

Łukasz Cyganik, Bartłomiej Będkowski
Sieć Badawcza Łukasiewicz - Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL, Katowice

UKŁAD MECHANICZNY PRZEŁĄCZANIA ZAZĘBIENIA POMIĘDZY SILNIKIEM ELEKTRYCZNYM, PRZEKŁADNIĄ PLANETARNĄ ORAZ PIASTĄ KOŁA W NAPĘDZIE ELEKTRYCZNYM ZABUDOWANYM W KOLE POJAZDU

THE MECHANICAL SYSTEM FOR CHANGING A GEAR MESHING BETWEEN ELECTRICAL MOTOR, PLANETARY GEAR AND THE WHEEL HUB IN THE ELECTRICAL DRIVE FOR INSTALLATION INSIDE THE WHEEL OF THE VEHICLE

Streszczenie: W artykule przedstawiono konstrukcję układu mechanicznego przełączania zazębienia pomiędzy silnikiem elektrycznym, przekładnią planetarną oraz piastą koła w napędzie elektrycznym zabudowanym w kole pojazdu. Układ mechaniczny umożliwia zarówno jazdę z napędem bezpośrednim (silnik elektryczny napędza bezpośrednio piastę koła pojazdu) oraz z napędem pośrednim (przez sprzężenie silnika elektrycznego z przekładnią planetarną). Napęd bezpośredni umożliwia uzyskanie wyższych prędkości obrotowych przy niższym momencie (np. w sytuacji jazdy na równej nawierzchni), natomiast napęd pośredni umożliwia uzyskanie wyższego momentu obrotowego w zależności od potrzeb w terenie. W pracy przedstawiono założenia projektowe, konstrukcję układu mechanicznego oraz obliczenia mechaniczne połączeń wielowypustowych mechanizmu. Praca została zrealizowana w ramach projektu „Innowacyjny elektryczny zespół napędowy do pojazdów użytkowych”, finansowanego ze środków NCBiR w ramach programu LIDER XI, zgodnie z umową nr LIDER/15/0060/L-11/19/NCBR/2020.

Abstract: This article presents a design of a mechanical system for changing a gear meshing between electrical motor, planetary gear and the wheel hub in the electrical drive for installation inside the wheel of the vehicle. This mechanical system enables both: driving with a direct drive (electrical motor drives the wheel hub directly) and driving with an indirect drive (electrical motor is coupled to a planetary gear that drives the wheel hub). The direct drive enables to achieve higher rotational speeds with lower torque (e.g. when driving on a straight road), while the indirect drive enables to achieve higher torque when driving in off-road conditions and according to higher torque requirements. The paper presents a design assumptions, structure of the mechanical system and mechanical calculations of the involute splines applied in the mechanical system. The study was carried out as part of the project "Innovative electric drive unit for commercial vehicles", financed by the National Center for Research and Development under the LIDER XI program, in accordance with the agreement no. LIDER/15/0060/L-11/19/NCBR/2020.

Słowa kluczowe: *elektromobilność, napęd elektryczny w kole pojazdu, silnik z magnesami trwałymi*
Keywords: *electro-mobility, in-wheel electrical drive, permanent magnets electrical motor*

1. Wstęp

Pojazdy elektryczne wyposażone w silniki elektryczne zabudowane w kole pojazdu charakteryzują się brakiem mechanizmów przeniesienia napędu, co przekłada się na możliwość sterowania każdym z kół pojazdu oddzielnie i implementacji osobnych dla każdego koła procedur sterowania np. systemami przeciwdziałającymi blokowaniu kół (ABS) oraz stabilizacji toru jazdy (ESP) [1]. Ponadto, kolejnymi zaletami pojazdów z silnikami zabudowanymi w kołach są wysokie możliwości w wykorzystaniu wnętrza pojazdu, niższy środek ciężkości pojazdu (w porównaniu z pojazdami z silnikiem centralnym)

oraz dobra stabilność jazdy itp. [2,3]. Wobec wielu zalet, problemem w pojazdach z silnikami zabudowanymi w kole jest wysoka wartość masy nieresorowanej i związanej z nią amplitudy drgań, mającej wpływ np. na przyczepność kół do podłoża [2]. Wiele prac badawczych dotyczy prób rozwiązania tego problemu poprzez: zastosowanie specjalnych mechanizmów tłumiących drgania [2,4], ograniczenie wartości masy nieresorowanej [2,5] lub zastosowanie specjalnych konstrukcji zawieszenia pojazdu [2,6]. Wśród rozwiązań napędów do zabudowy w kole pojazdu, istnieją także rozwiązania napędów ze

zintegrowaną przekładnią oraz mechanizmem przełączania napędu pomiędzy napędem bezpośrednim koła przez silnik elektryczny, a napędem pośrednim z wykorzystaniem przekładni. Celem tego typu rozwiązań jest zwiększenie własności użytkowych pojazdu elektrycznego i poprawa jego niezawodności. Przykłady takich rozwiązań konstrukcyjnych przedstawiono w pracach [7, 8]. W Sieci Badawczej Łukasiewicz - Instytucie Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL również prowadzone są prace nad napędami do zastosowań dla elektromobilności [9], w tym napędami bezpośrednimi do zabudowy w kole pojazdu [10-12] oraz napędami ze zintegrowaną przekładnią planetarną i mechanizmem przełączania przełożenia w napędzie [13]. Celem pracy było opracowanie konstrukcji mechanizmu przełączania przełożenia napędu ze zintegrowaną przekładnią planetarną do zabudowy w kole pojazdu.

2. Założenia projektowe

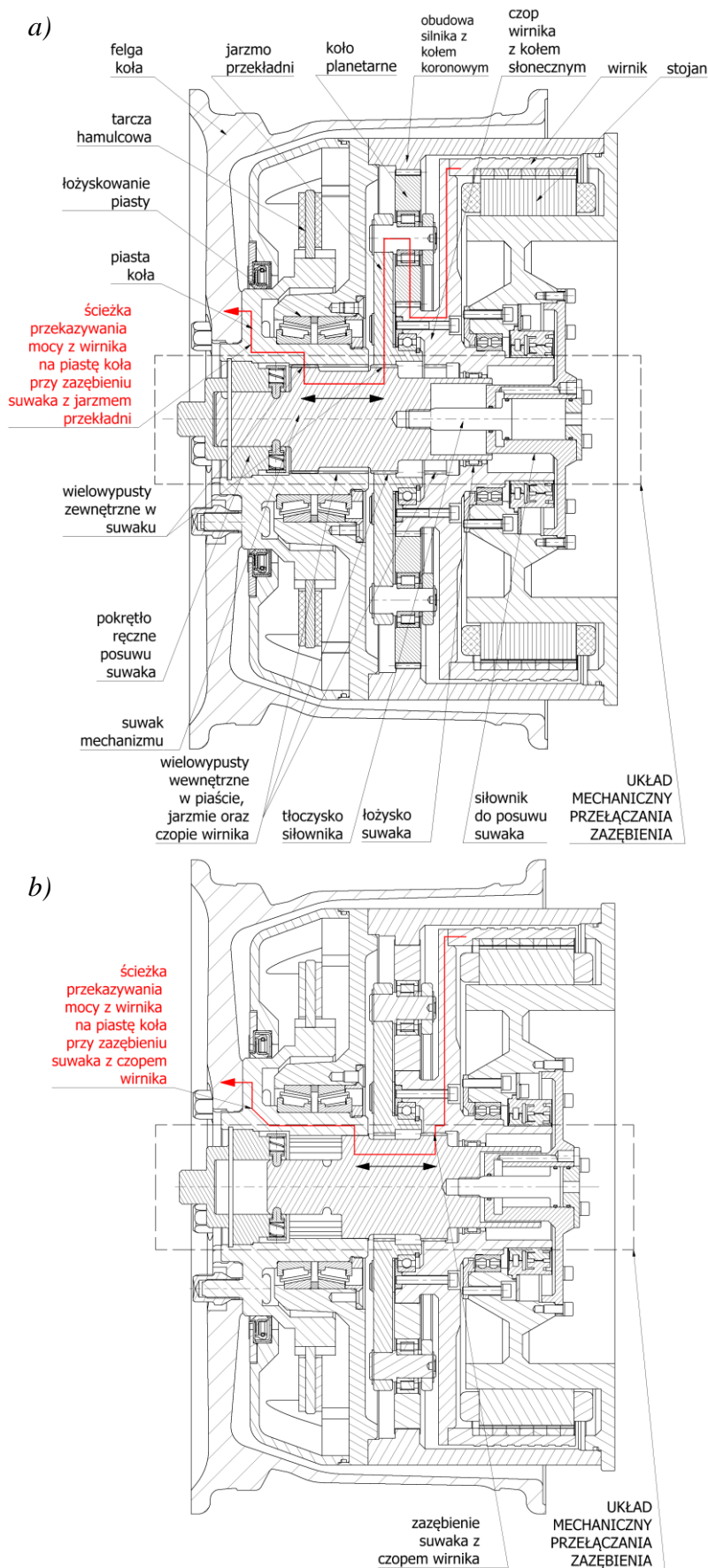
Projekt konstrukcji mechanizmu przełączania ząbienia pomiędzy silnikiem elektrycznym, przekładnią planetarną oraz piastą koła powstał na podstawie następujących założeń projektowych:

- maksymalny moment obrotowy jaki ma przenieść mechanizm wynosi 2500Nm,
- maksymalna prędkość obrotowa wynosi 1400 obr./min.,
- zmiana nastawy mechanizmu powinna być realizowana zarówno ręcznie (np. pokrętłem) oraz za pomocą siłownika hydraulicznego/ pneumatycznego/ elektrycznego,
- konstrukcja mechanizmu powinna umożliwiać minimalizację wymiarów całego napędu, a zwłaszcza jego długości,
- łożyskowanie mechanizmu uwzględniające zarówno posuw osiowy elementów mechanizmu jak również względny ruch obrotowy pomiędzy wirnikiem silnika elektrycznego oraz piastą koła.

3. Konstrukcja mechanizmu przełączania ząbienia pomiędzy silnikiem elektrycznym, przekładnią planetarną oraz piastą koła

Konstrukcję mechanizmu przełączania ząbienia pomiędzy silnikiem elektrycznym, przekładnią planetarną oraz piastą koła wraz z przekrojem całego napędu w kole pojazdu przedsta-

wiono na rysunkach 1 i 2. Mechanizm osadzony jest wewnątrz napędu na wspólnej osi silnika elektrycznego, przekładni oraz piasty koła. Głównym elementem mechanizmu jest walcowy suwak, który może poruszać się wzdłuż osi napędu i służy do przekazywania momentu obrotowego od silnika elektrycznego/przekładni planetarnej na piastę koła. Ponadto, w skład mechanizmu wchodzi również zespół pokrętła ręcznego osadzony na pierwszym czopie suwaka oraz siłownik hydrauliczny połączony z drugim czopem suwaka, służące do przesuwu osiowego suwaka. Pierwszy czop suwaka posiada wyfrezowane spiralne rowki w których osadzone są bolce pokrętła do ręcznego przesuwu suwaka. Obrót pokrętła powoduje przesuw osiowy suwaka o wartość skoku spiralnych rowków wyfrezowanych na pierwszym czopie suwaka. W drugim czopie suwaka znajduje się wytoczony otwór w którym umieszczono siłownik hydrauliczny do przesuwu suwaka w sposób zautomatyzowany. Alternatywnie możliwe jest zastosowanie siłownika elektrycznego lub pneumatycznego. Zewnętrzna powierzchnia walcowa drugiego czopa suwaka współpracuje z łożyskiem igielkowym osadzonym wewnątrz czopa wirnika silnika elektrycznego. W centralnej części suwaka znajdują się dwa wielowypusty zewnętrzne o jednakowej długości, współpracujące z wielowypustami wewnętrznymi piasty koła, przekładni planetarnej oraz czopu wirnika silnika elektrycznego. Pierwszy wielowypust suwaka stale współpracuje z wielowypustem wewnętrznym piasty koła niezależnie od położenia suwaka. Drugi wielowypust suwaka w zależności od jego położenia pozostaje w ząbieniu z wielowypustem wewnętrznym jarzma przekładni planetarnej (rys. 1a) lub wielowypustem wewnętrznym czopa wirnika silnika elektrycznego (rys. 1b). Wielowypusty wewnętrzne piasty koła, jarzma przekładni planetarnej oraz czopa wirnika różnią się jedynie długością wielowypustu tj. długość wielowypustu wewnętrznego piasty koła wynosi co najmniej trzykrotność długości wielowypustów wewnętrznych jarzma przekładni oraz czopa wirnika, których długości są równe. Dzięki temu, suwak może pozostawać w stałym ząbieniu z piastą koła niezależnie od jego położenia osiowego.



Rys.1. Przekrój napędu z układem mechanicznym przełączania zazębienia a) w położeniu suwaka z zazębieniem z jarzmem przekładni, b) w położeniu suwaka z zazębieniem z czopem wirnika



Rys. 2. Model 3D napędu z układem mechanicznym przełączania zazębienia

4. Obliczenia mechaniczne połączenia wielowypustowego

Obliczenia mechaniczne połączenia wielowypustowego mechanizmu prowadzone były z wykorzystaniem oprogramowania MITCalc (wersja 1.76).

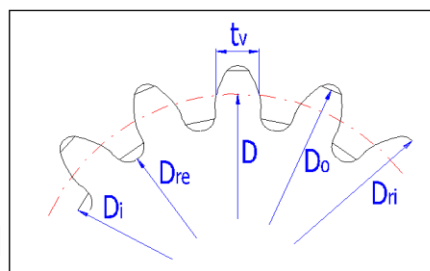
Na potrzeby obliczeń mechanicznych połączenia wielowypustowego przyjęto wartości momentu maksymalnego oraz maksymalnej prędkości obrotowej zgodnie z wytycznymi opisanymi w rozdziale 2 (2500Nm, 1400obr/min.). Ponadto, założono że wszystkie elementy z wielowypustem (suwak mechanizmu, piasta koła, jarzmo przekładni oraz czop wirnika) są wykonane ze stali o wytrzymałości $R_m=950\text{MPa}$, a powierzchnia zębów wielowypustu została utwardzona do twardości min. 55 HRC. Założono również, trwałość połączenia wielowypustowego wynoszącą 20 000h, współczynnik bezpieczeństwa 1.8, współczynnik rozkładu obciążenia wielowypustu $KL=0.7$, współczynnik przeciążalności połączenia wielowypustowego $KS=2.4$. Ze względu na konstrukcję całego napędu (łożyskowanie piasty, łożyskowanie wirnika, kon-

strukcja przekładni planetarnej itp.) średnica zewnętrzna wielowypustu suwaka nie mogła przekraczać $\varnothing 80\text{mm}$. Na tej podstawie wybrano wielowypust ewolwentowy o kącie przyporu 30° z pasowaniem na bokach zębów wg normy DIN 5480. Średnica podziałowa wielowypustu $\varnothing 76\text{mm}$, moduł $m=2$, liczba zębów $z=38$. Obliczona minimalna długość połączenia wielowypustowego wynosiła 19,3mm (patrz rys. 3), natomiast naprężenia skręcające suwaka $\tau=70.4\text{MPa}$ oraz naciski powierzchniowe na powierzchnię boczną zęba $p=160.4\text{MPa}$. Na podstawie obliczonych naprężeń i nacisków powierzchniowych wyliczono współczynniki bezpieczeństwa, które dla skręcania i nacisków powierzchniowych wynosiły odpowiednio 4.83 oraz 1.87 (patrz rys. 3).

Na podstawie obliczeń dobrano długość każdego z dwóch wielowypustów suwaka mechanizmu wynoszącą 20mm. Długości wielowypustów jarzma przekładni oraz czopa wirnika są identyczne, natomiast długość wielowypustu piasty koła wynosi min. 60mm.

8.11 Coupling dimensions			
8.12	Min. shaft diameter	D_{remin}	54.5 [mm]
8.13	Spline	$79.6 - 2 \times 38$	
8.14	Module / Number of teeth	m / n	2 / 38 [mm]
8.15	Pitch / base diameter	D / D_0	76 / 65.82 [mm]
8.16	Reference diameter / shift	Dd / xm	80 / 0.9 [mm]
8.17	Diameters of external spline	D_o / D_{re}	79.6 / 75.6 [mm]
8.18	Diameters of internal spline	D_i / D_{ri}	76 / 80 [mm]
8.19	Tooth thickness / groove width	t_v / s_v	4.18 / 4.18 [mm]
8.20	Circular pitch / form clearance	p / c_f	6.28 / 0.2 [mm]
8.21	Min. functional spline length	L_{min}	19.3 [mm]
8.22	Chosen spline length	L	20.000 20 [mm]

9.0 Strength checks of the coupling			
9.1 Check of shaft for torsion			
9.2	Permissible torsional stress	τ_A	340 [MPa]
9.3	Comparative stress	τ	70.4 [MPa]
9.4	Safety		4.83
9.5 Check of deformation of grooving sides			
9.6	Permissible pressure	p_A	300 [MPa]
9.7	Comparative pressure	p	160.4 [MPa]
9.8	Safety		1.87



Rys. 3. Screen z programu MITCalc z wymiarami dobrego połączenia wielowypustowego wraz z obliczeniami naprężeń oraz minimalnej długości wielowypustu

5. Podsumowanie

Zaproponowana konstrukcja mechanizmu z suwakami osadzonym w osi napędu wyposażonym w wielowypusty zewnętrzne, pozwala na minimalizację długości całego napędu, ponieważ cały mechanizm przełączania ząbienia schowany jest we wnętrzu (tzn. w osi) napędu i jego długość nie powoduje zwiększenia długości całego napędu. Konstrukcja mechanizmu umożliwia również podwójne sterowanie posuwem swaka: automatyczne (za pomocą siłownika) oraz awaryjne (za pomocą pokrętła ręcznego). Wadą rozwiązania jest natomiast to, że zwiększenie przenieszonego momentu obrotowego wpływa istotnie na zmianę ilości zębów i średnicy podziałowej wielowypustu, co przekłada się z kolei na zwiększenie średnicy całego napędu.

Konstrukcja układu mechanicznego przełączania ząbienia pomiędzy silnikiem elektrycznym, przekładnią planetarną oraz piastą koła jest przedmiotem zgłoszenia patentowego do UP RP (nr zgłoszenia P.439875). Praca została zrealizowana w ramach projektu „Innowacyjny elektryczny zespół napędowy do pojazdów użytkowych”, finansowanego ze środków NCBiR w ramach programu LIDER XI, zgodnie z umową nr LIDER/15/0060/L-11/19/NCBR/2020.

6. Literatura

[1]. Jiang X., Chen L., Xu X., Cai Y., Li Y., Wang W.: "Analysis and optimization of energy efficiency for an electric vehicle with four independent drive in-wheel motors". *Advances in Mechanical Engineering*, 2018, Vol. 10(3), pp. 1–9.
 [2]. Sun Y., Li M., Liao C.: "Analysis of Wheel Hub Motor Drive Application in Electric Vehicles". 13th Global Congress in Manufacturing and Management

(GCMM 2016), MATEC Web of Conferences 100, 01004 (2017).

[3]. Cordopatri A., Cocorullo G.: "A hub motors choice strategy for an electric four independent wheel drive vehicle". 2017 International Conference of Electrical and Electronic Technologies for Automotive, IEEE, 2017, pp. 1–6.
 [4]. Nagaya G., Wakao Y., Abe A.: "Development of an in-wheel drive with advanced dynamic-damper mechanism". *JSAE Review*, 2003, vol. 24(4), pp. 477-481.
 [5]. Yang Y-P., Luh Y-P., Cheng C-H.: "Design and control of axial flux brushless DC wheel motors for electric vehicles-part I: multi-objective optimal design and analysis". *IEEE Transaction on Magnetics*, 2004, vol. 40(4), pp. 1873-1882.
 [6]. Tianze S.: "Design and performance matching of wheel hub motor drive electric vehicle suspension and steering system". Changchun: Jilin University, 2015.
 [7]. Meng D., Tian M., Miao L., Wang Y., Hu J., Gao B.: "Design and modeling of an in-wheel two-speed AMT for electric vehicles". *Mechanism and Machine Theory*, vol. 163, 2021, 104383.
 [8]. Gunji D., Matsuda Y., Kimura G.: "Wheel hub motor". 2014, US Patent 8,758,178.
 [9]. Gawron S.: "Wybrane, innowacyjne projekty maszyn elektrycznych z magnesami trwałymi i ich praktyczne zastosowania". *Maszyny Elektryczne – Zeszyty Problemowe Nr 1/2016*, pp. 1-10.
 [10]. Wolnik T., Dukalski P., Będkowski B., Jarek T.: "Selected aspects of designing motor for direct vehicle wheel drive". *Przegląd Elektrotechniczny*, R. 96 nr 4/2020, str. 150-153
 [11]. Dukalski P., Będkowski B., Parczewski K., Wnęk H., Urbaś A., Augustynek K.: "Analysis of the influence of assembly electric motors in wheels on behaviour of vehicle rear suspension system". *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Volume 42117.10.2018.
 [12]. Dukalski P., Będkowski B., Parczewski K., Wnęk H., Urbaś A., Augustynek K.: "Dynamics of the

vehicle rear suspension system with electric motors mounted in wheels ". Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability Vol. 21, No. 1, 2019.

[13]. Będkowski B., Dukalski P., Cyganik Ł., Jarek T., "Assumptions of the electrical drive unit for commercial vehicles", Proceedings of the 8th International Symposium on Applied Electromagnetics – SAEM'2022.