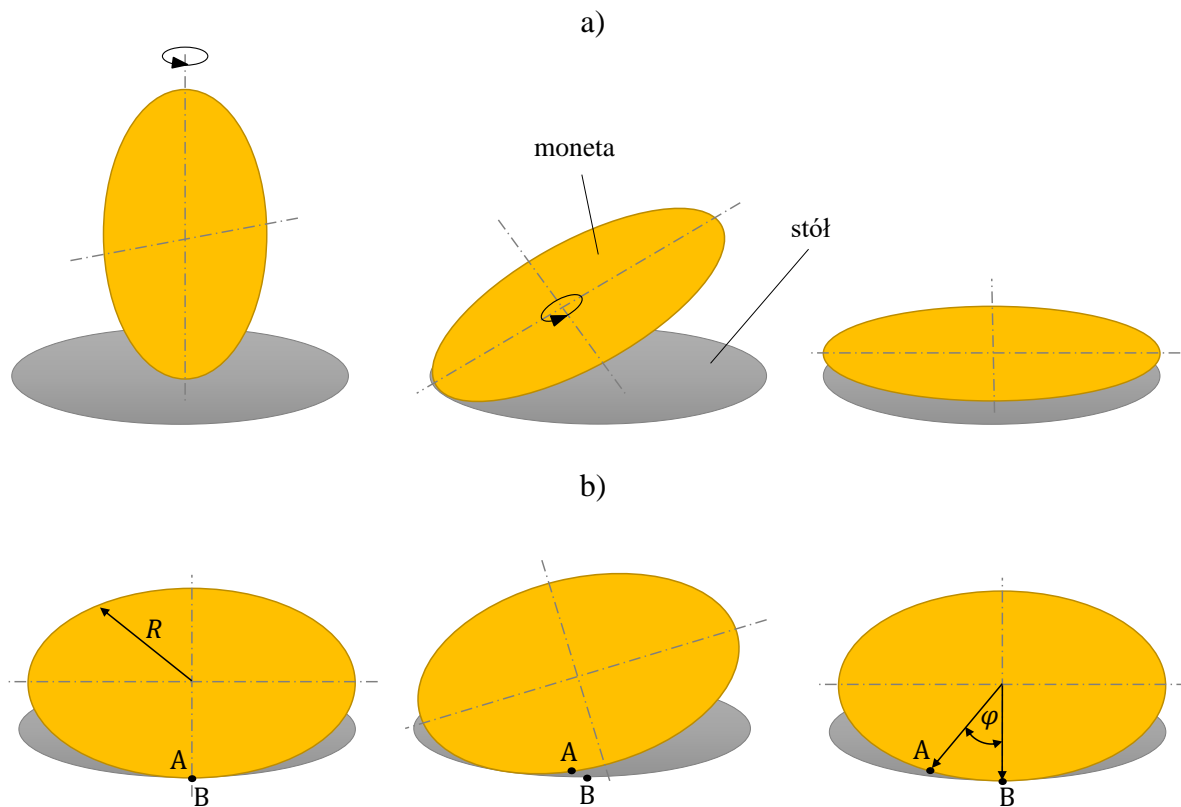


Rys. 1. Wyznaczanie całkowitej objętości zewnętrznej magnetycznej przekładni walcowej [11]

1.2. Mechaniczna przekładnia precesyjna

Przekładnia precesyjna jest przekładnią redukującą ruchu obrotowego, która charakteryzuje się wieloma zaletami. Przede wszystkim umożliwia ona uzyskanie bardzo dużych przełożeń (nawet powyżej 10 000) [6], przy stosunkowo niewielkich wymiarach gabarytowych. Charakteryzuje się też dużą gęstością przenoszonego momentu ze względu na dużą liczbę przyporu, która informuje o liczbie par zębów współpracuje ze sobą równocześnie. W przypadku przekładni precesyjnej w przenoszeniu obciążenia może uczestniczyć nawet 10% uzębienia [12].

Ruch precesyjny można wyjaśnić, obserwując monetę obracającą się na stole [13]. Początkowo moneta obraca się w pionie, a kąt utworzony pomiędzy linią normalną do powierzchni stołu a osią monety wynosi 90° , jak pokazano na rysunku 2a. Następnie, z powodu mimośrodowego momentu obrotowego i sił oporu, moneta zaczyna stopniowo opadać i obraca się z ruchem wahadłowym tak, że kąt między normalną do powierzchni stołu a osią monety stopniowo zmniejsza się. Ostatecznie moneta zatrzymuje się na stole. Pośredni ruch wahadłowy nazywa się precesją, a kąt powstający między normalną do powierzchni stołu, a osią monety to kąt precesji. Zawsze istnieje tylko jeden punkt styku między stołem a monetą. Kiedy moneta zaczyna się poruszać - zakładamy, że punkt A na obwodzie monety styka się z punktem B na obwodzie kołowej trajektorii, po której obtacza się ona na stole.



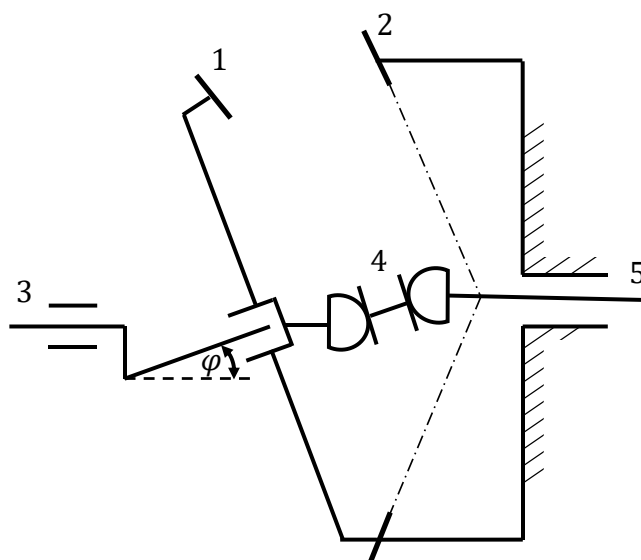
Rys. 2. Schemat pokazujący: a) zasadę powstawania ruchu precesyjnego, b) ruch precesyjny przy stałym kącie precesji

Gdy moneta zacznie się poruszać ruchem precesyjnym, punkt A zetknie się ponownie ze stołem w pewnej odległości od punktu B (dzieli je pewien łuk okręgu). Wynika to z różnicy obwodu monety i trajektorii kołowej, po której obtacza się ona na stole. Jeśli promień monety oznaczymy jako R , a kąt precesji jako ν , to promień trajektorii kołowej na stole będzie równy $R \cdot \cos(\nu)$, co oznacza, że obwód trajektorii kołowej na stole $S_s = 2\pi \cdot R \cdot \cos(\nu)$ zawsze będzie mniejszy od obwodu monety $S_m = 2\pi R$. Zatem, długość łuku pomiędzy punktami A i B po jednym obrocie monety będzie wynosiła:

$$S = 2\pi R(1 - \cos \nu), \quad (7)$$

natomiast kąt pomiędzy promieniami przechodzącymi odpowiednio przez punkty A i B wyniesie:

$$\varphi = \frac{S}{R} = 2\pi(1 - \cos \nu). \quad (8)$$



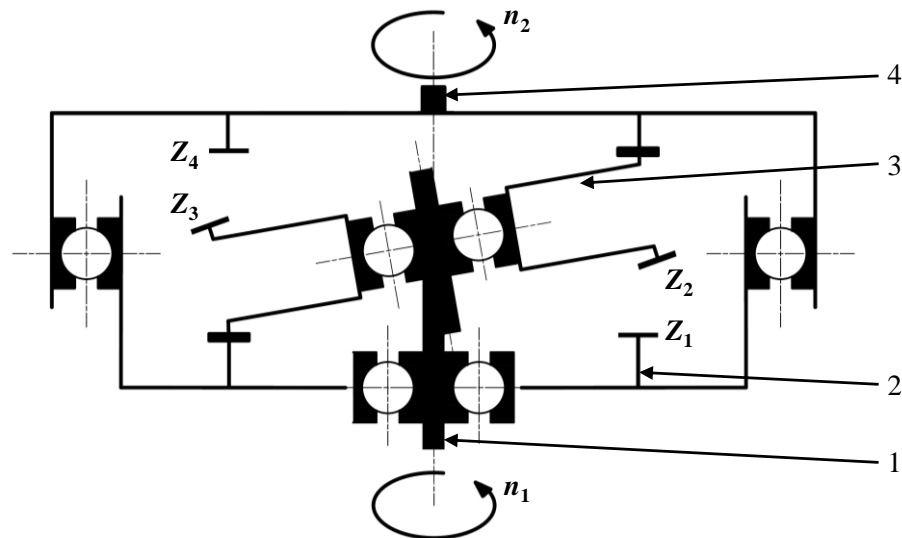
Rys. 3. Jednostopniowa przekładnia precesyjna [14]: 1 – koło stożkowe o uzębieniu zewnętrznym, 2 – koło stożkowe o uzębieniu wewnętrznym, 3 – wał wejściowy, 4 – mechanizm umożliwiający przenoszenie ruchu obrotowego 1:1, 5 – wał wyjściowy

Nawiązując do schematu pokazującego zasadę powstawania ruchu precesyjnego (rysunek 2), jeśli monetę będzie reprezentowało stożkowe koło zębate o uzębieniu zewnętrznym i liczbie zębów z_1 , a drugie stożkowe koło zębate o uzębieniu wewnętrznym i liczbie zębów z_2 będzie reprezentowało kołową trajektorię na stole, przy założeniu stałego kąta precesji pomiędzy osią obrotu koła 1 a osią obrotu wału wejściowego 3 (rysunek 3), to powstanie jednostopniowa przekładnia precesyjna o przełożeniu kinematycznym:

$$i = \frac{2\pi}{\varphi} = \frac{1}{1 - \cos \nu} = \frac{z_1}{z_1 - z_2}. \quad (9)$$

Z zależności 9 wynika, że przełożenie rośnie, kiedy różnica $(z_1 - z_2)$ maleje, więc maksymalne przełożenie można uzyskać, gdy $z_1 - z_2 = 1$. Wtedy przełożenie kinematyczne jest równe liczbie zębów koła 1 poruszającego się ruchem precesyjnym.

Już jednostopniowa przekładnia pozwala na uzyskanie dużych przełożeń. W literaturze częściej opisywane są jednak konstrukcje przekładni dwustopniowych, które cechują się jeszcze większym przełożeniem kinematycznym, nawet ponad 10 000 [6], [15]. Schemat kinematyczny takiej przekładni przedstawiono na rysunku 4.



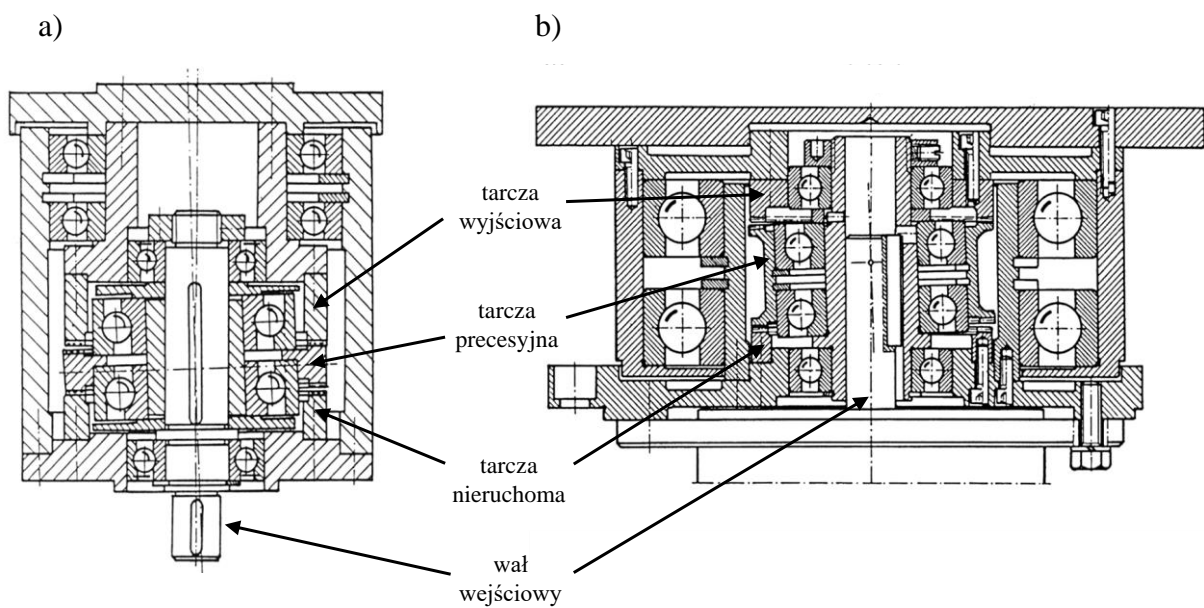
Rys. 4. Schemat kinematyczny dwustopniowej przekładni precesyjnej [6]: 1 – wał wejściowy, 2 – tarcza nieruchoma, 3 – tarcza pośrednia, 4 – wał wyjściowy, n_1 – prędkość obrotowa na wale wejściowym, n_2 – prędkość obrotowa na wale wyjściowym

Głównymi elementami przekładni dwustopniowej są: wał wejściowy (1), tarcza nieruchoma (2), tarcza pośrednia (3) oraz tarcza wyjściowa (4). Na powierzchniach czołowych tarcz znajdują się uzębienia, o różnej liczbie zębów, oznaczonych na rysunku 4 jako Z_1 - Z_4 . Wał wejściowy oraz tarcza wyjściowa obracają się wokół tej samej głównej osi obrotu przekładni, natomiast osadzona kątowno na wale wejściowym łożyskowana tarcza pośrednia porusza się ruchem precesyjnym. Przełożenie kinematyczne takiej przekładni opisuje zależność [6], [15]:

$$i = \left(1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4}\right)^{-1}. \quad (10)$$

Typowy kąt precesji zawiera się w przedziale $2 - 5^\circ$, natomiast współpracujące ze sobą koła zębate różnią się o 1, 2 lub maksymalnie 3 zęby, przy czym spełniona musi być zależność $Z_2 \geq Z_1$ oraz $Z_3 \geq Z_4$ [15]. Największe przełożenie jest możliwe do osiągnięcia, gdy $Z_2 - Z_1 = 1$ oraz $Z_3 - Z_4 = 1$.

Autorzy publikacji [6] zbudowali i przebadali 4 prototypy dwustopniowych przekładni precesyjnych, których konstrukcje przedstawiono na rysunku 5, natomiast ich parametry zestawiono w tabeli 1.



Rys. 5. Konstrukcje prototypów dwustopniowych przekładni precesyjnych [6]:

a) typ „robot”, b) typ „pozycjoner”

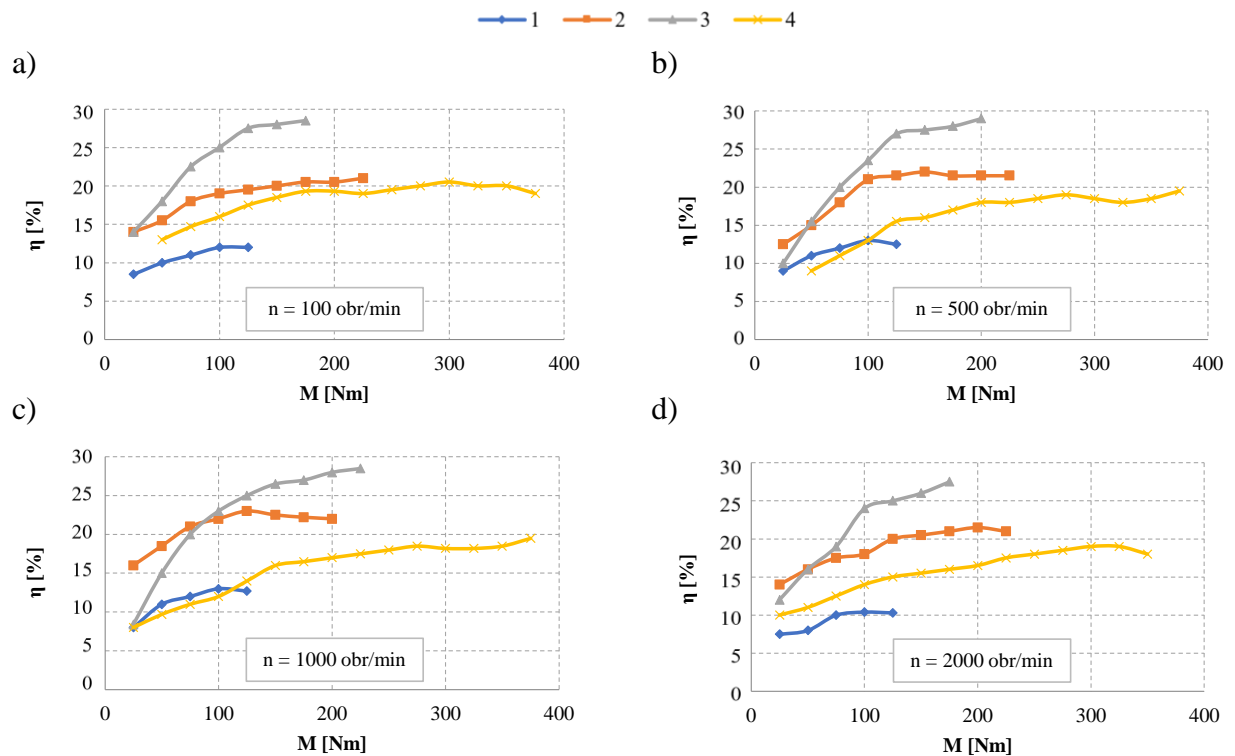
Tabela 1

Parametry prototypów przekładni precesyjnych, opisanych w [6]

Nr	Typ	i	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	ν [°]
1	„robot”	200	71	72	112	111	3
2		200	71	72	112	111	1,5
3	„pozycjoner”	180	68	69	111	110	1,5
4		360	84	85	111	110	1,5

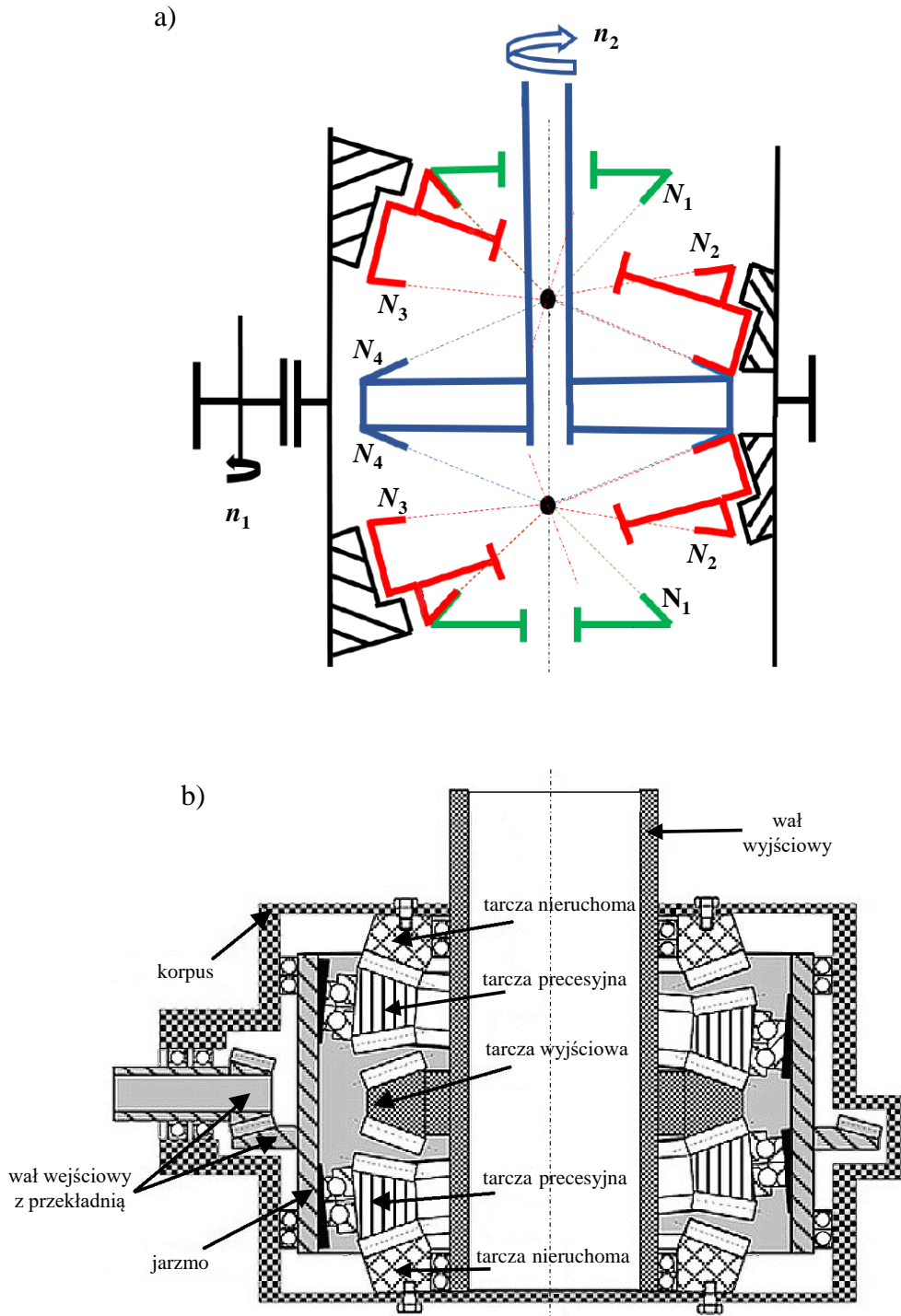
Uzyskane podczas badań zależności sprawności mechanicznej od momentu obciążenia przy różnych prędkościach obrotowych przedstawiono na rysunku 6. Na ich podstawie można wyciągnąć następujące wnioski:

- im mniejszy kąt precesji, tym większa sprawność mechaniczna i większa wartość maksymalnego przenieszonego przez przekładnię momentu obrotowego,
- im mniejsze przełożenie, tym większa sprawność mechaniczna,
- maksymalna sprawność prototypów mieści się w przedziale 10 - 30%.



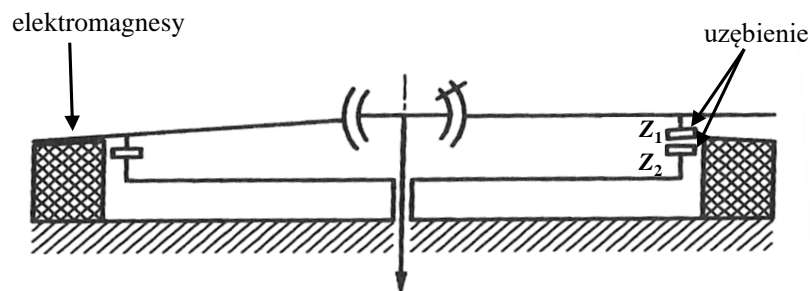
Rys. 6. Wyniki badań doświadczalnych prototypów mechanicznych przekładni precesyjnych [6]
Zależność sprawności od momentu obciążenia dla różnych prędkości obrotowych: a) 100 obr/min,
b) 500 obr/min, c) 1000 obr/min, d) 2000 obr/min

Jako przykład zastosowania przekładni precesyjnej w literaturze, na ogół, podawane są napędy robotów i urządzeń pozycjonujących [6], [13], [14]. Istnieją też publikacje, które rozważają możliwość implementacji tego rodzaju przekładni w napędach helikopterów przy zastosowaniu dwóch tarcz poruszających się ruchem precesyjnym. Pozwala to na przeniesienie większego momentu obrotowego w porównaniu z konstrukcją opisywaną powyżej [15]. Tego typu układ ma jeszcze inną zaletę. Tarcze precesyjne są zamontowane względem siebie w przeciwfazie, więc momenty generowane przez każdą z nich się równoważą, co eliminuje problem niewyważenia przekładni [15]. Schemat kinematyczny oraz uproszczony przekrój zmodyfikowanej w ten sposób konstrukcji przekładni zaprezentowano na rysunku 7.



Rys. 7. Schemat kinematyczny (a) oraz uproszczony przekrój (b) mechanicznej przekładni precesyjnej z dwoma tarczami poruszającymi się ruchem precesyjnym [12]

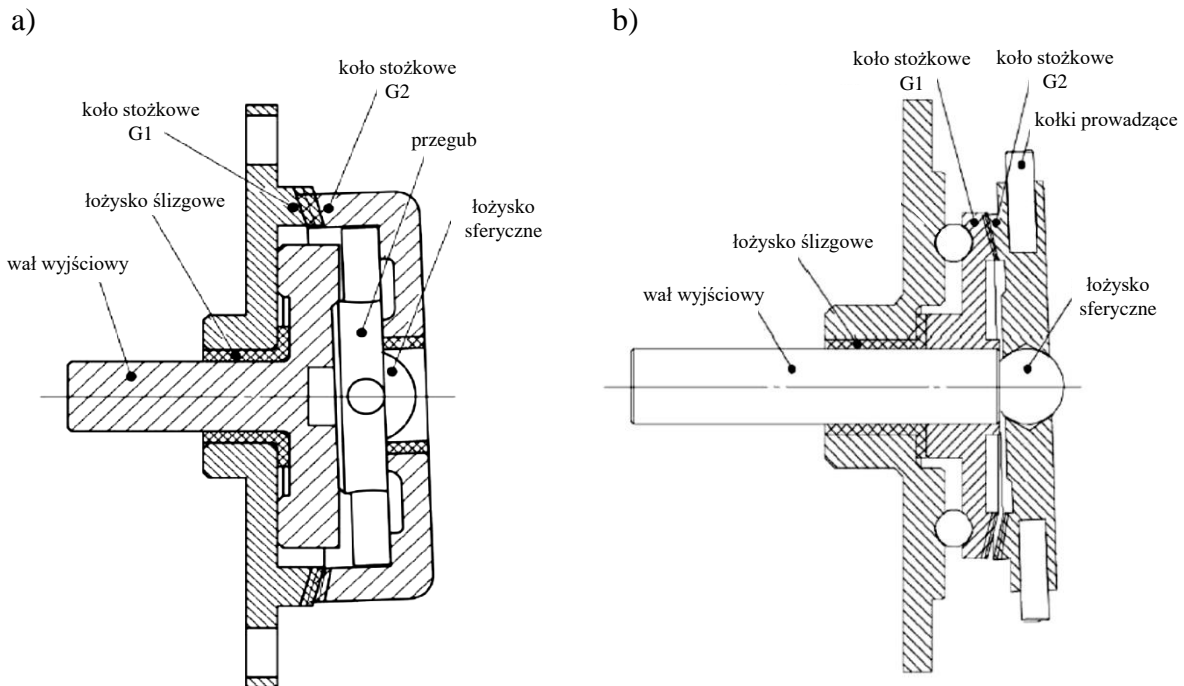
W literaturze opisywane są też różne konstrukcje silników precesyjnych. Na rysunku 8 przedstawiono schemat silnika, w którym zazębienie dwóch wieńców o różnej liczbie zębów jest otoczone pierścieniem elektromagnesów. Elektromagnesy włączane są kolejno lub grupami, co wymusza ruch precesyjny zwory i połączonego z nią wieńca zębatego. W przedstawionym w publikacji [6] prototypie tego typu silnika precesyjnego, w którym zastosowano liczby zębów $Z_1=100$, $Z_2=99$ oraz 12 elektromagnesów, przełączanie elektromagnesów o jedną podziałkę powoduje obrót wałka silnika o działkę elementarną równą $1/1200$ obrotu. Wyniki badań prototypu nie były jednak zachęcające, ponieważ silnik o średnicy zewnętrznej 172 mm mógł być obciążony momentem zaledwie kilku Nm, który szybko malał wraz ze wzrostem częstotliwości przełączania elektromagnesów. Elektromagnetyczny silnik precesyjny nie stanowi zatem konkurencji dla prostszych konstrukcyjnie i tańszych silników krokowych.



Rys. 8. Schemat silnika precesyjnego z elektromagnesami

W publikacji [16] zaprezentowano natomiast koncepcję pneumatycznego silnika precesyjnego, który został schematycznie przedstawiony na rysunku 9. Silnik ten składa się z dwóch stożkowych kół zębatych G1 i G2 o różnej liczbie zębów oraz kilku (najczęściej trzech) małych siłowników pneumatycznych, które wysuwając się w odpowiedniej sekwencji:

- w przypadku, gdy zablokowany jest obrót koła G1, wywołują ruch precesyjny koła zębatego G2 i obrót połączonego z nim wału wyjściowego (rys. 9a),
- w przypadku, gdy obrót koła G2 jest zablokowany, wywołują jedynie ruch wahliwy koła G2, a obraca się koło G1 i połączony z nim wał wyjściowy (rys. 9b).



Rys. 9. Schemat pneumatycznego silnika precesyjnego [16]:

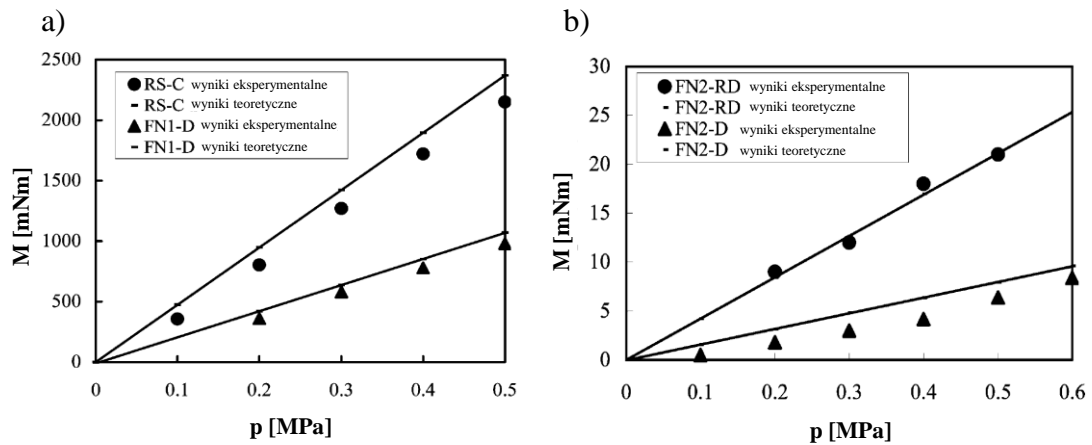
- a) o oznaczeniu FN z zablokowanym kołem zębatym G1
 b) o oznaczeniu RS z zablokowanym obrotem koła zębatego G2

Przeprowadzone przez autorów publikacji [16] badania wykazały liniową zależność momentu obrotowego generowanego przez silnik od ciśnienia powietrza doprowadzonego do siłowników pneumatycznych. Zależność ta, dla czterech prototypów silników, których parametry zestawiono w tabeli 2, została przedstawiona na rysunku 10. Z zaprezentowanych zależności wynika też, że moment obrotowy rośnie wraz ze wzrostem średnicy silnika oraz wzrostem przełożenia przekładni. Autorzy artykułu zauważyli również, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej moment maleje. Zakres prędkości obrotowych, dla których silniki te osiągają maksymalne momenty, różni się w zależności od konstrukcji silnika. Największe przebadane silniki (o średnicy 50 mm) przy ciśnieniu 0,5 MPa i prędkości obrotowej 2 obr/min generowały moment ok. 2,5 Nm, natomiast najmniejsze silniki (o średnicy 10mm) generowały moment 7 mNm przy prędkości do 40 obr/min. Powyższe dane wskazują, że gęstość momentu generowana przez tego typu silniki pozwala na ich praktyczne zastosowanie. Autorzy publikacji [16] zbudowali robotyczną dłoń (rys. 11), której napęd stanowiły 23 pneumatyczne silniki precesyjne.

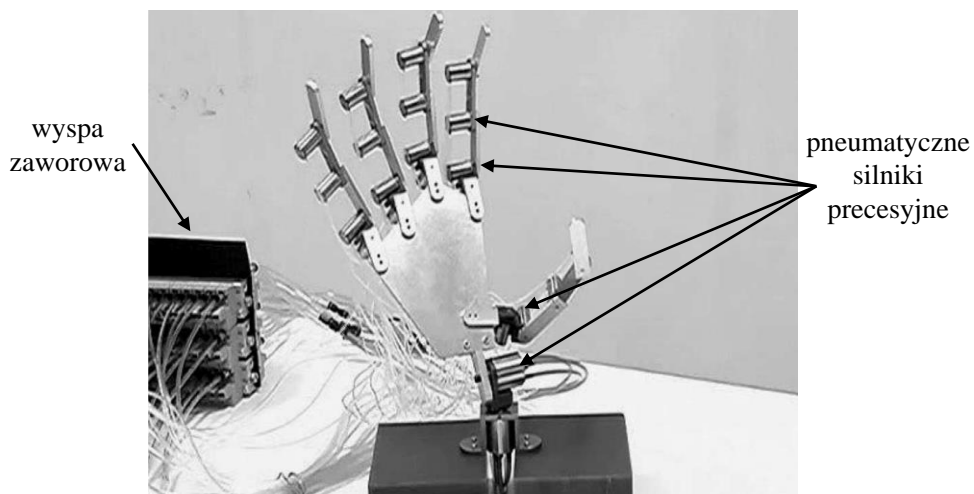
Tabela 2

Zestawienie parametrów prototypów pneumatycznych silników precesyjnych opisanych w [16]

Typ	Liczba zębów koła G1	Liczba zębów koła G2	średnica [mm]	Kąt precesji [°]
RS-C	120	121	50	2
FN1-D	99	100	40	2
FN2-RD	59	60	20	3
FN2-D	29	30	10	4



Rys. 10. Zależność momentu obrotowego generowanego przez pneumatyczny silnik precesyjny od ciśnienia powietrza doprowadzonego do silnika [16]: a) konstrukcje RS-C oraz FN1-D, b) konstrukcje FN2-RD oraz FN2-D

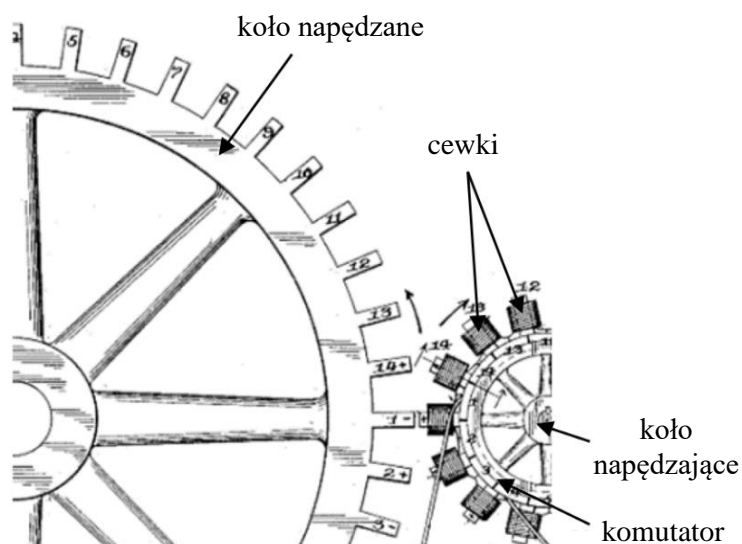


Rys. 11. Robotyczna dłoń z pneumatycznymi silnikami precesyjnymi [16]

Ze względu na relatywnie małą sprawność mechanicznych przekładni precesyjnych oraz trudności technologiczne z wykonaniem uzębień [6], [17], postanowiono opracować konstrukcję bezstykowej - magnetycznej przekładni precesyjnej, gdzie zęby zastąpiono magnesami trwałymi, której budowa i badania są przedmiotem niniejszej pracy doktorskiej. Magnetyczna przekładnia precesyjna została zgłoszona przez autora dysertacji, jako głównego twórcę, do opatentowania w 2015 roku, a patent przyznano w 2018 roku [7].

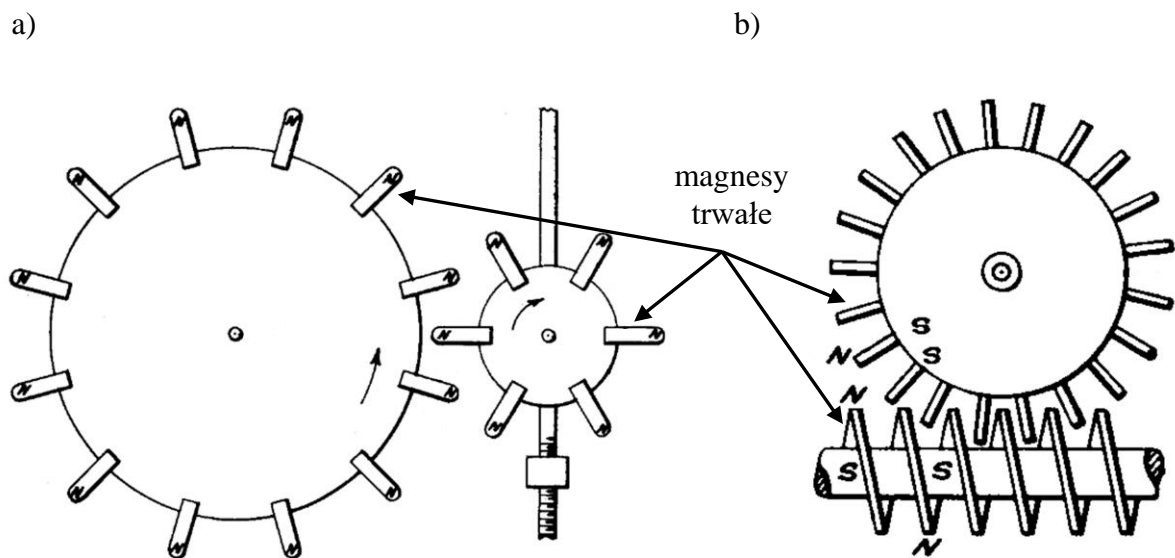
1.3. Rozwój przekładni magnetycznych

Idea przekładni magnetycznych pojawiła się już na początku XX wieku. W 1901 r. C. G. Armstrong opisał elektromagnetyczną przekładnię czołową w patencie [18]. Jest ona pokazana na rysunku 12. Jej funkcjonowanie opierało się na zasadzie działania mechanicznej czołowej przekładni zębatej, z tym że przenoszenie momentu obrotowego odbywało się bezstykowo, za pośrednictwem pola magnetycznego, a nie poprzez konwencjonalne zazębienie. Pozwoliło to na zwiększenie trwałości przekładni poprzez eliminację tarcia międzyzębnego. Niestety konstrukcja ta cechowała się bardzo małą gęstością momentu obrotowego ze względu na niewielką liczbę współpracujących cewek na kole napędowym z wypustkami na kole napędzanym. Charakteryzowała ją także mała sprawność z powodu konieczności zasilania cewek przez zewnętrzne źródło elektryczne.



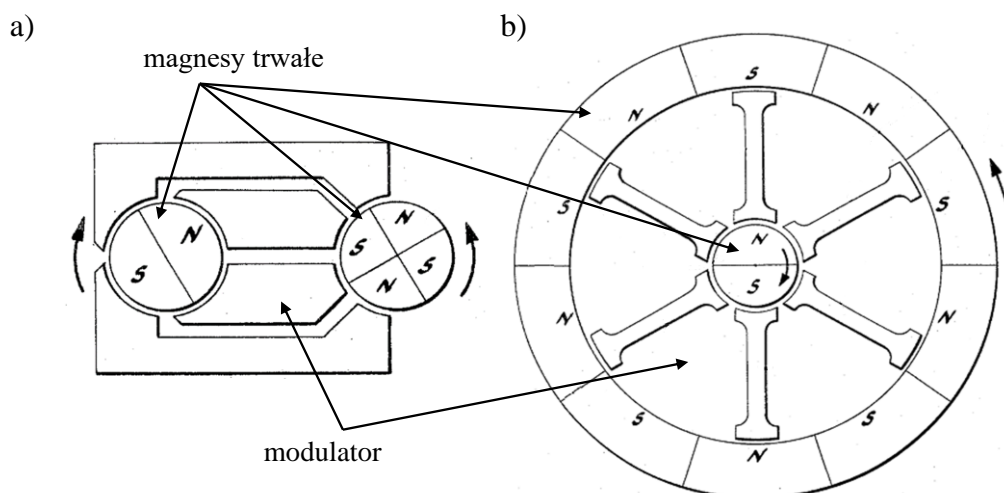
Rys. 12. Elektromagnetyczną przekładnia czołowa opatentowana przez C. G. Armstronga w 1901 roku [18]

Przez następne 40 lat powstawały kolejne konstrukcje przekładni wymagające zewnętrznego zasilania. Były to m.in. prace Neulanda z 1916 roku [19], Martza z 1918 roku [20], czy też Cleavera z 1933 roku [21]. Dopiero w roku 1941 Fraus opatentował pierwsze konstrukcje przekładni z magnesami trwałymi [22], co było krokiem milowym w rozwoju przekładni magnetycznych. Wybrane konstrukcje przekładni Frausa zostały przedstawione na rysunku 13. Niestety dostępne w owym czasie magnesy ferrytowe cechowały się małą gęstością energii magnetycznej, przez co przekładnie zaproponowane przez Frausa, mimo że innowacyjne, nie mogły konkurować z konwencjonalnymi przekładniami stosowanymi w przemyśle. Przez dalsze lata powstawały kolejne konstrukcje przekładni z magnesami trwałymi oparte na topologiach znanych przekładni mechanicznych.



Rys. 13. Wybrane konstrukcje przekładni magnetycznych oparte na magnesach trwałych opatentowane przez Frausa w 1941 roku [22]: a) przekładnia czołowa, b) przekładnia ślimakowa

Następnym krokiem milowym był patent T.B Martina z 1968 roku [23]. Zaproponowane przez niego przekładnie (rys. 14) składały się z trzech części: 2 wirników z magnesami trwałymi oraz modulatora przepływu pola magnetycznego pomiędzy nimi, wykonanego z materiału ferromagnetycznego. Rozwiązanie zaproponowane przez Martina cechowało się znacznie większym obszarem oddziaływania pola magnetycznego, w porównaniu ze wcześniejszymi konstrukcjami, co przełożyło się na znaczący wzrost gęstości przenoszonego momentu obrotowego. Dalsze badania nad tego typu konstrukcjami przeprowadzili m.in. Laing [24] oraz Ackermann i Honds [25].



Rys. 14. Wybrane konstrukcje przekładni magnetycznych z modulatorami pola magnetycznego opatentowane przez Martina w 1968 roku [23]:
a) przekładnia czołowa, b) przekładnia współosiowa

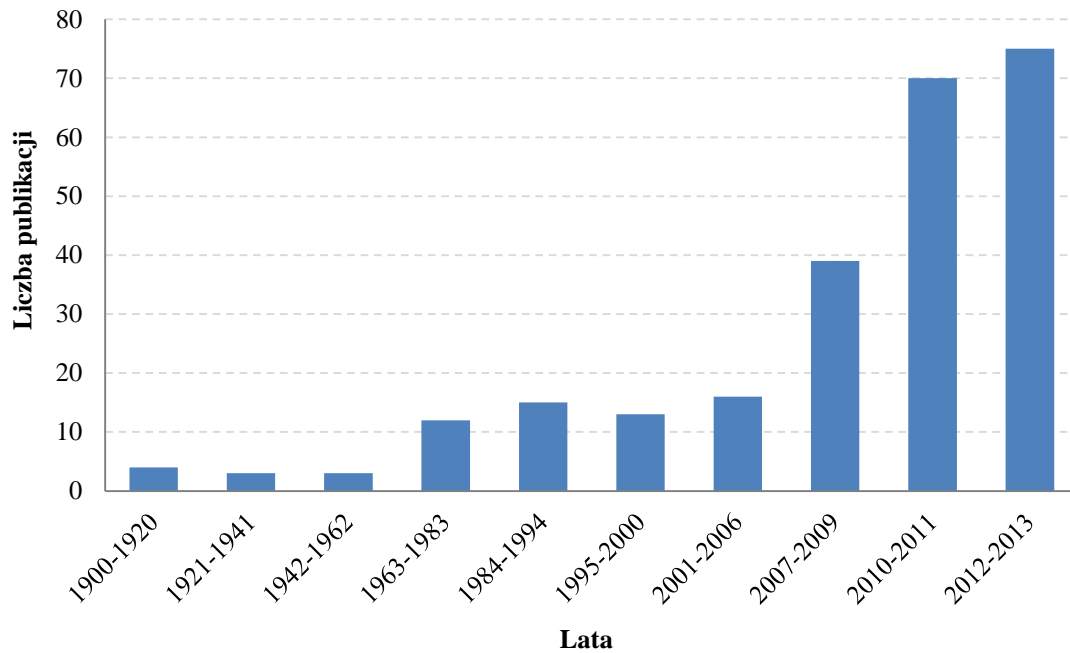
Kolejnym impulsem do rozwoju przekładni magnetycznych było wynalezienie, w latach 80-tych ubiegłego wieku, wysokoenergetycznych – neodymowych (NdFeB) magnesów trwałych, które cechują się ponad 10-krotnie większą gęstością energii magnetycznej względem magnesów ferrytowych [26].

Tabela 3

Porównanie właściwości magnetycznych magnesu ferrytowego (F30) oraz neodymowego (N42) [27], [28]

Parametr	Magnes ferrytowy F30	Magnes neodymowy N42
Indukcja remanencji Br min [T]	0,37	1,28-1,32
Koercja HcB [kA/m]	≥175	≥915
Koercja HcJ [kA/m]	≥180	≥955
Gęstość energii magnetycznej (BH)max [kJ/m ³]	≥26	≥318-342

Postępy w wytwarzaniu magnesów NdFeB oraz dostępność zaawansowanych metod i narzędzi do analizy oraz projektowania złożonych obwodów magnetycznych doprowadziły do wzrostu zainteresowania tematyką przekładni magnetycznych wśród naukowców na całym świecie. Liczba publikacji poświęconych przekładniom magnetycznym rośnie wykładniczo w ciągu ostatnich dekad [3], [29].



Rys. 15. Liczba publikacji poświęconych przekładniom magnetycznym (1900-2013) [3], [29]

W dalszym ciągu liczba publikacji w tematyce związanej z przekładniami magnetycznymi jest bardzo duża. Wielu naukowców prowadzi prace mające na celu poprawę własności materiałowych i konstrukcyjnych przekładni. Przekładnie magnetyczne znajdują również coraz to nowsze zastosowania, które zostały szerzej omówione w rozdziale 1.5.

1.4. Przegląd wybranych rozwiązań konstrukcyjnych magnetycznych przekładni ruchu obrotowego

W ciągu ostatnich 120 lat powstało wiele koncepcji przekładni magnetycznych. Większość opisana jest jedynie w patentach, a część z nich gruntownie przebadano i wyniki opublikowano w pracach naukowych. Pewną trudność stanowi fakt, że nazwy konstrukcji przekładni o takiej samej zasadzie działania nie są w żaden sposób zunifikowane ani usystematyzowane. Dobrym przykładem jest chociażby najbardziej rozpowszechniona obecnie konstrukcja współosiowej przekładni magnetycznej z ferromagnetycznymi prętami pośredniczącymi, która w literaturze nazywana jest również jako koncentryczna planetarna przekładnia magnetyczna [30]–[32], czy też pasywna przekładnia magnetyczna [33], [34]. Można przyjąć wiele kryteriów podziału znanych konstrukcji przekładni magnetycznych.

Pierwszym z nich jest podział ze względu na sposób przeniesienia momentu [5]:

- elektromagnetyczne:
 - zasilane elektrycznie, z cewkami wytwarzającymi pole magnetyczne,
 - bez zasilania, z magnesami trwałymi;
- z magnesami trwałymi:
 - z elementem pośrednim, odpowiadającym za modulację strumienia magnetycznego,
 - bezpośrednie, wzorowane na klasycznych przekładniach zębatych, w których zęby zastąpiono magnesami neodymowymi o różnym kierunku magnetyzacji.

Znane konstrukcje przekładni różnią się również między sobą sposobem wzajemnego ułożenia osi koła napędzającego i napędzanego:

- współosiowe, np. przekładnia planetarna,
- niewspółosiowe:
 - o osiach równoległych, np. przekładnie czołowe,
 - o osiach nierównoległych, np. ślimakowe.

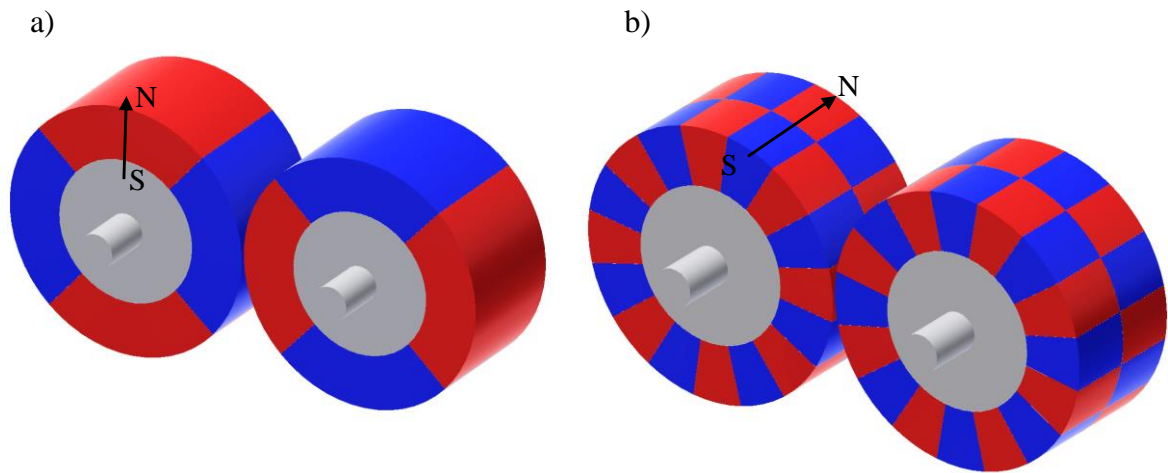
Jeszcze innym kryterium podziału są właściwości kinematyczne:

- ze stałym przełożeniem,
- ze zmiennym przełożeniem.

Poniżej przedstawiono wybrane typy przekładni magnetycznych, zwracając uwagę na ich budowę, sposób przenoszenia momentu, przełożenie oraz gęstość przenoszonego momentu.

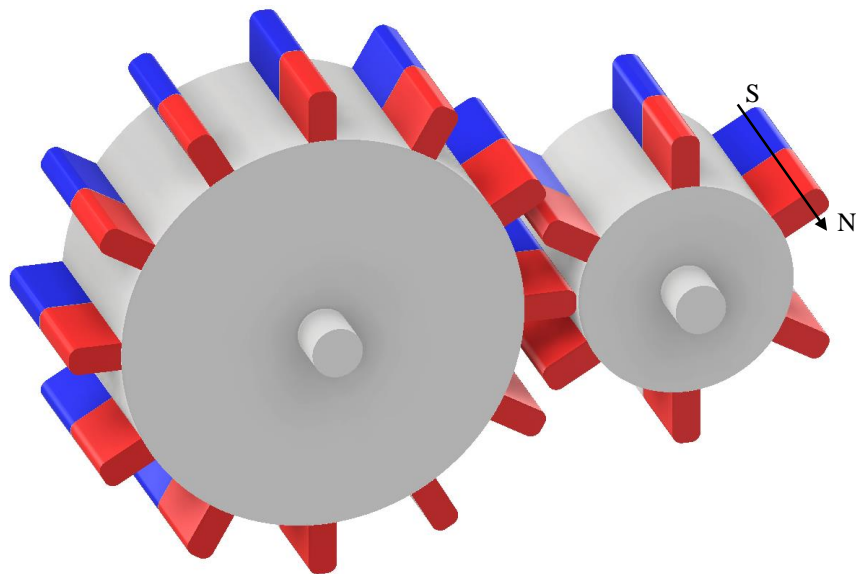
a) Przekładnia walcowa

Magnetyczna przekładnia walcowa to jedna z najprostszych konstrukcji wzorowanych na przekładniach zębatych. Zbudowana jest z dwóch wirników - wysokoobrotowego (na wale wejściowym) oraz niskoobrotowego (na wale wyjściowym). Opisywane w literaturze konstrukcje mają przełożenie większe od jeden, co oznacza, że są to przekładnie redukujące [35]–[38]. W większości konstrukcji magnesy neodymowe naklejone są na powierzchniach walcowych, przy czym mogą być namagnesowane promieniowo [39] lub osiowo [40], jak pokazano na rysunku 16.



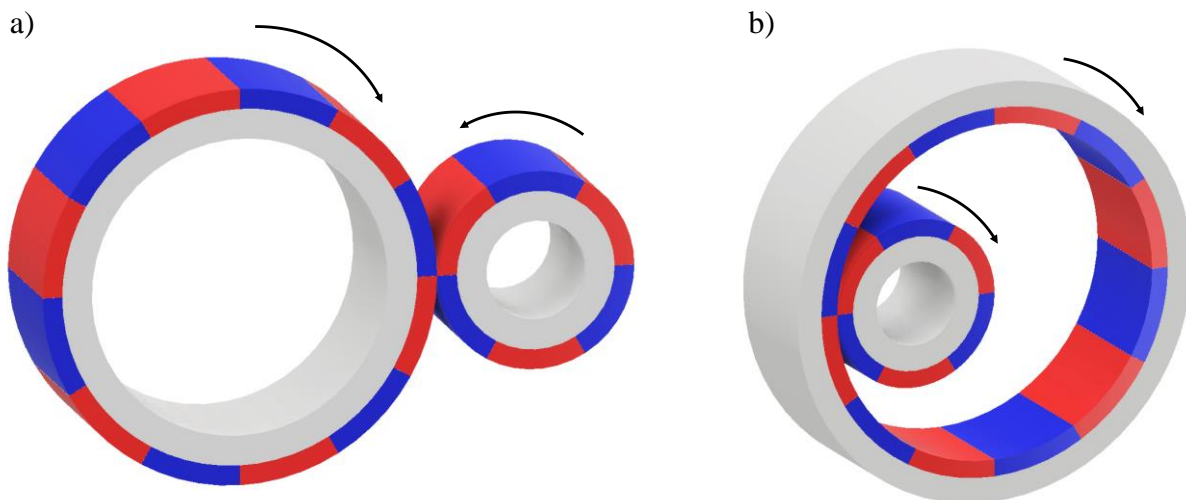
Rys. 16. Magnetyczna przekładnia walcowa z magnetyzacją w kierunku promieniowym (a) oraz osiowym (b) [39], [40]

Znana jest także konstrukcja przekładni walcowej, w której magnesy przymocowane do współpracujących ze sobą kół tworzą nachodzące na siebie zęby. Konstrukcja taka pokazana na jest rysunku 17. Nie wykorzystuje ona przyciągania się magnesów, ale ich odpychanie [22]. W przypadku tej konstrukcji istnieje jednak duże ryzyko uszkodzenia magnesów w momencie przyłożenia zbyt dużego momentu obciążającego, ponieważ występuje wtedy kontakt między magnesami.



Rys. 17. Magnetyczna przekładnia walcowa z zachodzącymi na siebie magnesami o magnetyzacji w kierunku osiowym [22]

Ze względu na umiejscowienie wirników wyróżnić można przekładnie walcowe wewnętrzne oraz zewnętrzne (rys. 18). W przekładni wewnętrznej koło napędzające i napędzane obraca się w tym samym kierunku, natomiast w przypadku przekładni zewnętrznej kierunki obrotu kół są przeciwne.



Rys. 18. Magnetyczna przekładnia walcowa zewnętrzna (a) oraz wewnętrzna (b) [11]

Przełożenie przekładni walcowej, zarówno magnetycznej, jak i mechanicznej, jest zależne od liczby par biegunów/liczby zębów i opisane jest zależnością:

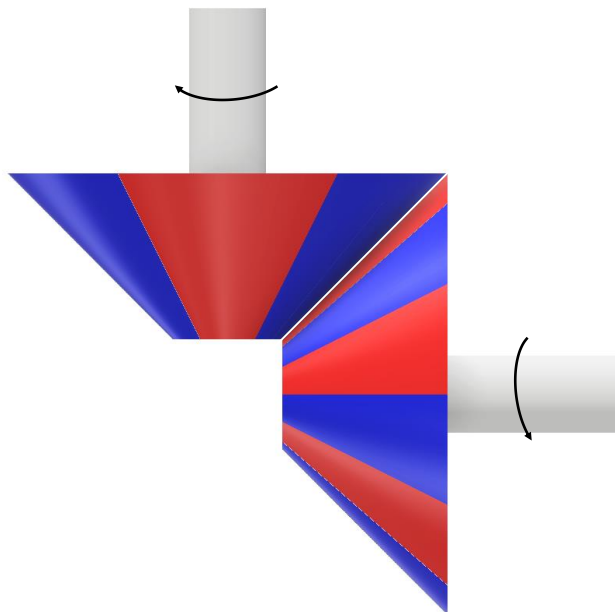
$$i = \frac{N_1}{N_2}, \quad (11)$$

gdzie: N_1 – liczba par biegunów/zębów koła napędowego (czynnego), N_2 – liczba par biegunów/zębów koła napędzanego (biernego).

Magnetyczna przekładnia walcowa została przebadana zarówno teoretycznie, jak i doświadczalnie [35], [36], [38], [41]–[43]. Obszar oddziaływania pola magnetycznego jest w przypadku tej konstrukcji niewielki, w związku z czym gęstość przeniesionego momentu dla tego typu konstrukcji mieści się w przedziale 10-20 kNm/m³. Dla porównania, wartość tego parametru dla mechanicznej przekładni walcowej wynosi do 200 kNm/m³ [37]. W związku z tym ograniczeniem, magnetyczna przekładnia walcowa nie znalazła praktycznego zastosowania.

b) Przekładnia stożkowa

Główne elementy przekładni stożkowej stanowią dwa koła stożkowe osadzone na wałach, których osie są do siebie najczęściej prostopadłe. Jest to kolejna konstrukcja wzorowana na tradycyjnej przekładni zębatej. Na wirnikach naklejone są magnesy trwałe o polaryzacji promieniowej. Przełożenie przekładni wylicza się na takiej samej zasadzie jak w przypadku przekładni walcowych. Opisywane w literaturze konstrukcje mają przełożenie równe jeden [44], mniejsze od jeden [45] lub większe od jeden [46], więc mogą pełnić funkcję sprzęgła magnetycznego, multiplikatora lub reduktora. Przeanalizowane pozycje literaturowe zawierają wyniki badań analitycznych, symulacyjnych oraz doświadczalnych tego typu przekładni [45]–[47]. Magnetyczne przekładnie stożkowe, podobnie jak magnetyczne przekładnie walcowe, cechują się zbyt małym obszarem oddziaływania pola magnetycznego, żeby uzyskać konkurencyjną względem przekładni mechanicznych wartość gęstości przeniesionego momentu (maksymalnie ok. 3 kNm/m^3).

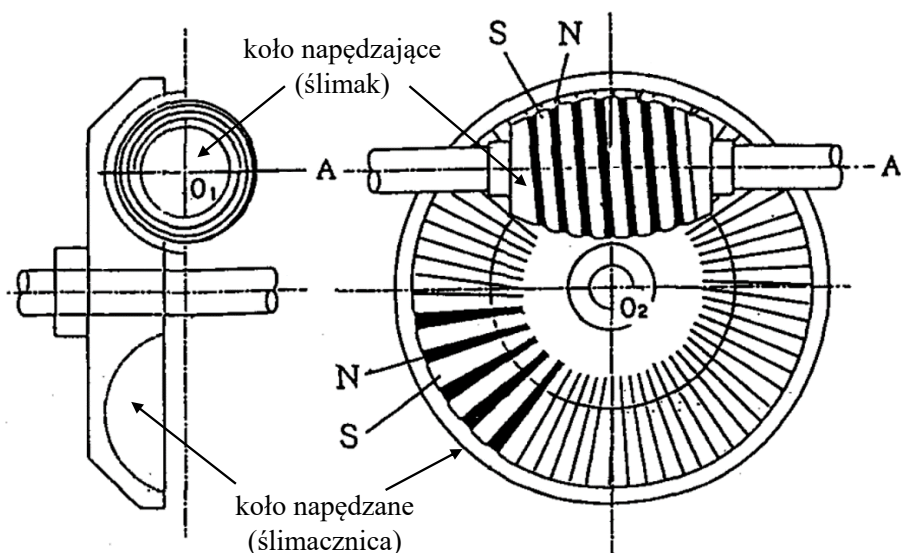


Rys. 19. Magnetyczna przekładnia stożkowa [45]

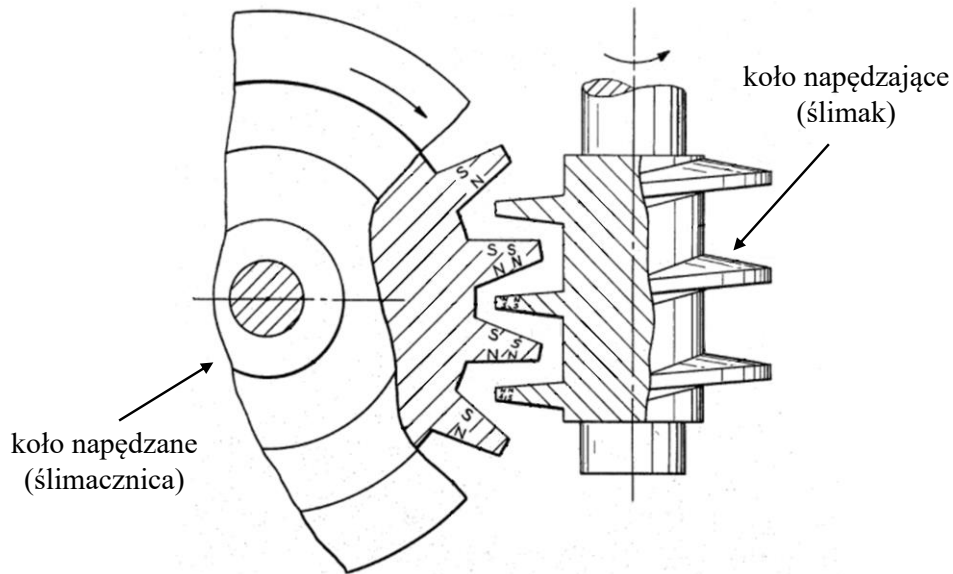
c) Przekładnia ślimakowa

Przekładnia ślimakowa składa się z dwóch głównych elementów – ślimaka (wirnik napędowy) oraz ślimacznicy (wirnik napędzany), zwanej też kołem ślimakowym. Opisana w publikacji [48] magnetyczna przekładnia ślimakowa o przełożeniu redukującym 33, w miejscu tradycyjnych zębów posiada magnesy trwałe, namagnesowane promieniowo naprzemiennie (rys. 20).

Największa wada tego typu przekładni magnetycznych to bardzo skomplikowany sposób magnetyzacji magnesów [11], przez co jej wytworzenie jest technologicznie trudne. Przełożenie tej przekładni, podobnie jak w dwóch wcześniej omawianych konstrukcjach, zależy od stosunku liczby par biegunów koła napędowego (w tym wypadku ślimaka) do liczby par biegunów koła napędzanego (ślimacznicy).



W patencie [49] opisano inny rodzaj magnetycznej przekładni ślimakowej, w której ślimak uformowany jest w kształcie śruby Archimedesza (rys. 21). Zęby obu wirników przekładni z jednej strony mają biegun północny, a z drugiej południowy. Powstałe w ten sposób pole magnetyczne ustawia ząb ślimaka w taki sposób, żeby szczeliny powietrzne oddzielające go od dwóch najbliższych zębów ślimacznicy były sobie równe. Wadę tej konstrukcji, poza skomplikowaną magnetyzacją, stanowi duże prawdopodobieństwo uszkodzenia przekładni po przyłożeniu na wał wyjściowy zbyt dużego obciążenia.

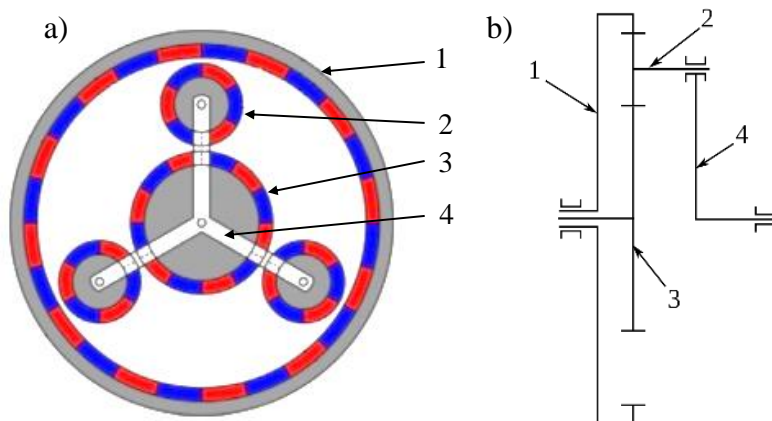


Rys. 21. Konstrukcja magnetycznej przekładni ślimakowej ze ślimakiem w kształcie śruby Archimedesesa [49]

Z powodu małej wartości gęstości przeniesionego momentu obrotowego (maksymalnie ok. 2 kNm/m³), magnetyczne przekładnie ślimakowe również nie znalazły praktycznego zastosowania.

d) Przekładnia planetarna

Przekładnie planetarne są stosowane w napędach obciążonych dużym momentem obrotowym. Charakteryzują się wysoką trwałością przy stosunkowo niewielkiej masie i wymiarach [50]–[53]. Magnetyczna przekładnia planetarna (rys. 22) jest wzorowana na mechanicznej przekładni planetarnej i składa się z trzech głównych elementów: pierścienia zewnętrznego (1), koła słonecznego (wewnętrznego) (3) oraz satelitów (kół pośrednich) (2), osadzonych na jarzmie (4).



Rys. 22. Przekładnia planetarna magnetyczna (a) oraz jej schemat kinematyczny (b) [3]:

1 – pierścień zewnętrzny, 2 – satelity, 3 – koło słoneczne, 4 – jarzmo

Relację pomiędzy podziałkami biegunowymi poszczególnych elementów magnetycznej przekładni planetarnej można zapisać jako [50]:

$$R_w \theta_w = R_p \theta_p = R_z \theta_z, \quad (12)$$

gdzie: R_w , R_p i R_z to odpowiednio promienie koła wewnętrznego, koła pośredniego i pierścienia zewnętrznego. Ze wzoru $\theta = \frac{2\pi}{N}$, gdzie N jest liczbą par biegunów, można zapisać zależność:

$$\frac{R_w}{N_w} = \frac{R_p}{N_p} = \frac{R_z}{N_z}, \quad (13)$$

gdzie: N_w , N_p i N_z to odpowiednio liczba par biegunów koła wewnętrznego, koła pośredniego i pierścienia zewnętrznego.

Zależność promieni poszczególnych elementów można zapisać jako:

$$R_z = R_w + 2R_p, \quad (14)$$

dlatego związek pomiędzy liczbą par biegunów przekładni jest następujący:

$$N_z = N_w + 2N_p. \quad (15)$$

Podczas pracy przekładni planetarnej zawsze jeden element jest nieruchomy, a pozostałe dwa poruszają się ruchem obrotowym z różnymi prędkościami. Są trzy możliwości przeniesienia mocy, a co za tym idzie trzy różne wartości przełożenia [50]. W pierwszym przypadku jarzmo jest zablokowane, a więc satelity mają stałe osie obrotu. Napędzane jest koło słoneczne, z którego moment obrotowy przenoszony jest przez koła pośrednie na koło zewnętrzne. Dla takiego wariantu przełożenie przekładni wynosi:

$$i = \frac{N_z}{N_w}, \quad (16)$$

gdzie N_z i N_w to liczby par biegunów odpowiednio pierścienia zewnętrznego i koła wewnętrznego (słonecznego).

W drugiej kombinacji pierścień zewnętrzny jest unieruchomiony, a moment obrotowy przenoszony jest z koła słonecznego na jarzmo za pośrednictwem satelitów. W tym przypadku przełożenie wynosi:

$$i = \frac{N_w + N_z}{N_w}. \quad (17)$$

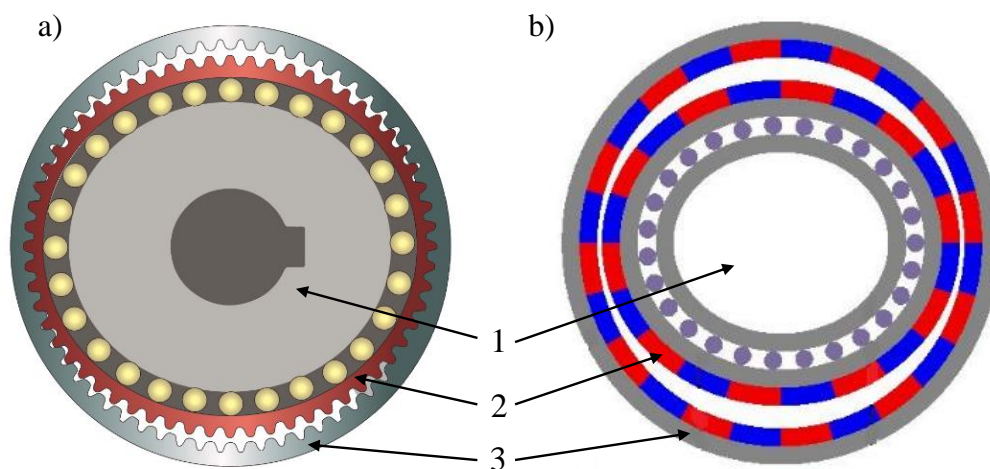
W ostatnim przypadku koło słoneczne jest nieruchome, a napęd przenoszony jest z pierścienia zewnętrznego przez koła pośrednie na jarzmo. Dzięki takiej kombinacji można otrzymać przełożenie:

$$i = \frac{N_w + N_z}{N_z}. \quad (18)$$

Konstrukcja magnetycznej przekładni planetarnej umożliwia uzyskanie wielokrotnie większej gęstości momentu obrotowego w porównaniu z wcześniej omawianymi konstrukcjami przekładni, nawet ok. 100 kNm/m³ [50], [54].

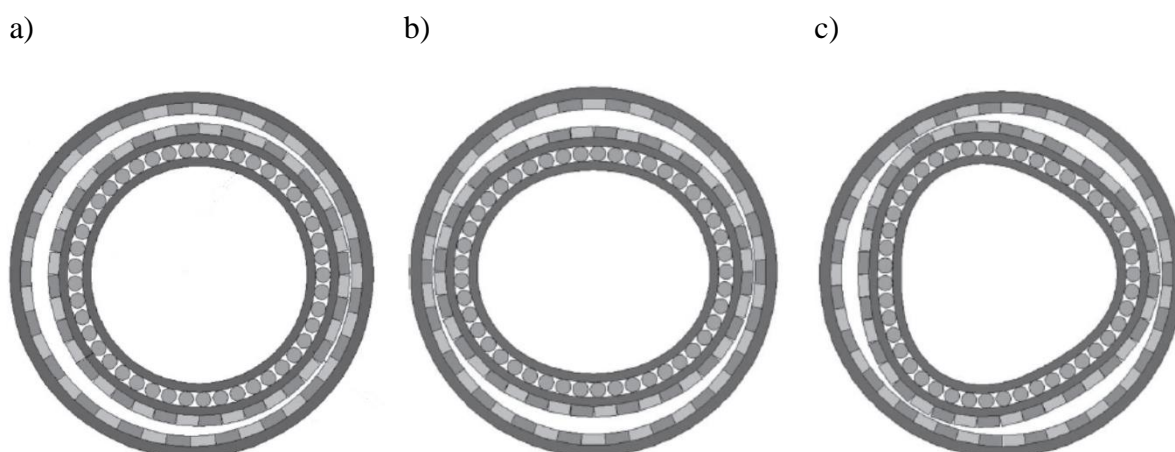
e) Przekładnia falowa

Przekładnia falowa, zwana także harmoniczną, składa się z trzech podstawowych elementów: zewnętrznego koła sztywnego, które jest najczęściej nieruchome, elastycznego wieńca zębatego połączonego z wałem wyjściowym (napędzanym) oraz generatora fali osadzonego na wale wejściowym (napędzającym). Moment obrotowy jest przenoszony poprzez obrót generatora fali powodujący przemieszczenie fali odkształcenia elastycznego wieńca po obwodzie wewnętrznego koła sztywnego. Jest to stosunkowo młoda konstrukcja. Zębata przekładnia falowa pierwszy raz została przedstawiona w patencie [55] w 1959 roku, natomiast jej magnetyczny odpowiednik został opatentowany w 1995 roku [56]. Porównanie falowej przekładni mechanicznej z magnetyczną ilustruje rysunek 23.



Rys. 23. Przekładnia falowa mechaniczna (a) i magnetyczna (b) [3], [57]: 1- koło wysokoobrotowe (generator fali), 2 – elastyczny wieńec wolnoobrotowy, 3 – koło nieruchome

Zasada działania magnetycznej przekładni falowej jest analogiczna do zasady działania zębatej przekładni falowej. Zastosowanie magnesów trwałych pozwala na przekazywanie momentu obrotowego poprzez oddziaływanie zmiennego sinusoidalnie pola magnetycznego wytwarzanego przez wieniec elastyczny na koło sztywne. Liczba cykli sinusoidalnych N_c , które powodują powstanie zmiennej szczeliny powietrznej zależy od budowy generatora fali. Na rysunku 24 przedstawiono konstrukcje dla różnych wartości N_c .

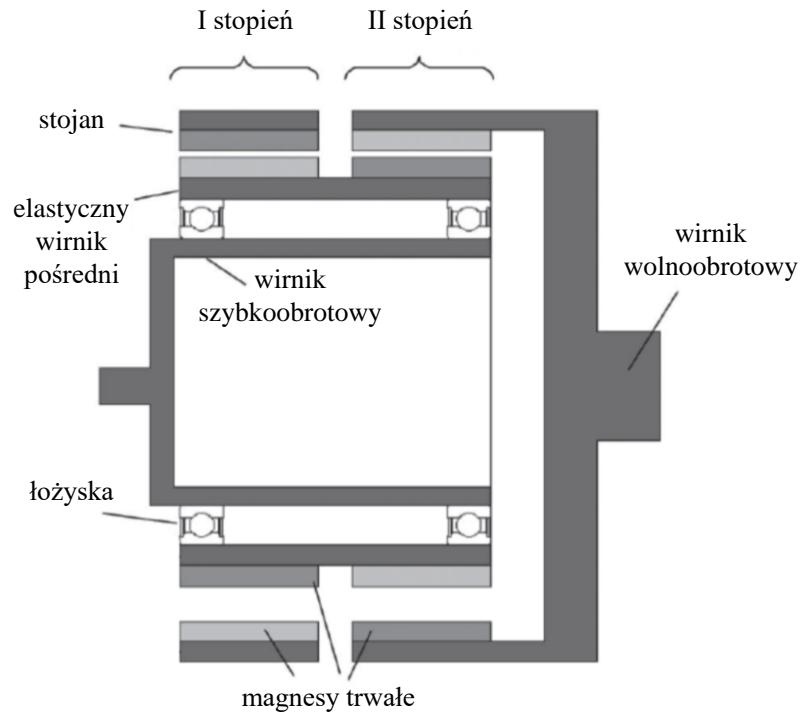


Rys. 24. Schematy magnetycznej przekładni falowej dla: (a) $N_c=1$, (b) $N_c=2$, (c) $N_c=3$ [58]

Największymi zaletami przekładni falowej są:

- duże przełożenie - w przypadku klasycznych przekładni falowych przełożenie redukujące mieści się w przedziale 50 do 320 dla przekładni jednostopniowej oraz nawet do 15 000 dla przekładni wielostopniowej [59], natomiast w przypadku przekładni magnetycznych przełożenie opisywanych w literaturze konstrukcji mieści się w zakresie 10 do 30 dla przekładni jednostopniowej oraz do 360 dla przekładni dwustopniowej [58], [60] pokazanej na rysunku 25,
- duża gęstość przenoszonego momentu – do 150 kNm/m^3 [60].

Pomimo tych niepodważalnych zalet konstrukcja ta ma też swoje wady, z których najważniejszą jest trudne technologicznie połączenie elastycznego wieńca z magnesami trwałymi z zewnętrznym obciążeniem za pomocą sztywnego wału, szczególnie gdy liczba N_c jest większa od 1. Prawdopodobnie dlatego tego typu konstrukcje nie znalazły do tej pory praktycznego zastosowania.

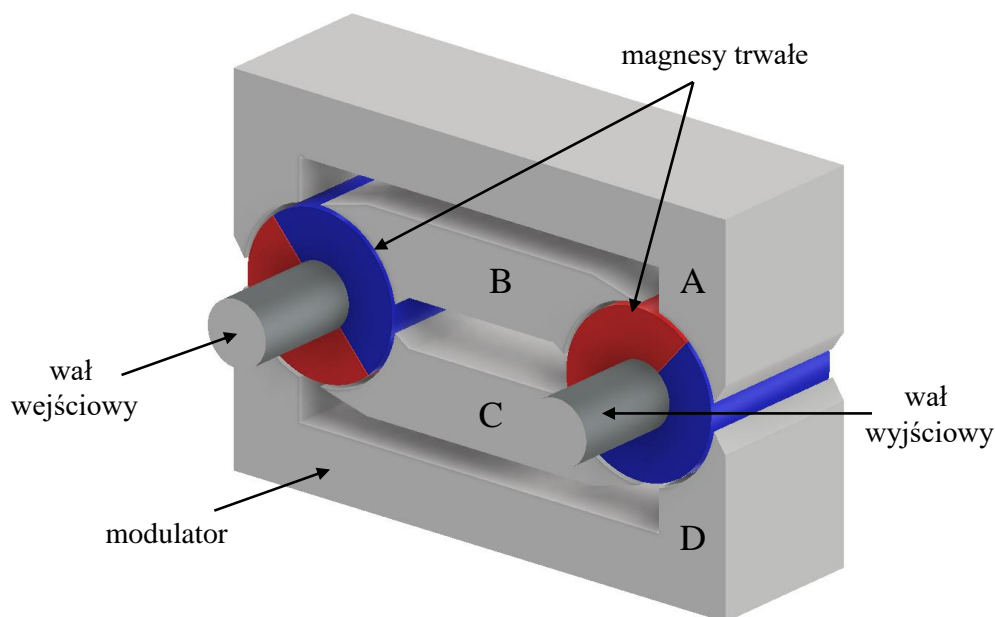


Rys. 25. Dwustopniowa magnetyczna przekładnia falowa [60]

f) Przekładnie z modulatorem strumienia magnetycznego

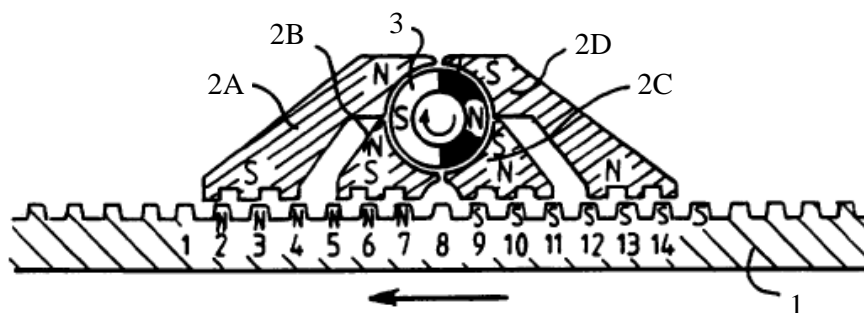
Konstrukcje przekładni, omawiane w punktach 1.4 (a – e), charakteryzują się bliskim usytuowaniem współpracujących magnesów, które dzieli jedynie szczelina powietrzna. Znane są także konstrukcje przekładni, gdzie zastosowany jest dodatkowy element pośredniczący w przepływie strumienia magnetycznego pomiędzy magnesami - modulator. Tego typu konstrukcje pozwalają na zwiększenie obszaru oddziaływania pola magnetycznego, a tym samym zapewniają większą gęstość pola magnetycznego. Jedną z najprostszych przekładni z modulacją strumienia magnetycznego zaprezentowano na rysunku 26.

Gdy wał wejściowy znajduje się w pozycji przedstawionej na rysunku 26, główny strumień magnetyczny przepływa przez elementy B oraz D, natomiast oddziaływanie pola magnetycznego poprzez elementy A i C jest mniejsze. Gdyby bieguny północny i południowy na wał wejściowy ustawiły się pionowo lub poziomo strumień magnetyczny byłby dystrybuowany równomiernie przez wszystkie elementy pośredniczące. Taka konstrukcja sprawia, że przekładnia ta cechuje się dużo większą gęstością przenoszonego momentu w porównaniu z klasycznymi walcowymi przekładniami magnetycznymi, omówionymi w punkcie 1.4 a.



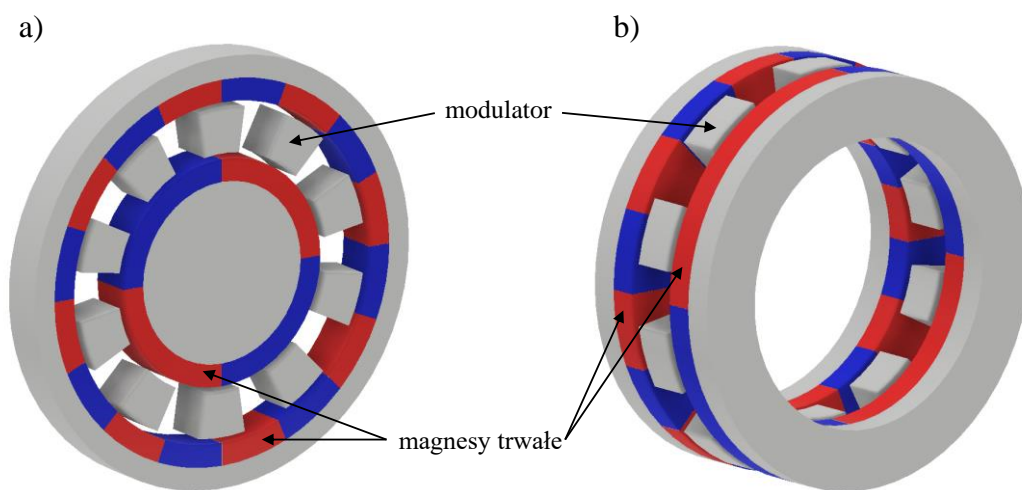
Rys. 26. Przekładnia magnetyczna z ferromagnetycznymi elementami pośredniczącymi o przełożeniu 1:1 [23]

W bazach patentowych znaleźć można również konstrukcję liniowej przekładni magnetycznej, którą przedstawiono na rysunku 27 [61]. Zębatka 1 wykonana z materiału ferromagnetycznego jest połączona magnetycznie z wirnikiem z magnesami trwałymi 3 (o jednej parze biegunów), poprzez element pośredniczący 2 wykonany z materiału ferromagnetycznego. „Zęby” na elementach 1 oraz 2 mają taką samą podziałkę. Obrót wirnika 3 w kierunku zgodnym z kierunkiem wskazówek zegara powoduje liniowe przesunięcie zębatki w lewo. Przekładnia ta może działać również w drugą stronę – przesunięcie liniowe zębatki powoduje obrót wirnika.



Rys. 27. Liniowa przekładnia magnetyczna [61]: 1 – zębatka, 2 – ferromagnetyczne elementy pośredniczące, 3 – wirnik

Obecnie największym zainteresowaniem cieszy się współosiowa przekładnia magnetyczna z ferromagnetycznymi prętami pośredniczącymi, ze względu na fakt, że parametry tego typu konstrukcji (w tym gęstość przenoszonego momentu obrotowego) są zbliżone do przekładni mechanicznych, zachowując przy tym główne zalety przekładni magnetycznych, omówione w rozdziale 1.5. Współosiowa przekładnia magnetyczna składa się z trzech podstawowych elementów: dwóch wirników z magnesami trwałymi oraz modulatora pola magnetycznego wykonanego z materiału ferromagnetycznego. W literaturze opisywane są dwie topologie omawianej przekładni: o strumieniu promieniowym [1], [50], [54], [62]–[64] i osiowym [65]–[70]. Zostały one schematycznie przedstawione na rysunku 28.



Rys. 28. Współosiowa przekładnia magnetyczna: a) o strumieniu promieniowym,
b) o strumieniu osiowym

Przy zastosowaniu wysokoenergetycznych magnesów neodymowych współosiowa przekładnia magnetyczna o strumieniu promieniowym pozwala na uzyskanie gęstości przenoszonego momentu do 150 kNm/m^3 , natomiast w przypadku przekładni o strumieniu osiowym do 70 kNm/m^3 [1], [37], [54], [62], [63], [65]–[70]. Pewnym ograniczeniem jest jednak fakt, że opisywane w literaturze konstrukcje pozwalają na uzyskanie przełożenia redukującego o maksymalnej wartości równej 10.

We współosiowej przekładni magnetycznej zawsze jeden element jest nieruchomy. W zależności od tego, który element przekładni jest zablokowany, uzyskuje się różne przełożenia w tej samej przekładni oraz różne kierunki obrotów wału wyjściowego w stosunku do wału wejściowego [33], [71]. Na przykład, gdy modulator jest unieruchomiony, a napędzany

jest wirnik wysokoobrotowy, wirnik wolnoobrotowy obraca się w kierunku przeciwnym do kierunku obrotu wirnika wolnoobrotowego, a przełożenie przekładni wynosi:

$$i = \frac{p_m - p_w}{p_w}, \quad (19)$$

gdzie p_m to liczba par biegunów modulatora (pierścienia pośredniczącego), a p_w to liczba par biegunów wirnika wewnętrznego (wysokoobrotowego).

Ponieważ liczba par biegunów wirnika zewnętrznego $p_z = p_m - p_w$, zależność (19) wyrazić można w uproszczeniu jako:

$$i = \frac{p_z}{p_w}. \quad (20)$$

Natomiast w przypadku gdy zablokowany zostanie wirnik zewnętrzny (wolnoobrotowy), pierścień pośredniczący będzie obracał się w kierunku zgodnym z kierunkiem obrotu wirnika wewnętrznego (wysokoobrotowego). W takiej sytuacji przełożenie przekładni określa zależność:

$$i = \frac{p_m}{p_w}. \quad (21)$$

Zależności, dzięki którym możliwe jest dobranie liczb magnesów na wirniku wysokoobrotowym oraz wolnoobrotowym, a także liczb nabiegunników modulatora dla danego przełożenia, zostały wyprowadzone po przeprowadzeniu analizy rozkładu modulowanego pola magnetycznego w szczelinach powietrznych [62], [63], [71], [72].

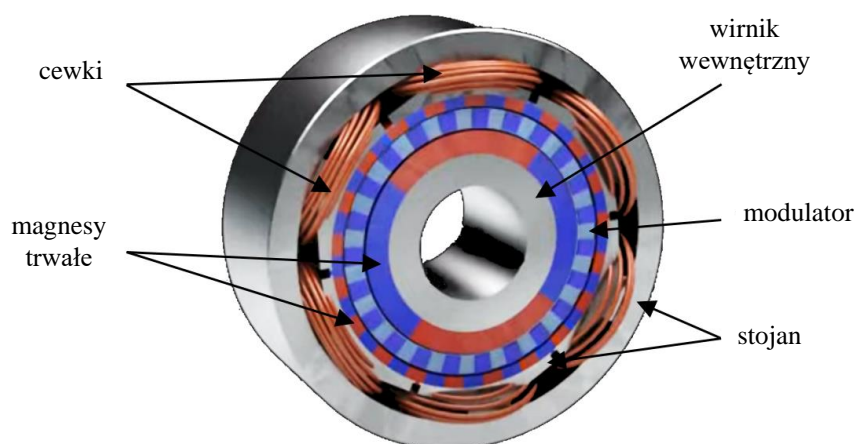
1.5. Zastosowania przekładni magnetycznych

Najpowszechniej obecnie stosowane - przekładnie mechaniczne - pomimo szeregu zalet (m.in. równomierność pracy czy możliwości przenoszenia dużych momentów) borykają się z pewnymi nieodłącznymi problemami, takimi jak: tarcie, hałas i ciepło. Rozwiązanie przynoszą przekładnie magnetyczne, dzięki bezstykowemu przenoszeniu momentu obrotowego za pomocą pola magnetycznego. Oferują wiele korzyści, m.in. zapewniają fizyczną izolację pomiędzy kołem napędzającym a napędzanym, dzięki czemu charakteryzują się zwiększoną trwałością oraz obniżonym poziomem wytwarzanego ciepła, wibracji i hałasu [71]. Przekładnie magnetyczne zapewniają również „naturalną” ochronę przed przeciążeniem, ponieważ wykazują zdolność do samoczynnego rozłączenia po przyłożeniu do ich wyjścia

obciążenia o odpowiednio dużej wartości [4]. Pomimo omawianych zalet przekładni magnetycznych, ich rynek dopiero się rozwija, głównie ze względu na niską gęstość przenieszonego momentu obrotowego oraz złożoność obwodów magnetycznych.

Przekładnie magnetyczne, ze względu na dużą trwałość i niezawodność, często znajdują zastosowanie w miejscach niedostępnych lub niebezpiecznych dla człowieka. Są one też bardzo ekologiczne, co również jest nie bez znaczenia w dzisiejszych czasach, w których dużą uwagę przywiązuje się do problemu zanieczyszczenia środowiska. Nie wymagają smarowania, w związku z czym ich zastosowanie eliminuje ryzyko zanieczyszczenia środowiska smarem lub olejem. Przekładnie magnetyczne mogą też pracować w bardzo szerokim zakresie temperatur: od $-270\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ [73].

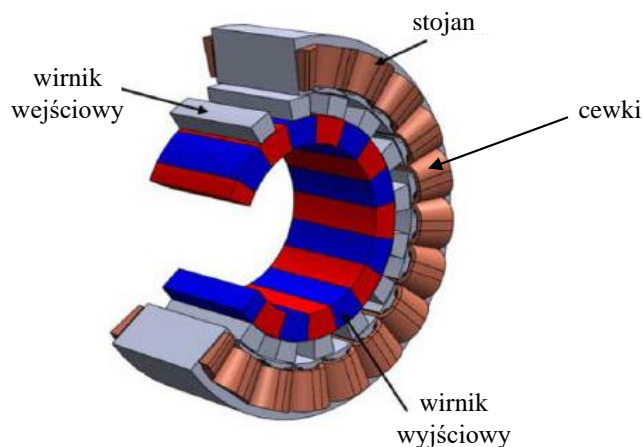
W 2006 roku grupa inżynierów z University of Sheffield (Wielka Brytania) założyła firmę Magnomatics, żeby skomercjalizować technologię przekładni magnetycznych. Firma ta opracowała dwie technologie oparte na konstrukcji współosiowej przekładni magnetycznej z ferromagnetycznymi elementami pośredniczącymi. Pierwszą z nich jest napęd - Pseudo Direct Drive (PDD) [74], [75] pokazany na rysunku 29, który stanowi połączenie silnika i reduktora w jednym urządzeniu. PDD oferuje znacznie większą gęstość momentu obrotowego w porównaniu z konwencjonalnym silnikiem z oddzielną przekładnią redukującą. Napęd PDD znalazł zastosowanie m.in. w przemyśle wydobywczym, kosmicznym, lotniczym, morskim, motoryzacyjnym czy też energetycznym.



Rys. 29. Napęd PDD firmy Magnomatics stanowiący połączenie silnika i reduktora [74]

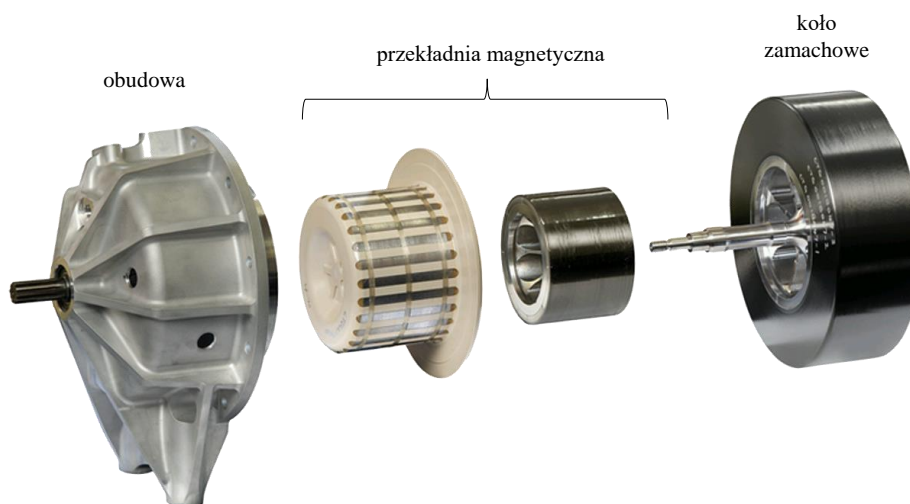
Drugą technologią opracowaną przez firmę Magnomatics, zaprezentowaną na rysunku 30, jest MAGSPLIT [76]. To nowatorska konstrukcja, którą wykorzystano w układach do przełączania napędu między silnikiem elektrycznym a spalinowym. Ma zastosowanie

w pojazdach hybrydowych. Może zastąpić układ napędowy eCVT, który składa się z przekładni planetarnej, silnika elektrycznego i generatora.



Rys. 30. Konstrukcja MAGSPLIT firmy Magnomatics [77]

W 2011 roku firma Ricardo zaproponowała natomiast wysokoobrotowe koło zamachowe zintegrowane z przekładnią magnetyczną i nazwała to rozwiązanie Ricardo Kinergy [78]. Konstrukcja została pokazana na rysunku 31. Takie rozwiązanie zapewnia kompaktowy rozmiar oraz wysoką trwałość – umożliwia uszczelnienie zespołu na cały okres eksploatacji. Firma Ricardo podjęła współpracę z firmami takimi, jak: Torotrak, Optare, Allison, Jaguar, czy też Bombardier Transportation w celu opracowania konkretnych aplikacji swojego wynalazku, np. w samochodach, autobusach, koparkach oraz pociągach.



Rys. 31. Koło zamachowe Ricardo Kinergy ze zintegrowaną przekładnią magnetyczną [79]

Zainteresowanie przekładniami magnetycznymi nie maleje. Cały czas pojawiają się kolejne zastosowania tego typu konstrukcji. Oznacza to, że tematyka podjęta w niniejszej pracy jest aktualna i potrzebna.

1.6. Podsumowanie

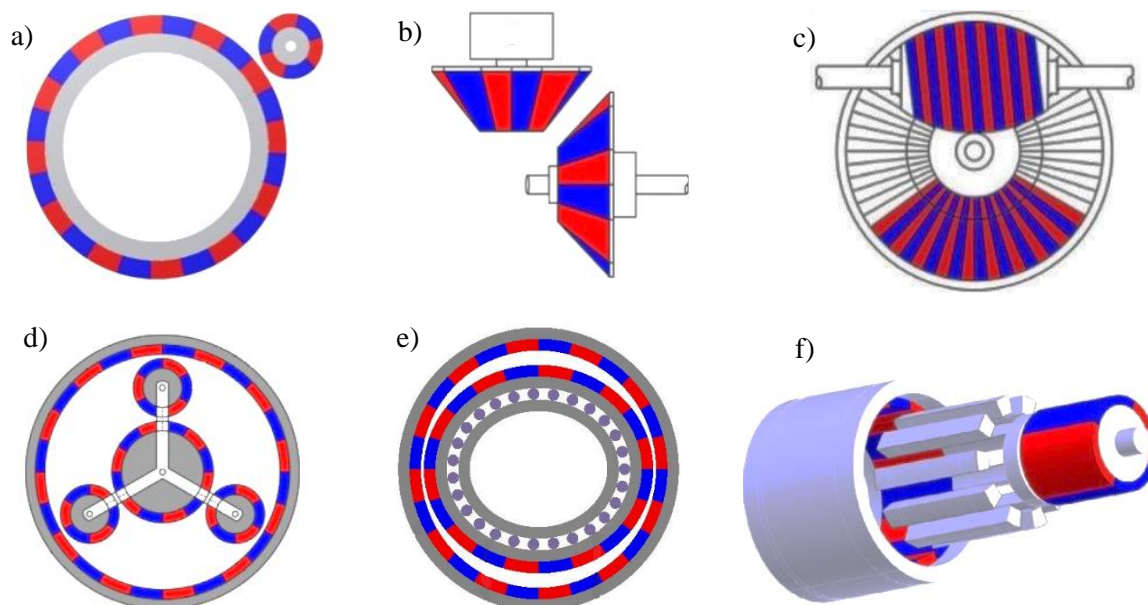
W powyższym rozdziale przedstawiono zasadę działania i różne rozwiązania konstrukcyjne precesyjnych przekładni zębatych. Ich głównymi zaletami są: możliwość uzyskania bardzo dużych przełożeń (nawet powyżej 10000) [7] przy stosunkowo kompaktowych wymiarach gabarytowych, a także duża liczba przyporu, która przekłada się na dużą gęstość przenoszonego momentu obrotowego. Jednak ze względu na relatywnie małą sprawność mechanicznych przekładni precesyjnych oraz trudności technologiczne z wykonaniem uzębień [7], [13], postanowiono opracować konstrukcję bezstykowej - magnetycznej przekładni precesyjnej, w której zęby zastąpiono magnesami trwałymi. Budowa i badania tej przekładni są przedmiotem niniejszej pracy doktorskiej.

Przedstawiono również zarys historyczny oraz aktualny stan wiedzy z zakresu konstrukcji i technologii przekładni magnetycznych. Charakteryzują się one zwiększoną trwałością oraz obniżonym poziomem wytwarzanego ciepła, wibracji i hałasu [26]. Przekładnie magnetyczne zapewniają również „naturalną” ochronę przed przeciążeniem [27], ponieważ wykazują zdolność do samoczynnego rozłączenia po przyłożeniu do ich wyjścia obciążenia o odpowiednio dużej wartości. W tabeli 4 przedstawiono porównanie wybranych konstrukcji przekładni magnetycznych pod kątem gęstości przenoszonego momentu oraz maksymalnego dostępnego przełożenia. Są one przedstawione na rysunku 32.

Tabela 4

Porównanie przykładowych typów przekładni magnetycznych

Typ przekładni magnetycznej	Maksymalna gęstość przenoszonego momentu [Nm/dm ³]	Maksymalne znalezione w literaturze przełożenie kinematyczne
Walcowa	20	20
Stożkowa	3	15
Ślimakowa	2	80
Planetarna	110	20
Falowa	150	360
Współosiowa z modulatorem	150	10

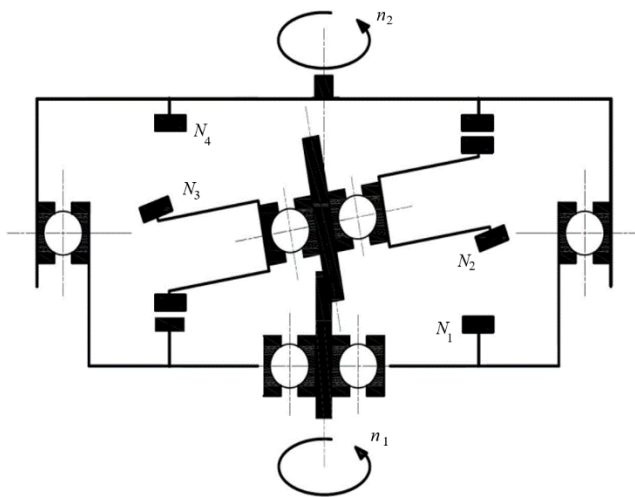


Rys. 32. Przekładnie magnetyczne: a) walcowa, b) stożkowa, c) ślimakowa, d) planetarna, e) falowa, f) współosiowa przekładnia magnetyczna z modulatorem [3]

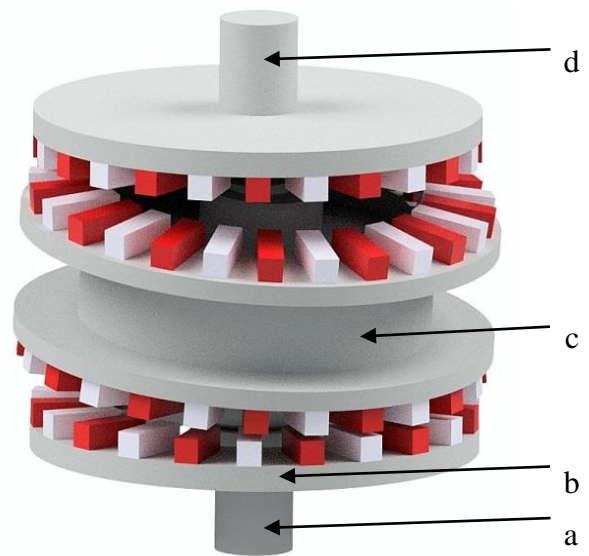
Ze względu na znaczny postęp technologiczny w zakresie wytwarzania wysokoenergetycznych magnesów trwałych oraz dostępność zaawansowanych metod i narzędzi do analizy oraz projektowania złożonych obwodów magnetycznych zainteresowanie tematyką przekładni magnetycznych cały czas rośnie. Największe praktyczne zastosowanie znalazła do tej pory współosiowa przekładnia magnetyczna z ferromagnetycznymi elementami pośredniczącymi (modulatorem). Cechuje się ona bardzo dużą gęstością momentu magnetycznego, ale również niskim stopniem złożoności mechanicznej, dzięki czemu pozwala na łatwą integrację z zewnętrznym osprzętem maszynowym. Stosowana jest ona w przemyśle wydobywczym, kosmicznym, lotniczym, morskim, motoryzacyjnym czy też energetycznym. Pewnym ograniczeniem tego typu przekładni jest jednak fakt, że opisywane w literaturze konstrukcje pozwalają na uzyskanie przełożenia redukującego o maksymalnej wartości równej 10. W zawiązku z tym autor dysertacji podjął próbę opracowania przekładni magnetycznej, która pozwoli na uzyskanie zdecydowanie większych przełożeń przy zachowaniu dużej gęstości momentu obrotowego, dzięki czemu będzie ona mogła znaleźć zastosowanie np. w napędach robotów i manipulatorów.

2. KONCEPCJA DWUSTOPNIOWEJ MAGNETYCZNEJ PRZEKŁADNI PRECESYJNEJ ORAZ CEL I ZAKRES PRACY

Koncepcja dwustopniowej magnetycznej przekładni magnetycznej została zgłoszona do opatentowania przez autora pracy w 2015 roku. Patent został przyznany przez Urząd Patentowy RP w 2018 roku [7]. Schemat kinematyczny oraz uproszczony model CAD nowej przekładni przedstawiono odpowiednio na rysunkach 33 oraz 34. Głównymi elementami składowymi przekładni są: wał wejściowy (a), tarcza nieruchoma (b), tarcza pośrednia (c) oraz tarcza z wałem wyjściowym (d).



Rys. 33. Schemat kinematyczny dwustopniowej magnetycznej przekładni precesyjnej



Rys. 34. Uproszczony model CAD magnetycznej przekładni precesyjnej:
 a – wał wejściowy
 b – tarcza nieruchoma
 c – tarcza pośrednia
 d – tarcza z wałem wyjściowym

Na powierzchniach czołowych tarcz znajdują się wieńce magnesów neodymowych, o różnej liczbie par biegunów. Liczba magnesów musi być parzysta i muszą być one ułożone polaryzacją naprzemiennie. Wał wejściowy oraz tarcza wyjściowa obracają się wokół tej samej, głównej osi obrotu przekładni, natomiast ruch precesyjny osadzonej kątowno na wale wejściowym, łożyskowanej tarczy pośredniej ma dwie składowe. Pierwszą z nich stanowi obrót wokół głównej osi obrotu przekładni wymuszony przez ruch obrotowy wału wejściowego. Drugą składową to rotację tarczy pośredniej wokół własnej osi, pochylonej względem osi głównej o pewien kąt (zwany kątem precesji), pod którym tarcza pośrednia jest

osadzona na wale wejściowym. Ruch obrotowy tarczy pośredniej wokół własnej osi spowodowany jest wzajemnym oddziaływaniem pola magnetycznego pochodzącego od magnesów na tarczy pośredniej z polem magnetycznym pochodzącym od magnesów na tarczy nieruchomej. Pole magnetyczne pochodzące od magnesów przymocowanych do drugiej strony tarczy pośredniej oddziałuje z magnesami znajdującymi się na tarczy wyjściowej, co wywołuje jej ruch obrotowy. Przełożenie przekładni jest stałe. Prędkość tarczy wyjściowej zależy od liczby magnesów na poszczególnych tarczach oraz prędkości wału wejściowego i wyrażona jest zależnością 22:

$$n_2 = n_1 \cdot \left(1 - \frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{N_3}{N_4}\right), \quad (22)$$

gdzie:

n_1 – prędkość obrotowa wału wejściowego,

n_2 – prędkość obrotowa tarczy z wałem wyjściowym,

N_1, N_2, N_3, N_4 – liczby par biegunów na obwodach tarcz, równa połowie liczby magnesów, przy czym warunkiem koniecznym jest: $N_2 \geq N_1$ oraz $N_3 \geq N_4$.

Największe przełożenie można uzyskać dla:

$$\begin{aligned} N_1 &= N - 1, \\ N_2 &= N, \\ N_3 &= N + 1, \\ N_4 &= N. \end{aligned} \quad (23)$$

Dla takiego układu magnesów przełożenie kinematyczne wynosi:

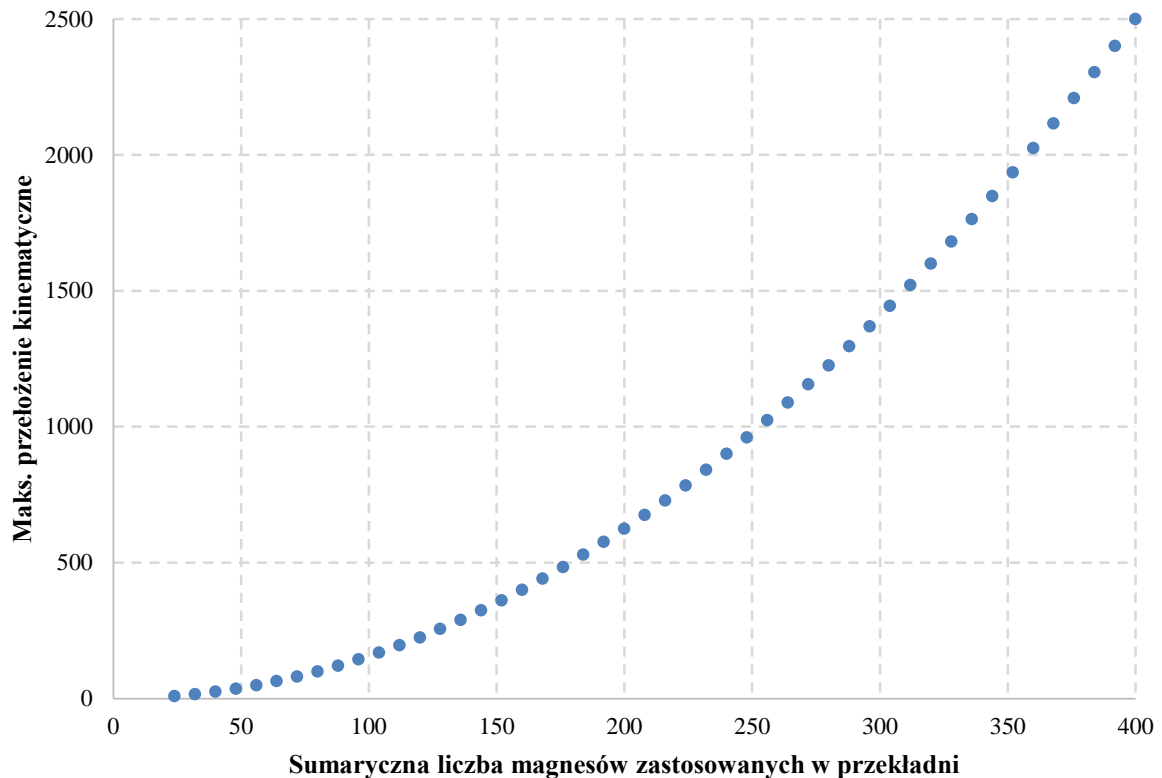
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \left(1 - \frac{(N-1) \cdot (N+1)}{N \cdot N}\right)^{-1} = \left(1 - \frac{N^2-1}{N^2}\right)^{-1} = \left(\frac{N^2}{N^2} - \frac{N^2-1}{N^2}\right)^{-1} = N^2. \quad (24)$$

Tabela 5

Zestawienie przykładowych liczb magnesów zastosowanych do budowy przekładni i odpowiadających jej maksymalnych możliwych do uzyskania przełożeń

Liczby par biegunów na poszczególnych tarczach				Sumaryczna liczba par biegunów	Sumaryczna liczba zastosowanych magnesów	Maksymalne przełożenie kinematyczne
$N_1 = N - 1$	$N_2 = N$	$N_3 = N + 1$	$N_4 = N$			
2	3	4	3	12	24	9
4	5	6	5	20	40	25
9	10	11	10	40	80	100
29	30	31	30	120	240	900
49	50	51	50	200	400	2500

Poniżej znajduje się wykres zależności maksymalnego możliwego do uzyskania przełożenia przekładni od sumarycznej liczby zastosowanych magnesów.



Rys. 35. Zależność przełożenia kinematycznego magnetycznej dwustopniowej przekładni precesyjnej od sumarycznej liczby magnesów zastosowanych w przekładni

Celem pracy jest opracowanie zależności geometrycznych i kinematycznych, przeprowadzenie badań symulacyjnych oraz budowa prototypu i badania doświadczalne nowej, bezstykowej, silnie redukującej przekładni ruchu obrotowego. Celem badań symulacyjnych i eksperymentalnych jest określenie wpływu parametrów geometrycznych i magnetycznych przekładni, na wielkość przenoszonego momentu, sprawność oraz równomierność pracy. Wyniki badań, przedstawione w niniejszej pracy, pozwolą na porównanie nowej bezstykowej przekładni z konstrukcjami opisanymi w literaturze i dostępnymi na rynku, co pozwoli na określenie jej potencjału wdrożeniowego.

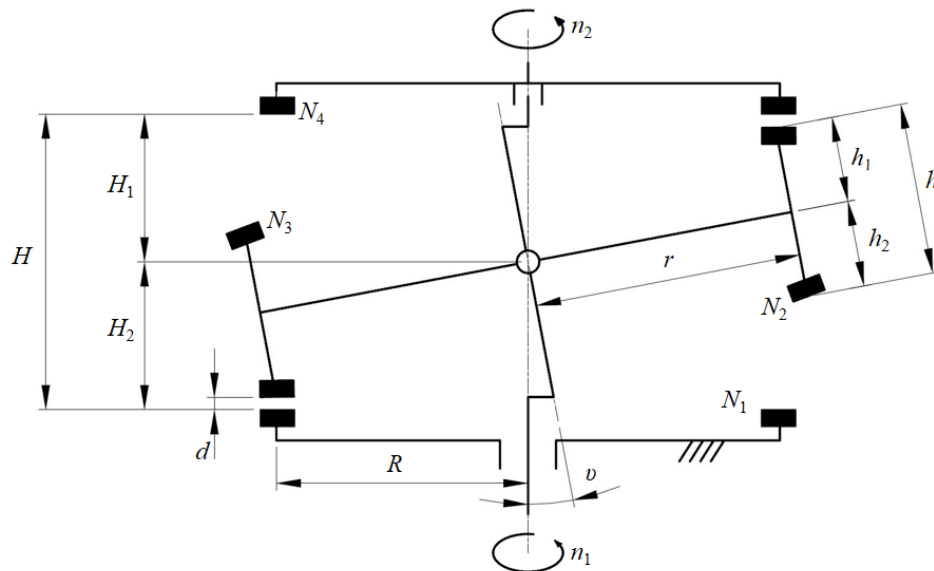
Praca swoim zakresem obejmuje:

- przegląd istniejących rozwiązań przekładni magnetycznych oraz mechanicznych przekładni precesyjnych,
- przedstawienie koncepcji dwustopniowej magnetycznej przekładni precesyjnej,
- analizę geometryczną oraz kinematyczną nowej przekładni,
- opracowanie modelu magnetycznego nowej przekładni precesyjnej, przeprowadzenie badań symulacyjnych i analizę ich wyników,
- opracowanie konstrukcji i budowę prototypu przekładni,
- opracowanie konstrukcji i budowę stanowiska do badań eksperymentalnych,
- opracowanie metodyki i programu badań doświadczalnych,
- wykonanie badań doświadczalnych prototypu przekładni i analizę ich wyników,
- kierunki dalszych prac nad doskonaleniem konstrukcji przekładni.

3. ANALIZA GEOMETRYCZNA I KINEMATYCZNA

Analiza geometryczna i kinematyczna została przeprowadzona na bazie literatury dotyczącej projektowania mechanicznych przekładni precesyjnych [6], [12], [14], [80].

Oznaczenia wymiarów geometrycznych dwustopniowej magnetycznej przekładni precesyjnej zaprezentowano na rysunku 36. Największy wpływ na wymiary magnetycznej przekładni precesyjnej mają założony kąt precesji ν oraz zaplanowane przełożenie kinematyczne przekładni, co przekłada się na liczbę magnesów na tarczach N_1-N_4 . Wysokości poszczególnych elementów przekładni oraz promień tarczy pośredniej zależą również od zadanego promienia R przekładni, zgodnie z zależnościami 25-29.



Rys. 36. Schemat geometryczny magnetycznej przekładni precesyjnej

$$h = h_1 + h_2 = \frac{R}{\operatorname{tg} \nu} \left(\frac{N_3}{N_4} + \frac{N_2}{N_1} - \frac{2}{\cos \nu} \right), \quad (25)$$

$$H_1 = R \cdot \operatorname{tg} \nu + \frac{h_1}{\cos \nu} + d, \quad (26)$$

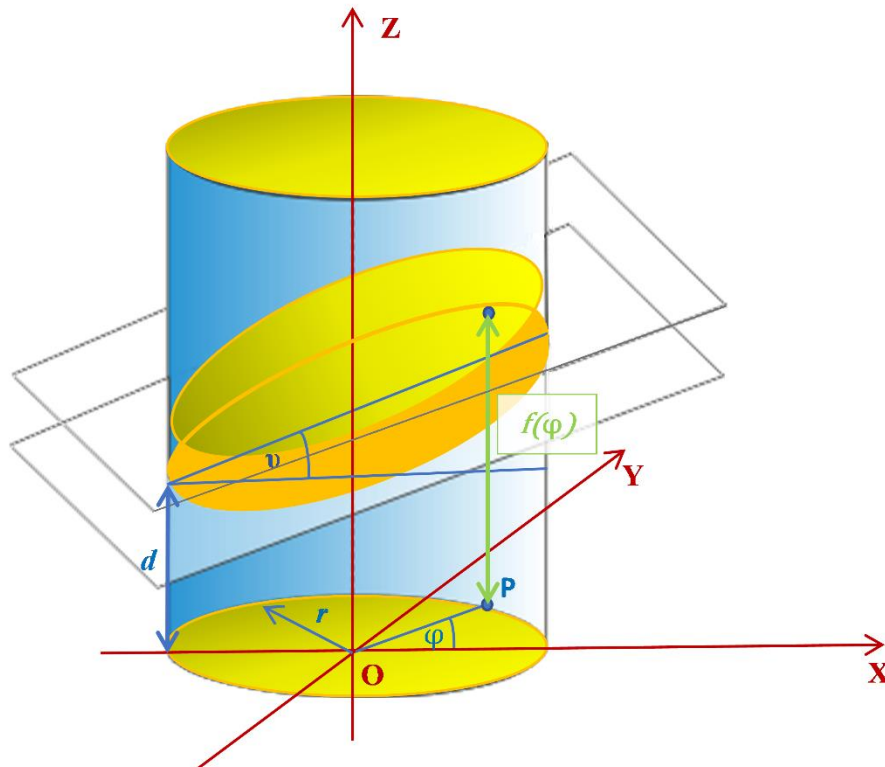
$$H_2 = R \cdot \operatorname{tg} \nu + \frac{h_2}{\cos \nu} + d, \quad (27)$$

$$H = H_1 + H_2 = 2R \cdot \operatorname{tg} \nu + \frac{h}{\cos \nu} + 2d, \quad (28)$$

$$r = \frac{h}{2} \cdot \operatorname{tg} \nu + \frac{R}{\cos \nu}, \quad (29)$$

gdzie, zgodnie z rysunkiem 36, d jest szerokością szczeliny powietrznej (w miejscu gdzie magnesy naprzeciwległych tarcz są najbliżej siebie), R - promieniem przekładni, H - wysokością przekładni, r - promieniem tarczy pośredniej, h - wysokością tarczy pośredniej.

Wyznaczono również funkcję odległości pomiędzy magnesami znajdującymi się na współpracujących ze sobą tarczach, w zależności kąta φ , jaki tworzy z dodatnią częścią osi OX promień prowadzony od środka podstawy walca O do punktu P na okręgu w płaszczyźnie OXY. Odległość ta ma duży wpływ na siłę oddziaływania pola magnetycznego pochodzącego od magnesów. W tym celu, w uproszczony sposób, przedstawiono przekładnię jako walec przecięty przez dwie równoległe płaszczyzny pod pewnym kątem, równym kątowi precesji ν (rysunek 37).



Rys. 37. Uproszczony model dwustopniowej przekładni magnetycznej – interpretacja geometryczna

Równanie płaszczyzny w przestrzeni opisuje równanie 30:

$$Ax + By + Cz + D = 0. \quad (30)$$

Płaszczyzna przecinająca walec, tak jak pokazano na rysunku 37, jest symetryczna względem płaszczyzny OXZ, dlatego można wyeliminować współrzędną y , tak więc jej równanie upraszcza się do postaci:

$$Ax + Cz + D = 0. \quad (31)$$

Płaszczyzna jest nachylona pod kątem ν do płaszczyzny OXY, więc:

$$z = \operatorname{tg}(\nu) \cdot x + b, \quad (32)$$

gdzie b to wyraz wolny.

Współrzędne punktu P , znajdującego się na obwodzie podstawy walca, można zapisać jako $(r \cdot \cos(\varphi), r \cdot \sin(\varphi))$. Płaszczyzna przecina powierzchnię boczną walca najbliżej podstawy dla $\varphi=180^\circ$, czyli w punkcie o współrzędnych $(-r, 0)$. Odległość tego punktu od podstawy walca wynosi d , więc:

$$d = \operatorname{tg}(\nu) \cdot (-r) + b, \quad (33)$$

a wyraz wolny b jest równy:

$$b = \operatorname{tg}(\nu) \cdot r + d. \quad (34)$$

Zatem po podstawieniu równania 34 do równania 32:

$$z = \operatorname{tg}(\nu) \cdot x + \operatorname{tg}(\nu) \cdot r + d. \quad (35)$$

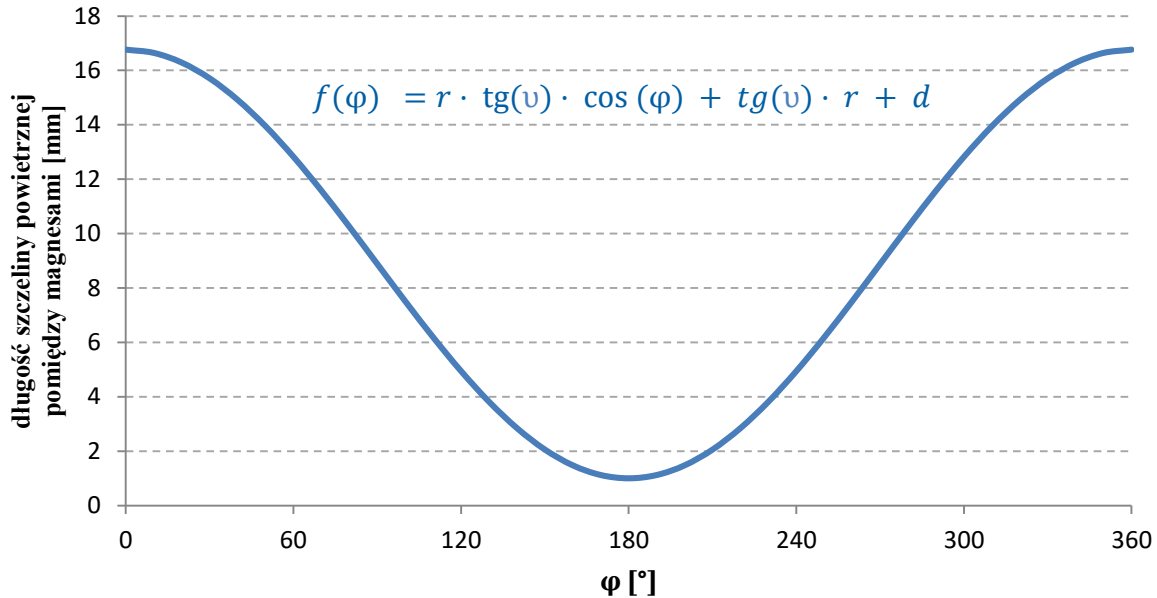
Zależność współrzędnej x od kąta φ , jaki tworzy z dodatnią częścią osi OX promień prowadzony od środka podstawy walca O do punktu P na okręgu w płaszczyźnie OXY wynosi:

$$x = r \cdot \cos(\varphi). \quad (36)$$

Zatem ostateczna postać funkcji ma postać:

$$f(\varphi) = r \cdot \operatorname{tg}(v) \cdot \cos(\varphi) + \operatorname{tg}(v) \cdot r + d. \quad (37)$$

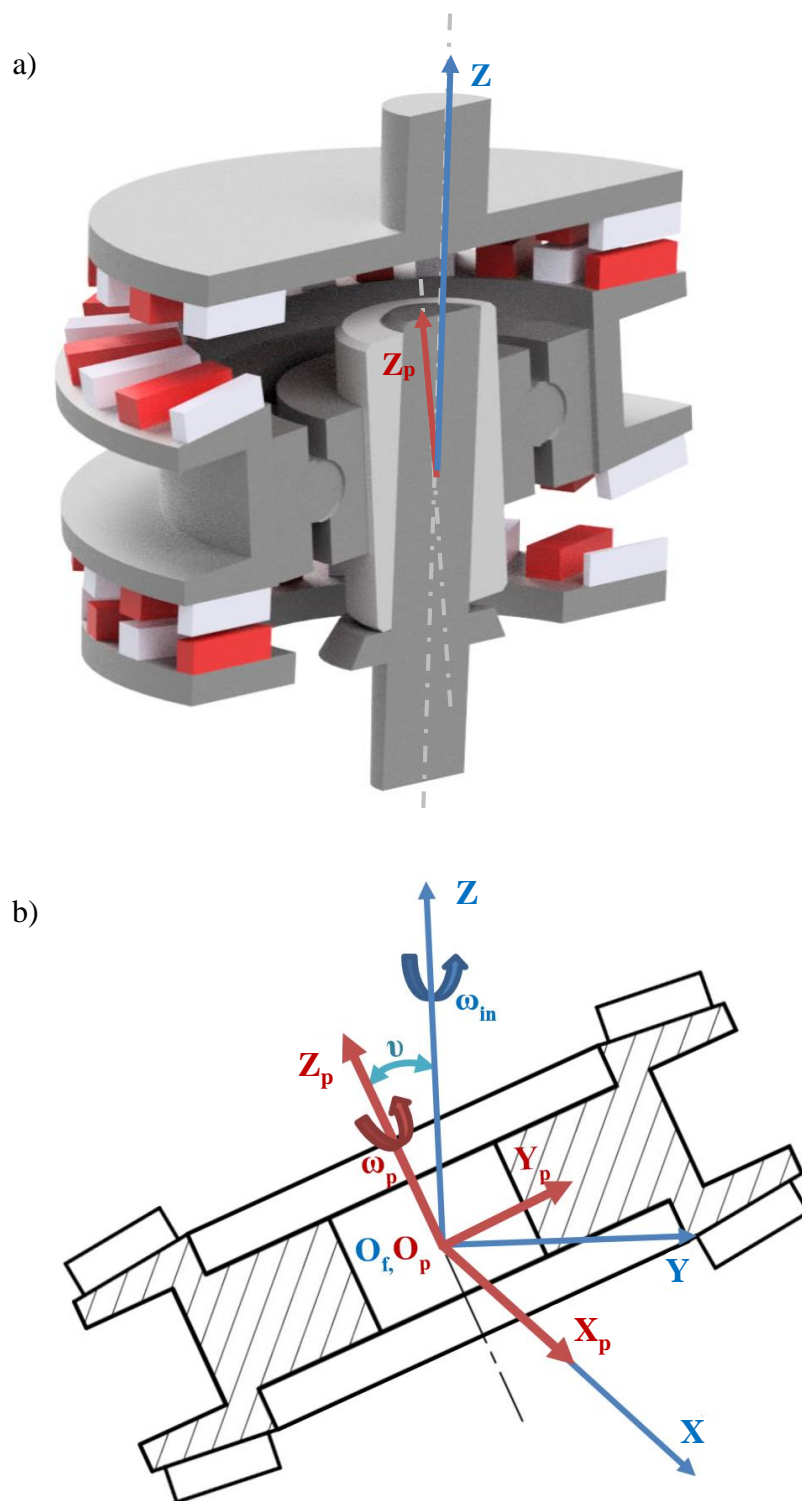
Wykres funkcji $f(\varphi)$ zaprezentowano na rysunku 38.



Rys. 38. Wykres funkcji odległości pomiędzy magnesami znajdującymi się na współpracujących ze sobą tarczach (długości szczeliny powietrznej), w zależności od punktu na obwodzie przekładni o średnicy 150 mm i kącie precesji $v = 6^\circ$ oraz minimalnej długości szczeliny powietrznej $d = 1$ mm

Przeprowadzono także analizę kinematyczną nowej przekładni. Wał wejściowy oraz wał wyjściowy obracają się wokół tej samej, głównej osi obrotu przekładni, oznaczonej na rysunku 39 jako Z, natomiast ruch precesyjny osadzonej kątowno na wale wejściowym, ułożyskowanej tarczy pośredniej ma dwie składowe:

- pierwszą z nich jest obrót wokół głównej osi obrotu przekładni Z, wymuszony przez ruch obrotowy wału wejściowego z prędkością ω_{in} ,
- drugą składową stanowi rotacja tarczy pośredniej z prędkością ω_p wokół własnej osi Z_p , pochylonej względem osi głównej o pewien kąt (zwany kątem precesji), pod którym tarcza pośrednia jest osadzona na wale wejściowym. Tą drugą składową powoduje wzajemne oddziaływanie pola magnetycznego pochodzącego od magnesów na tarczy pośredniej z polem magnetycznym pochodzącym od magnesów na tarczy nieruchomej.



Rys. 39. Relacje między głównym układem współrzędnych XYZ a układem współrzędnych związanym z tarczą pośrednią $X_pY_pZ_p$: a) model CAD przekładni, b) przekrój tarczy pośredniej

Relację pomiędzy globalnym układem współrzędnych XYZ a układem współrzędnych $X_p Y_p Z_p$ związanym z tarczą pośrednią, wykonującą ruch precesyjny opisuje równanie 38:

$$\begin{pmatrix} \hat{I} \\ \hat{J} \\ \hat{K} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{I}_p \\ \hat{J}_p \cdot \cos \nu + \hat{K}_p \cdot \sin \nu \\ -\hat{J}_p \cdot \sin \nu + \hat{K}_p \cdot \cos \nu \end{pmatrix}, \quad (38)$$

gdzie $\hat{I}, \hat{J}, \hat{K}$ to wektory jednostkowe w kierunkach osi X, Y, Z, natomiast $\hat{I}_p, \hat{J}_p, \hat{K}_p$ to wektory jednostkowe w kierunkach osi X_p, Y_p, Z_p .

Całkowitą prędkość kątową tarczy pośredniej opisuje równanie:

$$\vec{\Omega} = \omega_{in} \cdot \hat{K} + \omega_p \cdot \hat{K}_p, \quad (39)$$

gdzie ω_{in} to wartość prędkości kątowej wału wejściowego wokół głównej osi obrotu przekładni Z, a ω_p to wartość prędkości kątowej tarczy pośredniej wokół własnej osi Z_p .

Prędkość kątową tarczy pośredniej wokół własnej osi Z_p opisuje równanie:

$$\omega_p = (-\omega_{in}) \cdot \left(\frac{N_1}{N_2} \right). \quad (40)$$

Po transformacji $\omega_{in} \cdot \hat{K}$ z układu współrzędnych XYZ do układu $X_p Y_p Z_p$ z użyciem równania 38, całkowitą prędkość kątową w układzie współrzędnych $X_p Y_p Z_p$ można przedstawić jako macierz transponowaną:

$$\vec{\Omega}_p = \left\{ 0 \quad -\omega_{in} \sin \nu \quad \omega_{in} \left(\cos \nu - \frac{N_1}{N_2} \right) \right\}^T. \quad (41)$$

4. OPRACOWANIE MODELU NUMERYCZNEGO PRZEKŁADNI I BADANIA SYMULACYJNE

Wartość przenoszonego momentu obrotowego jest jednym z najważniejszych parametrów funkcjonalnych przekładni magnetycznej. Dlatego też, podczas projektowania nowej przekładni niezbędne było opracowanie precyzyjnego modelu pozwalającego na wyznaczenie wartości przenoszonego momentu obrotowego przy określonych parametrach geometrycznych i magnetycznych przekładni. Moment obrotowy przekładni magnetycznej można obliczyć na podstawie rozkładu pola magnetycznego w szczelinach powietrznych pomiędzy ruchomymi elementami przekładni.

Istnieją różne metody wyznaczania rozkładu pola magnetycznego w przekładniach magnetycznych. Wyróżnić można dwa główne podejścia obejmujące metody analityczne i numeryczne [81]–[87]. Metody analityczne opierają się na uproszczonym opisie matematycznym elementów układu tworzących, tzw. magnetyczne schematy zastępcze (ang. Magnetic Equivalent Circuits - MEC) [88]–[92]. W modelach tych wykorzystuje się parametry skupione, charakteryzujące poszczególne elementy obwodu magnetycznego. Modele o parametrach skupionych, bazujące na schematach zastępczych, są wiarygodne, zwłaszcza gdy ich parametry mogą zostać zweryfikowane na drodze eksperymentu lub pomiarów istniejącego urządzenia. Zwykle złożoność i liczba równań koniecznych do rozwiązania nie jest duża, co czyni tę metodę efektywną obliczeniowo. Do wyznaczania rozkładu pola magnetycznego i obliczania przenoszonego momentu przekładni magnetycznych często wykorzystuje się technikę analityczną, w której siła magnetomotoryczna każdego magnesu trwałego jest reprezentowana przez nieskończenie cienkie cewki ułożone wzdłuż boków magnesu (ang. Current Sheet Model - CSM) [84], [86], [87]. Zastosowanie MEC i CSM pozwala na wyznaczenie przenoszonego momentu na podstawie obliczonej indukcji magnetycznej, tj. gęstości strumienia magnetycznego w szczelinie powietrznej pomiędzy ruchomymi elementami przekładni magnetycznej. Metody te są stosowane m.in. do projektowania przekładni współosiowych [93], [94], dla których można założyć płaszczyznową symetrię rozkładu pola magnetycznego oraz stałą wartość szczeliny powietrznej. Dzięki temu można zbudować model dwuwymiarowy, w którym droga strumienia magnetycznego jest łatwa do określenia. Pomimo małej złożoności obliczeniowej przydatność metod analitycznych do projektowania przekładni magnetycznych o skomplikowanych geometriach, takich jak planetarne czy precesyjne, jest ograniczona. W układach o skomplikowanej strukturze obwodu

magnetycznego, w celu wyznaczenia parametrów skupionych, konieczne jest przyjęcie dużej liczby założeń upraszczających, z uwagi na trudność w dokładnym określeniu drogi strumienia magnetycznego oraz reluktancji poszczególnych elementów obwodu magnetycznego. Z powyższych względów do analizy rozkładu pola magnetycznego i procesu przenoszenia momentu w proponowanej dwustopniowej magnetycznej przekładni precesyjnej zdecydowano się zastosować metodę numeryczną.

4.1. Model numeryczny magnetycznej przekładni precesyjnej

Pole magnetyczne w rozpatrywanej przekładni opisać można za pomocą równań Maxwella. W postaci różniczkowej równania opisujące pole magnetyczne przedstawia się następująco [95], [96]:

$$\operatorname{rot} \mathbf{H} = \mathbf{J}, \quad (42)$$

$$\operatorname{div} \mathbf{B} = 0, \quad (43)$$

gdzie: \mathbf{H} – wektor natężenia pola magnetycznego, \mathbf{J} – wektor gęstości prądu, \mathbf{B} – wektor indukcji magnetycznej.

Występujący w równaniu (42) wektor \mathbf{J} jest sumą dwóch składników:

- \mathbf{J}_p opisującego gęstość prądów przewodnictwa:

$$\mathbf{J}_p = \sigma \mathbf{E}, \quad (44)$$

gdzie: σ – konduktywność materiału, \mathbf{E} – wektor natężenia pola elektrycznego.

- \mathbf{J}_c opisującego gęstość prądu przesunięcia dielektrycznego:

$$\mathbf{J}_c = \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial t} = \frac{\partial(\epsilon \mathbf{E})}{\partial t}, \quad (45)$$

gdzie: \mathbf{D} – wektor indukcji elektrycznej, ϵ – przenikalność elektryczna.

Z uwagi na wolnozmienny charakter pola magnetycznego w rozpatrywanym układzie, w rozważaniach pomija się prądy przesunięcia dielektrycznego.

W celu rozwiązania równań modelu konieczne jest uwzględnienie związków konstytutywnych, określających parametry magnetyczne rozpatrywanego obszaru. W elementach ferromagnetycznych i obszarach o stałej przenikalności magnetycznej przyjmuje się, że:

$$\mathbf{B} = \mu \mathbf{H}, \quad (46)$$

gdzie: μ – przenikalność magnetyczna materiału.

Natomiast w obszarze magnesu trwałego uwzględnia się jego namagnesowanie, zatem zależność wektora indukcji od wektora natężenia pola magnetycznego wyraża się równaniem [97]:

$$\mathbf{B} = \mu_0(\mathbf{H} + \mathbf{H}_i), \quad (47)$$

w którym: \mathbf{H}_i – wektor magnetyzacji, μ_0 – przenikalność magnetyczna próżni.

Do rozwiązania równań modelu polowego stosuje się dwie grupy metod: metody (sformułowania) polowe oraz metody, w których do opisu pola elektromagnetycznego stosuje się skalarny i wektorowy potencjały magnetyczne (Ω i \mathbf{A}) oraz elektryczne (V i \mathbf{T}) [95]. Metody polowe polegają na analizie układu z polem elektromagnetycznym bezpośrednio – na podstawie równań opisujących rozkład wektorów natężenia pola – bez użycia potencjałów. W praktyce sformułowania polowe są rzadko stosowane – przede wszystkim do analizy układów, w których powierzchnie graniczne mają proste kształty, w środowiskach jednorodnych i liniowych [95], [98]. W układach o złożonych kształtach, w środowiskach niejednorodnych i nieliniowych powszechnie stosuje się metody wykorzystujące potencjały [95], [99].

Wyznaczenie rozkładu pola elektromagnetycznego dla układu podzielonego na elementy skończone polega na obliczaniu wartości wielkości polowych przyporządkowanych węzłom, krawędziom i ściankom. Rozwiązanie to ma na celu wyznaczenie ekstremum funkcjonału energetycznego dla rozpatrywanego obszaru [95]. W metodach wykorzystujących skalarny potencjał magnetyczny, funkcjonał reprezentuje energię magnetyczną, natomiast w metodach wykorzystujących wektorowy potencjał magnetyczny funkcjonał reprezentuje koenergię magnetyczną.

W metodzie skalarnej potencjału magnetycznego wektor natężenia pola magnetycznego \mathbf{H} wyrażany jest przy pomocy dwóch składników [95]. Pierwszym z nich jest gradient potencjału skalarnej Ω , natomiast drugi składnik odwzorowuje wymuszenie zewnętrzne. W przypadku modelowanej przekładni tym wymuszeniem zewnętrznym będzie wektor magnetyzacji \mathbf{T} w obszarze z magnesami trwałymi. Zależność tę można zatem przedstawić jako:

$$\mathbf{H} = \text{grad } \Omega + \mathbf{T}, \quad (48)$$

przy czym:

$$\text{rot } \mathbf{T} = \mathbf{J}_m, \quad (49)$$

gdzie \mathbf{J}_m – wektor gęstości prądu polaryzacji magnetycznej.

Po zastosowaniu powyższego podstawienia spełnione jest równanie $\text{rot } \mathbf{H} = \mathbf{J}$ i poszukiwanie rozkładu pola można sprowadzić do rozwiązania równania:

$$\text{div} (\mu \text{ grad } \Omega) = -\text{div}(\mu \mathbf{T}). \quad (50)$$

W metodzie wektorowej potencjału magnetycznego stosuje się podstawienie [95], [100]:

$$\mathbf{B} = \text{rot} \mathbf{A}, \quad (51)$$

w którym \mathbf{A} jest wektorowym potencjałem magnetycznym.

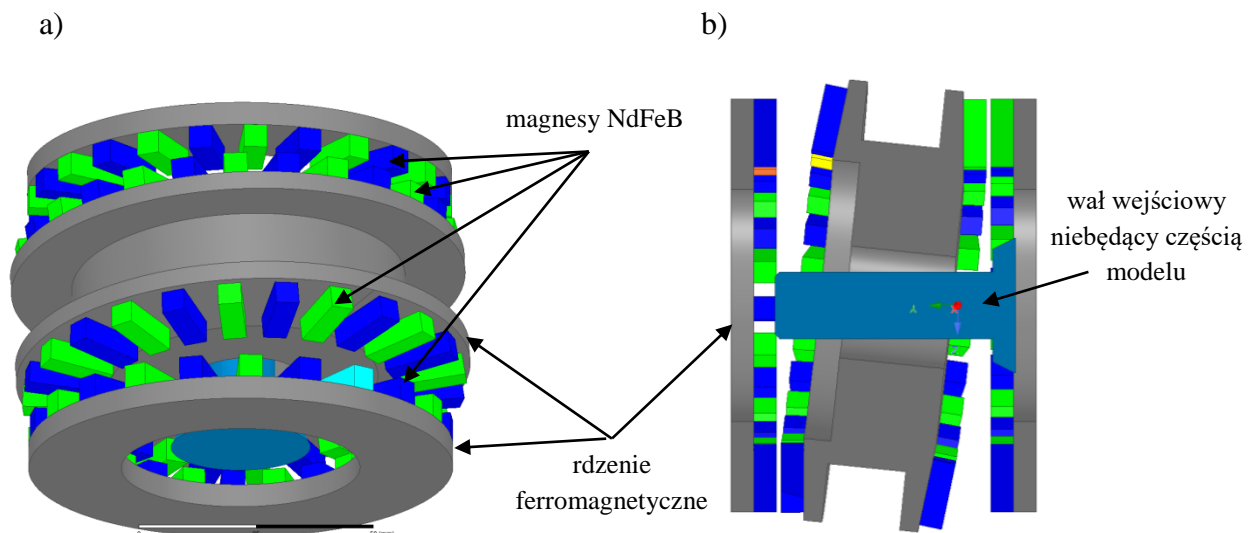
Po wyrażeniu indukcji \mathbf{B} jako rotacji wektora \mathbf{A} , spełnione zostanie równanie $\text{div } \mathbf{B} = 0$ i poszukiwanie rozkładu pola sprowadza się do rozwiązania równania:

$$\text{rot} \left(\frac{1}{\mu} \text{rot } \mathbf{A} \right) = \mathbf{J}_m. \quad (52)$$

W układach dwuwymiarowych, które na przykład charakteryzują się symetrią płaszczyznową lub osiową, potencjał wektorowy ma tylko jedną składową. W wyniku zastosowania metod numerycznych, np. metody elementów skończonych (MES), uzyskuje się układ równań algebraicznych, których liczba odpowiada liczbie węzłów dwuwymiarowej siatki dyskretyzującej, gdzie nie jest zadany warunek brzegowy Dirchleta [96]. Zatem w układach dwuwymiarowych otrzymuje się taką samą liczbę niewiadomych jak w przypadku potencjału skalarnej. Zupełnie inaczej wygląda sytuacja w przypadku układów trójwymiarowych,

w których potencjał wektorowy ma zawsze trzy składowe. W wyniku zastosowania metody MES uzyskuje się układ równań, których liczba jest trzy razy większa niż liczba węzłów siatki trójwymiarowej, w związku z czym czas obliczeń, zwłaszcza z zastosowaniem metod bezpośrednich (nieiteracyjnych), jest wielokrotnie dłuższy niż w przypadku metody potencjału skalarnego.

Szczegółowa analiza proponowanej magnetycznej przekładni precesyjnej została przeprowadzona z wykorzystaniem numerycznego modelu pola magnetycznego opracowanego w profesjonalnym oprogramowaniu Ansys Maxwell 3D. W zastosowanym pakiecie do sformułowania równań macierzowych MES wykorzystano magnetyczny potencjał skalarny Ω , a do rozwiązywania równań nieliniowych zastosowano klasyczny algorytm iteracyjny Newtona-Raphsona.



Rys. 40. Elementy modelu MES: a) widok izometryczny, b) przekrój

Geometria opracowanego modelu magnetycznej przekładni precesyjnej, o przełożeniu kinematycznym równym 144, została przedstawiona na rysunku 40. Składa się ona z 96 prostokątnych magnesów NdFeB typu N38 zamocowanych na trzech rdzeniach ferromagnetycznych wykonanych ze stali węglowej typu 1010.

Rozpatrywany układ składa się z dwóch szczelin powietrznych biorących udział w przenoszeniu momentu obrotowego. Ze względu na różne osie obrotu, obliczenia momentu obrotowego przeprowadzono dla trzech geometrii, jak pokazano na rysunku 41. Główne wymiary obwodu magnetycznego (kąt precesji, wymiary magnesów, długości szczelin

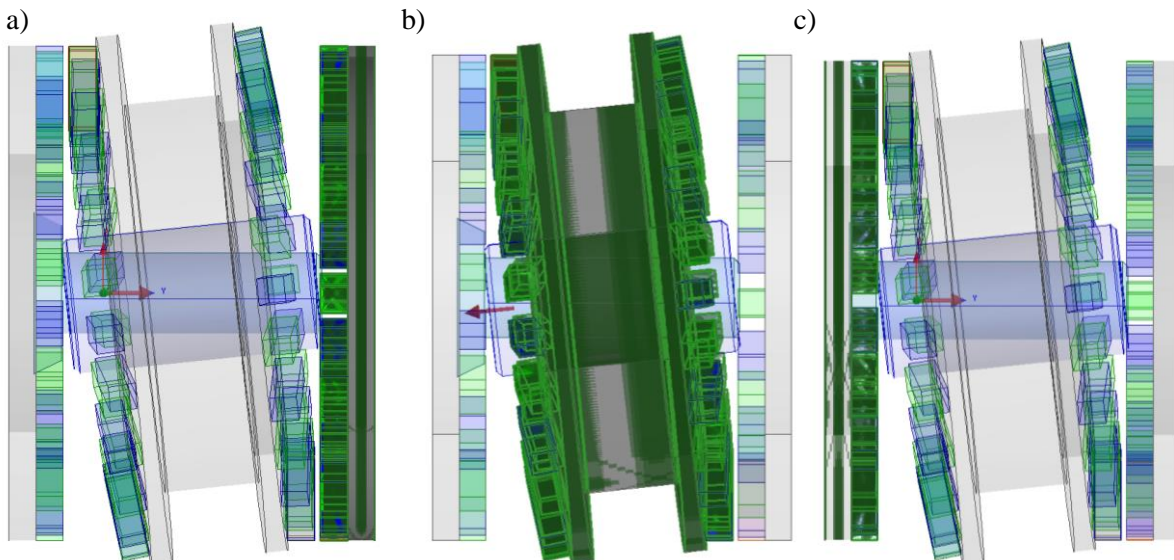
powietrznych oraz grubość rdzeni) zostały sparametryzowane w celu umożliwienia wykonania obliczeń optymalizacyjnych.

Aby obliczyć moment obrotowy występujący pomiędzy ruchomymi elementami projektowanej przekładni, zastosowano metodę tensora naprężeń Maxwella [101]. W metodzie tej wartość momentu obrotowego działającego na poszczególne elementy przekładni obliczana jest jako całka ze składowych tensora naprężeń Maxwella po powierzchni całkowania Γ znajdującej się w obszarze powietrznym otaczającym materiały magnetycznie czynne każdego z elementów zaznaczonych na rysunku 41. Składowe tensora Maxwella można wyrazić jako [96]:

$$p_n = 0,5 v_0 (B_n^2 - B_t^2), \quad (53)$$

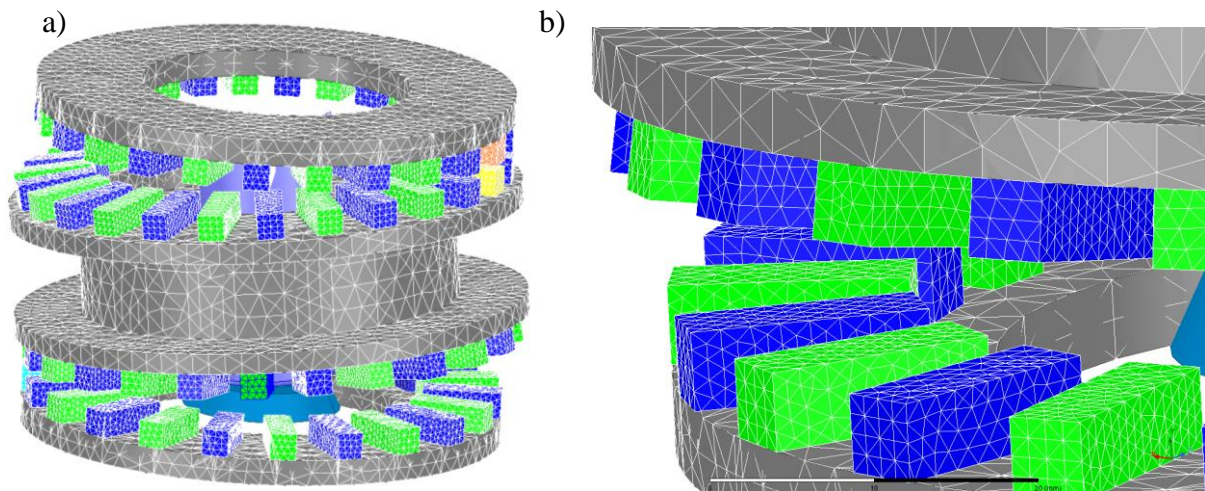
$$p_t = v_0 B_n B_t, \quad (54)$$

gdzie p_n to składowa normalna tensora naprężeń Maxwella, p_t – składowa styczna tensora naprężeń Maxwella, v_0 – reluktywność magnetyczna ośrodka ($v_0 = \frac{1}{\mu_0}$), B_n – składowa normalna wektora indukcji magnetycznej, a B_t – składowa styczna wektora indukcji magnetycznej.



Rys. 41. Geometrie do obliczania momentów obrotowych:
a) tarcza wyjściowa, b) tarcza pośrednia c) tarcza nieruchoma

Rozpatrywany obszar został podzielony na ponad 897 tysięcy elementów czworościennych. W obszarach aktywnych magnetycznie, takich jak magnesy trwałe oraz szczeliny powietrzne, siatka została lokalnie zagęszczona. Zastosowaną siatkę MES przedstawiono na rysunkach 42a i 42b. Żeby zwiększyć czytelność rysunku, siatkę w obrębie szczeliny powietrznej ukryto.



Rys. 42. Zastosowana siatka MES: a) widok na całą przekładnię, b) widok na szczelinę powietrzną pomiędzy tarczą pośrednią a wyjściową

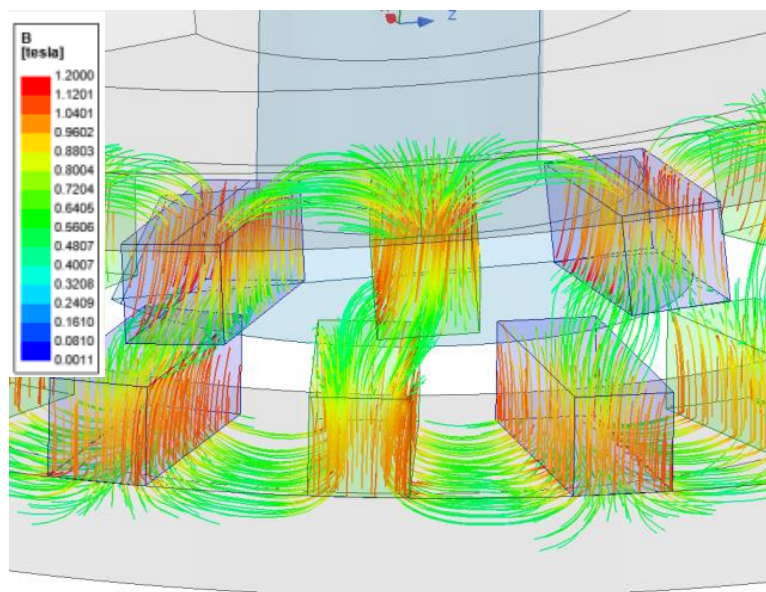
Zastosowanie MES do wyznaczenia rozkładu pola magnetycznego pozwala na dokładną analizę procesu przenoszenia momentu obrotowego w badanej dwustopniowej przekładni magnetycznej. Niemniej jednak, ze względu na dużą złożoność obwodu magnetycznego proponowanej przekładni, wprowadzono szereg uproszczeń w celu znalezienia równowagi pomiędzy złożonością obliczeniową a wiarygodnością wyników.

Po pierwsze, geometria modelu została ograniczona do materiałów magnetycznie aktywnych, takich jak tarcze ferromagnetyczne i magnesy trwałe. Wszystkie elementy konstrukcyjne nieoddziałujące bezpośrednio z polem magnetycznym, takie jak obudowa, łożyska, wały, śruby itp. zostały pominięte. Przy późniejszym opracowywaniu konstrukcji prototypu przekładni, wszystkie pomocnicze elementy, potencjalnie aktywne elektromagnetycznie (ferromagnetyczne, przewodzące), zostały celowo umieszczone w odległości minimum 20 mm od szczelin powietrznych z polem magnetycznym.

Ponadto, w badaniach przenoszenia momentu obrotowego przyjęto, że położenia kątowe ruchomych elementów magnetycznie czynnych przekładni (tarczy pośredniej oraz wyjściowej)

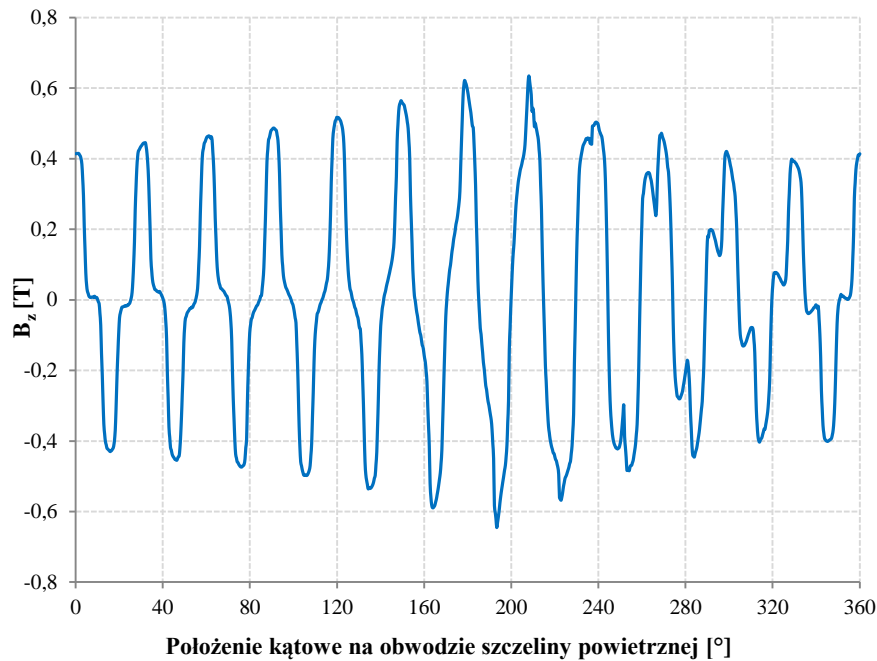
są z góry znane, zgodnie z przedstawioną w rozdziale 3 analizą kinematyczną. W modelu nie uwzględniono równań równowagi mechanicznej układu. Na obecnym etapie badań pominięto również wpływ prądów wirowych indukowanych w elementach przewodzących obwodu magnetycznego. Należy podkreślić, że obliczanie prądów wirowych w obwodzie magnetycznym o tak złożonej strukturze jest trudnym zadaniem w zakresie analizy numerycznej układów z polem elektromagnetycznym i prowadzi do konieczności opracowania i zastosowania modelu łączącego zjawiska elektromagnetyczne i mechaniczne. Modele takie charakteryzują się bardzo dużą złożonością obliczeniową i stąd ich przydatność na etapie projektowania magnetycznej przekładni precyzyjnej jest ograniczona.

Przykładowy rozkład strumienia magnetycznego w szczelinie powietrznej pomiędzy tarczą nieruchomą a tarczą pośrednią pokazano na rysunku 43. Na rozkładzie tym widać, że w szczelinie powietrznej pole magnetyczne pochodzące od magnesów na tarczy pośredniej oddziałuje z polem magnetycznym pochodzącym od magnesów na tarczy nieruchomej oraz że strumień pola magnetycznego pochodzący od sąsiadujących ze sobą magnesów zamyka się wewnątrz rdzenia ferromagnetycznego, na którym te magnesy są umieszczone.



Rys. 43. Przykładowy rozkład strumienia magnetycznego w szczelinie powietrznej pomiędzy tarczą nieruchomą a tarczą pośrednią

Na rysunku 44 pokazano natomiast wyznaczony rozkład indukcji magnetycznej (składowa z) wzdłuż obwodu szczeliny powietrznej pomiędzy tarczami pośrednią i wyjściową. Można na jego podstawie stwierdzić, że indukcja magnetyczna jest na akceptowalnym poziomie, nie powodującym nasycenia rdzeni ferromagnetycznych.



Rys. 44. Rozkład indukcji magnetycznej wzdłuż obwodu szczeliny powietrznej pomiędzy tarczami pośrednią i wyjściową w odległości 1 mm od tarczy wyjściowej

Cechą charakterystyczną przekładni magnetycznych jest znacznie mniejsza sztywność w porównaniu z klasycznymi przekładniami mechanicznymi [3]. Zależność kąta mechanicznego pomiędzy ruchomymi elementami przekładni od momentu obrotowego przyłożonego na wyjście przekładni może być określana analogicznie do zależności kąta obciążenia wewnętrznego od wartości momentu obciążenia w silnikach synchronicznych [102], [103], jako że rozkład pola magnetycznego i zachodzące zjawiska fizyczne w obu przypadkach są podobne. Kąty obciążenia wewnętrznego β_1 i β_2 zdefiniowane dla badanego układu przedstawiono odpowiednio na rysunku 45a i 45b. Niebieskie strzałki oznaczają kierunek obrotu wału wejściowego oraz tarczy pośredniej, a czerwone kierunek momentu obciążającego przykładanego na wał wyjściowy.

W celu przeliczenia kąta mechanicznego β_{1m} pomiędzy tarczą nieruchomą a pośrednią na kąt obciążenia wewnętrznego β_1 należy skorzystać z równania:

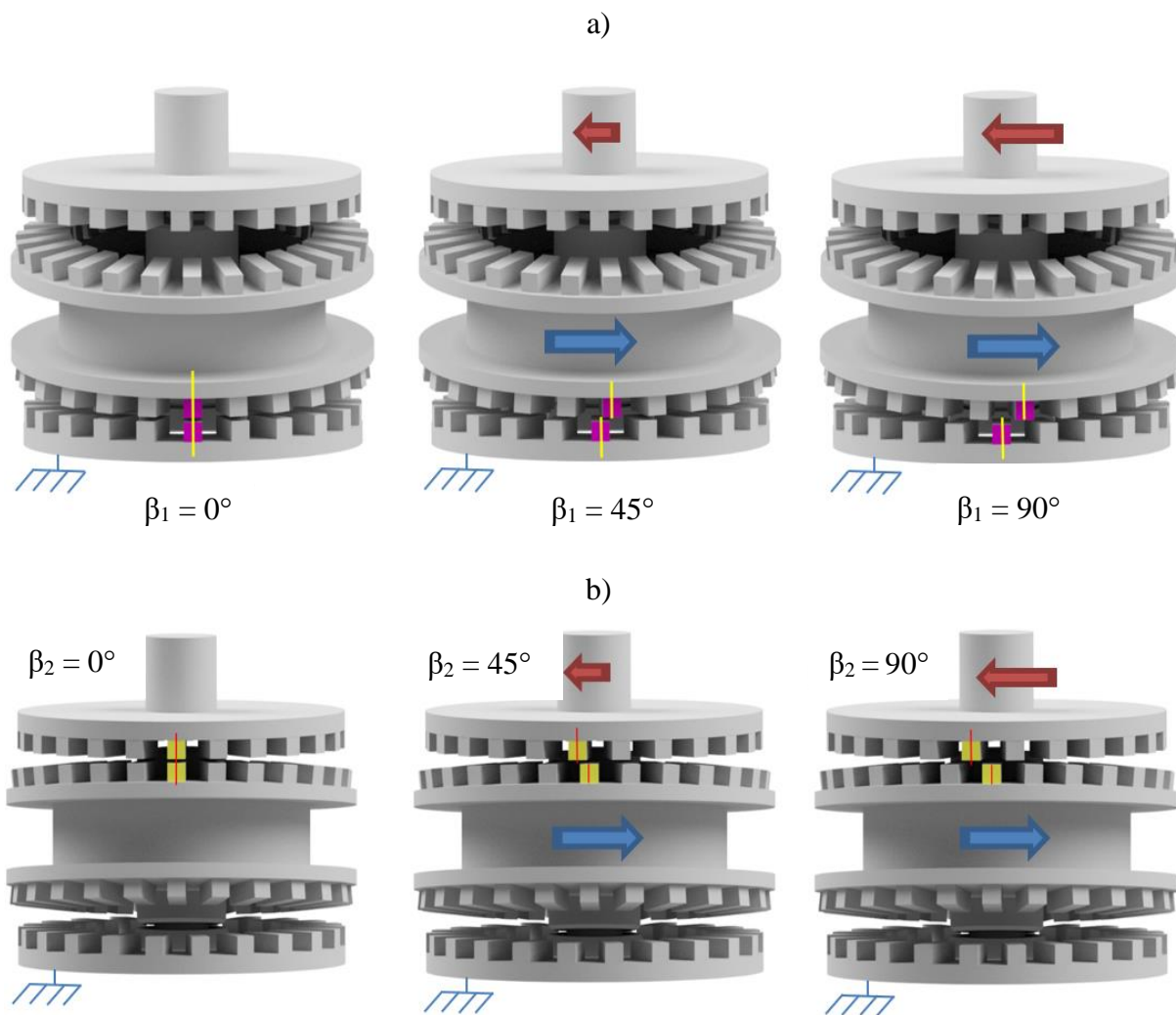
$$\beta_1 = \beta_{1m} \cdot N_1/2, \quad (55)$$

gdzie: β_{1m} kąt mechaniczny pomiędzy tarczą pośrednią a nieruchomą, β_1 to odpowiadający mu kąt obciążenia wewnętrznego, a iloraz $N_1/2$ to liczba par biegunów magnetycznych na tarczy nieruchomej.

Analogicznie można wyznaczyć kąt obciążenia wewnętrznego β_2 , korzystając z równania:

$$\beta_2 = \beta_{2m} \cdot N_4/2, \quad (56)$$

gdzie: β_{2m} to kąt mechaniczny pomiędzy tarczą wyjściową a pośrednią, β_2 to odpowiadający mu kąt obciążenia wewnętrznego, a iloraz $N_4/2$ to liczba par biegunów magnetycznych na tarczy wyjściowej.



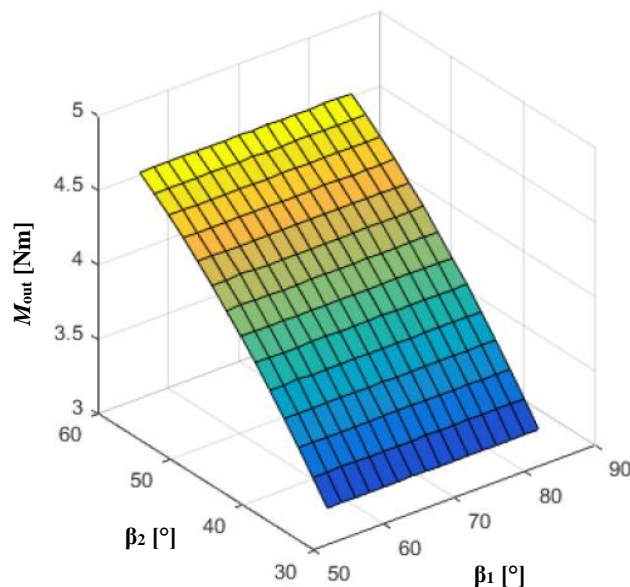
Rys. 45. Kąty obciążenia wewnętrznego: a) β_1 , b) β_2

4.2. Wyniki badań symulacyjnych

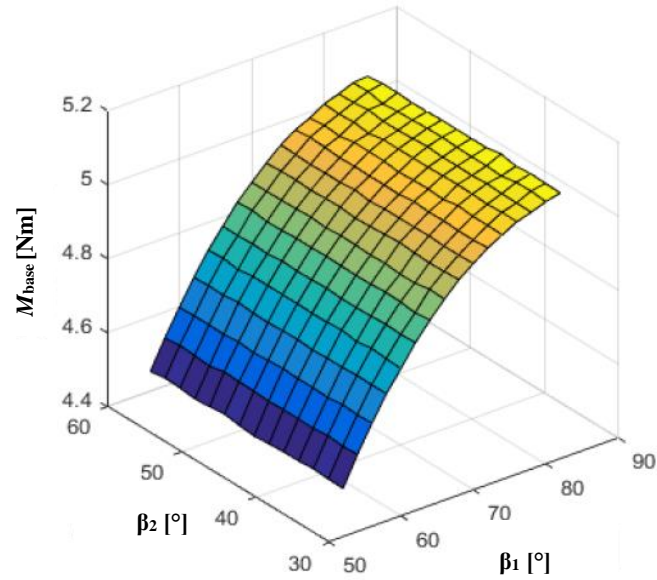
W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki symulacji MES, mające na celu zbadanie wpływu wybranych parametrów geometrycznych przekładni i obwodu magnetycznego na momenty magnetyczne działające na poszczególne elementy czynne magnetycznej przekładni precesyjnej, tzn. na tarczę wyjściową - M_{out} , nieruchomą - M_{base} oraz wał wejściowy i tarczę pośrednią - M_{in} . Opracowany model numeryczny pola magnetycznego w badanej przekładni pozwala na analizę wpływu każdego parametru niezależnie. W rozdziale 4.2.1. przedstawiono wpływ kątów obciążenia wewnętrznego β_1 i β_2 . Wpływ długości szczelin powietrznych (pomiędzy tarczą nieruchomą a pośrednią - δ_1 oraz pomiędzy tarczą pośrednią a wyjściową - δ_2) opisano w rozdziale 4.2.2. Badania opisane w rozdziałach 4.2.3 oraz 4.2.4. miały na celu analizę wpływu wymiarów i kształtu magnesów. Wyniki badań przedstawione w rozdziale 4.2.5. pozwalają na określenie wpływu kąta precesji.

4.2.1. Badanie wpływu kątów obciążenia wewnętrznego

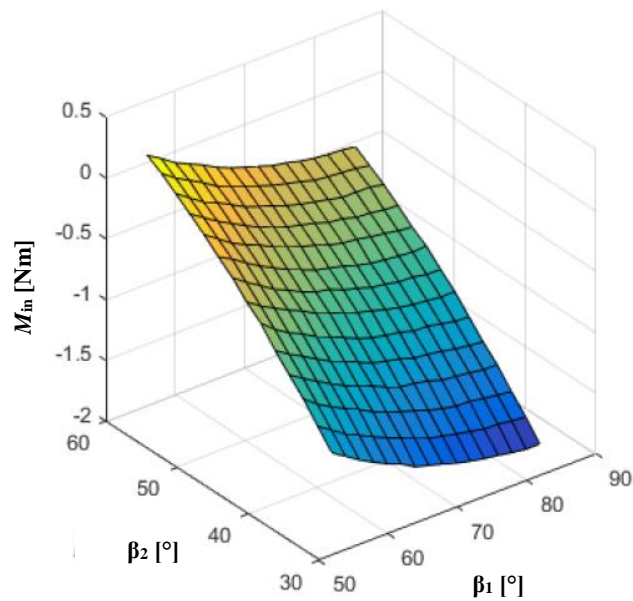
Zależności momentów obrotowych działających na poszczególne tarcze przekładni, od kątów obciążenia wewnętrznego β_1 i β_2 przedstawiono na rysunkach 46-48.



Rys. 46. Moment obrotowy działający na tarczę wyjściową M_{out} w funkcji kątów obciążenia wewnętrznego: β_2 i β_1 (dla symetrycznych długości szczelin powietrznych $\delta_1=\delta_2=1$ mm)



Rys. 47. Moment obrotowy działający na tarczę nieruchomą M_{base} w funkcji kątów obciążenia wewnętrznego: β_2 i β_1 (dla symetrycznych długości szczelin powietrznych $\delta_1=\delta_2=1$ mm)

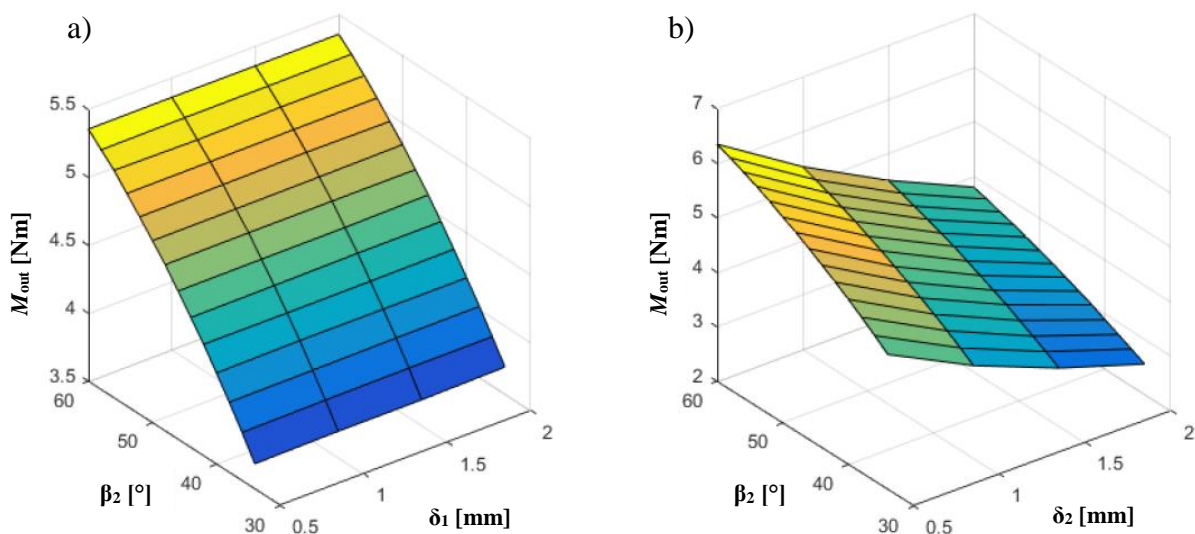


Rys. 48. Moment obrotowy działający na tarczę wejściową M_{in} w funkcji kątów obciążenia wewnętrznego β_2 i β_1 (dla symetrycznych długości szczelin powietrznych $\delta_1=\delta_2=1$ mm)

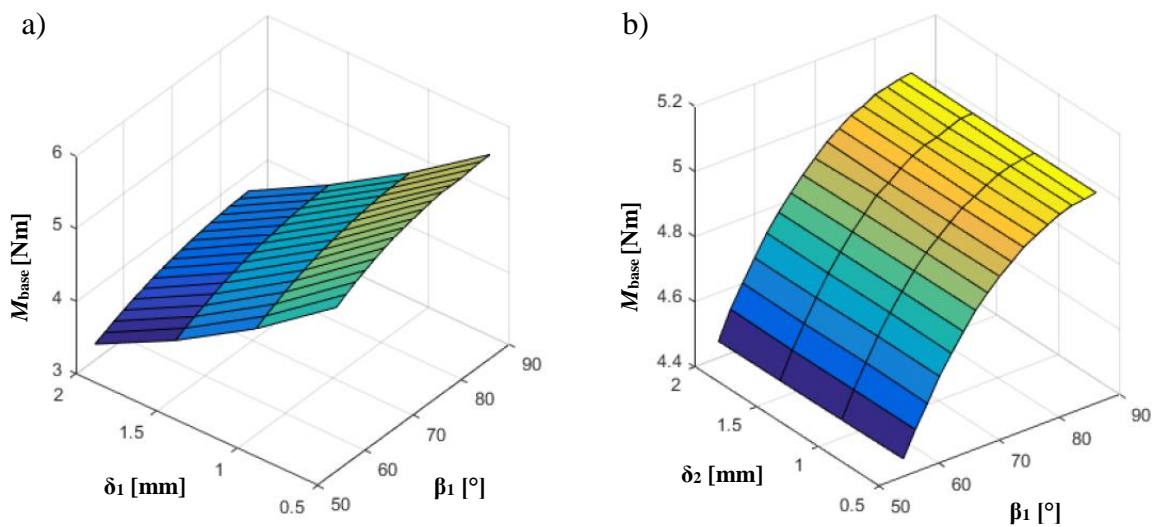
Zależność momentu obrotowego M_{out} od kąta obciążenia wewnętrznego β_2 (pomiędzy tarczą pośrednią a wyjściową), poprzez analogię do klasycznej maszyny synchronicznej, można przybliżyć funkcją sinusoidalną, natomiast moment obrotowy działający na tarczę nieruchomą M_{base} jest w przybliżeniu sinusoidalną funkcją kąta obciążenia wewnętrznego β_1 (pomiędzy tarczą nieruchomą a pośrednią). Bardziej złożona sytuacja występuje w przypadku momentu obrotowego działającego na wał wejściowy i tarczę pośrednią M_{in} , na który mają wpływ oba kąty, tzn. zależy on od rozkładu pola magnetycznego w szczelinach powietrznych, po każdej stronie pierścienia pośredniczącego.

4.2.2. Badanie wpływu długości szczelin powietrznych

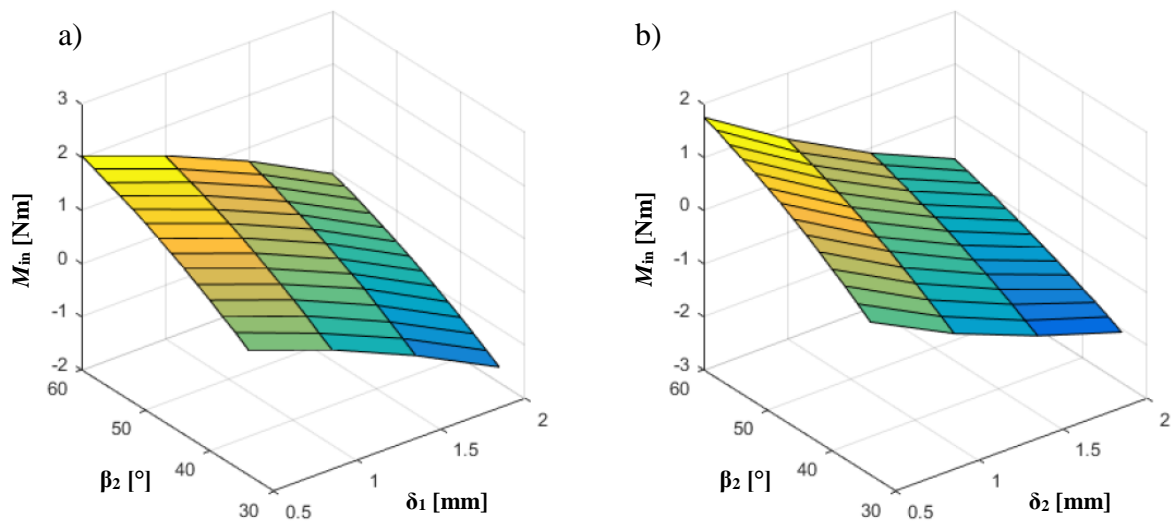
Zależności momentów obrotowych działających na poszczególne tarcze przekładni od długości szczelin powietrznych (pomiędzy tarczą nieruchomą a pośrednią - δ_1 oraz pomiędzy tarczą pośrednią a wyjściową - δ_2) przedstawiono na rysunkach 49-51.



Rys. 49. Moment obrotowy działający na tarczę wyjściową M_{out} w funkcji kąta obciążenia wewnętrznego β_2 oraz: a) δ_1 (dla $\delta_2=1$ mm); b) δ_2 (dla $\delta_1=1$ mm)



Rys. 50. Moment obrotowy działający na tarczę nieruchomą M_{base} w funkcji kąta obciążenia wewnętrznego β_1 oraz: a) δ_1 (dla $\delta_2=1$ mm); b) δ_2 (dla $\delta_1=1$ mm)



Rys. 51. Moment obrotowy działający na tarczę wejściową M_{in} w funkcji kąta obciążenia wewnętrznego β_2 oraz: a) δ_1 (dla $\delta_2=1$ mm); b) δ_2 (dla $\delta_1=1$ mm)

Długość szczeliny powietrznej ma decydujący wpływ na reluktancję obwodu magnetycznego rozpatrywanej przekładni. W metodach analitycznych, dla prostych obwodów magnetycznych, opór magnetyczny szczeliny powietrznej oblicza się zgodnie z zależnością:

$$R_{\mu\delta} = \frac{l}{\mu_0 S}, \quad (57)$$

gdzie: l to długość szczeliny (drogi dla strumienia magnetycznego w obwodzie), μ_0 – przenikalność magnetyczna próżni, S – powierzchnia przekroju poprzecznego, przez którą przenika strumień.

W rozpatrywanej przekładni zdefiniowanie długości l i powierzchni S jest skomplikowane z uwagi na złożony charakter struktury obwodu magnetycznego. Niemniej jednak wzrost długości szczeliny powietrznej prowadzi do zwiększenia oporu magnetycznego dla strumienia. Z kolei rosnący opór magnetyczny powoduje zmniejszenie wartości indukcji magnetycznej w szczelinie powietrznej, co przekłada się na zmniejszenie siły oddziaływania pomiędzy magnesami i tym samym spadek momentu obrotowego.

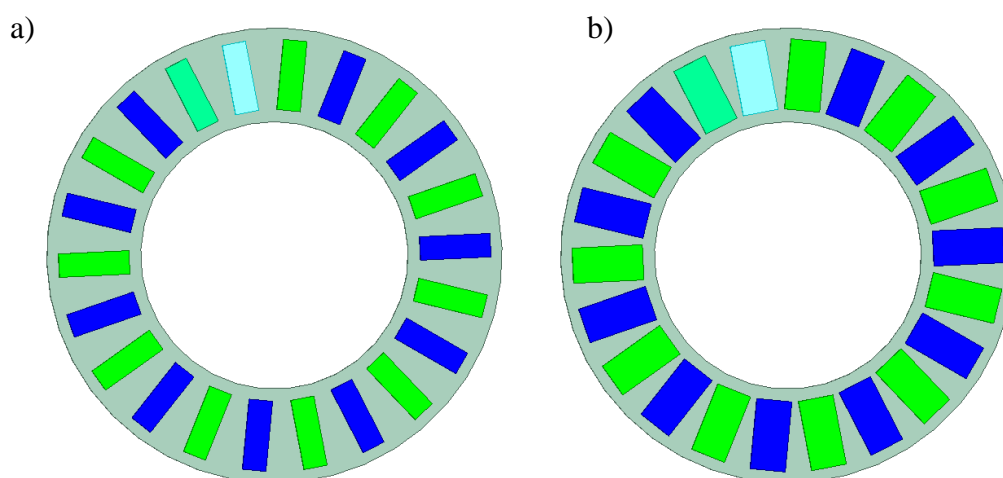
Z wykresów przedstawionych na rysunku 50 można wywnioskować, że moment obrotowy M_{out} zależy od długości szczeliny powietrznej δ_2 , natomiast jest niezależny od δ_1 . Zmniejszanie długości szczeliny powietrznej pomiędzy tarczą pośrednią a wyjściową powoduje wzrost wartości momentu obrotowego działającego na tarczę wyjściową przy danym kącie obciążenia wewnętrznego.

Z wykresów przedstawionych na rysunku 51 można wywnioskować, że moment obrotowy działający na tarczę nieruchomą przekładni M_{base} zależy od długości szczeliny powietrznej δ_1 , natomiast jest niezależny od δ_2 . Analogicznie jak w przypadku zależności M_{out} od δ_2 , wartość momentu M_{base} rośnie gdy długość szczeliny powietrznej maleje przy danym kącie obciążenia wewnętrznego.

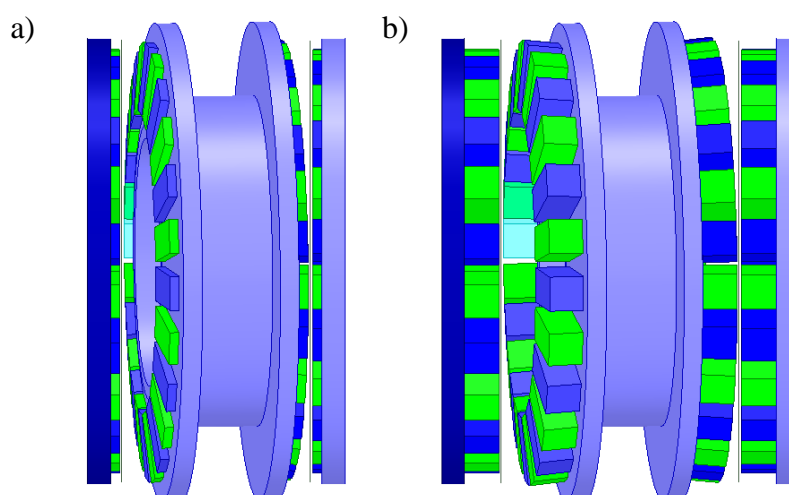
Zależność momentu wejściowego M_{in} od długości szczelin powietrznych pomiędzy współpracującymi tarczami jest znacznie bardziej złożona niż w przypadku M_{base} i M_{out} . Moment wejściowy zależy od rozkładu pola magnetycznego w obu szczelinach powietrznych i dlatego na jego wartość będzie miała wpływ zarówno długość szczeliny powietrznej δ_1 , jak i δ_2 .

4.2.3. Badanie wpływu wymiarów magnesów

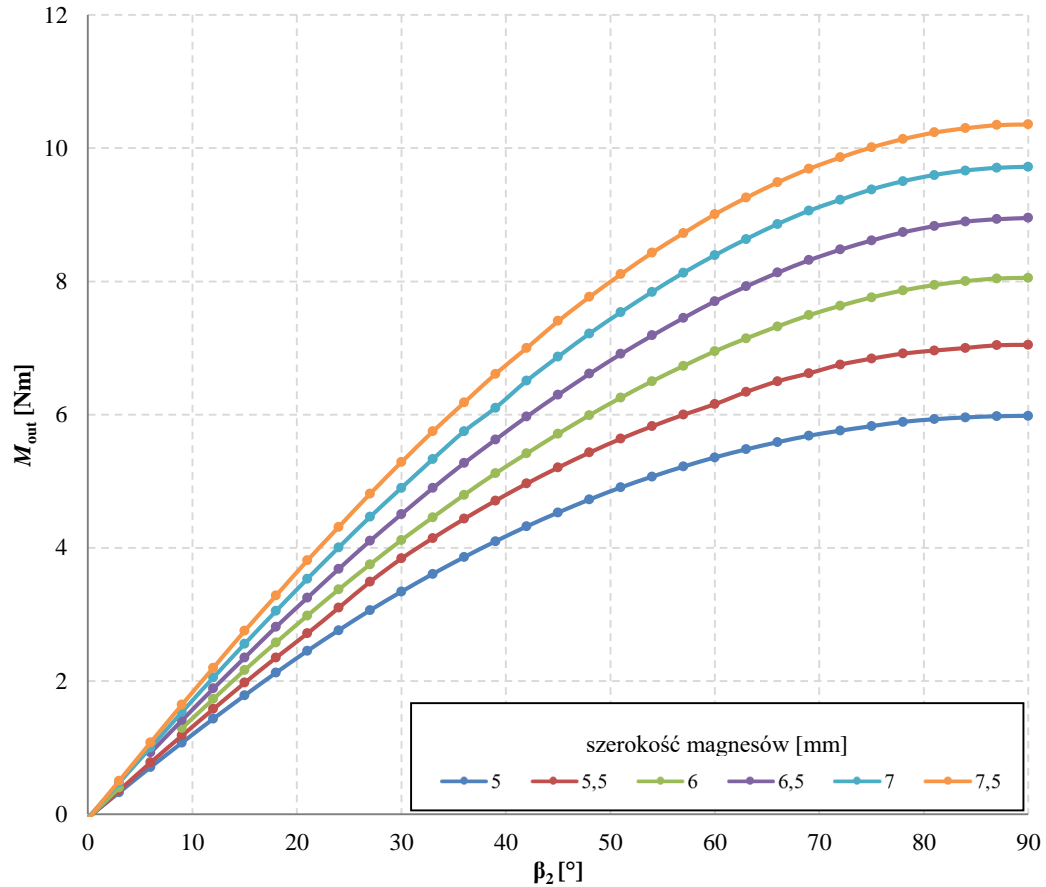
Przeprowadzono również badanie wpływu szerokości i wysokości magnesów na moment obrotowy działający na tarczę wyjściową przekładni. Najpierw, przy stałej wysokości magnesów równej 5 mm, wykonano obliczenia dla szerokości magnesów w przedziale 5 do 7,5 mm. Następnie dla maksymalnej szerokości magnesu (7,5 mm) zbadano wpływ wysokości magnesów (w zakresie 2 do 10 mm) na generowany moment wyjściowy. Na rysunku 52 przedstawiono model tarczy nieruchomej z magnesami o szerokości 5 mm (rys 52a) oraz 7,5 mm (rys. 52b), natomiast na rys. 53 pokazano model magnetycznej przekładni precesyjnej z magnesami o szerokości 7,5 mm oraz wysokościach 2 mm (rys. 53a) oraz 8 mm (rys. 53b).



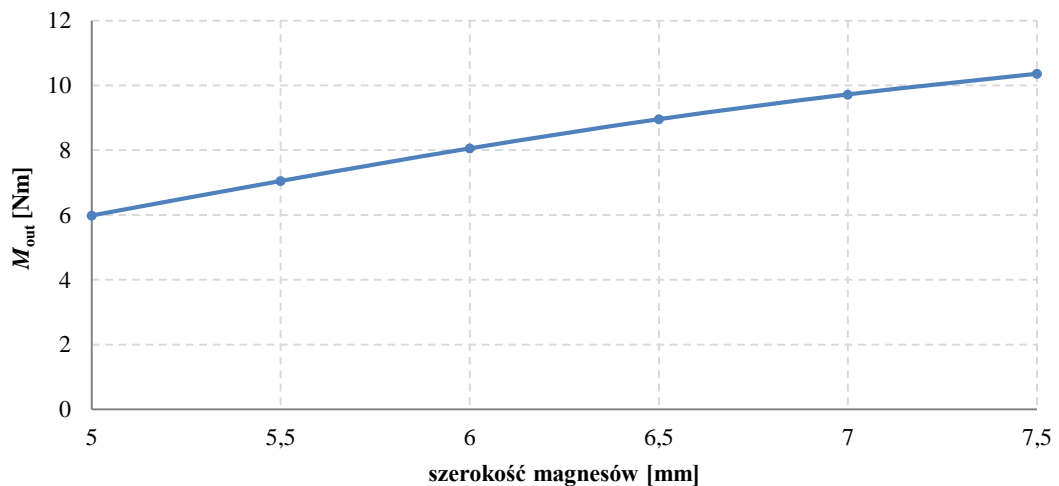
Rys. 52. Tarcza nieruchoma z magnesami o szerokości: a) 5 mm; b) 7,5 mm



Rys. 53. Model magnetycznej przekładni precesyjnej z magnesami o szerokości 7,5 mm oraz wysokościach: a) 2 mm; b) 8 mm

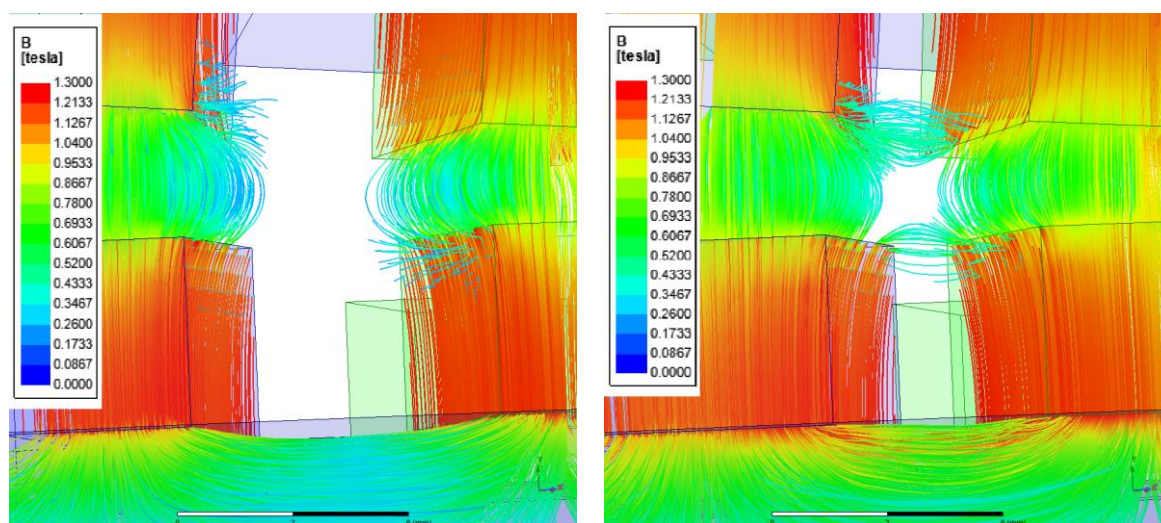


Rys. 54. Moment obrotowy działający na tarczę wyjściową M_{out} w funkcji kąta obciążenia wewnętrznego β_2 oraz szerokości magnesów przy symetrycznych szczelinach powietrznych $\delta_1=\delta_2=1$ mm, stałym kącie $\beta_1=30^\circ$ oraz stałej wysokości magnesów równej 5 mm



Rys. 55. Moment obrotowy działający na tarczę wyjściową M_{out} w funkcji szerokości magnesów dla kąta $\beta_2=90^\circ$ przy stałej wysokości magnesów równej 5 mm

Wyniki badania wpływu szerokości magnesów na moment obrotowy działający na tarczę wyjściową przekładni, przedstawiono na rysunkach 54 i 55. Można na ich podstawie wywnioskować, że wraz ze wzrostem szerokości magnesu, rośnie moment obrotowy działający na tarczę wyjściową. Wartość momentu obrotowego działającego na poszczególne elementy przekładni obliczana jest jako całka ze składowych tensora naprężeń Maxwella po powierzchni całkowania znajdującej się w obszarze powietrznym otaczającym materiały magnetycznie czynne każdego z elementów. Zatem, im większa będzie powierzchnia magnetycznie czynna, tym większy moment obrotowy można uzyskać. Nie jest to jednak zależność liniowa, a przyczyną tej nieliniowości jest występowanie strumienia rozproszenia. Zjawisko to polega na tym, że część strumienia przepływa do magnesu sąsiedniego, znajdującego się na tej samej tarczy, pomniejszając w ten sposób strumień główny skierowany w kierunku szczeliny powietrznej. Powstawanie zjawiska rozproszenia można zaobserwować na rozkładach strumienia magnetycznego przedstawionych na rysunku 56. Widać na nich, że w przypadku szerszych magnesów strumień rozproszenia jest znacznie większy. Dlatego zmiana szerokości magnesów o 0,5 mm - z 5 mm na 5,5 mm powoduje wzrost momentu M_{out} o ok. 1,07 Nm, podczas gdy zmiana szerokości o taką samą wartość, ale z 7 mm na 7,5 mm powoduje wzrost momentu M_{out} zaledwie o 0,64 Nm.



Rys. 56. Rozkład strumienia magnetycznego w szczeliny powietrznej pomiędzy tarczą nieruchomą a tarczą pośrednią przy szerokości magnesów: a) 5 mm, b) 7,5 mm

Odnosząc się do klasycznych obwodów magnetycznych maszyn elektrycznych z magnesami trwałymi można posłużyć się tutaj pojęciem wypełnienia podziałki biegunowej magnesem trwałym (rozpiętość magnesu odniesiona do podziałki biegunowej) [104]. Warto dodać, że przy zastosowaniu magnesów o szerokości 5 mm wypełnienie podziałki biegunowej na poszczególnych tarczach wynosi ok. 50%, natomiast przy 7,5 mm jest to już wartość ok. 75%. Zmniejszenie przyrostu momentu użytecznego w rozpatrywanym wariancie przekładni związane jest przyjętym kształtem magnesów trwałych. Większe wartości wypełnienia podziałki biegunowej są możliwe do uzyskania po modyfikacji kształtu magnesów, opisanej w rozdziale 4.2.4.

Wyniki badania wpływu wysokości magnesów na moment obrotowy działający na tarczę wyjściową przekładni przedstawiono na rysunkach 58 i 59. Można na ich podstawie wywnioskować, że moment obrotowy działający na tarczę wyjściową rośnie wraz ze wzrostem wysokości magnesu. Jest to związane bezpośrednio ze wzrostem wartości siły magnetomotorycznej magnesu. W obwodach magnetycznych z magnesami trwałymi wysokość magnesu, definiowana jako wymiar magnesu wzdłuż kierunku namagnesowania, ma bezpośredni wpływ na wartość siły magnetomotorycznej. Ogólnie można zapisać, że siła magnetomotoryczna magnesu:

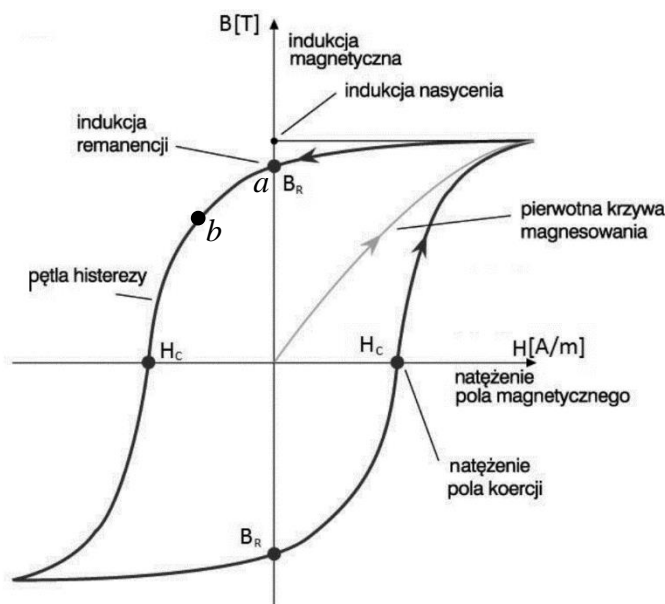
$$\Theta = H_m \cdot l, \quad (58)$$

gdzie: Θ to siła magnetomotoryczna, H_m – natężenie pola magnetycznego dla rozpatrywanego materiału i punktu pracy, natomiast l – wysokość magnesu w kierunku namagnesowania.

Na rysunku 57 zaprezentowano przykładową pętlę histerezy B-H, która opisuje zachowanie materiału ferromagnetycznego w polu magnetycznym. Jeżeli ferromagnetyk umieścimy w zewnętrznym polu magnetycznym o rosnącym natężeniu H, to indukcja B wzrasta aż do stanu nasycenia. Przy zmniejszeniu natężenia zewnętrznego pola H do zera indukcja magnetyczna B osiąga wartość B_r (zwaną pozostałością magnetyczną lub indukcją remanencji), po czym przy zmianie kierunku pola na przeciwny indukcja będzie maleć, aż do uzyskania wartości 0 przy natężeniu pola równym H_c . Dalsze zwiększanie natężenia pola prowadzi znow do wzrostu indukcji (o kierunku przeciwnym) aż do stanu nasycenia [105].

Zatem magnes trwały w zamkniętym obwodzie magnetycznym (bez szczeliny) ma pozostałość magnetyczną B_r , a jego punkt pracy jest oznaczony jest na rysunku 57 przez a . Gdy w obwodzie pojawi się szczelina powietrzna, to zwiększy się opór magnetyczny obwodu,

a indukcja magnetyczna w rdzeniu zmniejszy się i punkt pracy przesunie się po pętli histerezy do punktu b [106].



Rys. 57. Przykładowa pętla histerezy materiału ferromagnetycznego [105]

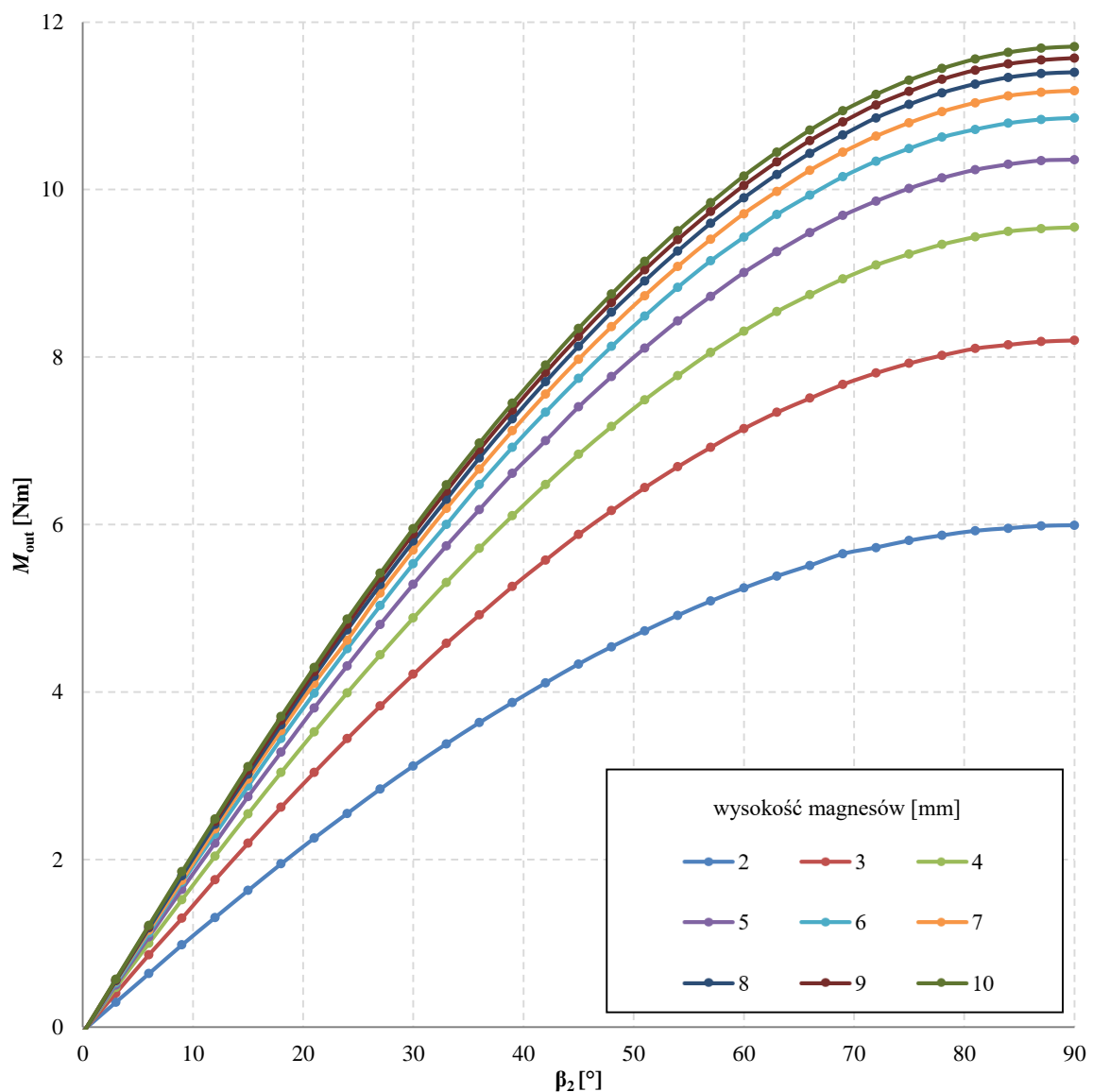
Zgodnie z prawem Ampera siła magnetomotoryczna Θ w danym obwodzie magnetycznym równoważy napięcie magnetyczne wynikające oporu magnetycznego oraz wytworzonego strumienia magnetycznego Φ . Pomijając opory magnetyczne rdzenia (przyjmując, że przenikalność magnetyczna rdzenia ferromagnetycznego dąży do nieskończoności) można zatem przyjąć, że wartość strumienia magnetycznego w rozpytywanym obwodzie będzie od wartości siły magnetomotorycznej wytwarzanej przez magnes trwały oraz od oporu magnetycznego szczeliny powietrznej $R_{\mu\delta}$. Zależność tę można więc zapisać w postaci równania:

$$H_m \cdot l = R_{\mu\delta} \cdot \Phi. \quad (59)$$

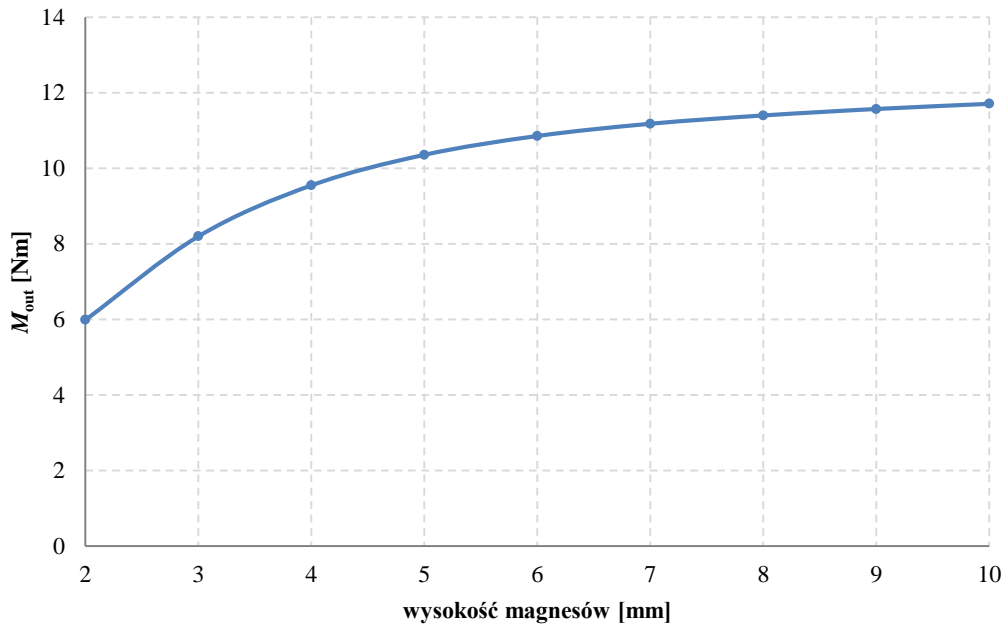
Strumień magnetyczny zależy natomiast od powierzchni czynnej magnesu S_m oraz indukcji magnetycznej B w punkcie pracy magnesu:

$$\Phi = B \cdot S_m. \quad (60)$$

Przy stałej wartości długości szczeliny powietrznej (czyli również $R_{\mu\delta}$), zwiększając wysokość magnesu, zmniejsza się natężenie pola w magnesie trwałym H_m , a zatem indukcja magnetyczna w rozpatrywanym obwodzie rośnie zgodnie z prostą powrotu [107]. Powoduje to oczywiście wzrost momentu obrotowego, działającego na tarczę wyjściową. Przy czym zależność momentu obrotowego od wysokości magnesu l jest nieliniowa, ponieważ przy zwiększaniu l punkt pracy zbliża się do wartości B_r . Z przedstawionej na rysunku 60 analizy wynika, że różnica maksymalnej wartości momentu M_{out} podczas zmiany wysokości magnesów z 2 mm do 3 mm wynosi ok. 2,2 Nm, podczas gdy zmiana wysokości magnesów z 9 mm na 10 mm powoduje wzrost maksymalnego momentu M_{out} jedynie o ok. 0,1 Nm.



Rys. 58. Moment obrotowy działający na tarczę wyjściową M_{out} w funkcji kąta obciążenia wewnętrznego β_2 oraz wysokości magnesów przy symetrycznych szczelinach powietrznych $\delta_1=\delta_2=1$ mm, stałym kącie $\beta_1=30^\circ$ oraz stałej szerokości magnesów równej 7,5 mm

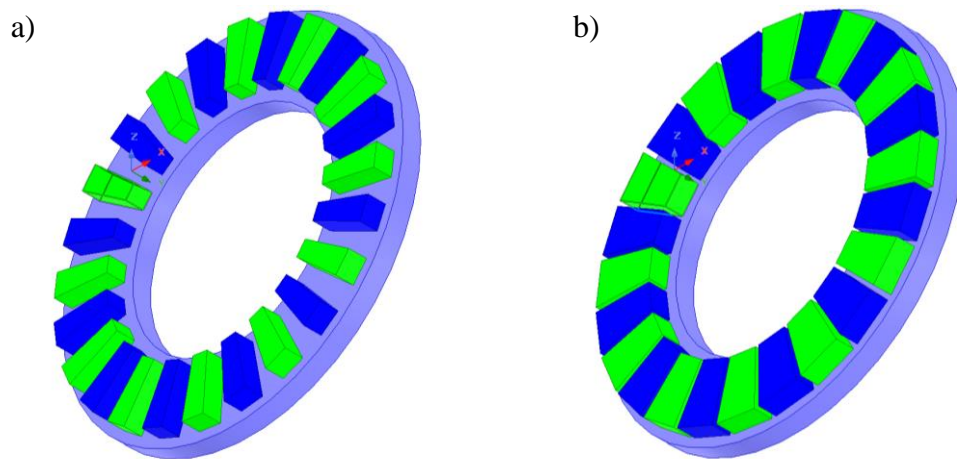


Rys. 59. Moment obrotowy działający na tarczę wyjściową M_{out} w funkcji wysokości magnesów dla kąta $\beta_2=90^\circ$ przy stałej szerokości magnesów równej 7,5 mm

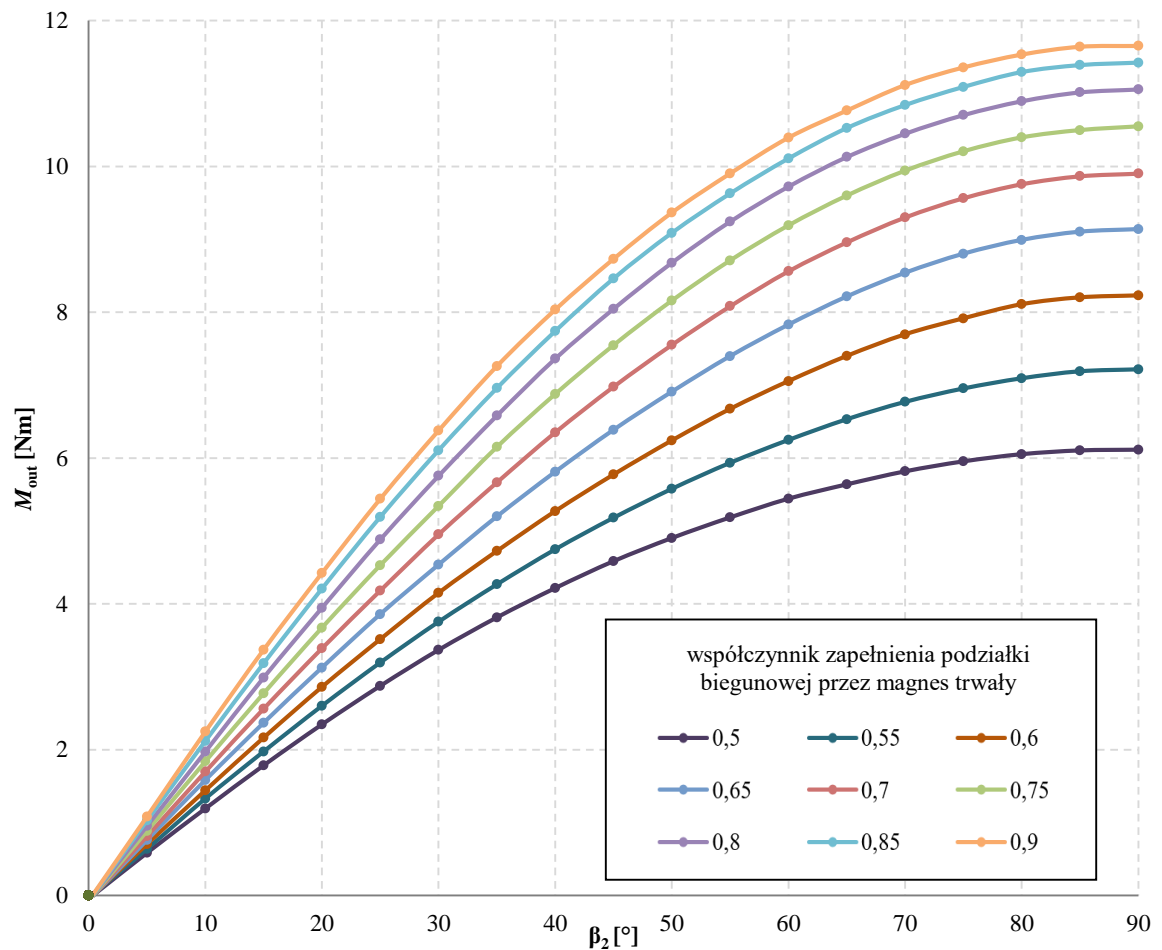
4.2.4. Badanie wpływu kształtu magnesów

W omówionych dotychczas badaniach symulacyjnych zastosowano prostopadłościennym magnesy trwałe o standardowych wymiarach, takie jakie użyto w prototypie. W przypadku rozmieszczenia takich magnesów na obwodzie tarczy, odległości pomiędzy krawędziami sąsiadujących magnesów nie są stałe – od strony środka tarczy magnesy są bliżej siebie. Zmiana kształtu magnesów na takie jak pokazano na rysunku 60 umożliwia zwiększenie zapełnienia podziałki biegunowej magnesem trwałym. Zapewnia stałe odległości pomiędzy bokami sąsiadujących magnesów, co przekłada się na ograniczenie wartości strumienia rozproszenia przy zachowanej powierzchni czynnej magnesu.

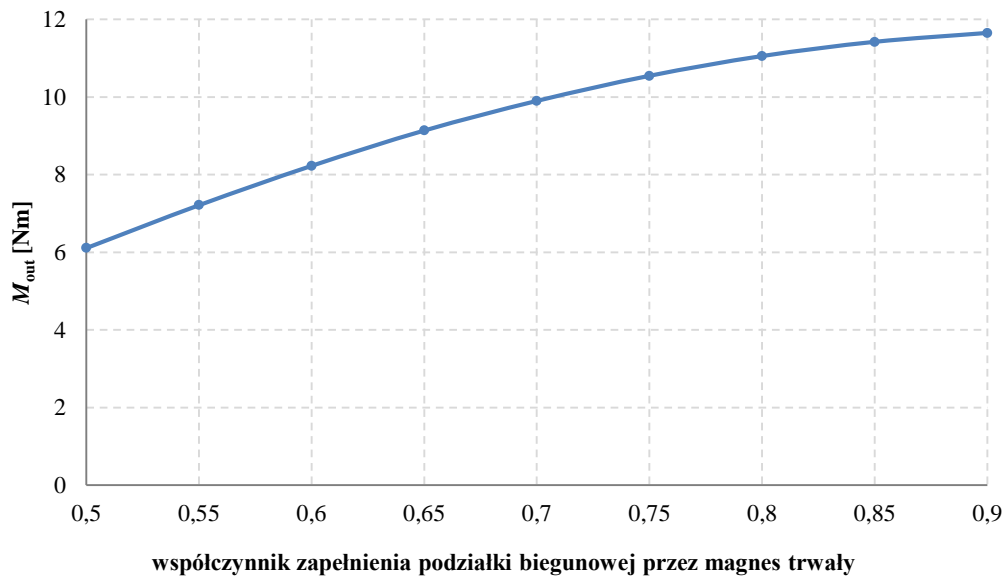
Zbadano wpływ zapełnienia podziałki biegunowej przez magnes trwały na moment obrotowy działający na tarczę wyjściową M_{out} , a wyniki tych badań przedstawiono na rysunkach 61 i 62.



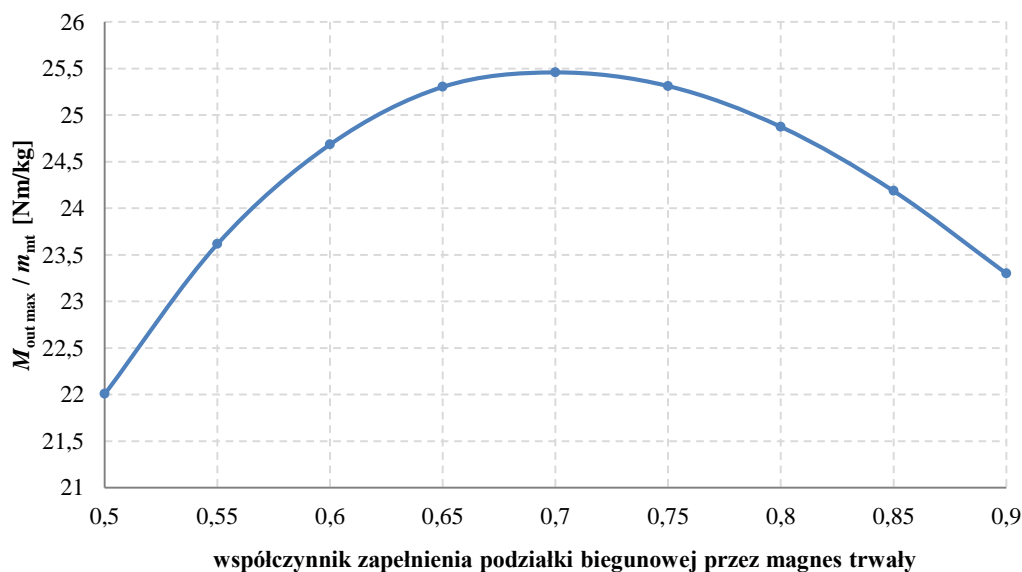
Rys. 60. Tarcza nieruchoma z magnesami o zmodyfikowanym kształcie, zapewniającym współczynnik wypełnienia podziałki biegunowej przez magnes równy: a) 0,5; b) 0,9



Rys. 61. Moment obrotowy działający na tarczę wyjściową M_{out} w funkcji kąta obciążenia wewnętrznego β_2 oraz współczynnika wypełnienia podziałki biegunowej przez magnes trwały przy symetrycznych szczelinach powietrznych $\delta_1=\delta_2=1$ mm, stałym kącie $\beta_1=30^\circ$ oraz stałej wysokości magnesów równej 5 mm



Rys. 62. Moment obrotowy działający na tarczę wyjściową M_{out} w funkcji współczynnika zapelnienia podziałki biegunowej przez magnes trwały dla kąta $\beta_2=90^\circ$ przy stałej wysokości magnesów równej 5 mm



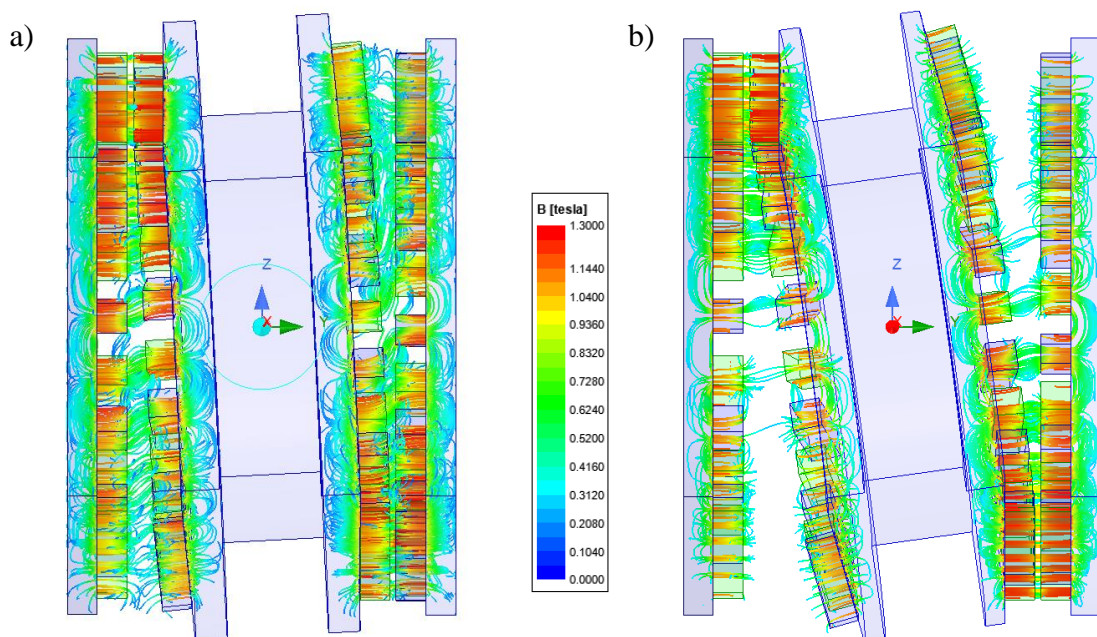
Rys. 63. Iloraz momentu M_{out} oraz masy zastosowanych magnesów trwałych m_{mt} w funkcji współczynnika zapelnienia podziałki biegunowej przez magnes trwały dla kąta $\beta_2=90^\circ$ przy stałej wysokości magnesów równej 5 mm

Analizując uzyskane wyniki, przedstawione na rysunkach 61 i 62, można stwierdzić, że wraz ze wzrostem zapelnienia podziałki biegunowej przez magnes rośnie wartość momentu M_{out} . Rośnie więc również gęstość momentu przenoszonego przez przekładnię. Nie jest to jednak zależność liniowa, podobnie jak w przypadku zmiany szerokości magnesów

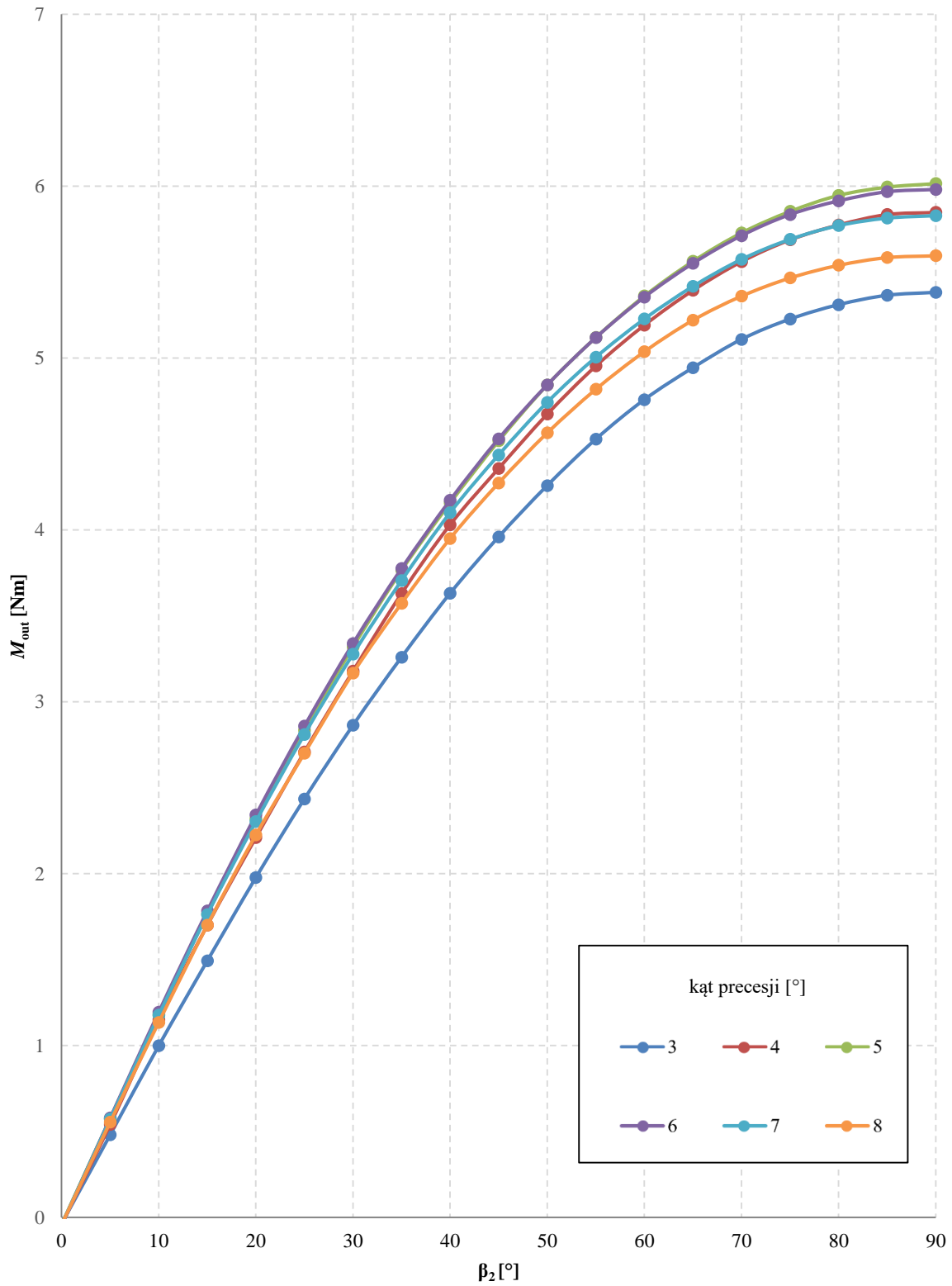
prostopadłościennych, opisanej w rozdziale 4.2.3. Należy zwrócić uwagę na fakt, że magnesy trwałe stanowią bardzo istotny składnik kosztu budowy całej przekładni. Sprawdzono zatem, dla jakiego współczynnika zapelnienia podziałki biegunowej współczynnik efektywności wykorzystania magnesów trwałych, rozumiany jako stosunek maksymalnego uzyskiwanego momentu do masy zastosowanych magnesów trwałych, jest najkorzystniejszy. Zależność ta została przedstawiona na rysunku 63. Należy więc rozważyć, czy nie opłaca się w niektórych zastosowaniach, zwiększyć odległości między magnesami kosztem uzyskania mniejszej gęstości przenoszonego momentu.

4.2.5. Badanie wpływu kąta precesji

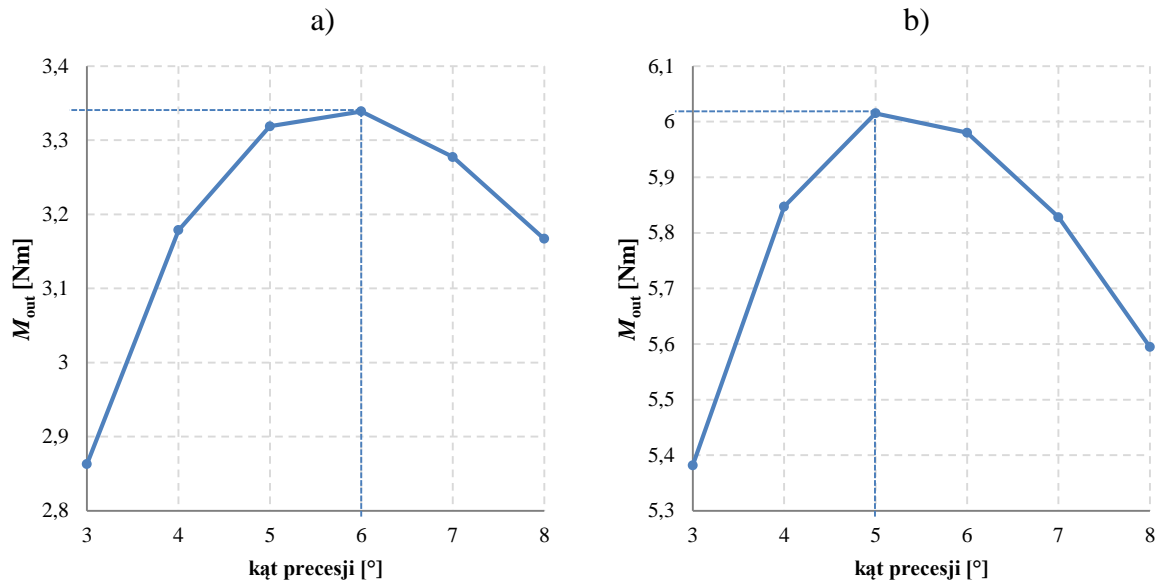
Kąt precesji, czyli kąt pomiędzy osią tarczy pośredniej a główną osią przekładni, również okazał się istotnym czynnikiem wpływającym na przenoszony przez przekładnię moment obrotowy. Na rysunkach 65 i 66 zaprezentowano zależność momentu działającego na tarczę wyjściową M_{out} od kąta precesji. Zbyt mały kąt precesji powoduje zmniejszanie długości szczeliny powietrznej pomiędzy magnesami nie biorącymi udziału w przenoszeniu momentu obrotowego, w związku z czym część z nich może generować moment obrotowy skierowany w przeciwną stronę do oczekiwanego. Natomiast zbyt duży kąt precesji powoduje, że zmniejsza się powierzchnia aktywna magnetycznie pomiędzy współpracującymi tarczami, co również wpływa negatywnie na wartość momentu.



Rys. 64. Rozkład strumienia magnetycznego przy kącie precesji równym: a) 3°, b) 6°



Rys. 65. Moment obrotowy działający na tarczę wyjściową M_{out} w funkcji kąta obciążenia wewnętrznego β_2 oraz kąta precesji przy symetrycznych szczelinach powietrznych $\delta_1 = \delta_2 = 1$ mm oraz stałym kącie $\beta_1 = 30^\circ$



Rys. 66. Moment obrotowy działający na tarczę wyjściową M_{out} w funkcji kąta precesji dla kąta obciążenia wewnętrznego β_2 : a) 30° , b) 90°

W badanym modelu przekładni o przełożeniu 1/144 i magnesach o wymiarach 5 x 5 x 15 [mm] maksymalne wartości momentu M_{out} uzyskano dla kąta precesji 5 oraz 6 stopni, w zależności od kąta obciążenia wewnętrznego β_2 . Analizując wykresy przedstawione na rysunku 66, można również zauważyć, że zmniejszanie kąta precesji względem wartości optymalnej wpływa na spadek momentu M_{out} w większym stopniu niż zwiększanie kąta precesji.

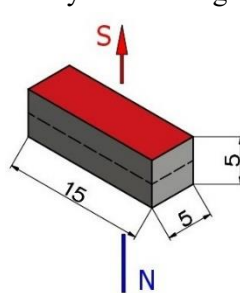
5. BADANIA EKSPERYMENTALNE PRZEKŁADNI

5.1. Opracowanie konstrukcji i budowa prototypu magnetycznej przekładni precesyjnej

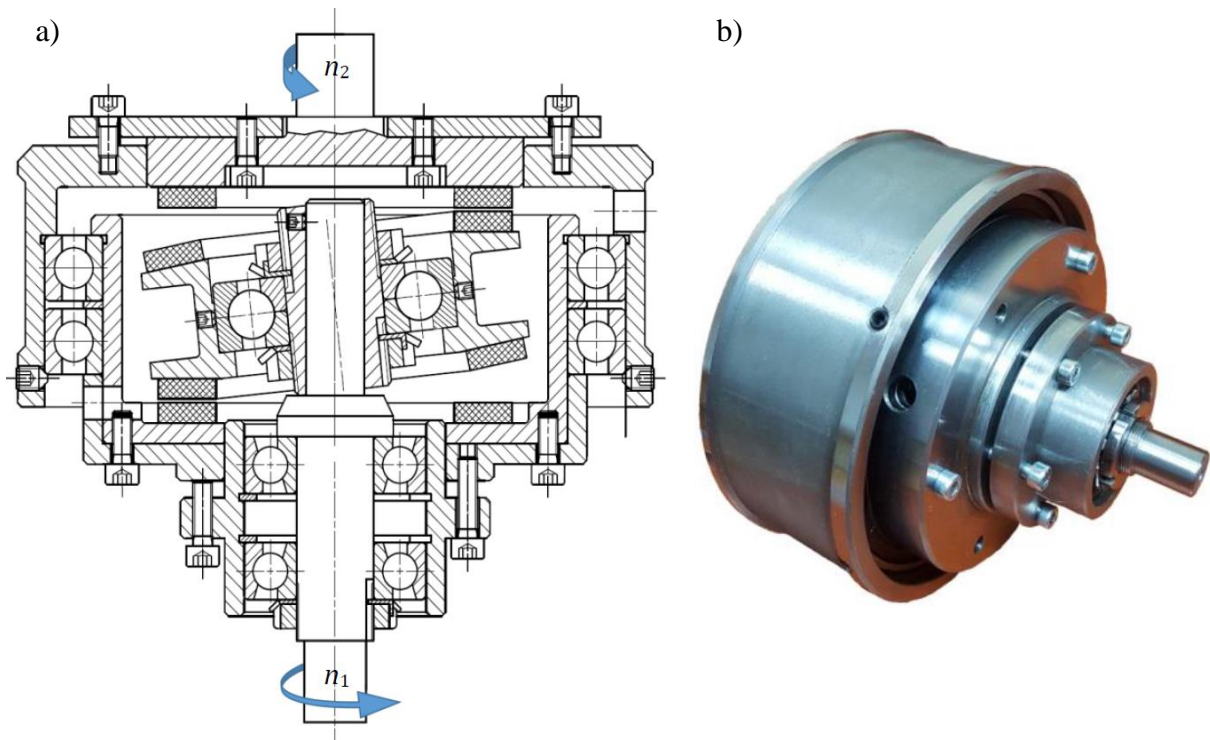
Prace konstrukcyjne nad prototypem magnetycznej przekładni precesyjnej rozpoczęto od określenia rodzaju magnesów, przełożenia kinematycznego przekładni oraz kąta precesji. Ze względu na wysoki koszt magnesów trwałych wykonywanych na zamówienie, dokonano przeglądu magnesów neodymowych o standardowych wymiarach dostępnych na rynku. Zdecydowano się na zastosowanie w prototypie 96 magnesów neodymowych typu N38 o wymiarach 15 x 5 x 5 [mm] i kierunku magnesowania wzdłuż wysokości. Pozwoliło to na uzyskanie przełożenia redukującego 144 przy wymiarach gabarytowych umożliwiających przenoszenie prototypu i jego montaż na stanowisku badawczym przez jedną osobę. Po wstępnej analizie wykonanej metodą elementów skończonych ustalono, że w celu uzyskania najwyższego przenieszonego przez przekładnię momentu obrotowego na wyjściu, kąt precesji powinien wynosić 6°.

Tabela 6

Parametry magnesów neodymowych zastosowanych w prototypie przekładni [108]

Parametr	Magnes neodymowy N38
Kierunek magnesowania i wymiary	Wzdłuż wysokości magnesu: 
Indukcja remanencji Br [T]	1,21 - 1,25
Koercja HcB [kA/m]	≥899
Koercja HcJ [kA/m]	≥955
Gęstość energii magnetycznej (BH)max [kJ/m ³]	≥286 - 302

Wymiary poszczególnych elementów przekładni wyliczono na bazie analizy geometrycznej, przedstawionej w rozdziale 3. Najważniejsze parametry prototypu badanej przekładni zestawiono w tabeli 7, a jej rysunek konstrukcyjny oraz zdjęcie przedstawiono na rysunku 67.



Rys. 67. Prototyp magnetycznej przekładni precesyjnej: a) rysunek konstrukcyjny, b) widok prototypu

Tabela 7

Parametry prototypu

Parametr	Wartość
Przełożenie kinematyczne	144
Kąt precesji	6°
Średnica zewnętrzna	164 mm
Wysokość (bez wałów)	125 mm
Typ magnesów	N38
Wymiary magnesów	15 x 5 x 5 [mm]
Liczba magnesów na poszczególnych tarczach	$N_1=22, N_2=24,$ $N_3=26, N_4=24$

Wał wejściowy podparty został na parze łożysk kulkowych skośnych typu 7204. Tarczę pośrednią osadzono na łożysku kulkowym skośnym 4-punktowym QJ305 z dzielonym pierścieniem wewnętrznym. Podczas montażu prototypu przekładni ważne było precyzyjne

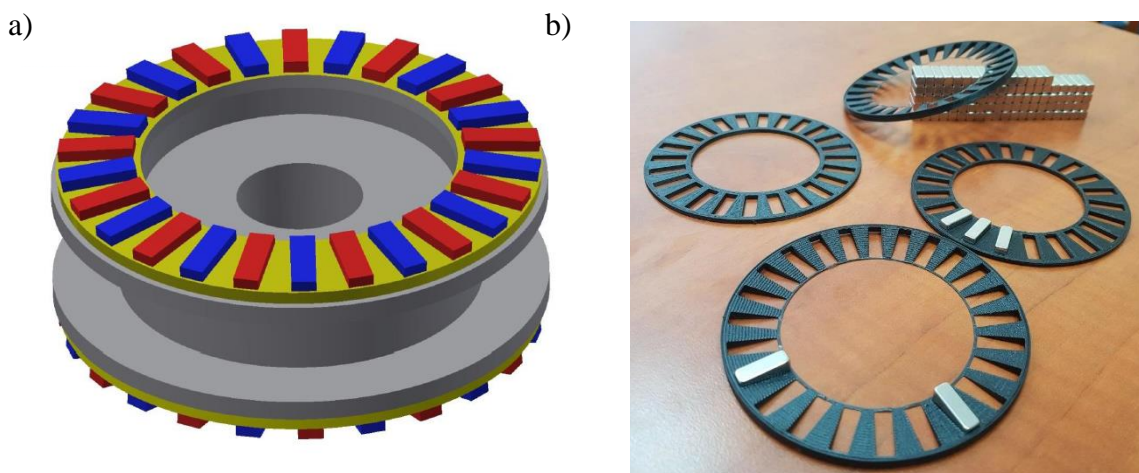
ustawienie luzu, szczególnie na tym łożysku. Zbyt mały luz generowałby duże opory ruchu, natomiast zbyt duży luz mógłby przekładać się na zmianę długości szczeliny powietrznej podczas pracy przekładni. Korpus przekładni wraz z tarczą i wałem wyjściowym zamocowano na dwóch łożyskach kulkowych prostych 61824. Podstawowe parametry zastosowanych w prototypie łożysk zestawiono w tabeli 8. W celu zminimalizowania strat związanych z tarcieniem tocznym występującym w łożyskach zdecydowano się na zakup wysokiej jakości łożysk renomowanych producentów: SKF oraz FAG.

Tabela 8

Parametry zastosowanych w prototypie łożysk [109]

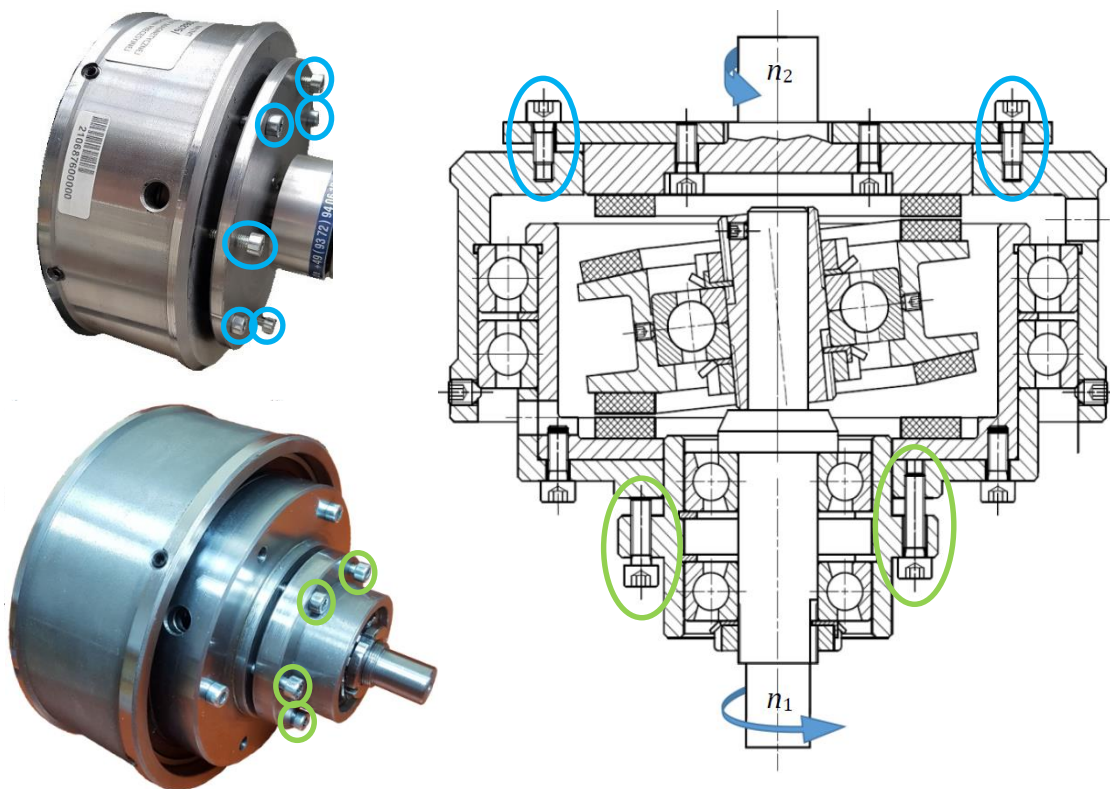
Typ łożyska	Wymiary główne			Nominalna nośność		Prędkość graniczna
	d [mm]	D [mm]	B [mm]	Dynamiczna [kN]	Statyczna [kN]	n_{max} [obr/min]
7204	20	47	14	14,3	8,15	19 000
QJ305	25	62	17	42,5	30	20 000
61824	120	150	16	29,1	28	5 300

Wszystkie elementy metalowe wykonano ze stali typu S235, która cechuje się dobrymi właściwościami magnetycznymi (dużą wartością indukcji nasycenia oraz dużą przenikalnością magnetyczną). Magnesy trwałe zostały przyklejone do tarcz dwuskładnikowym klejem epoksydowym DISTAL. Aby zapewnić prawidłowy rozkład magnesów na tarczach, zaprojektowano specjalne koszyki na magnesy, zaprezentowane na rysunku 68. Koszyki te zostały wykonane na drukarce 3D w technologii FDM z materiału ABS.



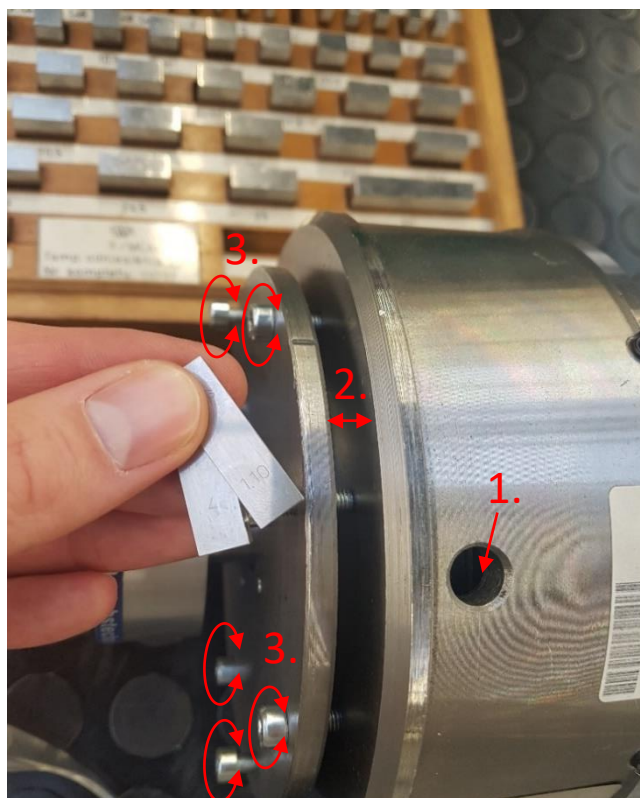
Rys. 68. Koszyki zapewniający właściwe rozmieszczenie magnesów: a) projekt CAD, b) zdjęcie

Prototypową przekładnię zaprojektowano tak, aby zapewnić możliwość zmiany długości obu szczelin powietrznych, tj. szczeliny pomiędzy tarczą nieruchomą i pośrednią oraz niezależnie pomiędzy tarczą pośrednią i wyjściową. W korpusie przekładni wykonano również specjalne otwory, które umożliwiają pomiar długości szczelin powietrznych i obserwację ruchu precesyjnego tarczy pośredniej przekładni. Na rysunku 69 zaznaczone zostały śruby z łbem walcowym z gniazdem sześciokątnym służące do regulacji długości szczelin pomiędzy magnesami znajdującymi się na współpracujących tarczach. Śruby oznaczone na zielono służą do przesuwania węzła łożyskowego, w którym osadzony jest wał wejściowy. Na nim zamocowana jest tarcza pośrednia. Przesunięcie tarczy pośredniej wpływa zarówno na długość szczeliny powietrznej pomiędzy tarczą nieruchomą a pośrednią, jak i na długość szczeliny powietrznej pomiędzy tarczą pośrednią a wyjściową. Śruby oznaczone na niebiesko służą do przesuwania wyłącznie tarczy wyjściowej, co wpływa na długość szczeliny powietrznej pomiędzy tarczą pośrednią a wyjściową.



Rys. 69. Rozmieszczenie śrub do regulacji długości szczeliny powietrznej

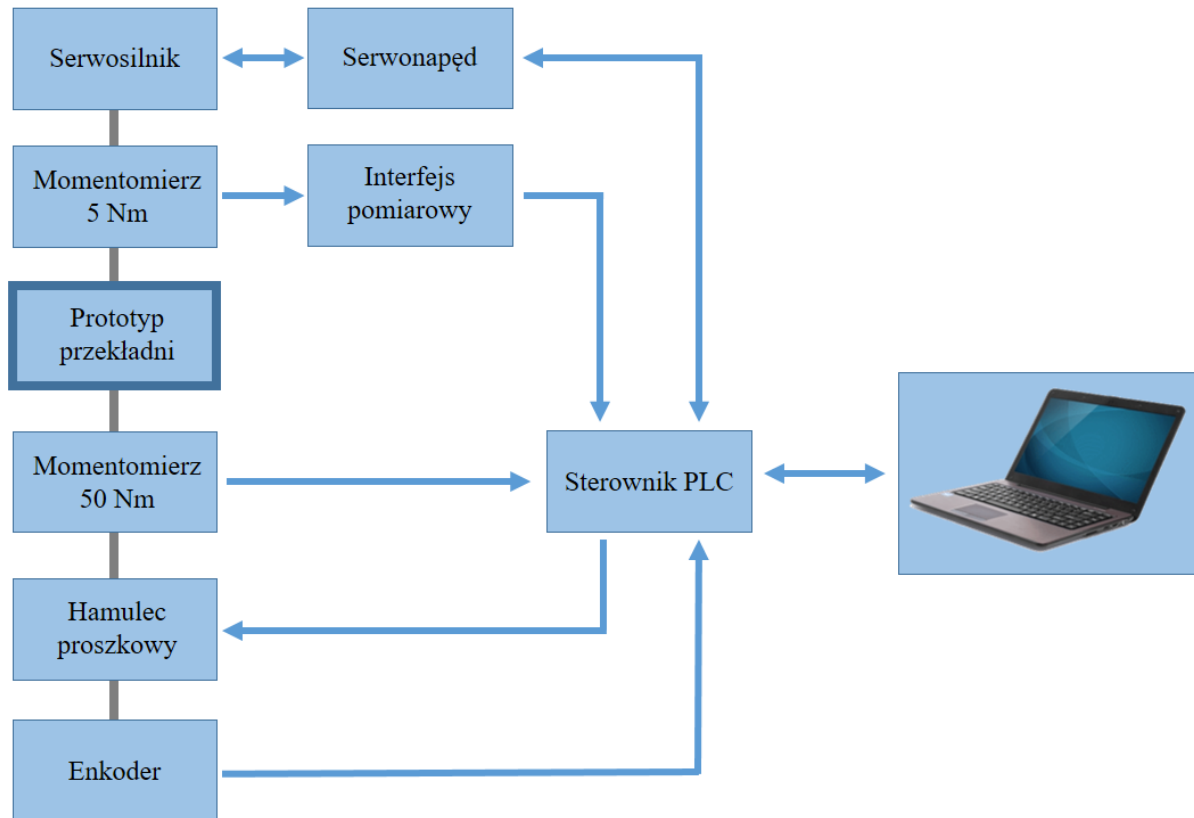
Regulacji długości szczelin powietrznych można dokonać za pomocą aluminiowego szczelinomierza o grubości 1 mm, zestawu płytek wzorcowych oraz kluczy imbusowych. Sposób regulacji został przedstawiony na rysunku 70. W pierwszej kolejności ustawiana musi być szczelina pomiędzy tarczą nieruchomą a pośrednią. W tym celu wsuwa się, przez okrągłe okienko podglądu, aluminiowy szczelinomierz o grubości 1 mm pomiędzy znajdujące się najbliżej siebie magnesy na tarczy nieruchomej oraz pośredniej, po czym przesuwa się tarczę pośrednią za pomocą śrub regulacyjnych, aż do momentu uzyskania styku magnesów ze szczelinomierzem. Następnie zostaje sprawdzona szerokość szczeliny pomiędzy obudową wężła łożyskowego wału wejściowego a korpusem przekładni za pomocą płytek wzorcowych. Zmierzona w ten sposób wartość referencyjna odpowiada zatem długości szczeliny powietrznej pomiędzy magnesami na wejściu równej 1 mm. Po doborze odpowiednich płytek wzorcowych możliwe jest ustawienie dowolnej szczeliny za pomocą śrub regulacyjnych. Kolejny krok to ustawienie szczeliny na wyjściu przekładni. Odbywa się ono analogicznie do ustawiania szczeliny na wejściu, z tym że elementem przesuwanym jest sama tarcza wyjściowa.



Rys. 70. Sposób regulacji długości szczeliny powietrznej pomiędzy tarczą pośrednią a wyjściową

5.2. Konstrukcja i budowa stanowiska badawczego

W celu przeprowadzenia badań doświadczalnych prototypu magnetycznej przekładni precesyjnej zbudowano stanowisko badawcze, przedstawione schematycznie na rysunku 71.



Rys. 71. Schemat stanowiska badawczego

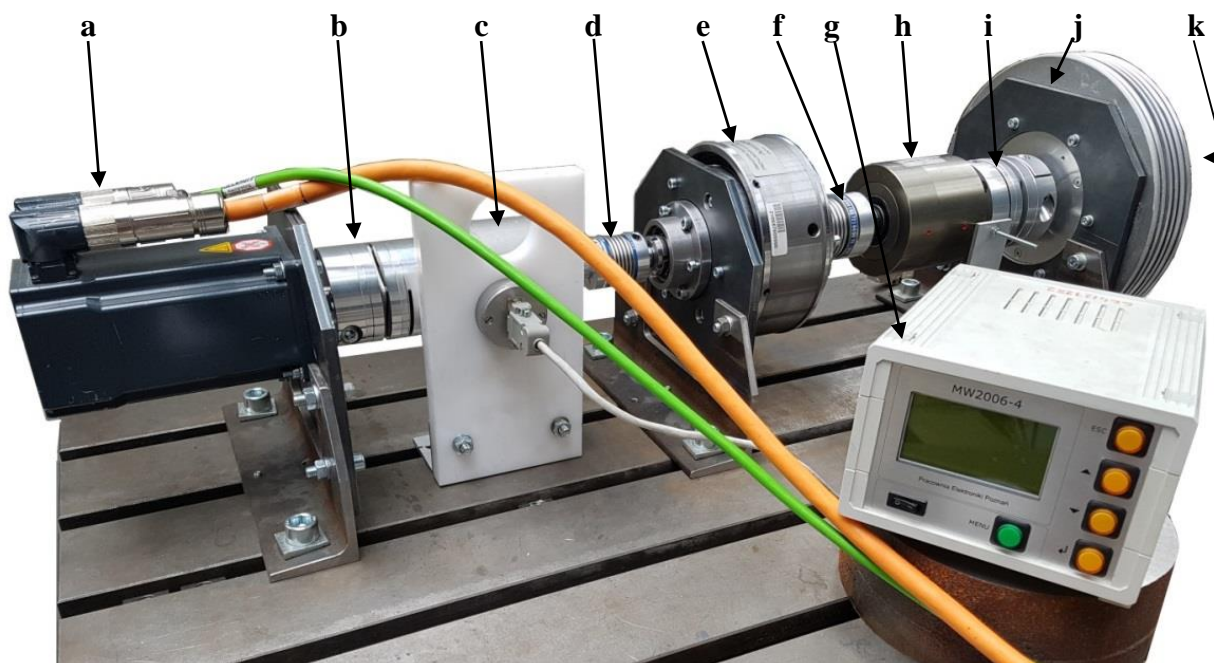
Do zadawania prędkości obrotowej wału wejściowego przekładni służy serwonapęd, składający się z serwosilnika BECKHOFF AM8042-wFyz oraz modułu sterującego BECKHOFF AX5206. Do obciążania wału wyjściowego zastosowano hamulec proszkowy EMA-ELFA P35HR, którego prąd płynnie reguluje się w pełnym zakresie (0 – 1 A) za pomocą modułu EL7332 sterownika PLC Beckhoff CX9020. Stanowisko umożliwia również pomiar momentu obrotowego na wejściu i wyjściu przekładni. Moment obrotowy na wejściu mierzy momentomierz SENSOR-AT Mt5Nm, podłączony do analogowego miernika wielokanałowego MW-2006, z którego sygnał podawany jest na kartę wejść analogowych EL3164 sterownika PLC. Moment obrotowy na wyjściu mierzy momentomierz KTR Dataflex 22/50, podłączony bezpośrednio do karty wejść analogowych EL3164 sterownika PLC. Do pomiaru położenia wału wyjściowego służy enkoder inkrementalny LIKA CK59, podłączony do karty enkoderowej EL5001 sterownika PLC.

Parametry użytkowe elementów stanowiska badawczego zestawiono w tabeli 9.

Tabela 9

Parametry użytkowe stanowiska do badań doświadczalnych prototypu przekładni [110]–[113]

Element stanowiska	Parametr	Wartość
Serwosilnik BECKHOFF AM8042	Maksymalna prędkość obrotowa	5 000 obr/min
	Moment nominalny	3,7 Nm
Momentomierz SENSOR-AT Mt5	Zakres mierzonego momentu	-5 .. +5 Nm
Momentomierz KTR Dataflex 22/50	Zakres mierzonego momentu	-50 .. +50 Nm
Hamulec EMA-ELFA P35HR	Moment nominalny	35 Nm
	Moment resztkowy	0,25 Nm
	Maksymalna rozpraszana moc	280 W
Enkoder LIKA CK59	Maksymalna częstotliwość próbkowania	10 000 imp/obr
	Maksymalna prędkość obrotowa	6 000 obr/min



Rys. 72. Widok stanowiska badawczego: a – serwosilnik, b – sprzęgło płytkowe, c – momentomierz 5 Nm, d – sprzęgło mieszkowe, e – prototyp przekładni, f – sprzęgło mieszkowe, g – analogowy miernik wielokanałowy, h – momentomierz 50 Nm, i – sprzęgło płytkowe, j – hamulec proszkowy, k – enkoder

Na rysunku 72 przedstawiono widok stanowiska badawczego. Konstrukcja nośna stanowiska wykonana jest z elementów stalowych. Poszczególne elementy konstrukcji nośnej stanowiska są pozycjonowane względem rowków teowych stołu żeliwnego przy użyciu dedykowanych kamieni, które ułatwiają ustawianie współosiowości wałów silnika, przekładni i hamulca. Dodatkowo ewentualne błędy współosiowości kolejnych elementów stanowiska są kompensowane przez zastosowane sprzęgła mieszkowe i płytkowe, które charakteryzują się dużą sztywnością skrętną, ale zachowują podatność w kierunku promieniowym.

5.3. Metodyka i program badań

Stanowisko badawcze pozwala na zadawanie prędkości obrotowej wału wejściowego oraz momentu obciążenia na wale wyjściowym przekładni, a także na pomiar prędkości rzeczywistych i momentów obrotowych na obydwu wałach. Dzięki tym pomiarom możliwe jest zbadanie prototypu dwustopniowej magnetycznej przekładni precesyjnej i weryfikacja poprawności opracowanego modelu numerycznego, opisanego w rozdziale 4, a także eksperymentalne określenie następujących parametrów użytkowych:

- maksymalnego momentu obciążenia przenoszonego przez przekładnię,
- sprawności przekładni,
- równomierności przenoszenia momentu,

przy zmianie następujących parametrów:

- zadanej prędkości obrotowej na wejściu,
- zadanego momentu obciążenia,
- ustawionej długości szczelin powietrznych pomiędzy magnesami.

Badanie prototypu przekładni przeprowadzono według następującej procedury:

- a) nastawienie długości szczeliny powietrznej od strony wejścia przekładni,
- b) nastawienie długości szczeliny powietrznej od strony wyjścia przekładni,
- c) ustawienie w dedykowanym do obsługi stanowiska programie zadanych parametrów:
 - prędkości obrotowej silnika,
 - momentu obciążenia na hamulcu,
- d) załączenie napędu na 30 sekund,
- e) po upływie 5-10 sekund załączenie rejestracji wartości położeń kątowych, prędkości oraz momentów na wałach przekładni,
- f) automatyczne zakończenie rejestracji pomiarów po 15 sekundach,

- g) wyłączenie napędu i zapis zarejestrowanych wyników pomiarów,
- h) wykonanie czynności d-h łącznie trzykrotnie w tych samych warunkach,
- i) analiza wyników badań.

Wyniki badań, przedstawione w niniejszej pracy, pozwoliły na porównanie nowej bezstykowej przekładni z konstrukcjami opisanymi w literaturze i dostępnymi na rynku, co pozwoliło na określenie jej potencjału wdrożeniowego.

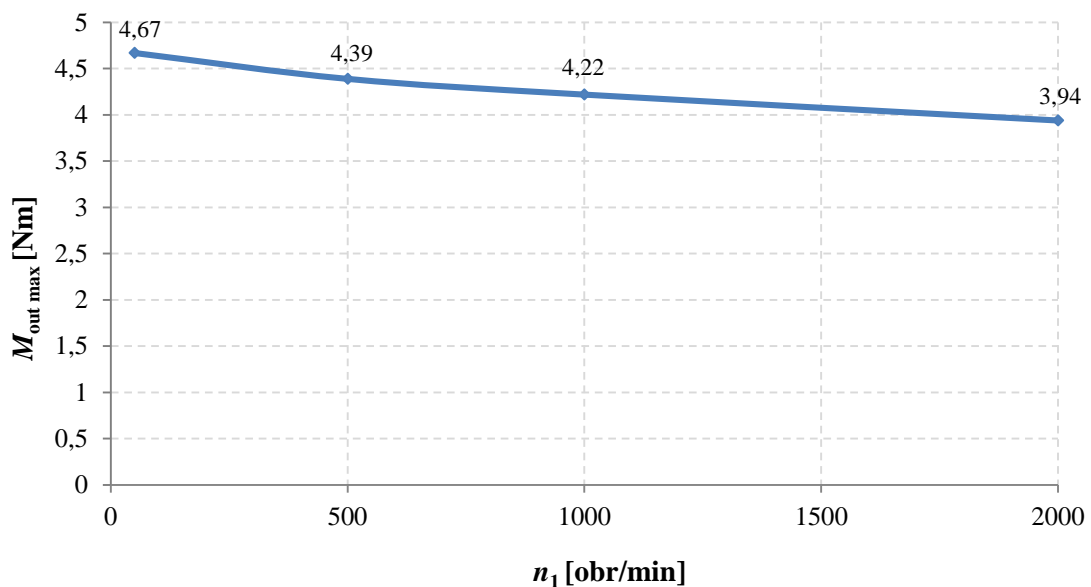
5.4. Wyniki badań doświadczalnych

W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki badań doświadczalnych prototypu dwustopniowej magnetycznej przekładni precesyjnej o przełożeniu redukującym 144. Wyniki przedstawione w rozdziale 5.4.1. pozwalają na określenie wpływu prędkości obrotowej i długości szczelin powietrznych na maksymalny moment obciążający, który przekładnia jest w stanie przenieść. Na tej podstawie możliwe było określenie gęstości przenoszonego momentu, czyli jednego z najistotniejszych parametrów przekładni magnetycznych. W kolejnym rozdziale (5.4.2) przedstawiono wyniki badań, pozwalających na określenie zależności sprawności przekładni od prędkości obrotowej, obciążenia oraz długości szczelin powietrznych. Rozdział 5.4.3. poświęcony został analizie równomierności przenoszenia momentu przez przekładnię. W ostatnim rozdziale (5.4.4) przedstawiono sposób eksperymentalnej weryfikacji poprawności modelu numerycznego, opisanego w rozdziale 4.

5.4.1. Badania maksymalnego obciążenia przenoszonego przez przekładnię

Charakterystycznym parametrem przekładni magnetycznych jest maksymalny moment obrotowy, jaki są one w stanie przenieść. Po obciążeniu wału wyjściowego przekładni momentem większym od maksymalnego, kąt obciążenia wewnętrznego przekracza wartość 90 stopni i przekładnia przestaje pracować z założonym przełożeniem lub nawet wał wyjściowy zatrzymuje się. Cecha ta może być traktowana jako zaleta tego typu konstrukcji, stanowiąc naturalne zabezpieczenie przed przeciążeniem układu napędowego. Jednak konstruując przekładnię, należy również zwracać uwagę na inny parametr – gęstość przenoszonego momentu, czyli stosunek momentu maksymalnego, jaki przekładnia jest w stanie przenieść, do całkowitej zewnętrznej objętości przekładni. Obwód magnetyczny przekładni powinien być zbudowany w taki sposób, żeby pozwalał na uzyskanie jak największej gęstości przenoszonego momentu obrotowego, ponieważ dzięki temu mniejsze i lżejsze przekładnie mogą zastępować te duże i ciężkie.

W pierwszej kolejności zbadano zależność maksymalnego momentu obciążenia przeniesionego przez badaną przekładnię przy różnych wartościach prędkości obrotowej wału wejściowego. Długości szczelin powietrznych ustawiono symetrycznie na 1 mm. Uzyskaną charakterystykę przedstawiono na rysunku 73. Analizując ten wykres, można zauważyć, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej maleje wartość momentu, przy którym przekładnia gubi synchronizację. Takie zachowanie magnetycznej przekładni precesyjnej można wytłumaczyć wpływem strat wiropądowych indukowanych w rdzeniach stalowych i magnesach trwałych [10], [114], [115] oraz rezonansów magneto-mechanicznych występujących w badanej przekładni [116], [117].



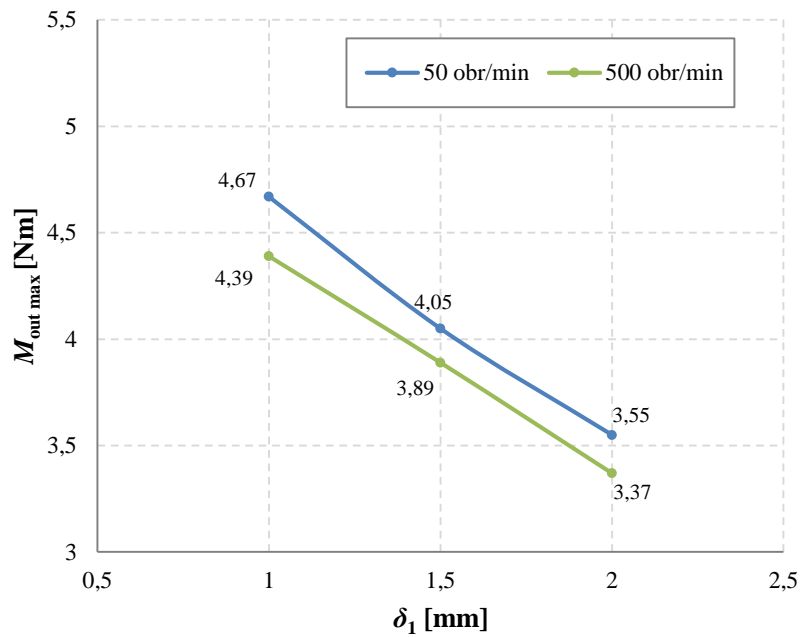
Rys. 73. Zależność maksymalnego momentu obciążenia przeniesionego przez badaną przekładnię

$M_{out\ max}$ od prędkości obrotowej wału wejściowego n_1

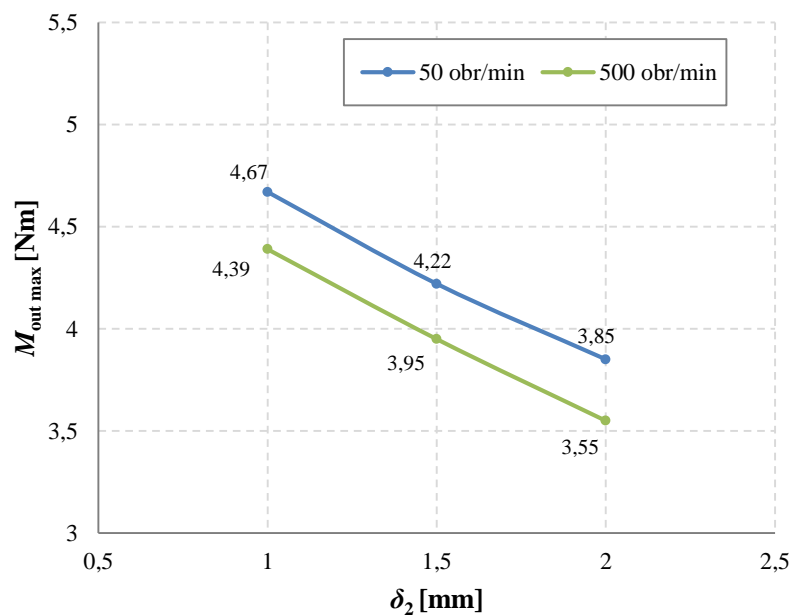
dla długości szczelin powietrznych równych $\delta_1 = \delta_2 = 1$ mm

Maksymalny moment obciążenia, który może być przenoszony przez przekładnię, zależy również od długości szczelin powietrznych δ_1 oraz δ_2 . Przy zwiększaniu długości szczelin powietrznych maleje wartość maksymalnego przeniesionego przez przekładnię momentu obrotowego ze względu na zmniejszającą się siłę oddziaływania magnetycznego. Charakterystyka maksymalnego momentu obciążającego wyznaczonego w zależności od długości szczelin powietrznych dla dwóch prędkości obrotowych wału wejściowego przedstawiona została na rysunku 74.

a)



b)



Rys. 74. Zależność maksymalnego wyjściowego momentu obrotowego od długości szczelin powietrznych δ_1 i δ_2 dla: a) $\delta_2 = \text{const} = 1$ mm, b) $\delta_1 = \text{const} = 1$ mm

Prototyp przekładni ma objętość $1,7 \text{ dm}^3$, a maksymalny moment obciążenia, jaki przekładnia przeniosła, z założonym przełożeniem, podczas badań eksperymentalnych wyniósł

4,67 Nm. Zatem gęstość przenoszonego momentu obecnej konstrukcji dwustopniowej magnetycznej przekładni precesyjnej wynosi:

$$\rho_c = \frac{M_{\max}}{V_c} = \frac{4,67 \text{ Nm}}{1,7 \text{ dm}^3} \cong 2,75 \frac{\text{Nm}}{\text{dm}^3}. \quad (61)$$

Jest to wartość porównywalna z gęstością przenoszonego momentu znanych konstrukcji magnetycznych przekładni stożkowej oraz ślimakowej, czyli stosunkowo mała. Na uwagę zasługuje jednak bardzo duże przełożenie magnetycznej przekładni precesyjnej, nieosiągalne dla innych typów przekładni magnetycznych. Należy również zauważyć, że w prototypie zastosowano magnesy o standardowym kształcie i wymiarach. Bazując na wynikach badań MES, omówionych w rozdziale 4, można przypuszczać, że zwiększenie wypełnienia podziałki biegunowej magnezem, poprzez zastosowanie magnesów o zoptymalizowanym kształcie, wykonywanych na zamówienie, może poprawić ten wynik nawet dwukrotnie.

Maksymalny moment przenoszony przez przekładnię ma również bezpośrednio przełożenie na maksymalną sprawność magnetycznej przekładni precesyjnej, co jest szerzej omówione w rozdziale 5.4.2.

5.4.2. Badanie sprawności przekładni

Całkowita sprawność przekładni zależy od wielu czynników. Na podstawie szczegółowych studiów literaturowych [10], [114], [115], [118], [119] można stwierdzić, że w przypadku omawianej magnetycznej przekładni precesyjnej najważniejszymi czynnikami wpływającymi na jej sprawność są:

- straty mocy w łożyskach wału wejściowego,
- straty mocy w łożyskach tarczy pośredniej,
- straty mocy w łożyskach wału wyjściowego,
- straty związane z powstawaniem prądów wirowych w magnesach trwałych,
- straty związane z powstawaniem prądów wirowych w rdzeniach magnetycznych.

W literaturze można znaleźć metody teoretycznego wyznaczania strat mocy w łożyskach [109], [120]. Aby wyznaczyć całkowity moment tarcia w łożysku tocznym, należy wziąć pod uwagę następujące źródła tarcia:

- momenty tarcia ślizgowego i tocznego oraz ich wpływ na jakość smarowania,
- moment tarcia w uszczelnieniach,
- moment tarcia wynikającego z oporów ruchu w środowisku olejowym, rozbryzgów, itp.

Wzory służące do wyznaczania powyższych momentów tarcia prowadzą do dość złożonych obliczeń. Żeby otrzymać poprawne wyniki, spełnionych zostać musi wiele założeń dotyczących warunków pracy łożyskowania, takich jak: zapewnienie właściwego luzu roboczego, stała prędkość obrotowa, czy też obciążenia równe lub większe niż zalecane obciążenie minimalne oraz stałe co do wartości i kierunku.

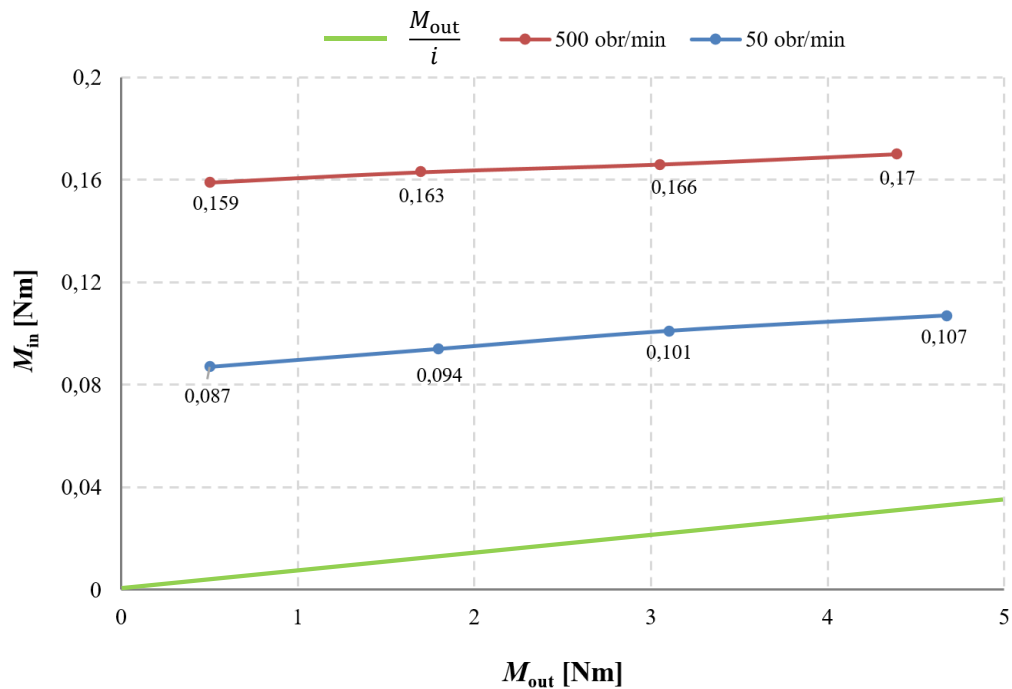
W literaturze znaleźć można również publikacje dotyczące modelowania strat związanych z powstawaniem prądów wirowych w elementach przewodzących [114], [118], [119], [121], [122]. Straty te zależą m.in. od częstotliwości zmian pola magnetycznego, rezystywności materiału, jak również wymiarów elementu. Straty wiropądowe można ograniczyć, stosując np. segmentację magnesów lub wykonanie rdzenia z materiału magnetycznie miękkiego.

Wartość sprawności mechanicznej przekładni jest w rzeczywistości bardzo trudna do dokładnego wyznaczenia teoretycznie, bez wykonania badań doświadczalnych. Dlatego mierzono moment obrotowy na wale wejściowym i wyjściowym przekładni przy różnych wartościach obciążenia, prędkości obrotowej i długościach szczelin powietrznych. Poniżej przedstawiono wzór zastosowany do wyliczenia sprawności na podstawie pomiarów:

$$\eta = \frac{\overline{M_{out}}}{i \cdot \overline{M_{in}}} \cdot 100\%, \quad (62)$$

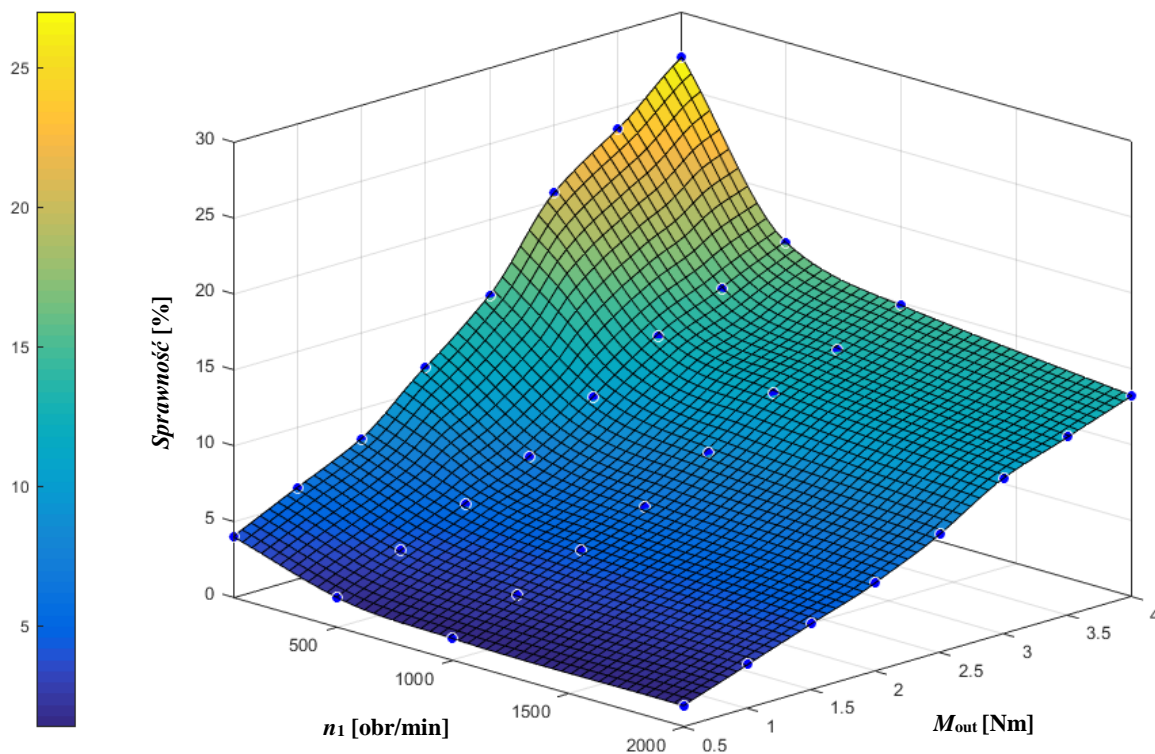
gdzie: $\overline{M_{in}}$ to średni moment na wale wejściowym przekładni [Nm], $\overline{M_{out}}$ – średni moment na wale wyjściowym przekładni [Nm], a i – przełożenie kinematyczne przekładni, które w badanym prototypie wynosi 144.

Na rysunku 75 przedstawiono wykres zależności momentu wejściowego od obciążenia. Badania zostały przeprowadzone dla prędkości 50 i 500 obr/min. Zakładając, że w układzie nie występują żadne straty i sprawność magnetycznej przekładni precesyjnej jest równa 100%, moment wejściowy powinien zależeć tylko od obciążenia oraz przełożenia przekładni i . W badanej konstrukcji powinien on być 144 razy mniejszy od momentu obciążenia, np. dla momentu obciążenia równego 3 Nm moment wejściowy powinien wynosić 0,021 Nm. Ze względu na straty w łożyskach i straty wiropądowe zmierzone wartości momentu wejściowego są znacznie większe niż dla przypadku idealnego.



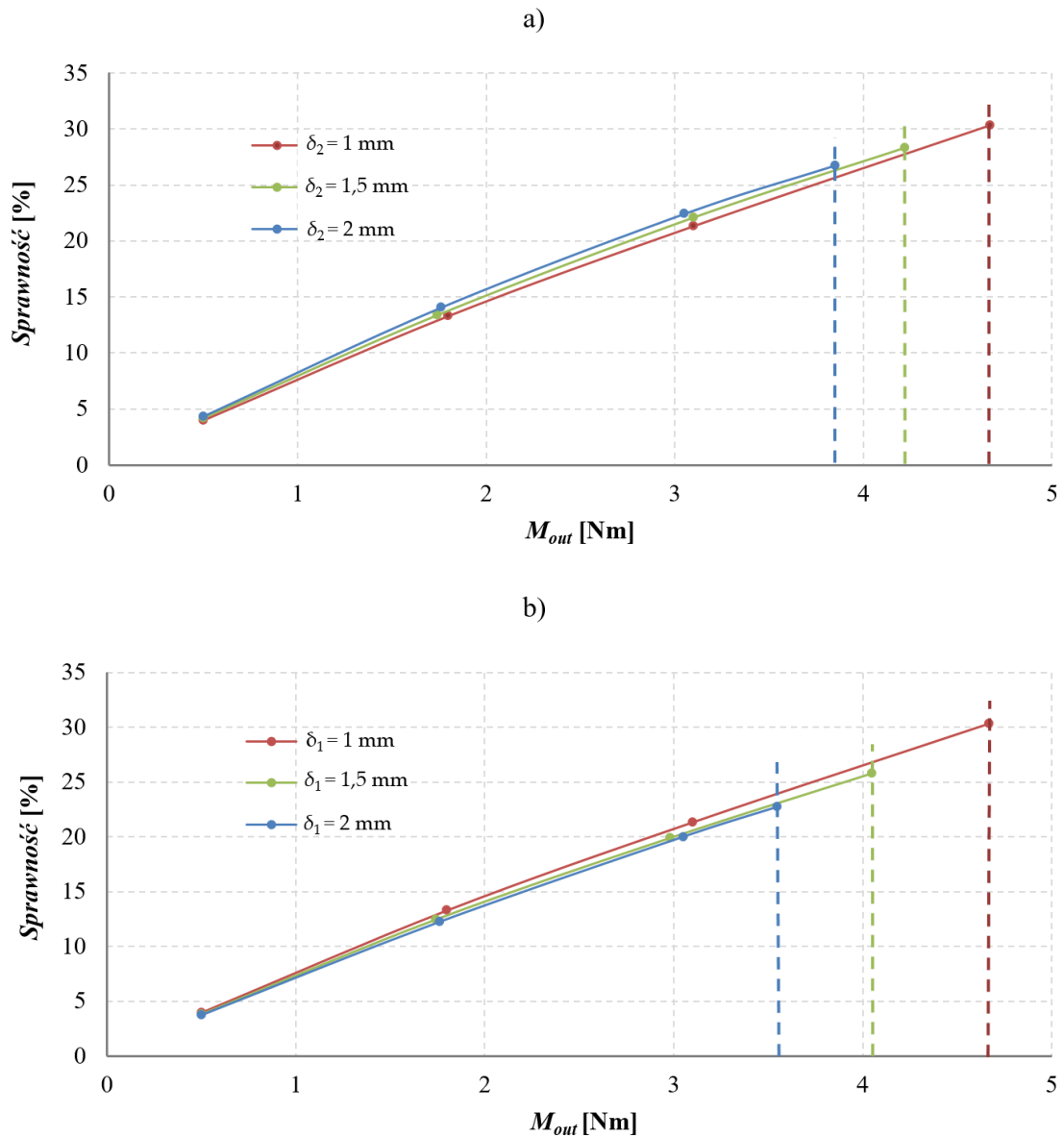
Rys. 75. Zależność momentu wejściowego od obciążenia dla długości szczelin powietrznych równych $\delta_1 = \delta_2 = 1$ mm

Gdy prędkość obrotowa jest niska, straty w układzie generowane są głównie przez łożyska, natomiast wraz ze wzrostem prędkości obrotowej udział strat wiropędowych staje się coraz bardziej istotny, co przekłada się na wzrost momentu wejściowego przekładni, a to z kolei na pogorszenie sprawności. Natomiast wzrost momentu obciążenia prowadzi do wzrostu kąta obciążenia wewnętrznego pomiędzy elementami ruchomymi (opisanego w rozdziale 4), a w konsekwencji do wzrostu momentu magnetycznego, co wpływa na wzrost sprawności przekładni. Dla zobrazowania zależności sprawności od prędkości obrotowej i wartości momentu obciążającego przygotowano wykres powierzchniowy, przedstawiony na rysunku 76.



Rys. 76. Zależność sprawności od momentu obciążenia i prędkości obrotowej wału wejściowego dla długości szczelin powietrznych równych $\delta_1 = \delta_2 = 1$ mm

Następnym krokiem była analiza wpływu długości szczelin powietrznych δ_1 oraz δ_2 na sprawność magnetycznej przekładni precesyjnej. Wykres zależności sprawności przekładni od momentu obciążenia przy prędkości obrotowej wału wejściowego równej 50 obr/min i przy różnych wartościach długości szczelin powietrznych przedstawiono na rysunku 77. Pionowe linie przerywane na wykresach wskazują maksymalny moment obciążający, który przekładnia jest w stanie przenieść z założonym przełożeniem. Można zauważyć, że długości szczelin powietrznych mają marginalny wpływ na nachylenie charakterystyki sprawności, natomiast w wyniku zmiany długości szczelin δ_1 oraz δ_2 maksymalna wartość sprawności ulega znacznej zmianie. Wraz ze zwiększaniem długości szczelin maleją siły oddziaływania pomiędzy magnesami, co przekłada się na spadek maksymalnego momentu obciążenia przenoszonego przez przekładnię i w konsekwencji powoduje spadek maksymalnej sprawności.



Rys. 77. Zależność sprawności od momentu obciążenia przy prędkości obrotowej wału wejściowego równej 50 obr/min oraz: a) stałej wartości δ_1 i zmiennej wartości δ_2 ,
b) stałej wartości δ_2 i zmiennej wartości δ_1

Obecna konstrukcja przekładni pozwala na uzyskanie maksymalnej sprawności wynoszącej ok. 30%, co jest wartością porównywalną ze sprawnością mechanicznej przekładni precesyjnej z uzębieniami czołowymi [6]. Należy jednak zaznaczyć, że dalsze badania nad optymalizacją konstrukcji i obwodu magnetycznego przekładni powinny pozwolić na uzyskanie znacznie wyższej sprawności.

5.4.3. Badanie równomierności przenoszenia momentu

Cechą charakterystyczną, a zarazem wadą przekładni magnetycznych, jest sinusoidalna charakterystyka przenieszonego momentu obrotowego, zwłaszcza przy niskich prędkościach obrotowych [50], [123]. Równomierność przenoszenia momentu przez magnetyczną dwustopniową przekładnię precesyjną zbadano dla różnych wartości prędkości obrotowych i obciążeń.

Dla każdego zarejestrowanego pomiaru wyliczono wartość średnią momentu obrotowego na wale wejściowym i wyjściowym, a także odchylenie standardowe. Na tej podstawie wyznaczono współczynnik zmienności momentu wyrażony zależnością:

$$\text{CoV}(M_i) = \frac{s_{M_i}}{\bar{M}_i} \cdot 100\%, \quad (63)$$

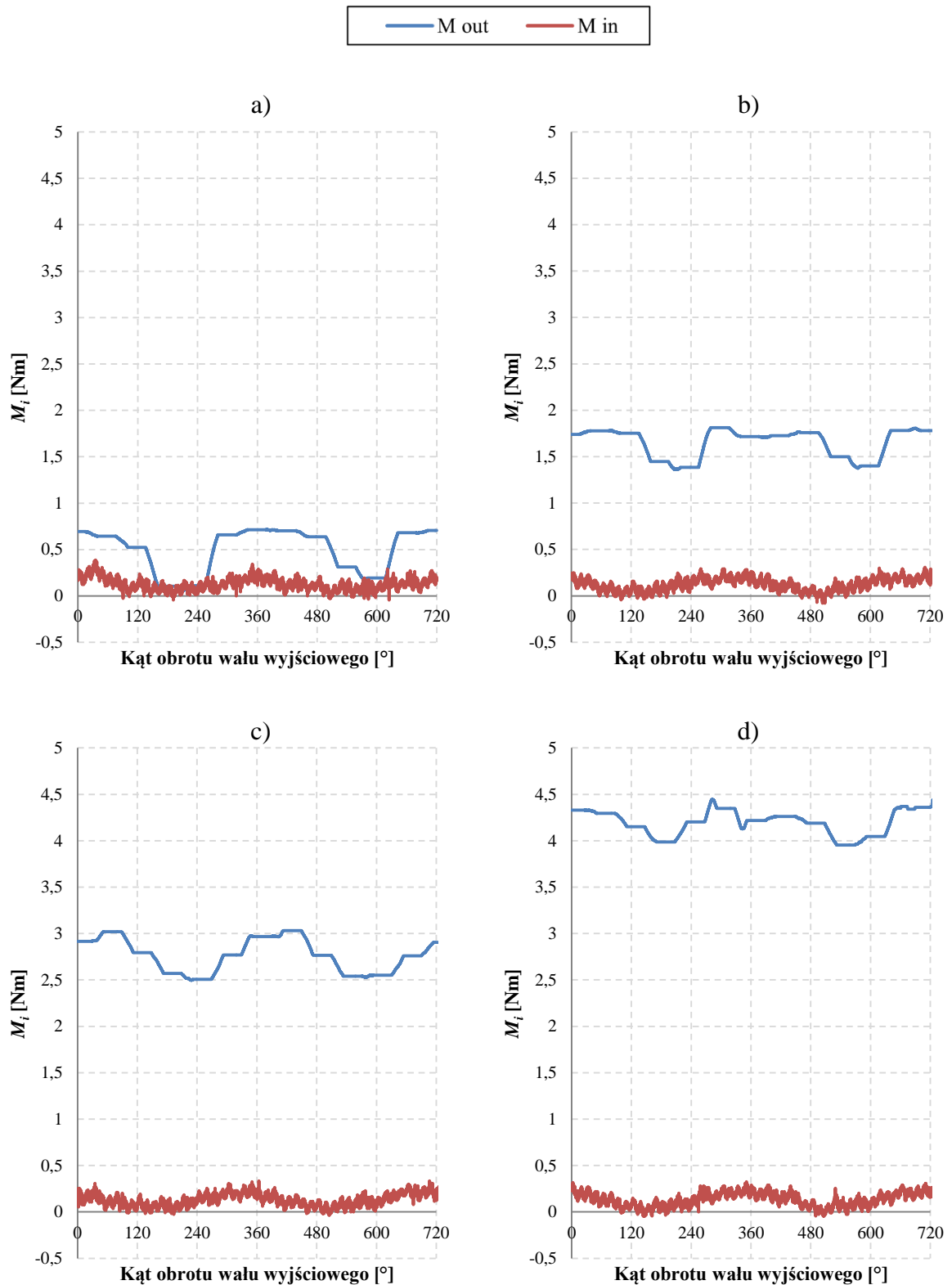
gdzie: s_{M_i} to odchylenie standardowe momentu M_i , a \bar{M}_i – średni moment M_i .

Na rysunku 78 przedstawiono przykładowe przebiegi momentu na wale wejściowym i wyjściowym prototypu przekładni przy prędkości wału wejściowego równej 10 obr/min oraz czterech różnych wartościach obciążenia. Dokonano analizy statystycznej rezultatów pomiarów, a wyniki tej analizy zestawiono w tabeli 10 oraz na rysunkach 80 i 81.

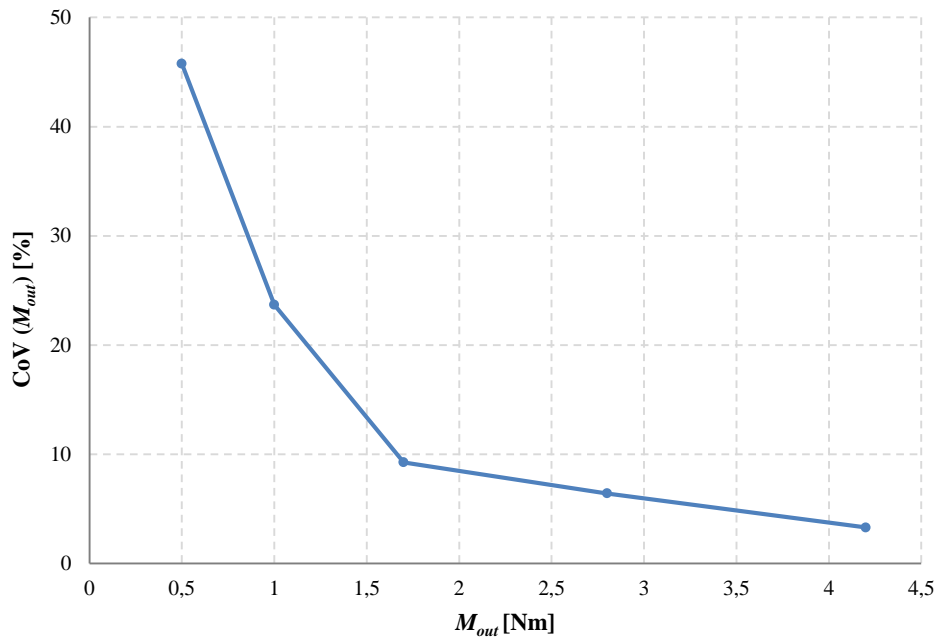
Tabela 10

Analiza statystyczna wyników pomiarów momentów na wale wejściowym i wyjściowym przy prędkości $n_1 = 10$ obr/min oraz symetrycznych szczelinach powietrznych $\delta_1 = \delta_2 = 1$ mm

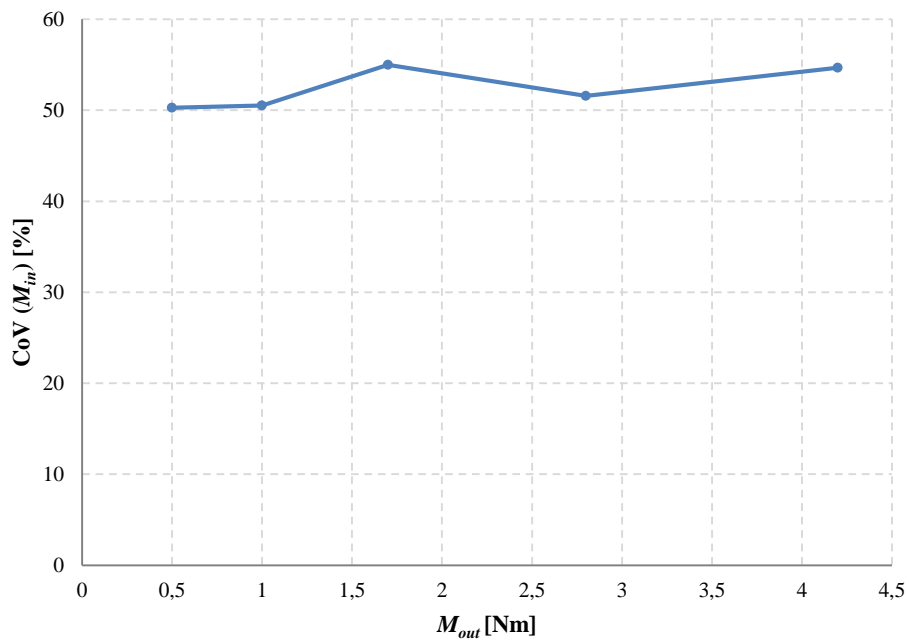
oznaczenie wykresu na rys. 64	n_1 [obr/min]	obciążenie [Nm]	M_{in} średnie [Nm]	M_{out} średnie [Nm]	$S_{M_{in}}$	$S_{M_{out}}$	CoV (M_{in})	CoV (M_{out})
a)	10	0,5	0,126	0,497	0,064	0,228	50,29%	45,76%
b)	10	1,7	0,123	1,653	0,067	0,153	55,00%	9,25%
c)	10	2,8	0,129	2,766	0,067	0,177	51,59%	6,41%
d)	10	4,2	0,135	4,208	0,074	0,138	54,68%	3,29%



Rys. 78. Przykładowe przebiegi momentów obrotowych na wale wejściowym M_{in} i wyjściowym M_{out} przy prędkości $n_1 = 10$ obr/min, symetrycznych szczelinach powietrznych $\delta_1 = \delta_2 = 1$ mm oraz zadaniem obciążeniu: a) 0,5 Nm; b) 1,7 Nm; c) 2,8 Nm; d) 4,2 Nm



Rys. 79. Współczynnik zmienności momentu na wale wyjściowym w zależności od obciążenia



Rys. 80. Współczynnik zmienności momentu na wale wejściowym w zależności od obciążenia

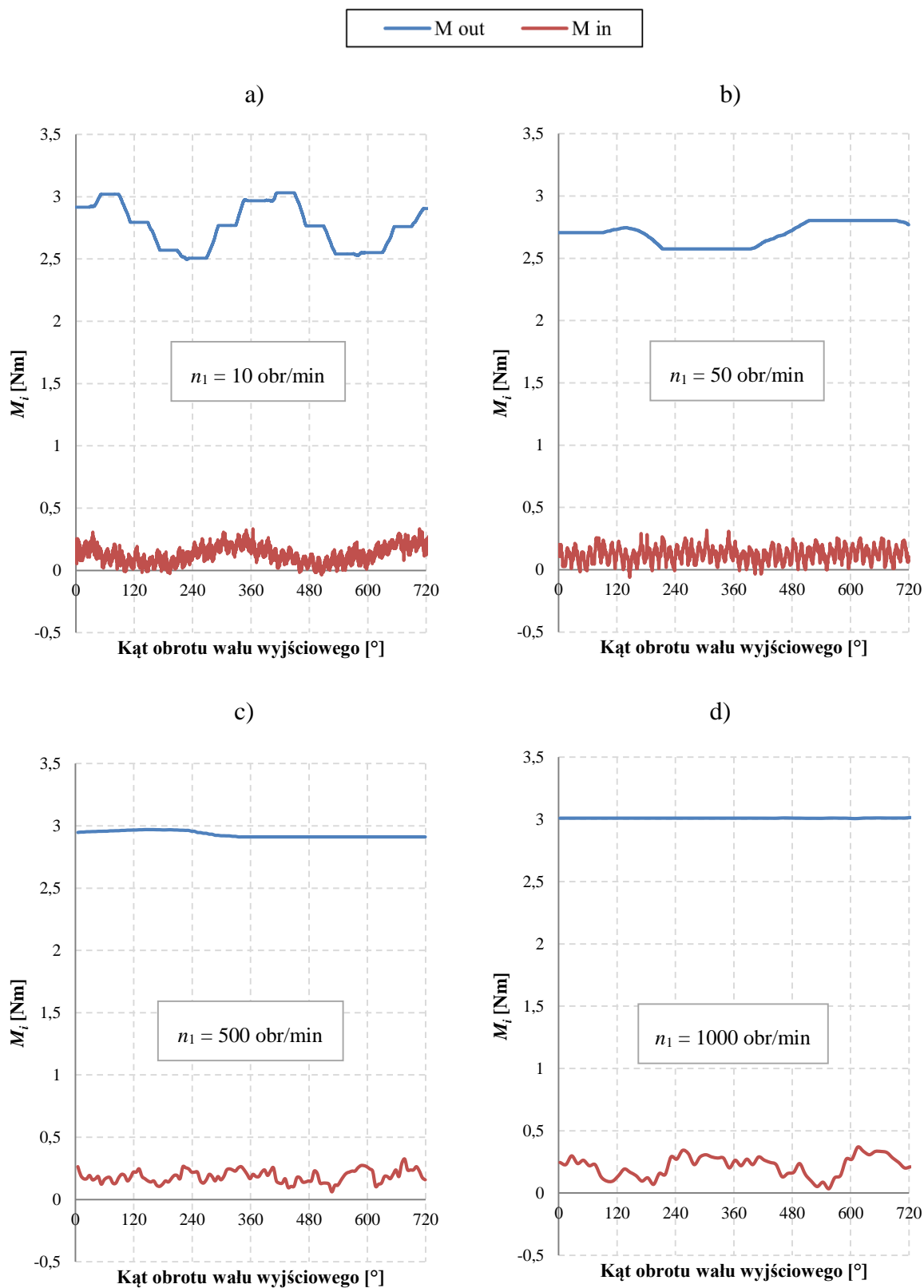
Z zaprezentowanych na rysunkach 78 - 80 wykresów wynika jednoznacznie, że wzrost momentu obciążenia przekłada się na bardziej równomierne przenoszenie momentu obrotowego przez badaną przekładnię. Współczynnik zmienności momentu wyjściowego dla przekładni nieobciążonej jest wielokrotnie większy niż dla przekładni obciążonej momentem zbliżonym do maksymalnego. Wynika to z faktu, że wraz ze wzrostem obciążenia, rośnie kąt obciążenia wewnętrznego pomiędzy elementami ruchomymi przekładni (opisany w rozdziale 4), w rezultacie czego rośnie moment magnetyczny, co wpływa na wzrost sztywności przekładni. Natomiast wartość współczynnika CoV dla przebiegu momentu wejściowego zmienia się w niewielkim stopniu, ze względu na duże przełożenie przekładni i niewielką zmianę wartości średniej momentu wejściowego przy wzroście obciążenia.

Na rysunku 81 przedstawiono przykładowe przebiegi momentu na wale wejściowym i wyjściowym prototypu przekładni przy stałej wartości obciążenia równej 2,9 Nm oraz czterech różnych wartościach prędkości wału wejściowego. Wyniki pomiarów i analizy statystyczne rezultatów pomiarów zestawiono w tabeli 11 oraz na rysunkach 82 i 83.

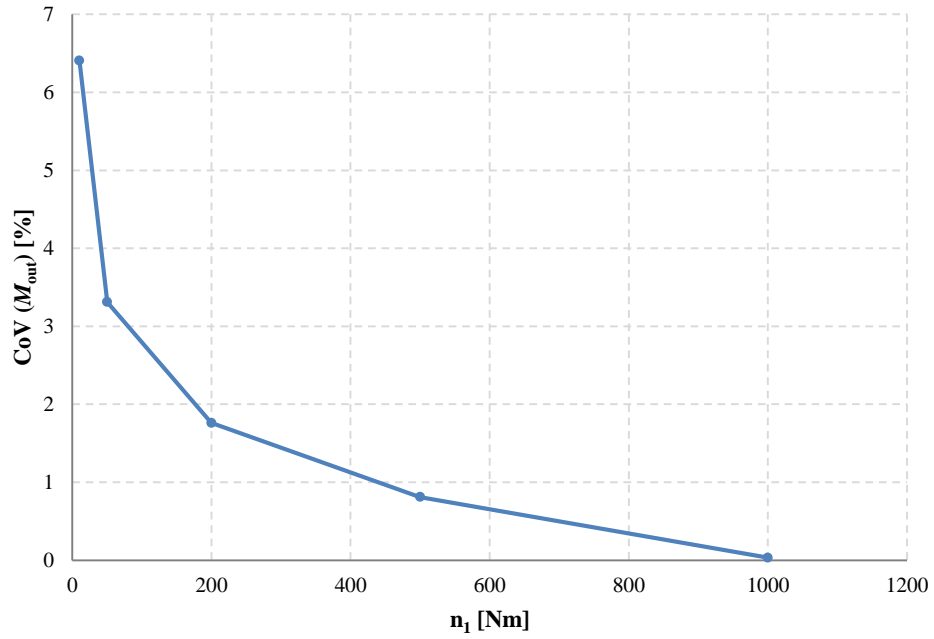
Tabela 11

Analiza statystyczna wyników pomiarów momentów na wale wejściowym i wyjściowym przy obciążeniu 2,9 Nm oraz symetrycznych szczelinach powietrznych $\delta_1 = \delta_2 = 1$ mm

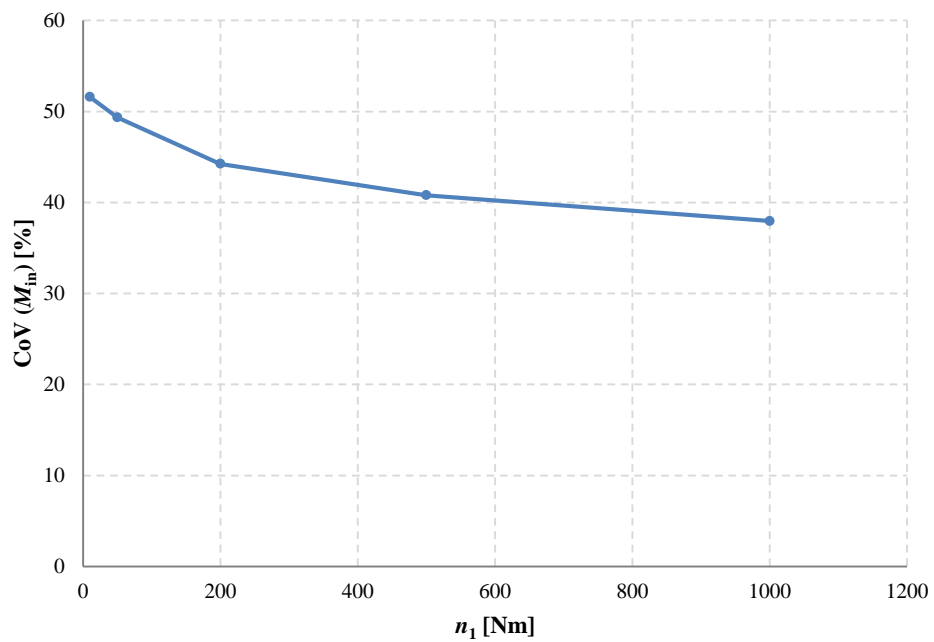
oznaczenie wykresu na rys. 67	n_1 [obr/min]	obciążenie [Nm]	M_{in} średnie [Nm]	M_{out} średnie [Nm]	$S_{M_{in}}$	$S_{M_{out}}$	CoV (M_{in})	CoV (M_{out})
a)	10	2,9	0,129	2,766	0,067	0,177	51,59%	6,41%
b)	50	2,9	0,123	2,695	0,061	0,089	49,35%	3,31%
c)	500	2,9	0,186	2,930	0,076	0,024	40,80%	0,81%
d)	1000	2,9	0,218	3,010	0,083	0,001	37,96%	0,03%



Rys. 81. Przykładowe przebiegi momentów obrotowych na wale wejściowym M_{in} i wyjściowym M_{out} przy symetrycznych szczelinach powietrznych $\delta_1 = \delta_2 = 1$ mm oraz zadanej prędkości wału wejściowego n_1 : a) 10 obr/min; b) 50 obr/min; c) 500 obr/min; d) 1000 obr/min



Rys. 82. Współczynnik zmienności momentu na wale wyjściowym w zależności od prędkości wału wejściowego

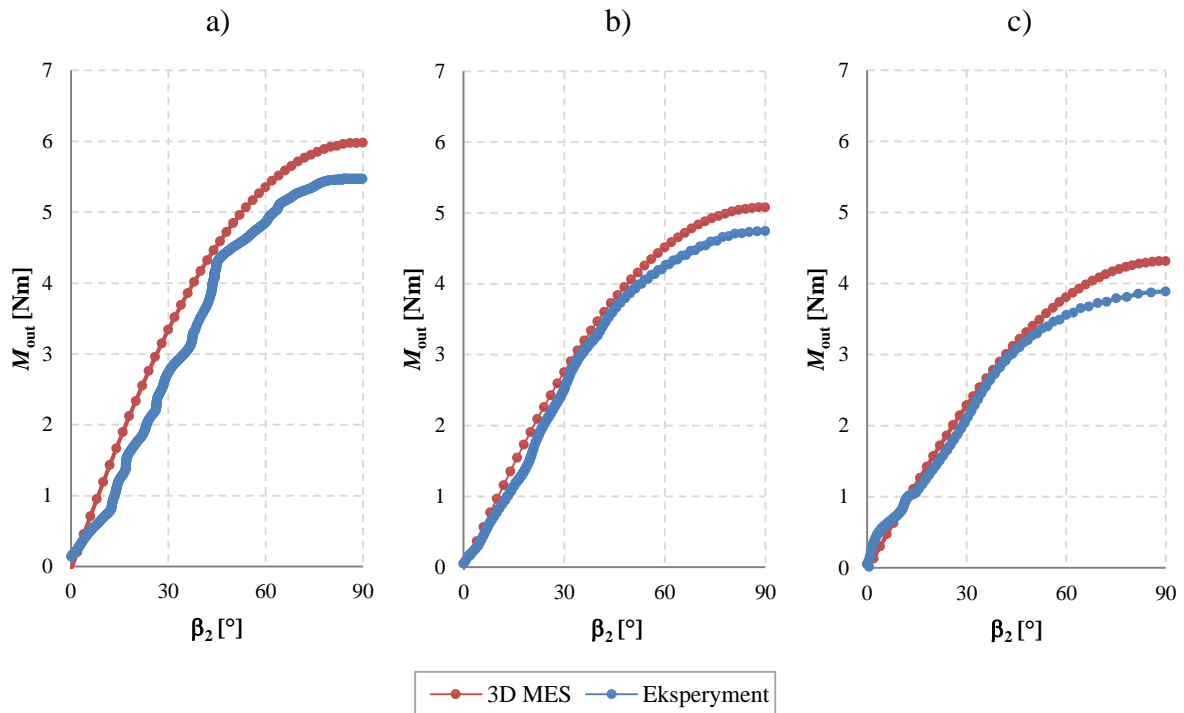


Rys. 83. Współczynnik zmienności momentu na wale wejściowym w zależności od prędkości wału wejściowego

Z zaprezentowanych na rysunkach 81 - 83 wykresów wynika, że wzrost prędkości obrotowej przekłada się na bardziej równomierne przenoszenie momentu obrotowego przez badaną przekładnię. Przy prędkości obrotowej wału wejściowego powyżej 500 obr/min przekładnia pracuje bardzo płynnie, czego dowodem jest wartość współczynnika zmienności momentu wyjściowego poniżej 1%. Ponieważ elementy wirujące przekładni cechują się pewną bezwładnością, wraz ze wzrostem ich prędkości obrotowej, rośnie ich moment pędu, co w myśl zasady zachowania pędu znacznie ogranicza tętnienia momentu mierzonego na wale wyjściowym przekładni. Wartość współczynnika CoV dla momentu wejściowego również nieznacznie spada wraz z prędkością. To zjawisko spowodowane jest z kolei faktem, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, rośnie również średni moment mierzony na wale wyjściowym przekładni, co jest konsekwencją wiropędowych strat mocy.

5.4.4. Weryfikacja modelu numerycznego

Eksperymentalna weryfikacja wiarygodności opracowanego modelu numerycznego pola magnetycznego przekładni jest trudnym zadaniem. W praktyce najtrudniejszym technicznie zadaniem jest pomiar zależności momentu wejściowego od parametrów obwodu magnetycznego. W celu przeprowadzenia takich badań doświadczalnych należałoby zainstalować precyzyjne czujniki położenia kąтового oraz czujniki momentu obrotowego, które z odpowiednią dokładnością mierzyłyby położenia kątowe wszystkich ruchomych elementów badanej przekładni. Żeby zweryfikować model MES, korzystając z dostępnego sprzętu pomiarowego, wał wejściowy prototypu oraz tarcza pośrednia zostały unieruchomione. Następnie wymuszano położenie kątowe wału wyjściowego za pomocą zewnętrznego napędu i mierzono moment wyjściowy oraz położenie kątowe wału wyjściowego, co pozwoliło na wyznaczenie zależności momentu wyjściowego od kąta obciążenia wewnętrznego β_2 pomiędzy tarczą wyjściową a pośrednią. Wyniki symulacji oraz pomiarów przeprowadzonych na stanowisku badawczym dla trzech różnych szczelin powietrznych δ_2 porównano na rysunku 84. We wszystkich analizowanych przypadkach błąd średniokwadratowy nie przekraczał 10% wartości maksymalnego przenoszonego momentu obrotowego, co stanowi o zadowalającej zgodności wyników badań symulacyjnych 3D MES z wynikami badań doświadczalnych.

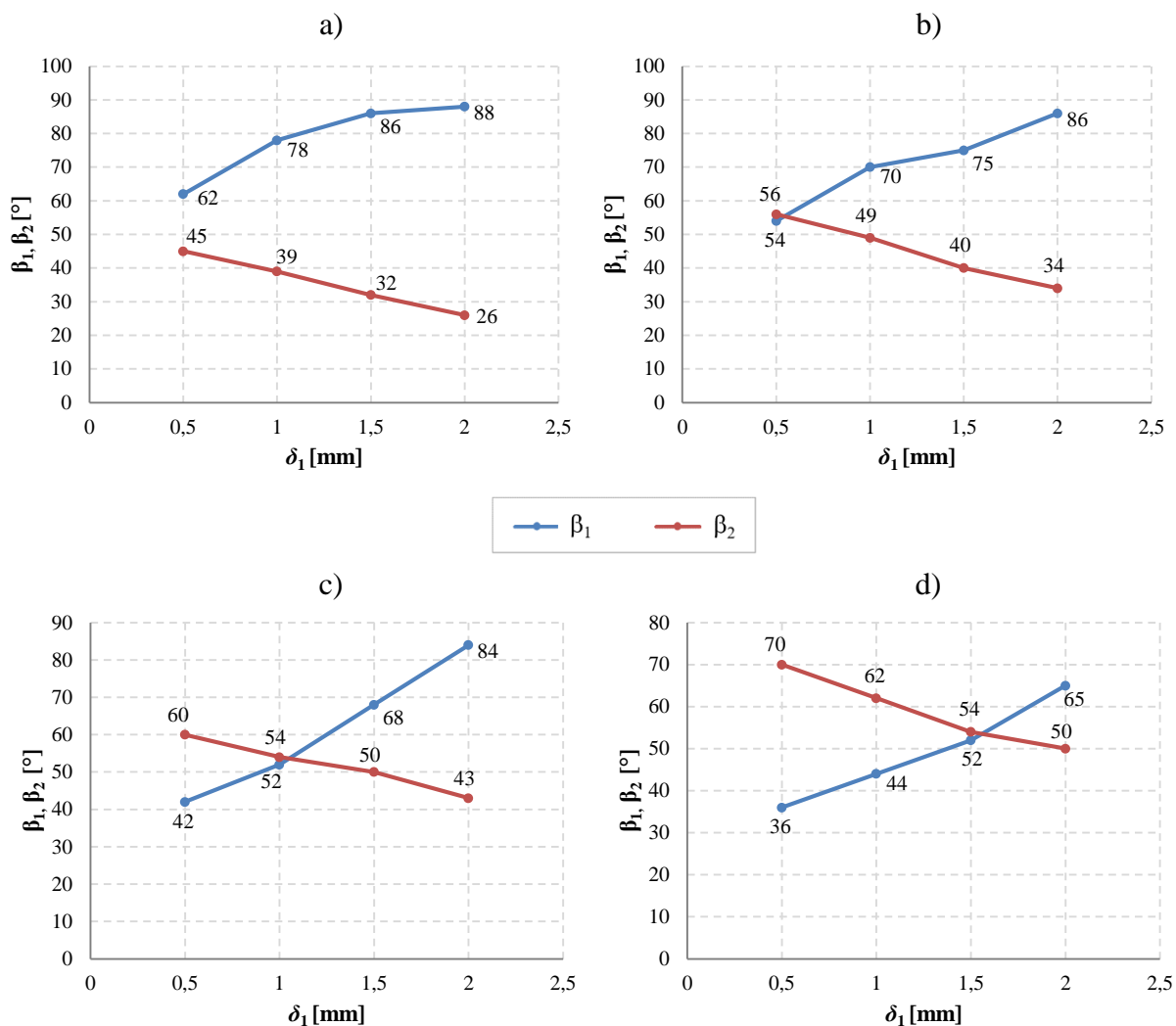


Rys. 84. Porównanie wyników badań symulacyjnych MES z wynikami badań doświadczalnych dla szczelin powietrznych: a) $\delta_1 = \delta_2 = 1$ mm; b) $\delta_1 = 1$ mm, $\delta_2 = 1,5$ mm; c) $\delta_1 = 1$ mm, $\delta_2 = 2$ mm

Po weryfikacji poprawności modelu za pomocą charakterystyk momentowo-kątowych sprawdzono, jakie kąty obciążenia wewnętrznego występują na wejściu i wyjściu przekładni podczas pracy jej prototypu dla różnych długości szczelin powietrznych.

W tym celu zestawiono ze sobą wyniki eksperymentu i symulacji. Szukano takich kątów obciążenia wewnętrznego, dla których wartości momentu wejściowego i wyjściowego będą zbliżone z wynikami zmierzonymi na stanowisku badawczym dla obciążenia równego ok. 3 Nm. Na rysunku 85 przedstawiono wyznaczone w ten sposób zależności kątów obciążenia wewnętrznego β_1 oraz β_2 od długości szczelin δ_1 oraz δ_2 . Analizując te wykresy, można zauważyć, że przy symetrycznych szczelinach powietrznych, niezależnie od ich długości, kąt obciążenia wewnętrznego pomiędzy tarczą nieruchomą, a tarczą pośrednią jest większy niż kąt pomiędzy tarczą pośrednią a wyjściową, co wskazuje na konieczność poświęcenia większej uwagi obwodowi magnetycznemu w ramach I stopnia przekładni, którego optymalizacja powinna przełożyć się na możliwość przenoszenia znacznie większych obciążeń. Zwiększenie długości szczeliny powietrznej na wejściu wpływa na zwiększenie kąta obciążenia β_1 a zmniejszenie kąta β_2 . Natomiast zwiększenie długości szczeliny na wyjściu powoduje

zmniejszenie kąta β_1 a zwiększenie kąta β_2 . Dzieje się tak dlatego, że wraz ze wzrostem długości szczeliny powietrznej maleje oddziaływanie pomiędzy magnesami i oddalają się one od siebie.



Rys. 85. Zależność kątów obciążenia wewnętrznego β_1 oraz β_2 od długości szczeliny powietrznej δ_1 przy długości szczeliny powietrznej δ_2 równej:

a) $\delta_2 = 0,5$ mm; b) $\delta_2 = 1$ mm, c) $\delta_2 = 1,5$ mm, d) $\delta_2 = 2$ mm

6. PODSUMOWANIE I KIERUNKI PRZYSZŁYCH BADAŃ

Rosnące wymagania stawiane układom napędowym maszyn skłaniają do poszukiwania nowych rozwiązań, m.in. w dziedzinie przekładni mechanicznych. Obecnie zaobserwować można tendencje w konstrukcji napędów, zmierzające w kierunku eliminacji negatywnych skutków tarcia między współpracującymi powierzchniami ruchomych elementów przekładni. Wynalezienie wysokoenergetycznych magnesów neodymowych dało impuls do rozwoju nowej generacji bezstykowych przekładni magnetycznych. Liczba publikacji poświęconych przekładniom magnetycznym rośnie wykładniczo w ciągu ostatnich dekad.

W pracy zaprezentowano koncepcję nowej dwustopniowej magnetycznej przekładni precesyjnej, na którą autor rozprawy otrzymał patent nr PL 229502 [7]. Celem pracy było opracowanie podstaw teoretycznych, a także szczegółowa analiza działania proponowanej przekładni przy użyciu opracowanego modelu numerycznego obwodu magnetycznego wykorzystującego metodę elementów skończonych oraz budowa i badania doświadczalne prototypu przekładni.

W ramach przeprowadzonych prac badawczych:

- dokonano przeglądu literatury, którego celem było zdobycie wiedzy na temat mechanicznych przekładni precesyjnych oraz istniejących rozwiązań konstrukcyjnych przekładni magnetycznych,
- wykonano analizę geometryczną i kinematyczną nowej przekładni, które stanowiły bazę do opracowania modelu numerycznego MES oraz konstrukcji prototypu przekładni,
- wykonano badania symulacyjne MES, umożliwiające określenie wpływu wybranych parametrów geometrycznych przekładni i jej obwodu magnetycznego na momenty magnetyczne działające na poszczególne elementy czynne magnetycznej przekładni precesyjnej,
- skonstruowano i wykonano funkcjonalny prototyp przekładni o przełożeniu 144, który umożliwia ustawienie długości obu szczelin powietrznych,
- przeprowadzono badania doświadczalne prototypu na specjalnie zbudowanym stanowisku badawczym, umożliwiające wyznaczenie maksymalnego momentu obciążenia przenoszonego przez przekładnię, jej sprawności i równomierności pracy,
- dokonano weryfikacji poprawności modelu MES przekładni.

Główne wnioski z przeprowadzonych badań można sformułować następująco:

1. Ze względu na mniejsze wykorzystanie materiałów magnetycznie czynnych, proponowana magnetyczna przekładnia precesyjna nie może konkurować z najpowszechniej obecnie stosowanymi - magnetycznymi przekładniami współosiowymi - pod względem gęstości przenoszonego momentu obrotowego. Należy jednak zaznaczyć, że pozwala ona na uzyskanie wartości przełożenia redukującego nawet powyżej 1000, co jest wartością nieosiągalną dla innych znanych typów przekładni magnetycznych.
2. Maksymalna uzyskana podczas badań doświadczalnych sprawność (ok. 30%) jest ograniczona maksymalnym momentem obciążenia przenoszonym przez przekładnię oraz stratami w łożyskach i stratami wirowymi. Jest porównywalna ze sprawnością mechanicznej dwustopniowej przekładni precesyjnej z ząbieniem czołowym [6].
3. Długości szczelin powietrznych mają wpływ na maksymalny moment obrotowy przenoszony przez przekładnię, a więc również na wartość sprawności maksymalnej, natomiast nie wpływają na wartość sprawności przy obciążeniach mniejszych od maksymalnego. Im mniejsze są długości szczelin powietrznych, tym większy maksymalny moment obrotowy przekładnia jest w stanie przenieść ze względu na rosnącą siłę oddziaływania magnetycznego.
4. Zastosowanie w przekładni magnesów o zoptymalizowanych kształtach, umożliwiających uzyskanie większego wypełnienia podziałki biegunowej magnesem, pozwoli na osiągnięcie nawet dwukrotnie większych wartości przenoszonego momentu niż przy zastosowaniu magnesów prostopadłościennych o standardowych wymiarach, takich jakie zastosowano w prototypie.
5. Kąt precesji ma wpływ na wartości maksymalnego momentu obrotowego przenoszonego przez przekładnię. Optymalnym kątem precesji ze względu na wartość przenoszonego momentu w przypadku badanej przekładni o przełożeniu 144 okazał się kąt w przedziale 5-6 stopni.
6. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału wejściowego przekładnia przenosi napęd równomierniej. Zwiększanie obciążenia przekładni również wpływa na zmniejszenie tętnień momentu.

7. Wyniki badań symulacyjnych MES zweryfikowano eksperymentalnie. We wszystkich analizowanych przypadkach błąd średniokwadratowy nie przekraczał 10% wartości maksymalnego przenieszonego momentu obrotowego, co stanowi o wystarczającej zgodności wyników badań symulacyjnych z wynikami badań doświadczalnych.

Koncepcja magnetycznej przekładni precesyjnej może stanowić wartościową alternatywę dla innych typów przekładni magnetycznych, szczególnie w aplikacjach wymagających dużego przełożenia. Autor rozprawy będzie prowadził dalsze badania nad rozwojem nowej przekładni, skupiając się na analizie i optymalizacji jej obwodu magnetycznego w celu poprawy parametrów użytkowych, tj. sprawności, gęstości momentu obrotowego, a także jakości konwersji energii, w zakresie tętnień momentu obrotowego. Rozważa się wykonanie rdzeni z kompozytu magnetycznie miękkiego oraz segmentację magnesów trwałych w celu zmniejszenia strat w obwodzie magnetycznym. Według [10], [115] straty mocy związane z powstawaniem prądów wirowych w magnesach trwałych maleją jako funkcja kwadratowa liczby segmentów magnesów trwałych. Równolegle prowadzone będą prace nad opracowaniem modelu numerycznego dynamiki przekładni w oparciu o uzyskane wyniki symulacji.

7. BIBLIOGRAFIA

- [1] S. Gerber, R. J. Wang, „Evaluation of a prototype magnetic gear”, *Proceedings of the IEEE International Conference on Industrial Technology* 2013, s. 319–324, doi: 10.1109/ICIT.2013.6505692.
- [2] P. O. Rasmussen, T. O. Andersen, F. T. Jørgensen, O. Nielsen, „Development of a high-performance magnetic gear”, *IEEE Trans. Ind. Appl.*, t. 41, nr 3, s. 764–770, 2005.
- [3] P. M. Tlali, R. Wang, S. Gerber, „Magnetic gear technologies: A review”, *International Conference on Electrical Machines (ICEM)* 2014, s. 544–550, doi: 10.1109/ICELMACH.2014.6960233.
- [4] A. Mężyk, A. Tomas, „Przekładnie magnetyczne: nowa jakość w transmisji momentu obrotowego”, *Przegląd Mechaniczny*, nr 10/2013, s. 40-44.
- [5] A. Tomas, T. Trawiński, „Modelowanie charakterystyk pracy indukcyjnego przemiennika momentu”, *Maszyny Górnicze*, nr 2/2016, s. 64–82.
- [6] R. Grajdek, R. Staniek, W. Ptaszynski, „Przekładnie precesyjne w napędach robotów i urządzeń pozycjonujących”, *Mechanik*, nr 15/96, s. 5–8, 1996.
- [7] Ł. Macyszyn, R. Staniek, A. Myszkowski, „Przekładnia magnetyczna precesyjna”, patent PL229502, 2018.
- [8] A. Skoć, M. Kwaśny, J. Spałek, *Podstawy konstrukcji maszyn*, t. 3, Wydawnictwo WNT, 2018.
- [9] Kazimierz Ochęduszek, *Koła zębate*, t. 1, Wydawnictwo WNT, 2012.
- [10] M. Filippini et al., „Magnetic Loss Analysis in Coaxial Magnetic Gears”, *Electronics*, t. 8, nr 11/2019, doi: 10.3390/electronics8111320.
- [11] F. T. Jørgensen, *Design and construction of permanent magnetic gears*, Department of Energy Technology, Aalborg University, 2010. Dostępne na: <https://vbn.aau.dk/en/publications/design-and-construction-of-permanent-magnetic-gears>.
- [12] T. Mathur, M. Stevens, E. Smith, R. Bill, „Pericyclic Transmission Prototype: Detailed Component Design, Analysis, and Fabrication”, zaprezentowano na Vertical Flight Society 75th Annual Forum & Technology Display, Philadelphia, Pennsylvania, USA, maj 2019.
- [13] J. Ding, L. Yao, Y. Cai, X. Shan, J. Zhang, „Transmission Design and Experimental Research of a Non-contact Nutation Reducer”, *Recent Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications. MeTrApp 2019. Mechanisms and Machine Science*, Singapur, 2019, t. 79, doi: 10.1007/978-981-15-0142-5_8.
- [14] Y. Cai, L. Yao, J. Zhang, Z. Xie, J. Hong, „Feasibility analysis of using a two-stage nutation drive as joint reducer for industrial robots”, *J. Mech. Sci. Technol.*, t. 33, nr 4, s. 1799–1807, 2019, doi: 10.1007/s12206-019-0332-z.
- [15] Z. B. Saribay, R. C. Bill, „Design analysis of Pericyclic Mechanical Transmission system”, *Mech. Mach. Theory*, t. 61, s. 102–122, 2013, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2012.10.007.
- [16] K. Uzuka, I. Enomoto, K. Suzumori, „Comparative Assessment of Several Nutation Motor Types”, *IEEEASME Trans. Mechatron.*, t. 14, nr 1, s. 82–92, 2009, doi: 10.1109/TMECH.2008.2004035.
- [17] R. Staniek, „Shaping of the Face Worm Gear by Means of the Single Edge Cutting Tool”, zaprezentowano na ASME 2008 9th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Haifa, Israel, 2008, doi: 10.1115/ESDA2008-59218.
- [18] C. G. Armstrong, „Power-transmitting device”, patent US687292A, 1901.
- [19] A. H. Neuland, „Apparatus for transmitting power”, patent US1171351A, 1916.

- [20] H. F. Martz, „Magnetic gear shifter”, patent US1286700, 1918.
- [21] W. F. Cleaver, „Electric magnetic gear”, US1913371, 1933.
- [22] H. T. Fraus, „Magnet gearing”, patent US2243555, 1941.
- [23] J. T. B. Martin, „Magnetic transmission”, patent US3378710A, 1968.
- [24] N. Laing, „Magnetic transmission”, patent US3645650A, 1972
- [25] B. Ackermann, L. Honds, „Magnetic drive arrangement comprising a plurality of magnetically cooperating parts which are movable relative to one another”, patent US5633555A, 1997.
- [26] M. Leonowicz, J. J. Wysocki, *Współczesne magnesy: technologie, mechanizmy koercji, zastosowania*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2005.
- [27] „Magnes Ferrytowy”: <https://euromagnesy.com/pl/magnesy-ferrytowe-pier%C5%9Bcieniowe/55-mp-110-x-60-x-18-f30.html> (dostęp 24.11.2020).
- [28] „Magnes Neodymowy”: <https://euromagnesy.com/pl/magnesy-neodymowe-pier%C5%9Bcieniowe/47-mp-75-x-49-x-10-n42.html> (dostęp 24.11.2020).
- [29] S. Miladinović, L. Ivanovic, M. Blagojevic, B. Stojanovic, „THE DEVELOPMENT OF MAGNETIC GEARS FOR TRANSPORTATION APPLICATIONS”, *Mobil. Veh. Mech.*, t. 43, s. 41–55, 2017, doi: 10.24874/mvm.2017.43.01.04.
- [30] N. W. Frank, S. Pakdelian, H. A. Toliyat, „Passive Suppression of Transient Oscillations in the Concentric Planetary Magnetic Gear”, *IEEE Trans. Energy Convers.*, t. 26, nr 3, s. 933–939, 2011, doi: 10.1109/TEC.2011.2143715.
- [31] N. W. Frank, H. A. Toliyat, „Gearing ratios of a magnetic gear for wind turbines”, *IEEE International Electric Machines and Drives Conference 2009*, s. 1224–1230, doi: 10.1109/IEMDC.2009.5075359.
- [32] S. Pakdelian, N. W. Frank, H. A. Toliyat, „Damper windings for the magnetic gear”, *IEEE Energy Conversion Congress and Exposition 2011*, s. 3974–3981, doi: 10.1109/ECCE.2011.6064310.
- [33] M. Kowol, „Optymalizacja pasywnej przekładni magnetycznej”, *PRZEGLĄD ELEKTROTECHNICZNY*, t. 1, nr 2, s. 80–84, 2017, doi: 10.15199/48.2017.02.19.
- [34] M. Kowol, J. Kołodziej, M. Jagieła, M. Łukaniszyn, „Impact of Modulator Designs and Materials on Efficiency and Losses in Radial Passive Magnetic Gear”, *IEEE Trans. Energy Convers.*, t. 34, nr 1, s. 147–154, 2019, doi: 10.1109/TEC.2018.2862462.
- [35] K. Min, J. Choi, H. Cho, H. Shin, „Torque analysis of magnetic spur gear with halbach magnetized permanent magnets using an analytical method”, *IEEE International Magnetics Conference (INTERMAG) 2015*, doi: 10.1109/INTMAG.2015.7157683.
- [36] F. T. Jorgensen, T. O. Andersen, P. O. Rasmussen, „Two dimensional model of a permanent magnet spur gear”, w *Fourtieth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2005 Industry Applications Conference*, t. 1, s. 261–265, doi: 10.1109/IAS.2005.1518319.
- [37] X. Li, K. T. Chau, M. Cheng, W. Hua, „Comparison of Magnetic-Geared Permanent-Magnet Machines”, *Prog. Electromagn. Res.*, t. 133, s. 177–198, 2013, doi: 10.2528/PIER12080808.
- [38] T. Bang, K. Shin, M. Koo, C. Han, H. Cho, J. Choi, „Measurement and Torque Calculation of Magnetic Spur Gear Based on Quasi 3-D Analytical Method”, *IEEE Trans. Appl. Supercond.*, t. 28, nr 3, s. 1–5, 2018, doi: 10.1109/TASC.2017.2779750.
- [39] E. Furlani, „Analytical analysis of magnetically coupled multipole cylinders”, *J. Phys. Appl. Phys.*, t. 33, s. 28, 1999, doi: 10.1088/0022-3727/33/1/305.
- [40] J. E. Rode, „Magnetic gear and gear train configuration”, patent US5569967A, 1996

- [41] Y. D. Yao, D. R. Huang, C. M. Lee, S. J. Wang, D. Y. Chiang, T. F. Ying, „Magnetic coupling studies between radial magnetic gears”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 33, nr 5, s. 4236–4238, 1997, doi: 10.1109/20.619721.
- [42] Y. D. Yao, D. R. Huang, C. C. Hsieh, D. Y. Chiang, S. J. Wang, „Simulation study of the magnetic coupling between radial magnetic gears”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 33, nr 2, s. 2203–2206, 1997, doi: 10.1109/20.582770.
- [43] M. H. Nagrial, J. Rizk, „Design and performance of a magnetic gear”, *IEEE International Magnetics Conference (INTERMAG) 2000*, s. 644–644, doi: 10.1109/INTMAG.2000.872419.
- [44] Y. D. Yao, D. R. Huang, C. C. Hsieh, D. Y. Chiang, S. J. Wang, T. F. Ying, „The radial magnetic coupling studies of perpendicular magnetic gears”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 32, nr 5, s. 5061–5063, 1996, doi: 10.1109/20.539490.
- [45] G. Muruganandam, S. Kumar, „Design and Implementation of a Novel Magnetic Bevel Gear”, *Control Eng. Appl. Inform.*, t. 15, s. 30–37, 2013.
- [46] K. Tsurumoto, „Improvement of the Transmitted Torque Characteristics of a Magnetic Bevel Gear”, *J. Magn. Soc. Jpn.*, t. 18, nr 2, s. 563–566, 1994, doi: 10.3379/jmsjmag.18.563.
- [47] A. R. Abhishhek, H. R. Chinmaya Murthy, D. Kushal, M. S. Mayur, N. Raghu, G. Deepak, „Design and Fabrication of Magnetic Drive System”, *Int. J. Innov. Technol. Explor. Eng. IJITEE*, t. 8, nr 10, s. 2904–2907, 2019.
- [48] S. Kikuchi, K. Tsurumoto, „Design and characteristics of a new magnetic worm gear using permanent magnet”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 29, nr 6, s. 2923–2925, 1993, doi: 10.1109/20.280916.
- [49] M. Baermann, „Magnetic worm drive”, patent US3814962A, 1974.
- [50] C. Huang, M. Tsai, D. G. Dorrell, B. Lin, „Development of a Magnetic Planetary Gearbox”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 44, nr 3, s. 403–412, 2008, doi: 10.1109/TMAG.2007.914665.
- [51] R.-J. Wang, A. Matthee, S. Gerber, P. Tlali, „Calculation of torque performance of a novel magnetic planetary gear”, *IEEE Magn. Lett.*, t. 7, 2016, doi: 10.1109/LMAG.2016.2564948.
- [52] M. Tsai, C. Huang, „Development of a Variable-Inertia Device With a Magnetic Planetary Gearbox”, *IEEE ASME Trans. Mechatron.*, t. 16, nr 6, s. 1120–1128, 2011, doi: 10.1109/TMECH.2010.2077679.
- [53] F. Kong, Y. Ge, X. Zhu, L. Qiao, L. Quan, „Optimizing Design of Magnetic Planetary Gearbox for Reduction of Cogging Torque”, *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC) 2013*, s. 1–5, doi: 10.1109/VPPC.2013.6671697.
- [54] E. Gouda, S. Mezani, L. Baghli, A. Rezzoug, „Comparative Study Between Mechanical and Magnetic Planetary Gears”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 47, nr 2, s. 439–450, luty 2011, doi: 10.1109/TMAG.2010.2090890.
- [55] M. C. Walton, „Strain wave gearing”, patent US2906143A, 1959.
- [56] G. Schuesler, J. Lindner, „Eccentric drive having magnetic torque transmission”, patent DE 19 944 428 441, 1995.
- [57] „Environmental effects on motion components in robots”:
<https://www.motioncontroltips.com/motion-components-and-environmental-effects-on-robot-performance-and-life/> (dostęp: 18.05.2021).
- [58] J. Rens, R. Clark, S. Calverley, K. Atallah, D. Howe, „Design, analysis and realization of a novel magnetic harmonic gear”, *18th International Conference on Electrical Machines*, 2008, s. 1–4. doi: 10.1109/ICELMACH.2008.4800163.
- [59] W. Ostapski, *Przekładnie falowe*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2011.

- [60] J. Rens, K. Atallah, S. D. Calverley, D. Howe, „A Novel Magnetic Harmonic Gear”, *IEEE Trans. Ind. Appl.*, t. 46, nr 1, s. 206–212, 2010, doi: 10.1109/TIA.2009.2036507.
- [61] A. K. Robinson, „Improvements relating to magnetic coupling systems”, patent WO1996022630A1, 1996.
- [62] K. Atallah, D. Howe, „A novel high-performance magnetic gear”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 37, nr 4, s. 2844–2846, 2001, doi: 10.1109/20.951324.
- [63] K. Atallah, S. D. Calverley, D. Howe, „Design, analysis and realisation of a high-performance magnetic gear”, *Electr. Power Appl. IEE Proc.*, t. 151, s. 135–143, 2004, doi: 10.1049/ip-epa:20040224.
- [64] N. W. Frank, H. A. Toliyat, „Analysis of the concentric planetary magnetic gear with strengthened stator and interior permanent magnet (IPM) inner rotor”, *IEEE Energy Conversion Congress and Exposition 2010*, s. 2977–2984. doi: 10.1109/ECCE.2010.5618354.
- [65] S. Mezani, K. Atallah, D. Howe, „A high-performance axial-field magnetic gear”, *J. Appl. Phys.*, t. 99, nr 8, 2006, doi: 10.1063/1.2158966.
- [66] D. Zhu, F. Yang, Y. Du, F. Xiao, Z. Ling, „An Axial-Field Flux-Modulated Magnetic Gear”, *IEEE Trans. Appl. Supercond.*, t. 26, nr 4, s. 1–5, 2016, doi: 10.1109/TASC.2016.2541302.
- [67] M. Johnson, A. Shapoury, P. Boghrat, M. Post, H. A. Toliyat, „Analysis and development of an axial flux magnetic gear”, *2014 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, s. 5893–5900, doi: 10.1109/ECCE.2014.6954210.
- [68] S. A. Afsari, H. Heydari, B. Dianati, „Cogging Torque Mitigation in Axial Flux Magnetic Gear System Based on Skew Effects Using an Improved Quasi 3-D Analytical Method”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 51, nr 9, s. 1–11, 2015, doi: 10.1109/TMAG.2015.2427115.
- [69] V. Acharya, J. Z. Bird, M. Calvin, „A Flux Focusing Axial Magnetic Gear”, *Magn. IEEE Trans. On*, t. 49, s. 4092–4095, 2013, doi: 10.1109/TMAG.2013.2248703.
- [70] M. Andriollo, F. Graziottin, A. Tortella, „Design of an Axial-Type Magnetic Gear for the Contact-Less Recharging of a Heavy-Duty Bus Flywheel Storage System”, *IEEE Trans. Ind. Appl.*, t. 53, nr 4, s. 3476–3484, 2017, doi: 10.1109/TIA.2017.2687399.
- [71] M. Łukaniszyn, M. Kowol, J. Kołodziej, „Analiza pracy przekładni magnetycznej. Performance analysis of the magnetic gear”, *Masz. Elektr. Zesz. Probl.*, nr 104 (4/2014), 2014.
- [72] N. Niguchi, K. Hirata, „Cogging Torque Analysis of Magnetic Gear”, *IEEE Trans. Ind. Electron.*, t. 59, nr 5, s. 2189–2197, 2012, doi: 10.1109/TIE.2011.2159357.
- [73] J. L. Perez-Diaz, E. Diez-Jimenez, M. Alvarez-Valenzuela, C. Cristache, I. Valiente-Blanco, „Magnetic Gearboxes for Aerospace Applications”, w *Proceedings 42nd Aerospace Mechanism Symposium*, maj 2014, s. 365–374.
- [74] „Pseudo Direct Drive PDD”: <http://www.magnomatics.com/pages/technology/pseudo-direct-drive.htm> (dostęp: 4.11.2020).
- [75] M. Bouheraoua, J. Wang, K. Atallah, „Rotor Position Estimation of a Pseudo Direct-Drive PM Machine Using Extended Kalman Filter”, *IEEE Trans. Ind. Appl.*, t. 53, nr 2, s. 1088–1095, 2017, doi: 10.1109/TIA.2016.2619326.
- [76] „MAGSPLIT”: <http://www.magnomatics.com/pages/technology/magsplit.htm> (dostęp: 04.11.2020).
- [77] „CTI Mag: The MAGSPLIT® Hybrid Transmission”, *CTI Symposium DE*, 2018. <https://drivetrain-symposium.world/de/cti-mag-the-magsplit-hybrid-transmission/> (dostęp: 04.11.2020).

- [78] „Ricardo Kinergy delivers breakthrough technology for effective, ultra-efficient and low cost hybrid”: <https://ricardo.com/News-and-media/News-and-Press/Ricardo-Kinergy-delivers-breakthrough-technology-f> (dostęp: 04.11.2020).
- [79] „Ricardo reports significant efficiency advance in its Kinergy hermetically-sealed high-speed flywheel energy storage system; prospects for price-sensitive hybridization”, *Green Car Congress*. <https://www.greencarcongress.com/2011/08/kinergy-20110822.html> (dostęp: 04.11.2020).
- [80] Z. B. Saribay, R. C. Bill, „Design analysis of Pericyclic Mechanical Transmission system”, *Mech. Mach. Theory*, t. 61, s. 102–122, 2013, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2012.10.007.
- [81] D. Fodorean, „State of the Art of Magnetic Gears, their Design, and Characteristics with Respect to EV Application”, *Model. Simul. Electr. Veh. Appl.*, 2016, doi: 10.5772/64174.
- [82] Y. Wang, M. Filippini, N. Bianchi, P. Alotto, „A Review on Magnetic Gears: Topologies, Computational Models, and Design Aspects”, *IEEE Trans. Ind. Appl.*, t. 55, nr 5, s. 4557–4566, 2019, doi: 10.1109/TIA.2019.2916765.
- [83] C. V. Pop, D. Fodorean, „Modelling of an in-wheel motor with integrated magnetic gear for electric vehicle applications”, *2016 International Conference and Exposition on Electrical and Power Engineering (EPE)*, s. 240–244, doi: 10.1109/ICEPE.2016.7781340.
- [84] S. M. Huang, C. K. Sung, „Analytical analysis of magnetic couplings with parallelepiped magnets”, *J. Magn. Magn. Mater.*, t. 239, nr 1, s. 614–616, luty 2002, doi: 10.1016/S0304-8853(01)00683-7.
- [85] J. Huang, D. Wang, D. Zhang, „The Torque Characteristic Analysis and Simulation on Electromagnetic Gears”, *Energy Procedia*, t. 17, s. 1274–1280, 2012, doi: 10.1016/j.egypro.2012.02.238.
- [86] N. Boules, „Two-Dimensional Field Analysis of Cylindrical Machines with Permanent Magnet Excitation”, *IEEE Trans. Ind. Appl.*, t. IA-20, nr 5, s. 1267–1277, 1984, doi: 10.1109/TIA.1984.4504593.
- [87] Y.-C. Wu, C. W. Wang, „Transmitted Torque Analysis of a Magnetic Gear Mechanism with Rectangular Magnets”, nr 2, s. 7, 2015.
- [88] H. W. Derbas, J. M. Williams, A. C. Koenig, S. D. Pekarek, „A Comparison of Nodal- and Mesh-Based Magnetic Equivalent Circuit Models”, *IEEE Trans. Energy Convers.*, t. 24, nr 2, s. 388–396, 2009, doi: 10.1109/TEC.2008.2002037.
- [89] D. Thyroff, S. Meier, I. Hahn, „Modeling integrated magnetic gears using a magnetic equivalent circuit”, *IECON 2015 - 41st Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, s. 002904–002908, doi: 10.1109/IECON.2015.7392543.
- [90] M. Johnson, M. C. Gardner, H. A. Toliyat, „A Parameterized Linear Magnetic Equivalent Circuit for Analysis and Design of Radial Flux Magnetic Gears - Part I: Implementation”, *IEEE Trans. Energy Convers.*, t. 33, nr 2, s. 784–791, 2018, doi: 10.1109/TEC.2017.2777875.
- [91] G. E. Ruiz-Ponce, M. A. Arjona, C. Hernández, C. Espinoza, „Modeling of an axial-type magnetic gear using a reluctance-based magnetic equivalent circuit”, *2016 IEEE Conference on Electromagnetic Field Computation (CEFC)*, doi: 10.1109/CEFC.2016.7816409.
- [92] H. Feshki Farahani, „Magnetic equivalent circuit modelling of coaxial magnetic gears considering non-linear magnetising curve”, *IET Sci. Meas. Technol.*, t. 14, nr 4, s. 454–461, 2020, doi: 10.1049/iet-smt.2019.0057.
- [93] Y.C. Wu, B. S. Jian, „Magnetic field analysis of a coaxial magnetic gear mechanism by two-dimensional equivalent magnetic circuit network method and finite-element method”, *Appl. Math. Model.*, t. 39, nr 19, s. 5746–5758, paź. 2015, doi: 10.1016/j.apm.2014.11.058.

- [94] A. Penzkofer, *Analytical Modelling and Analysis of Magnetic Gears and Pseudo Direct Drives for Large Wind Turbines*. The University of Sheffield, 2016. Dostępne online na: https://etheses.whiterose.ac.uk/16452/1/thesis_penzkofer.pdf
- [95] A. Demenko, *Obwodowe modele układów z polem elektromagnetycznym*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2004.
- [96] L. Nowak, *Modele polowe przetworników elektromechanicznych w stanach nieustalonych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 1999.
- [97] W. Szelaąg, *Przetworniki elektromagnetyczne z cieczą magnetoreologiczną*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2010.
- [98] M. V. K. Chari i S. J. Salon, *Numerical Methods in Electromagnetism*, Academic Press, 2000. doi: 10.1016/B978-0-12-615760-4.X5000-7.
- [99] C. Jędryczka, „FE analysis of electromagnetic field coupled with fluid dynamics in an MR clutch”, *COMPEL - Int. J. Comput. Math. Electr. Electron. Eng.*, t. 26, nr 4, s. 1028–1036, 2007, doi: 10.1108/03321640710756357.
- [100] L. Gołębiowski, T. S. Kulig, *Metody numeryczne w technice*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 2012.
- [101] J. Coulomb, „A methodology for the determination of global electromechanical quantities from a finite element analysis and its application to the evaluation of magnetic forces, torques and stiffness”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 19, nr 6, s. 2514–2519, 1983, doi: 10.1109/TMAG.1983.1062812.
- [102] D. M. Ionel, J. F. Eastham, T. J. E. Miller, E. Demeter, „Design considerations for permanent magnet synchronous motors for flux weakening applications”, *IEE Proc. - Electr. Power Appl.*, t. 145, nr 5, s. 435–440, 1998, doi: 10.1049/ip-epa:19982171.
- [103] B. Stumberger et al., „Design and Finite-Element Analysis of Interior Permanent Magnet Synchronous Motor With Flux Barriers”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 44, nr 11, s. 4389–4392, 2008, doi: 10.1109/TMAG.2008.2002587.
- [104] Ł. Knypiński, „Optymalizacja silników o magnesach trwałych na podstawie polowoobwodowego modelu zjawisk elektromagnetycznych”, Rozprawa Doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań, 2016.
- [105] J. Korta, M. Giergiel, T. Uhl, „Koncepcja koła magnetycznego”, *Model. Inż.*, t. 41, s. 173–180.
- [106] S. Bolkowski, *Elektrotechnika 4. Podręcznik*. Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne, 1995.
- [107] J. Gieras, G. Frydrychowicz, W. Józefowicz, „Projektowanie silników prądu stałego małej mocy o magnesach trwałych wspomagane maszyną cyfrową”, *PRZEGLĄD ELEKTROTECHNICZNY*, nr 4, 1978.
- [108] „MPL 15 X 5 X 5 / N38 - magnes neodymowy”: <https://magnesy.eu/shop/Magnesy-stale/magnesy-neodymowe/Plytkowe/MPL-15-X-5-X-5--N38.html> (dostęp: 22.03.2021).
- [109] „Katalog łożysk tocznych SKF”: <https://www.skf.com/pl/products/rolling-bearings> (dostęp: 22.03.2021).
- [110] „Datasheet AM8042-wFyz | Servomotor”: <https://www.beckhoff.com/pl-pl/products/motion/rotary-servomotors/am8000-servomotors/am8042-wfyz.html> (dostęp: 28.03.2021).
- [111] „Datasheet - Enkodery inkrementalne LIKA CK58-CK59-CK60”: http://www.lika.pl/pliki_do_pobrania/cat%20CK58-CK59-CK60-pl.pdf (dostęp: 28.03.2021).
- [112] „Datasheet KTR DATAFLEX typ 22/...”: <https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Manuals/49011pl000000.pdf> (dostęp: 28.03.2021).

- [113] „Elektromagnetyczne_poszkowe_hamulce_i_sprzegla_serii_P”:
https://www.cantonigroup.com/storage/ck/files/Elektromagnetyczne_poszkowe_hamulce_i_sprzegla_serii_P.pdf (dostęp: 28.03.2021).
- [114] M. Fukuoka, K. Nakamura, O. Ichinokura, „Experimental Tests and Efficiency Improvement of Surface Permanent Magnet Magnetic Gear”, *IEEJ J. Ind. Appl.*, t. 3, s. 62–67, 2014, doi: 10.1541/ieejia.3.62.
- [115] W. Huang, A. Bettayeb, R. Kaczmarek, J. Vannier, „Optimization of Magnet Segmentation for Reduction of Eddy-Current Losses in Permanent Magnet Synchronous Machine”, *IEEE Trans. Energy Convers.*, t. 25, nr 2, s. 381–387, 2010, doi: 10.1109/TEC.2009.2036250.
- [116] M. Desvaux, R. L. G. Latimier, B. Multon, S. Sire, H. B. Ahmed, „Analysis of the dynamic behaviour of magnetic gear with nonlinear modelling for large wind turbines”, *2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, s. 1332–1338, doi: 10.1109/ICELMACH.2016.7732697.
- [117] H. Komiyama, Y. Uchimura, „Contactless magnetic gear for robot control application”, *Electr. Eng. Jpn.*, t. 184, nr 4, s. 32–41, 2013, doi: 10.1002/ej.22414.
- [118] V. Mateev, M. Todorova, I. Marinova, „Eddy Current Losses of Coaxial Magnetic Gears”, *2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, s. 1157–1162, doi: 10.1109/ICELMACH.2018.8506782.
- [119] T. F. Tallerico, J. J. Scheidler, Z. A. Cameron, „Electromagnetic Mass and Efficiency of Magnetic Gears for Electrified Aircraft”, *2019 AIAA/IEEE Electric Aircraft Technologies Symposium (EATS)*, s. 1–25, doi: 10.2514/6.2019-4475.
- [120] J. Spalek, H. Knapczyk, S. Masty, A. Wilk, „ANALIZA WPŁYWU SMAROWANIA NA STRATY MOCY W UKŁADZIE PRZENIESIENIA NAPĘDU POJAZDU GĄSIENICOWEGO”, *Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe*, t. 19, nr 1, s. 15, 2004.
- [121] S. Ruoho, T. Santa-Nokki, J. Kolehmainen, A. Arkkio, „Modeling Magnet Length In 2-D Finite-Element Analysis of Electric Machines”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 45, nr 8, s. 3114–3120, 2009, doi: 10.1109/TMAG.2009.2018621.
- [122] K. Venkatachalam, C. R. Sullivan, T. Abdallah, H. Tacca, „Accurate prediction of ferrite core loss with nonsinusoidal waveforms using only Steinmetz parameters”, *2002 IEEE Workshop on Computers in Power Electronics, Proceedings.*, s. 36–41, doi: 10.1109/CIPE.2002.1196712.
- [123] T. Lubin, S. Mezani, A. Rezzoug, „Analytical Computation of the Magnetic Field Distribution in a Magnetic Gear”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 46, nr 7, s. 2611–2621, 2010, doi: 10.1109/TMAG.2010.2044187.