



Autoreferat

1. Dane personalne i wykształcenie

Imię i nazwisko: **Łukasz Warguła**

ORCID: **0000-0002-3120-778X**

ResearcherID: **AAF-5603-2019**

Aktualne miejsce zatrudnienia oraz stanowisko:

Politechnika Poznańska

Wydział Inżynierii Mechanicznej

Instytut Konstrukcji Maszyn

ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

Stanowisko: adiunkt

Tytuły zawodowe i ukończone studia:

2010 – technik mechanik

Zespół Szkół Samochodowych w Poznaniu ul. Zamenhofa 142, Technikum Samochodowe o profilu technik mechanik pojazdów samochodowych specjalizacja mechatronika pojazdowa.

2014 – inżynier

Politechnika Poznańska, Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania, kierunek: Mechatronika, specjalność: Mechatronika w środkach transportu

2015 – magister inżynier

Politechnika Poznańska, Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania, kierunek: Mechatronika, specjalność: Mechatronika w środkach transportu

2018 – doktor inżynier

Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, kierunek naukowy: Budowa i Eksploatacja Maszyn;

2019 – studia podyplomowe

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Zarządzania, Katedra Przedsiębiorczości i Komunikacji w Biznesie – studia podyplomowe, kierunek: Przygotowanie edukacyjne do nauczania przedmiotów ogólnych i techniczno-zawodowych.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Stopień doktora nauk technicznych uzyskałem za pracę pod tytułem „Analiza wpływu modyfikacji konstrukcji rębaka do drewna na wybrane parametry eksploatacyjne” nr DR-63/6/2018. Pracę pisałem pod kierunkiem dr hab. inż. Piotra Krawca prof. PP (promotor) i dr inż. Konrada Jana Walusia (promotor pomocniczy). Praca została pozytywnie zrecenzowana przez prof. dr hab. inż. Leszka Radziszewskiego (z Politechniki Świętokrzyskiej) oraz dr hab. inż. Marka Macko prof. UKW (z Uniwersytetu Kazimierza Wielkiego w Bydgoszczy)

Szkolenia i staże naukowe

Szkolenie w zakresie obsługi aparatu do pomiaru parametrów metabolicznych Cosmed K5, obejmujące proces kalibracji wstępnej urządzenia, przeprowadzenia testów wg wybranych protokołów, wraz z omówieniem i interpretacją wyników. Organizowane przez przedsiębiorstwo „Mikropolis – autoryzowany i wyłączny przedstawiciel firmy COSMED Srl. w Polsce” w roku 2022.

Staż naukowy – doskonalenie szkolenia zawodowego poprzez pogłębianie i poszerzanie wiedzy zawodowej w Centrum Naukowo-Badawczym Ochrony Przeciwpożarowej – Państwowy Instytut Badawczy im. Józefa Tuliszkowskiego w Józefowie w roku 2022.

Staż naukowy na Faculty of Transport Engineering, Vilnius Gediminas Technical University w Wilnie (Litwa) w roku 2022.

Staż naukowy pod tytułem: Designing machines with the use of innovatives design methods and manufacturing technologies along with learning about new mechatronic machines and devives used in agricultural processes w firmie JK Machinery s.r.o w Pradze (Czechy) w roku 2022.

Szkolenie z zakresu PART-66, PART-147 oraz czynniki ludzkie, organizowane przez Politechnikę Poznańską w roku 2022.

Szkolenie i zapoznanie w sposób szczegółowy z zagadnieniami działalności Zespołu Laboratoriów Procesów Spalania i Wybuchowości CNBOP-PIB, realizowany w Centrum Naukowo-Badawcze Ochrony Przeciwpożarowej – Państwowy Instytut Badawczy im. Józefa Tuliszkowskiego Zespół Laboratoriów Procesów Spalania i Wybuchowości w Józefowie w roku 2018.

Szkolenie CONTITECH- układy rozrządu i układy pomocnicze w silnikach samochodów osobowych (cz. teoretyczna + praktyczna) realizowane przez firmę Inter Cars S.A., w Śremie w roku 2016.

Szkolenie ContiTech Power Transmission Group, Continental z zakresu „Budowa, wymiana i regulacja elementów układu rozrządu oraz napędu pomocniczego” w roku 2016.

Szkolenie z zakresu „Rozwój technologii seryjnych silników spalinowych” realizowane przez MAHLE w roku 2016.

Ukończony kurs instruktażowy dla kierowników wycieczek szkolnych w roku 2017.



2. Zatrudnienie

Okres zatrudnienia: 2016 – 2018

Miejsce: Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn

Stanowisko: Asystent

Okres zatrudnienia: 2018 – obecnie

Miejsce: Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Instytut Konstrukcji Maszyn

Stanowisko: Adiunkt

Okres zatrudnienia: 2018 – 2020

Miejsce: Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn

Stanowisko: kluczowy personel B+R w projekcie pt. „Badania biomechaniki napędzania ręcznych wózków inwalidzkich dla innowacyjnych napędów ręcznych i hybrydowych” (LIDER/7/0025/L_7/15/NCBR/2016), finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju

Okres zatrudnienia: 2021 – obecnie

Miejsce: Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Instytut Konstrukcji Maszyn

Stanowisko: kluczowy personel B+R w projekcie pt. „Innowacyjne Układy Napędowe Wózków Inwalidzkich – Projekt, Prototyp, Badania” (Rzeczy są dla ludzi/0004/2020), finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju

2.1. Umowa o współpracy

Okres zatrudnienia: podpisanie umowy o współpracy w 2022 roku

Miejsce: Kogena sp. z o.o., pl. Solny 15, 50-062 Wrocław

Stanowisko: kluczowy personel B+R w projekcie pt. „Innowacyjny, zintegrowany system predykcji awarii oraz optymalizacji pracy robotów przemysłowych” (POIR.01.01.01-00-0407/22) finansowany przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju

Projekt przyznany przez NCBiR, oczekuje na uruchomienie środków i podpisanie umowy o pracę. Planowany termin podpisania umowy to 1 marca 2023, jednak ze względu na opóźnienia w uruchomieniu środków termin ten jest przedłużony.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



3. Wskazanie osiągnięcia naukowego

Jako osiągnięcie, wynikające z artykułu 219. ustęp 1. ustawy z dnia 1 stycznia 2022 r. „Warunki nadania stopnia doktora habilitowanego - Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce” (Dz.U.2021.478 tj.), wskazuję cykl 13 powiązanych tematycznie publikacji opublikowanych od czerwca 2018 do 2023 roku (zgodnie z art. 219 ust. 1. pkt 2b) i 3 przyznanych patentów i 6 zgłoszeń patentowych od czerwca 2018 do 2023 roku przez Urząd Patentowy RP (zgodnie z art. 219 ust. 1. pkt 2c).

Powyższe publikacje i patenty konstrukcji technicznych tworzą powiązany tematycznie ciąg prac składających się na osiągnięcie naukowe zdefiniowane jako:

Analiza wpływu innowacyjnych rozwiązań konstrukcyjnych na energochłonność maszyn redukujących rozmiar drewna

Szczegółowy wykaz artykułów i patentów tworzących powiązany cykl tematyczny składający się na osiągnięcie naukowe przedstawiono w rozdziałach 3.1 oraz 3.2. Zakres realizowanych przeze mnie przedsięwzięć naukowych składających się z publikacji, patentów i zgłoszeń patentowych deklaruje jako wkład w rozwój dyscypliny *Inżynieria Mechaniczna*. Zestawienie sumaryczne uzyskanych wskaźników z dorobku naukowego zaliczanego do osiągnięcia naukowego przedstawiono w rozdziale 3.3. Wprowadzenie do podjętej tematyki badawczej, której efektem jest osiągnięcie naukowe przedstawiono w rozdziale 3.4. W rozdziale 3.5 przedstawiono streszczenie prac realizowanych w ramach zadeklarowanego osiągnięcia naukowego. W dalszej części przedstawiono wykaz: współpracy zagranicznej i krajowej z jednostkami naukowymi i przemysłowymi, działalność dydaktyczną, aktywność studentów w pracach badawczych, działalność organizacyjną, dodatkową działalność naukową, wykaz dorobku naukowego uzyskanego przed i po uzyskaniu stopnia naukowego doktora nauk technicznych, potwierdzenia z baz bibliometrycznych.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



3.1. Wykaz publikacji naukowych wchodzących w skład osiągnięcia naukowego

A1	Warguła, Ł., Waluś, K.J., Krawiec, P. (2019). Working conditions of mobile wood chipping machines in the aspect of innovative drive control systems. Sylwan , 163(9), 765-772.	Punktacja MEiN: 40 pkt.	Impact factor: 0,624
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 60%			
A2	Warguła, Ł., Kukła, M., Krawiec, P., Wieczorek, B. (2020). Impact of number of operators and distance to branch piles on woodchipper operation. Forests , 11(5), 598.	Punktacja MEiN: 100 pkt.	Impact factor: 2,633
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 50%			
A3	Warguła, Ł., Kukła, M., Wieczorek, B., Krawiec, P. (2022). Energy consumption of the wood size reduction processes with employment of a low-power machines with various cutting mechanisms. Renewable Energy , 181, 630-639.	Punktacja MEiN: 140 pkt.	Impact factor: 8,634
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 70%			
A4	Warguła, Ł., Lijewski, P., Kukła, M. (2022). Influence of non-commercial fuel supply systems on small engine SI exhaust emissions in relation to European approval regulations. Environmental Science and Pollution Research , 1-16.	Punktacja MEiN: 100 pkt.	Impact factor: 5,190
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 85%			
A5	Warguła, Ł., Krawiec, P., Waluś, K. J., Kukła, M. (2020). Fuel consumption test results for a self-adaptive, maintenance-free wood chipper drive control system. Applied Sciences , 10(8), 2727	Punktacja MEiN: 70 pkt.	Impact factor: 2,679
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 50%			
A6	Warguła, Ł., Kukła, M., Lijewski, P., Dobrzyński, M., Markiewicz, F. (2020). Influence of innovative woodchipper speed control systems on exhaust gas emissions and fuel consumption in urban areas. Energies , 13(13), 3330.	Punktacja MEiN: 140 pkt.	Impact factor: 3,004
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 70%			

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



A7	Warguła, Ł., Kukla, M., Krawiec, P., & Wieczorek, B. (2020). Reduction in Operating Costs and Environmental Impact Consisting in the Modernization of the Low-Power Cylindrical Wood Chipper Power Unit by Using Alternative Fuel. Energies , 13(11), 2995.	Punktacja MEiN: 140 pkt.	Impact factor: 3,004
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 50%			
A8	Warguła, Ł., Kukla, M., Lijewski, P., Dobrzyński, M., Markiewicz, F. (2020). Influence of the use of Liquefied Petroleum Gas (LPG) systems in woodchippers powered by small engines on exhaust emissions and operating costs. Energies , 13(21), 5773.	Punktacja MEiN: 140 pkt.	Impact factor: 3,004
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 70%			
A9	Warguła, Ł., Kukla, M., Lijewski, P., Dobrzyński, M., Markiewicz, F. (2020). Impact of Compressed Natural Gas (CNG) fuel systems in small engine wood chippers on exhaust emissions and fuel consumption. Energies , 13(24), 6709.	Punktacja MEiN: 140 pkt.	Impact factor: 3,004
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 70%			
A10	Warguła, Ł., Lijewski P., Kukla M., (2023). Effects of Changing Drive Control Method of Idling Wood Size Reduction Machines on Fuel Consumption and Exhaust Emissions. Croatian Journal of Forest Engineering , 44(1), 137-151.	Punktacja MEiN: 100 pkt.	Impact factor: 2.088
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 85%			
A11	Warguła, Ł., Kukla, M., Krawiec, P. (2022). Directions of Development of Adaptive Systems to the Operating Conditions of Mobile Wood Chopping Machines with Low Power Engines. In MATEC Web of Conferences Vol. 357, p. 04002. EDP Sciences.	Punktacja MEiN: 5 pkt.	-
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 90%			
A12	Warguła, Ł., Wojtkowiak D., Kukla M., Talaśka K. (2021) Symmetric Nature of Stress Distribution in the Elastic-Plastic Range of Pinus L. Pine Wood Samples Determined Experimentally and Using the Finite Element Method (FEM). Symmetry , 13(1), 39	Punktacja MEiN: 70 pkt.	Impact factor: 2,940
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 40%			

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



A13	Warguła Ł., Wojtkowiak D., Kukła M., Talaśka K. (2022) Modelling the process of splitting wood and chipless cutting <i>Pinus sylvestris</i> L. wood in terms of designing the geometry of the tools and the driving force of the machine. European Journal of Wood and Wood Products , in press, 1-15	Punktacja MEiN: 140 pkt.	Impact factor: 2,528
<i>W artykule byłem twórcą hipotezy badawczej i pomysłodawcą badań. Do moich zadań należało opracowanie metodyki badawczej i przygotowanie artykułu. Brałem czynny udział w realizacji eksperymentów badawczych przedstawionych w publikacji. Wykonywałem analizę matematyczną wykorzystanych w pracy eksperymentów. Przeprowadziłem analizę wyników oraz je podsumowałem.</i> Mój udział procentowy wyniósł 40%			

3.2. Wykaz patentów i zgłoszeń patentowych wchodzących w skład osiągnięcia naukowego

P1	Warguła Ł., Krawiec P., Waluś K.J.: Układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna, Patent w Urzędzie Patentowym RP, nr. prawa wyłącznego PL 242390, 2023	Punktacja MEiN: 75 pkt.
<i>Mój wkład w powstanie wynalazku polegał na opracowaniu pierwotnej zasady działania wynalazku, kierowaniem pracami koncepcyjno-konstrukcyjnymi. Ponadto brałem udział w pracach nad przeglądem stanu techniki i podczas redagowania zastrzeżeń patentowych. Mój udział procentowy wyniósł 60%</i>		
P2	Warguła Ł., Kukła M., Wieczorek B., Krawiec P.: Układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym, Patent w Urzędzie Patentowym RP, nr. prawa wyłącznego PL 240954, 2022	Punktacja MEiN: 75 pkt.
<i>Mój wkład w powstanie wynalazku polegał na opracowaniu pierwotnej zasady działania wynalazku, kierowaniem pracami koncepcyjno-konstrukcyjnymi. Ponadto brałem udział w pracach nad przeglądem stanu techniki i podczas redagowania zastrzeżeń patentowych. Mój udział procentowy wyniósł 55%</i>		
P3	Warguła Ł., Rosiak S.: Rębak walcowy do drewna z układem przeciążeniowy, Patent w Urzędzie Patentowym RP, nr. prawa wyłącznego PL 241613, 2022	Punktacja MEiN: 75 pkt.
<i>Mój wkład w powstanie wynalazku polegał na opracowaniu pierwotnej zasady działania wynalazku, kierowaniem pracami koncepcyjno-konstrukcyjnymi. Ponadto brałem udział w pracach nad przeglądem stanu techniki i podczas redagowania zastrzeżeń patentowych. Mój udział procentowy wyniósł 50%</i>		
Z1	Warguła Ł., Wieczorek B.: Układ sterowania napędem rębaka do drewna. Zgłoszenie patentowe w Urzędzie Patentowym RP, nr. P.441183, 16.05.2022	-
<i>Mój wkład w powstanie wynalazku polegał na opracowaniu pierwotnej zasady działania wynalazku, kierowaniem pracami koncepcyjno-konstrukcyjnymi. Ponadto brałem udział w pracach nad przeglądem stanu techniki i podczas redagowania zastrzeżeń patentowych. Mój udział procentowy wyniósł 70%</i>		
Z2	Warguła Ł., Zharkevich O, Wieczorek B.: Układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna z silnikiem spalinowym. Zgłoszenie patentowe w Urzędzie Patentowym RP, nr. P.441715, 12.07.2022	-
<i>Mój wkład w powstanie wynalazku polegał na opracowaniu pierwotnej zasady działania wynalazku, kierowaniem pracami koncepcyjno-konstrukcyjnymi. Ponadto brałem udział w pracach nad przeglądem stanu techniki i podczas redagowania zastrzeżeń patentowych. Mój udział procentowy wyniósł 60%</i>		
Z3	Warguła Ł., Wieczorek B, Kukła M.: Klin rozszczepiający drewno do łuparki o zmiennej liczbie linii cięcia. Zgłoszenie patentowe w Urzędzie Patentowym RP, nr. P.437421, 26.03.2021	-
<i>Mój wkład w powstanie wynalazku polegał na opracowaniu pierwotnej zasady działania wynalazku, kierowaniem pracami koncepcyjno-konstrukcyjnymi. Ponadto brałem udział w pracach nad przeglądem stanu techniki i podczas redagowania zastrzeżeń patentowych. Mój udział procentowy wyniósł 50%</i>		

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Z4	Warguła Ł., Wieczorek B, Kukla M.: Obrotowy klin rozszczepiający drewno do łuparki elektrycznej. Zgłoszenie patentowe w Urzędzie Patentowym RP, nr. P.437542, 09.04.2021	-
<i>Mój wkład w powstanie wynalazku polegał na opracowaniu pierwotnej zasady działania wynalazku, kierowaniem pracami koncepcyjno-konstrukcyjnymi. Ponadto brałem udział w pracach nad przeglądem stanu techniki i podczas redagowania zastrzeżeń patentowych. Mój udział procentowy wyniósł 50%</i>		
Z5	Warguła Ł., Wieczorek B, Kukla M.: Hydrauliczna łuparka do drewna. Zgłoszenie patentowe w Urzędzie Patentowym RP, nr. P. 437543, 09.04.2021	-
<i>Mój wkład w powstanie wynalazku polegał na opracowaniu pierwotnej zasady działania wynalazku, kierowaniem pracami koncepcyjno-konstrukcyjnymi. Ponadto brałem udział w pracach nad przeglądem stanu techniki i podczas redagowania zastrzeżeń patentowych. Mój udział procentowy wyniósł 50%</i>		
Z6	Warguła Ł., Wieczorek B.: Hydrauliczna łuparka do drewna. Zgłoszenie patentowe w Urzędzie Patentowym RP, nr. P.442648, 26.10.2022	-
<i>Mój wkład w powstanie wynalazku polegał na opracowaniu pierwotnej zasady działania wynalazku, kierowaniem pracami koncepcyjno-konstrukcyjnymi. Ponadto brałem udział w pracach nad przeglądem stanu techniki i podczas redagowania zastrzeżeń patentowych. Mój udział procentowy wyniósł 80%</i>		

3.3. Zestawienie sumaryczne uzyskanych wskaźników z dorobku naukowego zaliczanego do osiągnięcia naukowego

Rodzaj dorobku naukowego	Sumaryczna punktacja MEiN	Sumaryczny Impact factor
Artykuły naukowe	1325 pkt.	39,332
Patenty	225 pkt.	-
ŁĄCZNIE	1550 pkt.	39,332
Łączny udział własny na podstawie zadeklarowanego udziału procentowego w artykułach naukowych	936,1	15,733
Łączny udział własny na podstawie zadeklarowanego udziału procentowego w patentach	123,8	-
ŁĄCZNIE	1059,9	15,733



3.4. Zarys realizowanej tematyki badawczej

Problemy z jakością powietrza na terenach zurbanizowanych są szczególnie dostrzegane w XXI wieku. Jedną z form poprawy jakości powietrza na tych terenach jest zwiększenia infrastruktury zielonej. Drzewa i krzewy w tych miejscach wymagają pielęgnacji lub wycinania. Podczas prac związanych z obsługą parków, obszarów przydrożnych, sadów lub obszarów przydomowych do ich obsługi wykorzystuje się między innymi maszyny rozdrabniające gałęzie. Redukcja rozmiarów drewna ułatwia jego transport, magazynowanie i przetwarzanie np. w biogazowniach, spalarniach lub kompostowniach.

Analiza literaturowa procesów rozdrabniania drewna dotyczy głównie maszyn wykorzystywanych w procesach przemysłowej produkcji biomasy na terenach leśnych. Maszyny rozdrabniające, w tych zastosowaniach charakteryzują się stosunkowo dużą mocą jednostek napędowych od 100 kW do 850 kW. Najczęściej są to maszyny napędzane silnikami spalinowymi o zapłonie samoczynnym. W przedstawionym osiągnięciu naukowym podjęto się badania maszyn o mocy do 10 kW z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym. Jednostki napędowe tych maszyn w homologacyjnych przepisach Unii Europejskiej dotyczących emisji spalin są klasyfikowane jako oddzielna grupa silników spalinowych. Dotyczy ona nie drogowych silników małej mocy (do 17 kW). Analiza przepisów prawnych dotyczących tej grupy silników i silników stosowanych w pojazdach dopuszczonych do ruchu drogowego wskazuje liberalne podejście ustawodawców do silników maszyn nie drogowych małej mocy (ang. non road small engine). Przepisy te przekładają się na niskie zaawansowanie techniczne układów zasilania paliwem tych silników. Nawet po aktualizacji dopuszczalnych limitów emisji z gazów spalinowych obowiązujących od 2019 roku komercyjne rozwiązania układów zasilania paliwem tych silników charakteryzują się gaźnikowym układem zasilania benzyną. Skutkuje to możliwością wyższej emisji przez maszyny mniejszej mocy, niż maszyn z silnikami o wielokrotnie większej mocy. Silniki do maszyn nie drogowych małej mocy muszą charakteryzować się stosunkowo niską masą i rozmiarem. W wielu przypadkach te aspekty determinują brak możliwości zastosowania współczesnego oprzyrządowania wykorzystywanego w silnikach spalinowych pojazdów samochodowych. Często maszyny z silnikami nie drogowymi są mobilne, a ich przemieszczanie odbywa się wyłącznie z wykorzystaniem siły mięśni.

Głównym producentem maszyn redukujących rozmiar drewna z silnikami do maszyn nie drogowych małej mocy w Europie Środkowej jest firma REMET CNC Technology (Kamień, Polska) oraz Hecht (Mukařov – Tehovec, Czechy). Natomiast silniki najczęściej produkowane są w Chinach lub Indiach i bazują na licencji Hondy. Niezależnie od układu zasilania paliwem (gaźnikowy lub wtrysk paliwa), podstawowe komercyjne sposoby regulacji prędkością obrotową silnika to manualnie sterowana dźwignia lub pedał przyspieszenia. Najnowsza komercyjna konstrukcja Hondy np. modelach iGX charakteryzuje się elektronicznie sterowaną klapą gaźnika. Pomimo tego, że w latach 90-tych, gdy w pojazdach wprowadzano układy wtryskowe symbol „i” w oznaczeniu modelu wskazywał na układ wtryskowy (ang. injection). W rozwiązaniach modeli iGX marki Hondy zmiana pozycji prędkości obrotowej jest zadana przez operatora za pomocą potencjometru lub domyślnie jest ustawiona na pracę z prędkością obrotową umożliwiającą osiągnięcie maksymalnej mocy. Jednak zauważalne jest, że rębaki do drewna małej mocy obsługiwane przez operatorów,

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



którzy ręcznie dostarczają gałęzie charakteryzują się okresowo-zmiennymi warunkami pracy. Dostępne w stanie techniki rębaki pracują z wysoką prędkością obrotową umożliwiającą osiągnięcie maksymalnego momentu obrotowego w chwili obciążenia maszyny ciętym drewnem. Dostrzec można, że praca jałowa maszyny z wysoką prędkością obrotową jest nie energooszczędna i nie ekologiczna. Tak jak praca jednostki napędowej pojazdu podczas postoju w ruchu miejskim. W podjazdach zastosowano system start i stop, rozwiązanie to mogłoby też być korzystne w zastosowaniu do maszyn redukujących rozmiar drewna. Jednak wymaga to zbadania warunków pracy tych maszyn i opracowania koncepcji układu aktywującego i dezaktywującego zmianę stanów pracy silnika spalinowego. Ponadto można dążyć do wdrożenia nowych technologii z silników spalinowych pojazdów np. wtrysku paliwa lub zasilania paliwami alternatywnymi np. LPG i CNG, które są paliwami alternatywnymi w rozumieniu Dyrektywy Unii Europejskiej (2014/94/UE). Redukcję energochłonności tych maszyn można uzyskać nie tylko poprzez modernizację układu zasilania jednostki napędowej, ale również poprzez mechanizm tnący maszyny. Wśród mechanizmów tnących w stanie techniki najpopularniejsze w zastosowaniu do tych maszyn są rębaki: tarczowe, bębnowe, walcowe, bijakowe. Przy tej samej jednostce napędowej i rodzaju rozdrabnianego materiału maszyny te mogą charakteryzować się różną zdolnością do procesu rozdrabniania oraz jego energochłonnością.

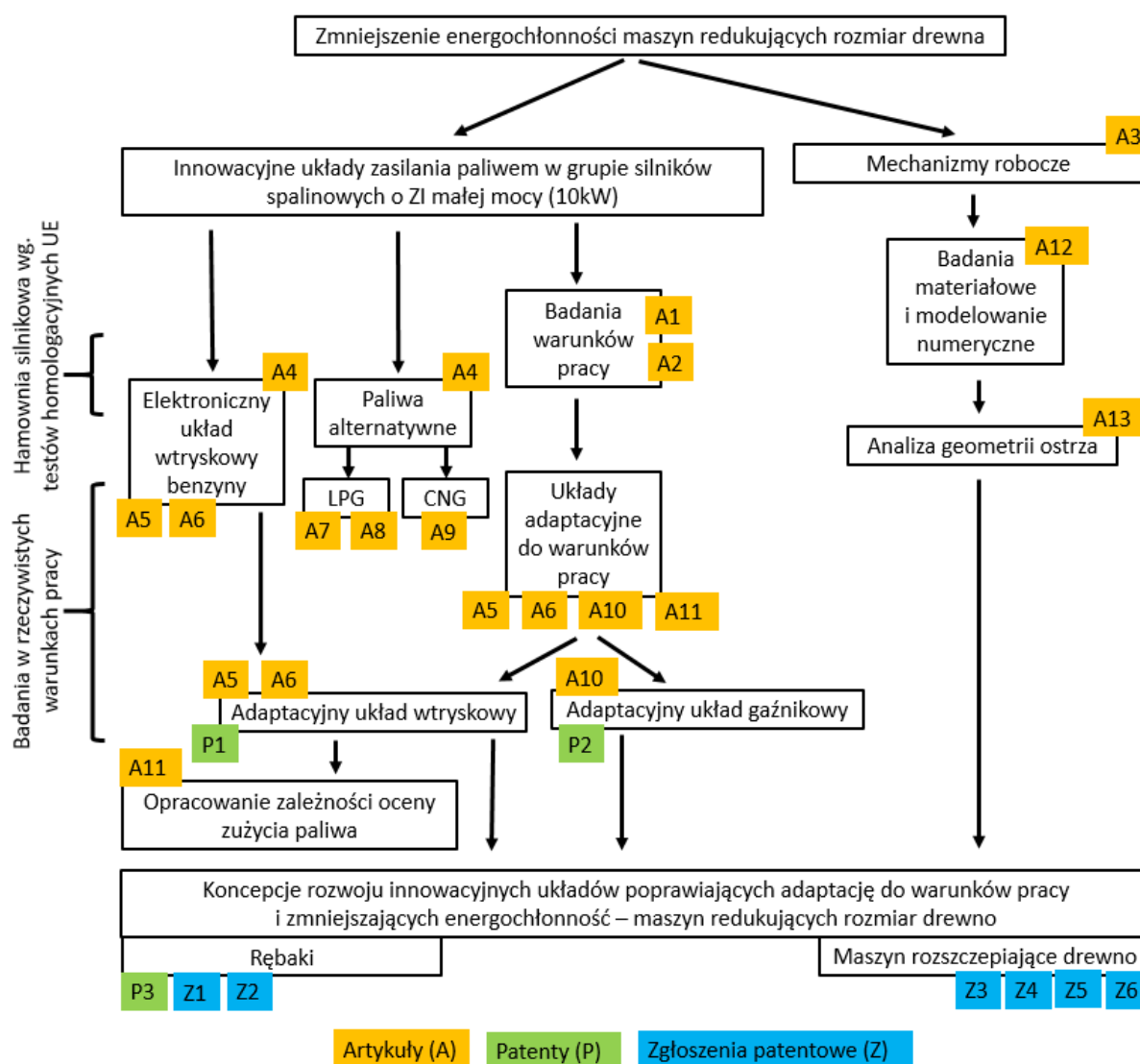
Podczas procesów pielęgnacji drzew na terenach zurbanizowanych, poza gałęziami, dostępne są również większe fragmenty drewna, które mogą wymagać procesów rozszczepiania lub cięcia bezwiórowego. W procesach tych wykorzystywane są łuparki hydrauliczne lub ręczne narzędzia tnące. Energochłonność pracy z wykorzystaniem tych maszyn i urządzeń wymaga efektywnego doboru geometrii narzędzia. Do efektywnego i szybkiego projektowania takich urządzeń wymagane są modele numeryczne materiału drzewnego. Dostrzec można konieczność rozwoju modeli numerycznych drewna sosnowego w programie Abaqus. Następnie konieczny jest rozwój i uzupełnienie stanu wiedzy w zakresie wykorzystania środowiska programu Abaqus do analiz wpływu geometrii ostrza narzędzi tnących lub rozszczepiających drewno. Z wykorzystaniem tego narzędzia inżynierskiego można prowadzić analizy energochłonności procesu rozszczepiania lub cięcia bezwiórowego drewna.

Emisje spalin z jednostek napędowych maszyn są szkodliwe w skali globalnej, a zwłaszcza lokalnej w obrębie maszyny. Powoduje to, że podczas pracy w przestrzeni otwartej operatorzy maszyn z silnikami spalinowymi, są narażeni na oddziaływanie podwyższonych stężeń zanieczyszczenia powietrza. Jak wskazuje Zimmer i Koch w 2017 roku (Zimmer, A.; Koch, N. Fuel Consumption Dynamics in Europe: Tax Reform Implications for Air Pollution and Carbon Emissions. *Transp. Res. Part A Policy Pract.* 2017, 106, 22–50.) z pośród trzech metod redukcji emisji szkodliwych związków spalin z silników spalinowych tj. podatki paliwowe, przepisy homologacyjne i inwestycje w innowacyjne konstrukcje, to innowacje w konstrukcje silników są najbardziej efektywną metodą redukcji. Ponadto wprowadzenie nowej technologii, która najczęściej jest droższa wymaga równoległego wsparcia przepisami homologacyjnymi zapewniającymi usuwanie z rynku starszych rozwiązań konkurencyjnych charakteryzujących się niższą ceną i wyższym zanieczyszczeniem powietrza.

Głównym problemem badawczym jest identyfikacja korelacji warunków pracy, konstrukcji układów zasilania paliwem i mechanizmów roboczych w aspekcie metodologii projektowania maszyn redukujących rozmiar drewna o obniżonej charakterystyce energochłonności.

Nawiązując do rozwiązywanego problemu badawczego postawiono następującą cel:

Celem naukowym jest opracowanie i ocena metod ograniczających energochłonności maszyn redukujących rozmiar drewna. Opracowane i zaprojektowane innowacyjne układy mogą również ograniczać emisję szkodliwych związków spalin i zmniejszyć koszty eksploatacji. W maszynach napędzanych silnikami spalinowymi zużycie energii jest równoznaczne ze zużyciem paliwa.



Rys. 4.1.1. Plan realizacji celu naukowego



W ramach realizowanego celu opracowane zostały prototypy maszyn na których były prowadzone badania umożliwiające:

1. Analizę wpływu częstotliwości dostarczania drewna przez operatorów maszyny na charakterystykę pracy jałowej i pod obciążeniem jednostki napędowej [A1,A2].
2. Analizę wpływu rodzaju mechanizmu tnącego i rozdrabnianego materiału na obciążenie jednostki napędowej i zużycie energii [A3].
3. Analizę wpływu zastosowania układu wtryskowego paliwa oraz układu zasilania paliwem LPG i CNG w silniku ZI o mocy 10 kW na emisję szkodliwych związków spalin podczas badania prowadzonego na hamowni silnikowej zgodnie z przepisami homologacyjnymi obowiązującymi w Unii Europejskiej [A4].
4. Analizę wpływu zastosowania układu wtryskowego paliwa (benzyny) w silniku małej mocy rębaka walcowego na emisję szkodliwych związków spalin i zużycie paliwa w rzeczywistych warunkach pracy [A5, A6].
5. Analizę wpływu zastosowania układu zasilania paliwami alternatywnymi (LPG [A7, A8] i CNG [A9]) w silniku małej mocy rębaka walcowego na emisję szkodliwych związków spalin i zużycie paliwa w rzeczywistych warunkach pracy.
6. Analizę wpływu zastosowania układu poprawiającego adaptację do warunków pracy w silniku spalinowym z układem wtryskowym [A5, A6, P1].
7. Analizę wpływu zastosowania układu poprawiającego adaptację do warunków pracy w silniku spalinowym z układem gaźnikowym [A10, P2].
8. Opracowanie metody i równania obliczającego zużycie paliwa w zależności od zastosowanego układu zasilania paliwem i warunków pracy [A11].
9. Opracowanie koncepcje rozwoju układu poprawiającego adaptację do warunków pracy silnika spalinowego małej mocy zamontowanego w rębaku [P3, Z1, Z2].

Równoległe do badań prototypów maszyn rozdrabniających drewno prowadzono badania mogą wpłynąć również na ich rozwój w zakresie:

10. Modelowania numerycznego drewna sosnowego na podstawie badań eksperymentalnych [12].
11. Analiza geometryczna ostrza do rozszczepiania drewna lub cięcia bezwiórowego [A13].
12. Opracowanie koncepcji rozwoju innowacyjnych łuparek do drewna [Z3, Z4, Z5, Z6].



3.5. Opis merytoryczny osiągnięcia naukowego

3.5.1. Analiza wpływu częstotliwości dostarczania drewna przez operatorów maszyny na charakterystykę pracy jałowej i pod obciążeniem jednostki napędowej [A1,A2]

Podczas badań częstotliwości dostarczania drewna (gałęzi) do maszyny rozdrabniającej analizowano wpływ odległości stosu gałęzi od kanału załadownego maszyny. Badania przedstawiono w dwóch publikacjach, w pierwszej [A1] badania prowadzono w odległości 0,5 m, 1,5 m i 2,5 m, gdzie maszynę obsługiwał jeden operator. W drugiej publikacji [A2] badania prowadzono w odległości 3 m, 9 m i 15 m, gdzie maszynę obsługiwał jeden lub dwóch operatorów. Gałęzie w testach były poddane selekcji i charakteryzowały się zbliżoną długością około 3 m. Częstotliwość dostarczanych gałęzi rejestrował układ optyczny na początku kanału załadownego. W badaniach wykorzystano rębak walcowy Red Dragon RS-100 z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym German GX 390 OHV (o mocy około 10 kW).

Rejestracja czasu pracy rębaka z wydzieleniem czasu pracy czynnej (rozdrabnianie) i biernej (praca jałowa) umożliwia analizę warunków eksploatacji napędu rębaka. Gdy odległość wynosi około 0,5 m, wówczas praca jałowa stanowi około 22% procesu rozdrabniania, a przy odległości 2,5 m udział pracy jałowej rośnie do około 35%. Odległości te, ze względu na topografię terenu w rzeczywistych warunkach eksploatacji, mogą być znacznie większe. Wynika stąd, że prowadzenie prac nad ograniczeniem zużycia energii i emisji szkodliwych związków podczas pracy jałowej maszyny jest uzasadnione, gdyż stanowi on co najmniej 22% [A1].

Badania z pierwszej publikacji [A1] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- **Czas pracy jałowej podczas procesów rozdrabniania może wynosić ponad 22% całkowitego czasu użytkowania maszyny, przy korzystnym rozmieszczeniu materiału rozdrabnianego.**
- **Zasadne są prace nad rozwojem systemu sterowania jednostkami napędowymi w maszynach rozdrabniających, ukierunkowane na uwzględnienie wpływu rzeczywistych warunków eksploatacji.**
- **Rzeczony rozwój jednostek napędowych maszyn rozdrabniających powinien być ukierunkowany na wyposażenie ich w układy zasilania paliwem z możliwością rozbudowy o układy adaptacyjne sterowania prędkością obrotową spalinowej jednostki napędowej.**

Na podstawie tych badań przeprowadzono teoretyczną analizę czasu potrzebnego na dostarczenie gałęzi do rębaka bez dodatkowych komplikacji. Czas ten zależy od czasu potrzebnego na pokonanie odległości między stosem gałęzi a rębakiem w obu kierunkach, czasu potrzebnego na podniesienie i wyciągnięcie gałęzi ze stosu oraz czasu wymaganego na włożeniu gałęzi do kanału załadownego. Opisaną zależność można przedstawić w postaci równania (1):

$$t_s = t_{r1} + t_{r2} + t_l + t_c \quad [\text{s}] \quad (1)$$

gdzie:

t_s – czas na dostarczenie gałęzi do rębaka [s],

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



t_{r1} – czas na pokonanie odległości między rębakiem a stosem gałęzi [s],

t_{r2} – czas na pokonanie odległości między stosem gałęzi a rębakiem [s],

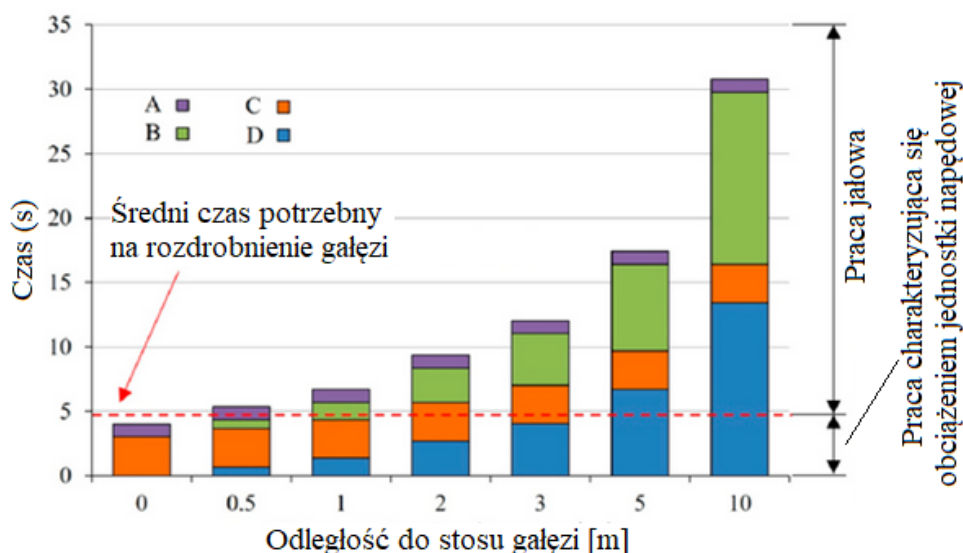
t_l – czas na podniesienie i wyciągnięcie gałęzi ze stosu [s],

t_c – czas na włożenie gałęzi do kanału załadowczego [s].

Jeżeli czas dostarczenia gałęzi do rębaka t_s jest większy niż czas rozdrabniania t_{cp} , to zasadne jest zastosowanie systemów adaptacyjnych poprawiających dopasowanie pracy maszyn do warunków użytkowania, które można przedstawić za pomocą nierówności (2):

$$t_{cp} < t_s \quad (2)$$

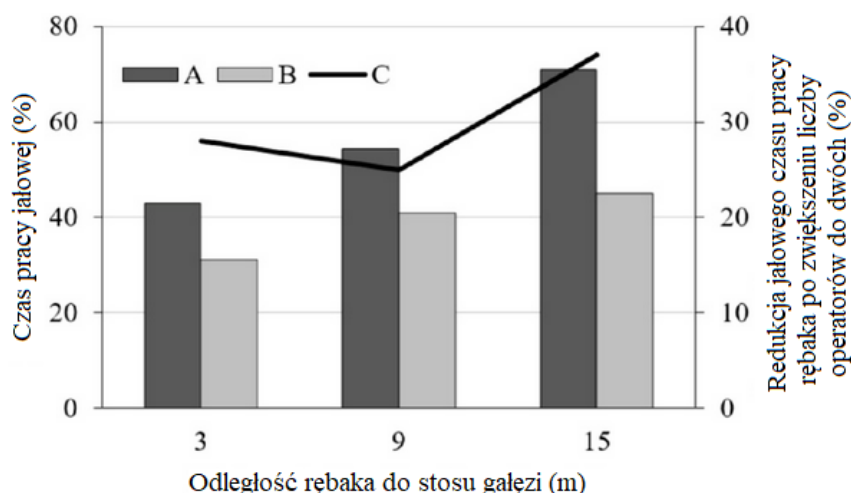
Z badań w pierwszym artykule [A1] wynika, że średni czas rozdrabniania gałęzi (jej cięcie) o długości 3 m wynosi około 4,5 s. Średnia prędkość chodu człowieka wynosi 1,34 m/s [1]. Pozostałe czasy autorzy szacują na podstawie własnego doświadczenia jako wartości 1 s dla podania gałęzi do rębaka i 3 s dla podniesienia gałęzi (przy założeniu, że nie są splątane). Charakterystykę teoretycznego czasu dostarczenia gałęzi do rębaka t_s przedstawiono na rysunku 5.3.1.1. Przedstawione wartości czasu mogą być dłuższe, jeśli gałęzie zaplątają się w stosie lub jeśli utkną w kanale załadowczym rębaka. Wartość ta nie uwzględnia zmian prędkości ruchów operatora, które mogą wzrastać wraz z zwiększonymi oporami ruch wynikającymi z rodzaju terenu lub jego nierówności. Założone wartości czasu należy więc traktować jako jedne z najniższych możliwych w rzeczywistości – są one swego rodzaju punktem odniesienia. Wydłużenie tych czasów jeszcze bardziej zwiększy efektywność wykorzystania systemów adaptacyjnych [A2].



Rys. 5.3.1.1. Teoretyczne czasy dostarczania gałęzi do rębaka przez jednego operatora w zależności od odległości rębaka od stosu gałęzi, gdzie: A – czas na włożenie gałęzi do kanału załadowczego t_c , B – czas na pokonanie odległości między rębakiem, a stosu gałęzi t_{r1} , C – czas na podniesienie i wyciągnięcie gałęzi ze stosu t_l , D – czas na pokonanie odległości między stosem gałęzi, a rębakiem t_{r2}

Dostarczanie trzy metrowej gałęzi do rębaka przy odległościach przyjętych w pierwszym artykule, sprawia trudności w obsłudze maszyny przy większych stosach gałęzi ponieważ, gałąź wplątuje się w stos utrudniając manipulację nią. W dalszej analizie jako minimalną wartość przyjęto odległość 3 m, zapewniającą wygodną obsługę maszyny. W drugim artykule [A2] analizowano częstotliwość dostarczania gałęzi w odległości 3 m, 9 m i 15 m z jednym lub dwoma operatorami. Operatorzy mieli doświadczenie i charakteryzowali się dużym zaangażowaniem dążąc do maksymalizacji wydajności procesu rozdrabniania gałęzi.

Liczba operatorów oraz odległość między stosami gałęzi, a maszyną wpływa na warunki pracy i wydajność mobilnych rębaków. Jeśli weźmiemy pod uwagę najkrótszą odległość (3 m) i pracę wykonywaną tylko przez jednego operatora, czas pracy rębaka na biegu jałowym wynosił ok. 43%. Wartość ta wzrosła do ok. 71%, gdy odległość wynosiła 15 m (rysunek 5.3.1.2). Zwiększenie liczby operatorów z jednego do dwóch skróciło czas pracy jałowej o ok. średnio 30% dla odległości od 3 m do 15 m (rysunek 5.3.1.2).



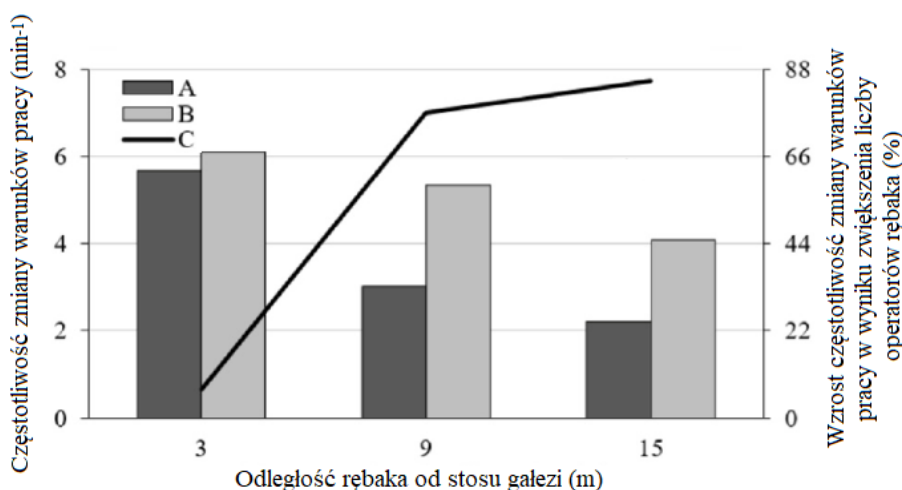
Rys. 5.3.1.2. Udział czasu pracy jałowej rębaka podczas rozdrabniania gałęzi w zależności od odległości stosu gałęzi od rębaka i liczby operatorów, gdzie: A – dla jednego operatora, B – dla dwóch operatorów, C – redukcja jałowego czasu pracy rębaka po zwiększeniu liczby operatorów z jednego do dwóch

Badania wykazały, że czas pracy na biegu jałowym podczas pracy rębaka o małej mocy znacznie przekracza 20% całkowitego czasu pracy. W pojazdach silnikowych wartość 20% wartości czasu pracy na biegu jałowym była podstawą zastosowania systemów start-stop [2]. Analiza uwzględniała pracę jałową maszyny tylko ze względu na opóźnienia wynikające z możliwości dostarczania gałęzi do maszyny. Jak wykazują badania Spinelli oraz Visser z 2009 roku mogą występować jeszcze inne opóźnienia klasyfikowane tj. mechaniczne, operatorskie, organizacyjne i inne [3]. Uwzględnienie innych opóźnień może jedynie wydłużyć czas pracy jałowej, co dodatkowo uwydatni przyczynę konieczności opracowania i zastosowania systemów adaptacyjnych.

Analiza częstotliwości zmiany warunków pracy wykazała, że tempo zmian operacji dla jednego operatora może występować od 2 do 6 razy na minutę (rys. 5.3.1.3). Częstotliwość dostarczania gałęzi znacznie się zmniejsza wraz z odległością stosu gałęzi



od rębaka. Wzrost liczby operatorów z jednego do dwóch ma niewielki wpływ na częstotliwość zmian warunków pracy (o ok. 7%) przy najkrótszej odległości od rębaka (3 m), co pokazuje rysunek 3, natomiast przy większych odległościach dodatkowy operator może zwiększyć częstotliwość zmian warunków pracy rębaka o 77% na dystansie 9 m i 85% na dystansie 15 m. Częstotliwość zmian na poziomie 6 min^{-1} jest zbyt dużą wartością, aby zatrzymać silnik jak w układach stosowanych w pojazdach samochodowych. Ponadto silniki spalinowe rębaków małej mocy często nie są wyposażone w elektryczne rozruszniki wspomagające rozruch. Założony dla samochodów czas postoju jest dłuższy i wynika m.in. ze zmian sygnalizacji świetlnej [4-6]. Ponadto czas jazdy pojazdu w cyklu miejskim jest dłuższy niż czas potrzebny na zniszczenie jednej gałęzi. Wyniki badań sugerują, że w takich warunkach pracy, jakie występują w rębakach małej mocy, układ adaptacyjny powinien raczej sterować prędkością obrotową jednostki napędowej niż jej zatrzymywaniem.



Rys. 5.3.1.3. Częstotliwość zmiany warunków pracy podczas rozdrabniania gałęzi w zależności od odległości stosu gałęzi od rębaka i liczby operatorów, gdzie: A – dla jednego operatora, B – dla dwóch operatorów, C – wzrost częstotliwości zmiany warunków pracy w wyniku zwiększenia liczby operatorów rębaka z jednego do dwóch

Badania z drugiej publikacji [A2] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- Czas pracy jałowej rębaka walcowego może stanowić od 43% do 71% całkowitego czasu pracy, a częstotliwość stanu pracy maszyny zmienia się od 2 do 6 razy na minutę.
- Dwóch operatorów maszyny nie jest w stanie zapewnić ciągłego obciążenia mechanizmu roboczego maszyny.
- Warunki pracy rębaków do drewna (gałęzi) obsługiwanych ręcznie wskazują, że zastosowanie systemów adaptacyjnych w tego typu maszynach jest uzasadnione.
- Zmiana stanu pracy jednostki napędowej wynika z zapotrzebowania na moment obrotowy mechanizmu tnącego.
- Należy prowadzić dalsze prace nad prototypem rębaka z układem adaptacyjnym poprawiającym dopasowanie prędkości obrotowej jednostki napędowej do warunków pracy maszyny.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Literatura:

- [A1] Warguła, Ł., Waluś, K. J., & Krawiec, P. (2019). Working conditions of mobile wood chipping machines in the aspect of innovative drive control systems. *Sylwan*, 163(9), 765-772.
- [A2] Warguła, Ł., Kukła, M., Krawiec, P., & Wieczorek, B. (2020). Impact of number of operators and distance to branch piles on woodchipper operation. *Forests*, 11(5), 598.
- [1] Bosina, E.; Weidmann, U. Estimating pedestrian speed using aggregated literature data. *Phys. A Stat. Mech. Appl.* 2017, 468, 1–29.
- [2] Cieślak, W.; Pielecha, I.; Borowski, P. Effects of start–stop system on the operation of drive system in urban traffic conditions. *J. Mech. Trans. Eng.* 2015, 67, 15–26.
- [3] Spinelli, R.; Visser, R.J. Analyzing and estimating delays in wood chipping operations. *Biomass Bioenergy* 2009, 33, 429–433.
- [4] Fouladvand, M.E.; Nematollahi, M. Optimization of green-times at an isolated urban crossroads. *Eur. Phys. J. B Condens. Matter Complex Syst.* 2001, 22, 395–401.
- [5] Roupail, N.M.; Frey, H.C.; Colyar, J.D.; Unal, A. Vehicle emissions and traffic measures: Exploratory analysis of field observations at signalized arterials. In *Proceedings of the 80th Annual Meeting of the Transportation Research Board, Washington, DC, USA, 7–11 January 2001*.
- [6] Wu, L.; Ci, Y.; Chu, J.; Zhang, H. The influence of intersections on fuel consumption in urban arterial road traffic: A single vehicle test in Harbin, China. *PLoS ONE* 2015, 10.

5.3.2. Analiza wpływu rodzaju mechanizmu tnącego i rozdrabnianego materiału na obciążenie jednostki napędowej i zużycie energii [A3]

Do rozdrabniania drewna wykorzystywane są rębaki z różnymi mechanizmami tnącymi, poza podstawową funkcją, którą spełniają wszystkie badane mechanizmy, czyli redukcją rozmiaru drewna, mogą one charakteryzować się:

- różnym obciążeniem jednostki napędowej,
- różnym zużyciem energii i wydajnością procesu rozdrabniania,
- różną zdolnością do przecięcia określonego przekroju poprzecznego drewna,
- różną wielkością produkowanych frakcji.

Badania wpływu rodzaju mechanizmu tnącego i rozdrabnianego materiału na obciążenie jednostki napędowej przedstawiono w publikacji [A3]. Badaniom poddano cztery komercyjne rozdrabniacze do drewna w pięciu konfiguracjach mechanizmów tnących (jedna z maszyn jest wyposażona w dwa niezależne mechanizmy tnące). Cechą wspólną badanych rozdrabniaczy jest moc jednostki napędowej około 10 kW. Maszyny te charakteryzują się mechanizmem tnącym: tarczowym (X, Z2), bębnowym (W), walcowym (Y) oraz bijakowym (Z1) (z ostrą krawędzią tnącą). Rębak bijakowy (Z1) przystosowany był do rozdrabniania drewna o średnicy przekroju poprzecznego mniejszej niż 10 mm, powyżej tej wartości należało użytkować mechanizm tnącego tarczowego (Z2) (rys. 5.3.2.1). Przedstawione oznaczenia były konsekwentnie utrzymywane w całym badaniu. Testowane maszyny do rozdrabniania drewna były fabrycznie nowe, w związku z czym ich wyniki testów nie były obarczone niedokładnością wynikającą, ze zużycia. Rozdrabniacze drewna były napędzane silnikiem o zapłonie iskrowym German GX 390 o mocy około 10 kW.



Rys. 5.3.2.1. Maszyn rozdrabniające o mocy do 10 kW: a) rębak tarczowy (X), b) rębak bębnowy (W), c) rębak bijakowy (Z1) i mechanizmem rębaka tarczowego (Z2), d) rębak walcowy (Y)

Autoreferat

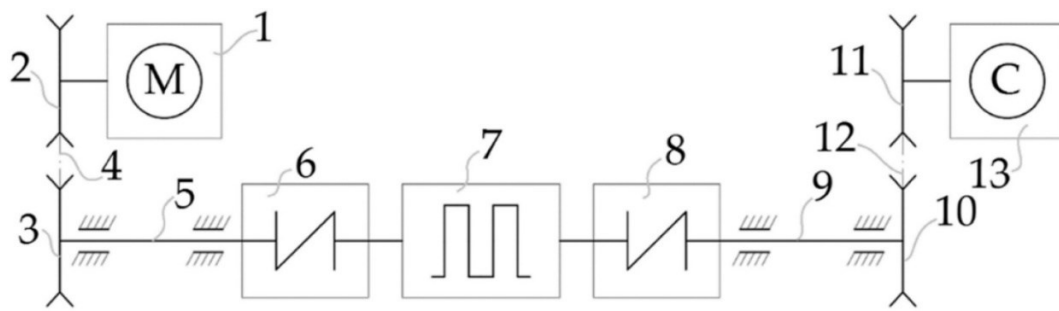
dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Podczas testów we wszystkich maszynach zastosowano tę samą jednostkę napędową. Napęd został połączony z rozdrabniaczem drewna poprzez układ wyposażony w momentomierz, który umożliwia również pomiar prędkości obrotowej (rys. 5.3.2.2). Analiza wpływu rodzaju drewna na mechanizm tnący wymagała ujednoczenia rozdrabnianego materiału. Podczas badań rozdrabniano belki drewniane o przekrojach poprzecznych od 10×10 mm do 50×50 mm (10×10 , 20×20 , 30×30 , 40×40 , 50×50), długości 2 m i wilgotności (MC) 10%. Belki wykonano z trzech gatunków drewna: drewno twarde – jesion (*Fraxinus excelsior* L. Sp. pl. 2:1057. 1753), drewno średnio miękkie – sosna (*Pinus* L. Sp. pt. 1000, 1753 – sosna zwyczajna), drewno bardzo miękkie – świerk (*Picea abies* (L.) H.Karst Deut. Fl. 324. 1881), twardość klasyfikowano wg klasyfikacji Janki. Energia wyrażona w kWh została określona poprzez pomiar momentu obrotowego i prędkości obrotowej w czasie. Liczba belek rozdrabnianych podczas jednego eksperymentu o zadanym przekroju wynosiła 10 sztuk.



Rys. 5.3.2.2. Schemat stanowiska pomiarowego: 1 – silnik spalinowy, 2 – koło pasowe napędzające d_1 , 3 – koło napędzane d_2 , 4 – przekładnia pasowa (przełożenie 1:1), 5 i 9 – wał pośredni, 6 i 8 – sprzęgło elastyczne, 7 – momentomierz z pomiarem prędkości obrotowej, 10 – koło pasowe napędowe d_3 , 11 – koło napędowe, 12 – przekładnia pasowa (przełożenie 5:1), 13 – rozdrabniarka do drewna. W systemie zachowana jest zależność $d_1=d_2=d_3$

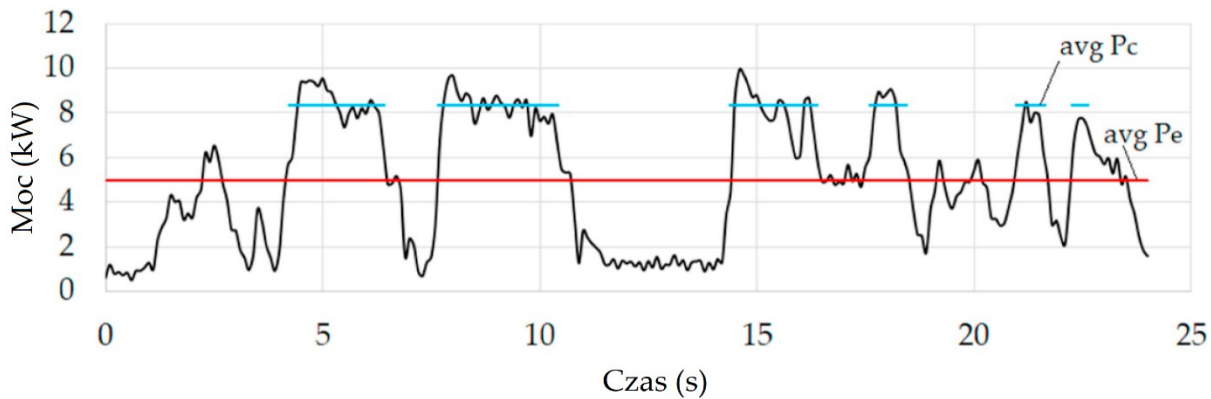
Podczas rozdrabniania drewna można określić różną wartość mocy, na podstawie których można wskazać równe wartości zużywanej energii. Pierwsza możliwość wyznaczenia wartości mocy podczas rozdrabniania drewna, z której następnie określana jest energia, dotyczy wartości maksymalnych w danym procesie rozdrabniania drewna. Wyznaczone w ten sposób informacje są korzystne dla projektantów, ponieważ na podstawie tych wartości mogą projektować maszyny pracujące pod obciążeniem, przy założeniu stałego obciążenia maksymalnego ($avg P_c$). Druga metoda wyznaczania mocy podczas rozdrabniania drewna polega na wyznaczeniu wartości średnich z uwzględnieniem strat mocy i chwilowych wartości pracy jałowej na skutek odbicia drewna w kanale roboczym maszyny i chwilowego braku rozdrabniania drewna ($avg P_e$). W dalszej analizie w ramach prowadzonych badań odnoszono się do średniej mocy użytkowej ($avg P_u$). Charakter opisanych średnich przedstawiono na rys. 5.3.2.3. W dalszych analizach wyników wykorzystano średnią wartość mocy użytkowej ($avg P_u$) do rozdrabniania drewna. Ma to większe znaczenie dla energii zużywanej do rozdrabniania wybranych materiałów, ponieważ uwzględnia cały czas potrzebny na rozdrabnianie. Wyniki wyznaczono dla energii zużytej na rozdrabnianie drewna pojedynczej belki o określonych właściwościach geometrycznych i materiałowych oraz energii zużytej w ciągu 1 godziny pracy rozdrabniacza w zależności od rozdrabniacza drewna o określonych właściwościach geometrycznych i materiałowych.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Rys. 5.3.2.3. Charakterystyka mocy generowanej przez jednostkę napędową podczas rozdrabniania suchej belki świerkowej o przekroju 40×40 mm i długości 2 m, podczas procesu cięcia mechanizmem tarczowym (Z2)

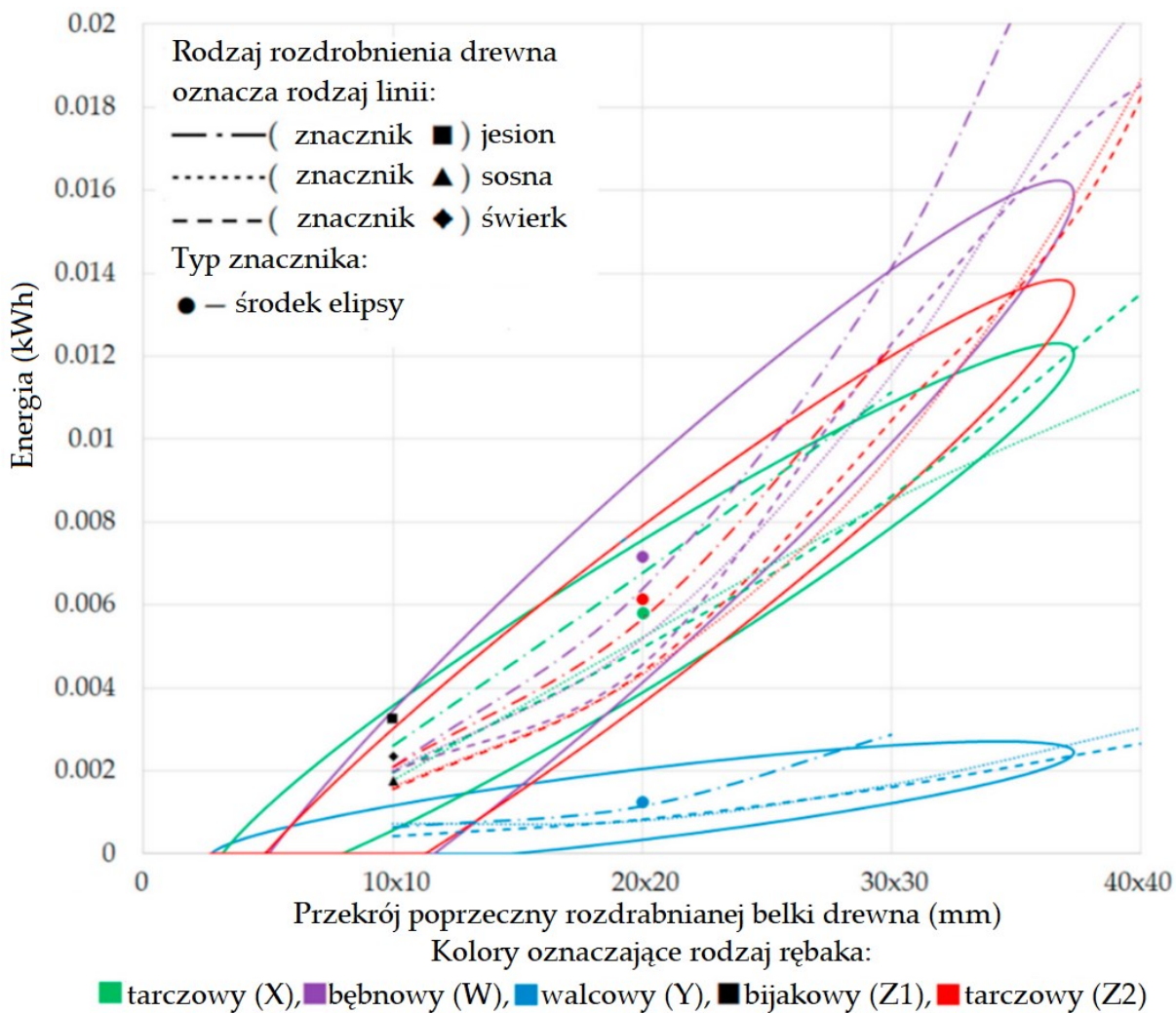
Moc wykorzystywana podczas procesu rozdrabniania drewna określana jest na podstawie wartości momentu obrotowego i prędkości obrotowej. Energię określono na podstawie wartości mocy w czasie, potrzebnej do rozdrobnienia jednej belki. Nie wszystkie mechanizmy tnące miały zdolność rozdrabniania belek drewnianych o przekrojach od 10×10 mm do 50×50 mm. Wyniki zdolności do zakończenia procesu rozdrabniania badanego materiału przedstawiono w tabeli 5.3.2.1. Rozdrabniacze drewna z bębnowym mechanizmem tnącym (W) jako jedyne przeprowadziły proces rozdrabniania drewna dla wszystkich dostarczonych materiałów i przekrojów drewna, natomiast bijak (Z1) tylko belki rozdrabniające o przekrojach 10×10 mm zgodnie z zaleceniami producenta. Dla większości pozostałych mechanizmów tnących w rozdrabniaczach drewna belki z bardzo miękkiego i średnio miękkiego drewna o przekroju poprzecznym 50×50 mm stanowiły obciążenie przekraczające zdolność procesu rozdrabniania drewna. Z kolei belki wykonane z twardego drewna o przekroju 40×40 mm były próbkami, których nie mogły rozdrobnić rębak tarczowy (X) i walcowy (Y). Przyczyną braku ukończenia rozdrabniania drewna było to, że opór siły cięcia mechanizmu tnącego przekraczał siłę napędową.



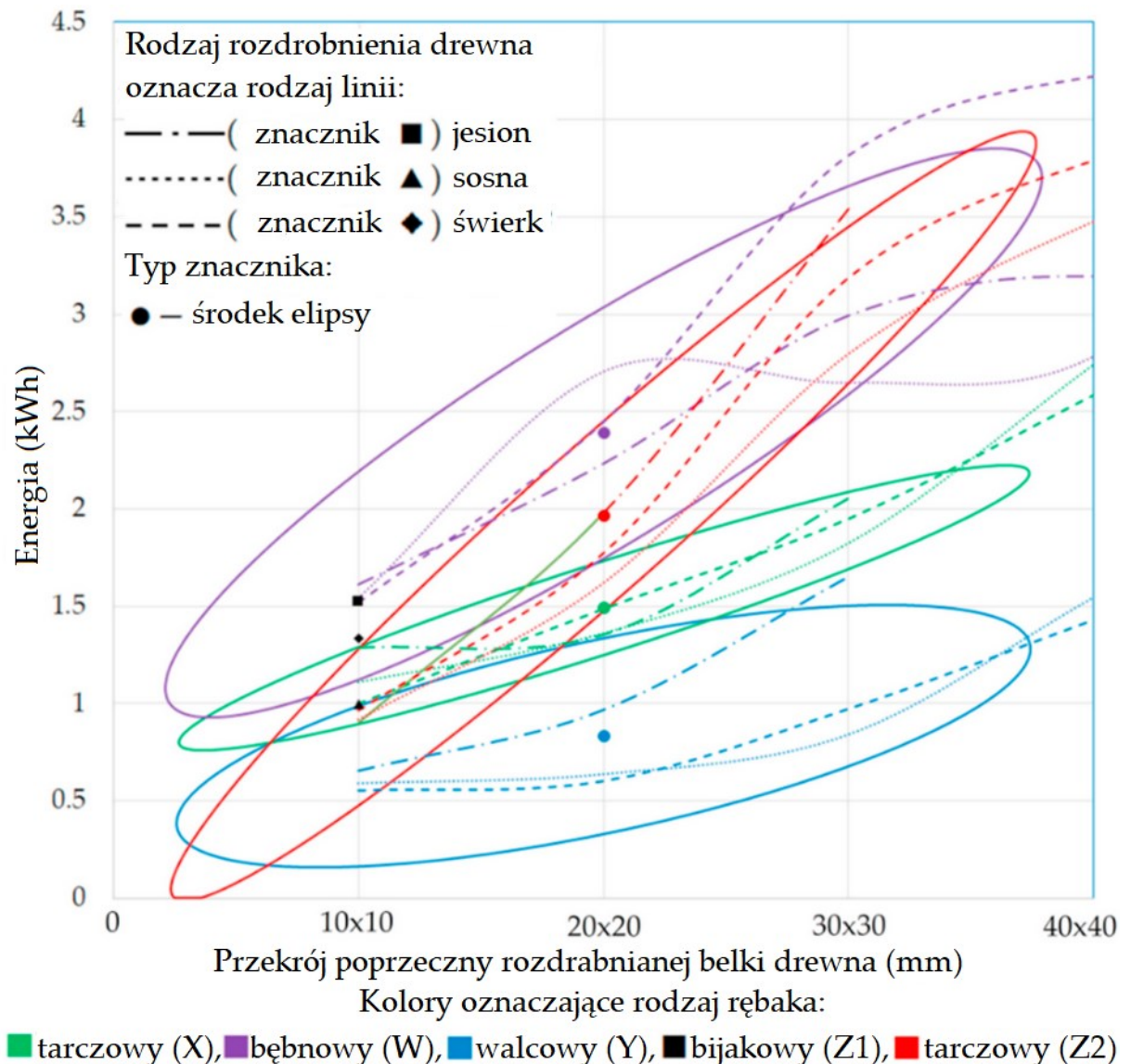
Tabela. 5.3.2.1. Zdolność rębaków do rozdrabniania drewna o różnych właściwościach geometrycznych i materiałowych.

		Typ drewna														
		drewno bardzo miękkie – świerk					drewno średnio miękkie – sosna					drewno twarde – jesion				
Przekrój poprzeczny		A	B	C	D	E	A	B	C	D	E	A	B	C	D	E
Typ rębaka	Tarczowy (X)	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	Bębnowy (W)	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	Walcowy (Y)	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	Bijakowy (Z1)	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	Tarczowy (Z2)	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Przekrój poprzeczny: A – 10×10, B – 20×20, C – 30×30, D – 40×40, E – 50×50																
■ – rozdrabnianie drewna, ■ – brak rozdrabniania, blokada mechanizmu tnącego.																

Ze względu na to, że nie wszystkie maszyny miały zdolność do rozdrabniania belek drewna w każdym z badanych wymiarów przekroju poprzecznego, porównanie przeprowadzono dla belek drewna w zakresie od 10×10 mm do 30×30 mm (ze względu na to, że belki o tym przekroju poprzecznym były rozdrabnianie za pomocą wszystkich typów mechanizmów z wyjątkiem konstrukcji Z1). Funkcje zużycia energii zmieniają się w zależności od pola przekroju poprzecznego, gatunku drewna i mechanizm tnącego, przedstawiono na rys. 5.3.2.4, dla rozdrabniania jednej belki drewna, i na rys. 5.3.2.5 dla zużycia energii w ciągu 1 godziny rozdrabniania.



Rys. 5.3.2.4. Energia zużyta do rozdrobnienia drewna na jedną dwumetrową belkę o określonych właściwościach geometrycznych i materiałowych



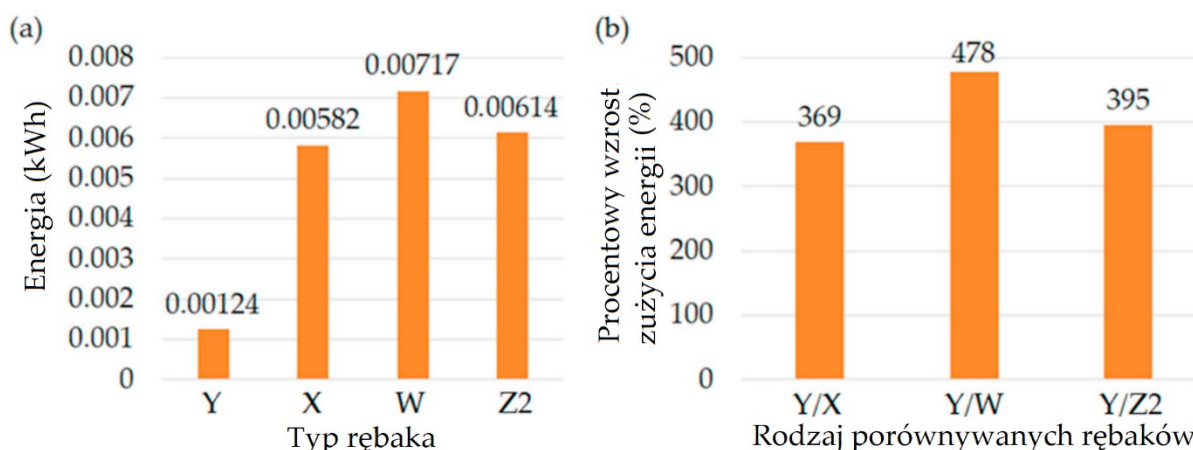
Rys. 5.3.2.5. Energia zużyta podczas 1 h pracy rębaka w zależności od rozdrabnianego drewna o określonych właściwościach geometrycznych i materiałowych

W celu porównania wyników opisano je elipsami wskazującymi obszar zmienności zapotrzebowania na energię podczas rozdrabniania belek o różnych parametrach geometrycznych i materiałowych. Geometrycznym środkiem tego obszaru jest średnie zapotrzebowanie na energię. Wartość tę przyjęto do porównania zużycia energii badanych mechanizmów tnących. W przypadku większości badanych mechanizmów tnących wzrost pola przekroju poprzecznego i twardości materiałów przyczynił się do wzrostu zużycia energii niezbędnej do realizacji procesu rozdrabniania drewna. Natomiast średnie zapotrzebowanie na energię podczas rozdrabniania drewna, opisane środkiem geometrycznym elipsy, wskazuje na zmienne zapotrzebowania na energię zbieżnie do analizy energii potrzebnej do rozdrobnienia jednej belki oraz zużycia energii w ciągu 1 godziny rozdrabniania drewna. Z badań wynika, że najmniej energii zużywał rębak walcowy (Y), później tarczowy (X), natomiast najbardziej energochłonny był proces rozdrabniania z wykorzystaniem rębaka bębnowego (W). Rębak bijakowy (Z1) wykorzystujący bijakowy mechanizm tnący nie był



przedmiotem analizy, gdyż jest to jedynie rozdrabniacz drewna belki 10×10 mm; zaznaczono jednak na wykresach jego energochłonności podczas procesu rozdrabniania (rys. 5.3.2.4, rys. 5.3.2.5) wykazując, że zużywa on więcej energii niż walcowy, przy tym samym rozdrabnianym materiale (Y).

Porównanie średniego zapotrzebowania na energię podczas rozdrabniania jednej belki z różnymi mechanizmami tnącymi pokazano na rys. 5.3.2.6. Porównanie zużycia energii badanych maszyn z mechanizmem najmniej energochłonnego (rębak walcowy (Y)) wskazuje, że mechanizmy rębaka tarczowego (X) i bębnowego (W) zużywają średnio od 369% do 478% więcej energii podczas rozdrobnienia jednej belki drewnianej. Natomiast w ciągu 1 godziny pracy maszyny, przy założeniu ciągłego dostarczania pojedynczych belk drewna, średnia wartość energii zużywanej przez mechanizmy rębaka walcowego (Y) wynosi 0,83 kWh, co jest wartością najniższą wśród badanych maszyn (rys. 5.3.2.7). Rębak z bębnowym mechanizmem tnącym (W) charakteryzuje się największym zużyciem energii wśród badanych maszyn, co jest zgodne z wynikami Spienelli i in. w 2013 oraz Manzone w 2015, który porównał rębak tarczowy i bębnowy [1,2].



Rys. 5.3.2.6. Wpływ mechanizmu tnącego rębaka na energochłonność procesu rozdrabniania drewna – wyrażony dla rozdrobnienia pojedynczej belki, gdzie:

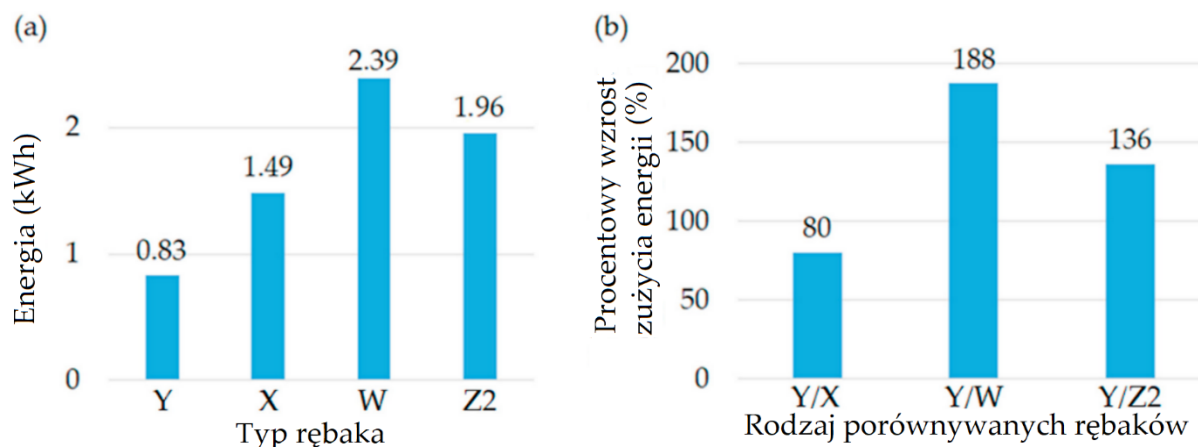
- (a) średnia energia potrzebna do rozdrobnienia jednej belki drewnianej o polu przekroju od 10 × 10 mm do 30 × 30 mm, długość 2 m, dla różnych gatunków i twardości drewna (jesion, sosna, świerk); (b) porównanie energochłonności rozdrabniania drewna przy różnych mechanizmach tnących, względem najmniej energochłonnego (walcowy (Y)); W – bęben, X – tarczowy, Z2 – tarczowy

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Rys. 5.3.2.7. Wpływ mechanizmu tnącego rębaka na energochłonność w ciągu 1 godziny rozdrabniania drewna, gdzie: a) średnia energia potrzebna do rozdrabniania drewna w ciągu 1 godziny pracy dla belek drewnianych o przekroju od 10×10 mm do 30×30 mm, o długości 2 m, dla różnych gatunków i twardości drewna (jesion, sosna, świerk); b) porównanie energochłonności rozdrabniania drewna różnymi mechanizmami tnącymi, względem najmniej energochłonnego (walcowy (Y));
W – bębnowy, X – tarczowy, Z2 – tarczowy

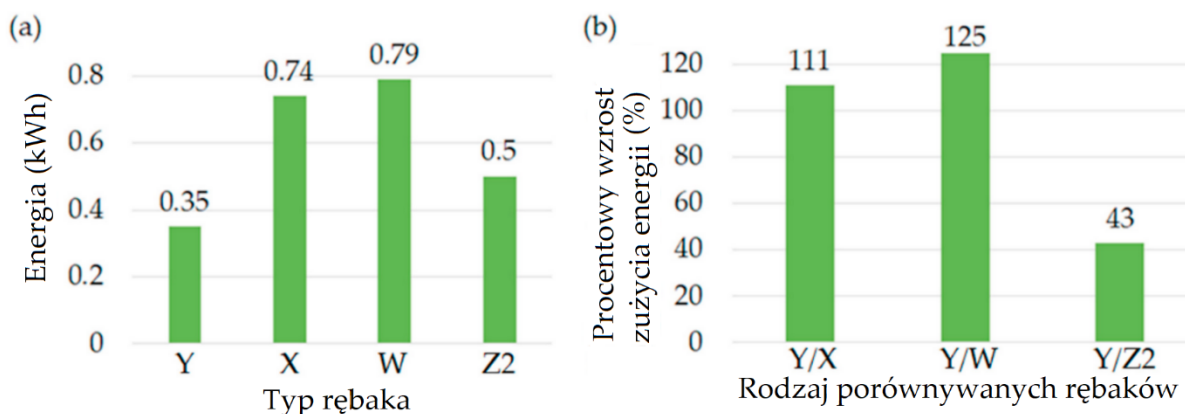
Ze względu na to, że podczas pracy maszyn rozdrabniających drewno w rzeczywistych warunkach pracy, czas postoju może wynosić od 20% do 70% czasu pracy maszyny [3, 4], dlatego ważne jest określenie energii zużywanej przez maszyny na biegu jałowym. Porównanie energochłonności mechanizmów tnących badanych rozdrabniarek przedstawiono na rys. 5.3.2.8. Również w tym badaniu, rębak walcowy (Y) wykazał najmniejsze zużycie energii przy 0,35 kWh. Odnosząc jego wyniki do innych badanych maszyn, mechanizmy tarczowe (X) i bębnowe (W) charakteryzują się wzrostem zużycia energii na biegu jałowym z 111% do 125%. Maszyny te spośród testowanych charakteryzują się największą masą mechanizmów tnących. Natomiast maszyna bijakowa napędzająca dwa mechanizmy tnące, bijak (Z1) i tarcza (Z2), o stosunkowo niewielkich wymiarach i masie (rys. 5.3.2.1) charakteryzowała się o 45% wyższym zużyciem energii na biegu jałowym w stosunku do rębaka walcowego (Y). Porównując wyniki z dostępnymi w literaturze, jednowalcowe (frezowe) rozdrabniacze drewna o mocy 2,8 kW zużywają na biegu jałowym około 0,03 kWh [5], podczas gdy tarcza napędzana silnikiem o mocy 100 kW miała na biegu jałowym 4,2 kWh [1]. Można zauważyć, że moc potrzebna do pracy na biegu jałowym w maszynach rozdrabniających mieści się w zakresie 1%–8% mocy znamionowej zespołu napędowego, w maszynach do 10 kW wartość ta wynosi $2 \pm 5\%$.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Rys. 5.3.2.8. Wpływ mechanizmu tnącego rębaka na energochłonność maszyny podczas pracy jałowej, gdzie: a) energochłonność podczas godziny pracy jałowej, b) porównanie zużycia energii podczas pracy jałowej rębaków z różnymi mechanizmami tnącymi w odniesieniu do najmniej energochłonnej (walcowy (Y)); W – bębnowy, X – tarczowy, Z2 – tarczowy [A3].

Wyznaczone wartości zużycia energii podczas rozdrabniania (pracy czynnej) i pracy jałowej maszyny, w zależności od przyjętego stosunku udziału tych prac może wspomóc prognozowanie zużycia energii przy wykorzystaniu adaptacyjnych układów sterowania rębakami.

Można zauważyć, że zużycie energii podczas procesów rozdrabniania drewna w większym stopniu zależy od rodzaju mechanizmu tnącego niż od obrabianego gatunku drewna (rys. 5.3.2.4, rys. 5.3.2.5). Z drugiej strony zmiana pola przekroju znacząco wpływa na energochłonność procesu rozdrabniania drewna, jednak wzrasta ona dla wszystkich mechanizmów tnących.

Należy zauważyć uwagę, że badane maszyny wytwarzają frakcje drewna różnej wielkości, a wiadomo, że większy stopień rozdrobnienia wymaga większego zużycia energii. Jednak wszystkie wytwarzane zrębki spełniały Europejskie normy dotyczące paliw stałych, które klasyfikowane są według rozmiaru typowych wielkości cząstek od 5 mm do 100 mm [6]. Jak wykazali Choi i in., w 2019 r. wielkość wytwarzanych zrębek (z 40 mm do 80 mm) może powodować 30% wzrost zużycia energii, więc zależność ta nie jest wprost proporcjonalna [7]. Najmniejszą energochłonnością charakteryzował się rębak walcowy (Y), ale wielkość wyprodukowanej przez niego frakcji drewna była również największa. Przykład wiórów drzewnych wytworzonych w procesie rozdrabniania belek o wymiarach 30×30 mm pokazano na rys. 5.3.2.9. Wyprodukowane frakcje drewna nie były dalej analizowane, ponieważ głównym celem pracy był pomiar zużycia energii i obserwacja charakteru obciążeń jednostki napędowej procesu rozdrabniania drewna w maszynach używanych do procesów oczyszczania terenów zurbanizowanych z drewna. Ponadto ocena zrębek powinna zależeć od ich wykorzystania [8]. Firmy zajmujące się infrastrukturą zieleni miejskiej są zainteresowane głównie kosztami związanymi z rozdrabnianiem drewna (głównie gałęzi) w celu zmniejszenia ich objętości. Pozyskane zrębki drewna trafiają jako biomasa do punktów selektywnej zbiórki odpadów, gdzie dostarczony surowiec jest przetwarzany i dalej wykorzystywany.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Rys. 5.3.2.9. Zrębki z rębaków o różnych mechanizmach tnących: a) tarczowy (X), b) bębnowy (W), walcowy (Y), tarczowy (Z2), bębnowy (Z1)

Badania z publikacji [A3] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- Jednym ze sposobów na zmniejszenie energochłonności maszyn rozdrabniających drewno może być dobór odpowiedniego mechanizmu tnącego.
- Spośród badanej grupy mechanizmów tnących najmniej energii zużywał mechanizm rębaka walcowego (Y), następnie tarczowego (X i Z2), natomiast najwięcej energii zużywa mechanizm bębnowy (W), kolejność zużycia energii jest taka sama dla procesów ciągłego rozdrabniania i pracy maszyny na biegu jałowym.
- Oprócz zużycia energii przeanalizowano również wydajność masową, wykazując, że największą wartością tego parametru charakteryzował się walcowy mechanizm tnący (Y), następnie bębnowy (W), a następnie tarczowy (X i Z2).
- Podobną kolejność zaobserwowano dla zużycia energii na tonę drewna poddanego procesowi rozdrabniania.
- Funkcję rozdrabniania drewna najlepiej spełnia mechanizm bębnowy (W), gdyż rozdrabnia on każdy rodzaj i rozmiar badanego drewna, który obejmował zakres badań.
- Badania uzupełniły braki literatury dotyczącej badań maszyn do rozdrabniania drewna stosowanych na terenach miejskich i przystosowanych do napędzania silnikami małej mocy (w rozumieniu dyrektyw Unii Europejskiej).
- Scharakteryzowano badaną grupę maszyn (spalinowe rębaki małej mocy (około 10kW)) w zakresie średniego zużycia energii na godzinę pracy ($1,7 \pm 0,67$ kWh), średniego zużycia energii podczas pracy na biegu jałowym ($0,6 \pm 0,21$ kWh), średniej wydajności masowej ($0,24 \pm 0,15$ ton/h) oraz średnie zużycie energii na tonę drewna poddanego procesowi rozdrabniania ($11,9 \pm 6,37$ kWh/tonę).
- W pracy porównano wyniki walcowego mechanizmu tnącego (Y), który nie był wcześniej porównywany w literaturze z innymi mechanizmami rozdrabniania drewna.
- Wyniki tych badań są podstawą opracowania zgłoszenia patentowego [Z1] opisanego w dalszych rozdziałach. Badania te potwierdziły, że proces rozdrabniania drewna nie musi wymagać pracy maszyny z pełną mocą, więc w zależności od rodzaju rozdrabnianego drewna można wprowadzać proces sterowania redukujący zużycie energii.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,
Instytut Konstrukcji Maszyn



Literatura:

- [A3] **Warguła, Ł.** Kukła, M., Wieczorek, B., & Krawiec, P. (2022). Energy consumption of the wood size reduction processes with employment of a low-power machines with various cutting mechanisms. *Renewable Energy*, 181, 630-639.
- [Z1] **Warguła Ł.**, Wieczorek B.: Układ sterowania napędem rębaka do drewna. Zgłoszenie patentowe w Urzędzie Patentowym RP, nr. P.441183, 16.05.2022
- [1] Spinelli, R., Cavallo, E., Eliasson, L., & Facello, A. (2013). Comparing the efficiency of drum and disc chippers. *Silva Fennica*, 47(2).
- [2] Manzone, M. (2015). Energy consumption and CO2 analysis of different types of chippers used in wood biomass plantations. *Applied energy*, 156, 686-692.
- [3] McEwan, A., Brink, M., & Spinelli, R. (2019). Efficiency of different machine layouts for chain flail delimiting, debarking and chipping. *Forests*, 10(2), 126.
- [4] Spinelli, R., & Visser, R. J. (2009). Analyzing and estimating delays in wood chipping operations. *biomass and bioenergy*, 33(3), 429-433.
- [5] **Warguła, Ł.**, Adamiec, J. M., Waluś, K. J., & Krawiec, P. (2018). The characteristics analysis of torque and rotation speed of working unit of branch grinder-introductory research. In **MATEC Web of Conferences** (Vol. 157, p. 01021). EDP Sciences.
- [6] European Standard EN ISO 17225-1:2021 Solid biofuels – Fuel specifications and classes – Part 1: General requirements (ISO 17225-1:2014).
- [7] Choi, Y. S., Cho, M. J., Paik, S. H., Mun, H. S., Kim, D. H., Han, S. K., & Oh, J. H. (2019). Factors affecting the chipping operation based on the screen size of the drum chipper. *Forests*, 10(11), 1029.
- [8] Timmerfors, J. G., Sjölund, T., & Jönsson, L. J. (2020). New drum-chipping technology for a more uniform size distribution of wood chips. *Holzforschung*, 74(2), 116-122.



5.3.3. Zbadanie stanu techniki w zakresie układów zasilania paliwem w spalinowych jednostkach napędowych stosowanych w maszynach rozdrabniających drewno o mocy do 10 kW, klasyfikowanych w przepisach Unii Europejskiej jako silniki spalinowe o zapłonie iskrowym (ZI) do zastosowań poza drogowych (j. ang. non road small engine) [A4]

Z przeglądu stanu techniki dotyczącego układów zasilania paliwem silników spalinowych o ZI stosowanych w maszynach nie drogowych o mocy do 10 kW wynika, że komercyjne rozwiązania bazują na układach gaźnikowych. Najbardziej innowacyjna jednostka napędowa dostępna w sprzedaży to silniki Hondy model iGX. Silniki sygnowane literą „i” w nazwie charakteryzują się elektronicznie sterowaną klapą gaźnika. Często błędnie interpretowane jako silniki z układem wtryskowym ze względu na literę „i” w oznaczeniu, sugerującą injection (z j. angielskiego wtrysk). Przegląd układów zasilania paliwem silników małej mocy do zastosowań nie drogowych prowadzony w 2018 przedstawiono w publikacjach autora niewchodzących w skład głównego osiągnięcia [1-4]. Natomiast w publikacji [A4] przedstawiono najpopularniejsze rozwiązania komercyjne, czyli silnik z układem gaźnikowym, sterowany ręcznie za pomocą dźwigni oraz sterowanym elektronicznie jak w modelu iGX 390 marki Honda. Silniki te są przeznaczone do maszyn nie drogowych i przez to podlegają w Unii Europejskiej odrębnym przepisom homologacyjnym w zakresie emisji szkodliwych związków spalin [5] niż pojazdy samochodowe. Przepisy te względem pojazdów samochodowych są liberalne [6], jednak z drugiej strony przepisy te muszą uwzględniać, że jednostki napędowe tych maszyn powinny charakteryzować się małymi gabarytami i niską masą.

Badania z publikacji [A4] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- **Silniki małej mocy stosowane do poza drogowych maszyn ruchomych charakteryzują się gaźnikowym układem zasilania paliwem.**
- **Sterowanie tych silników odbywa się manualnie za pomocą dźwigni (klasyczne układy gaźnikowe).**
- **Innowacyjne układy gaźnikowe w badanych silnikach charakteryzują się elektronicznie sterowaną klapą przepustnicy.**
- **Komercyjny rozwój tych silników nadal niestosuje układów wtryskowych, których zastosowanie w pojazdach samochodowych w roku 1990 stanowiło około połowę rynku Polskiego, a w kolejnych latach dynamicznie wypierało rozwiązaniami bazujące na układach gaźnikowych [7,8].**
- **Sterowanie dawką paliwa odbywa w tych silnikach bez sprzężenia zwrotnego.**
- **Układy sterowania dawką paliwa utrzymują zadaną prędkość obrotową silników niezależnie od obciążenia poprzez stosowanie odśrodkowych regulatorów prędkości obrotowej.**
- **Poprawę zmniejszenia zużycia energii (zużycia paliwa) i obniżenia emisji szkodliwych związków spalin można osiągnąć w maszynach rozdrabniających drewno z silnikami spalinowymi małej mocy poprzez wdrażanie rozwiązań technicznych z branży samochodowej.**

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Institut Konstrukcji Maszyn



Literatura:

[A4] **Warguła, Ł.**, Lijewski, P., Kukła, M. (2022). Influence of non-commercial fuel supply systems on small engine SI exhaust emissions in relation to European approval regulations. **Environmental Science and Pollution Research**, 1-16.

[1] **Warguła, Ł.** (2019, October). Innovative injection-ignition system in a non-road small engine – Construction system. In **Proceedings of the 23rd International Scientific Conference**, Palanga, Lithuania (pp. 2-4).

[2] **Warguła, Ł.**, Waluś, K. J., & Krawiec, P. (2018). Small engines spark ignited (SI) for non– road mobile machinery – review. **Transport Means 2018: Proceedings of the 22nd International Scientific Conference**.

[3] **Warguła Ł.** (2018) Nowoczesne algorytmy sterowania silnikiem spalinowym ZI w aspekcie projektowania jednostek napędowych niedrogowych maszyn ruchomych. **Inżynieria wytwarzania**, red. Marian Dudziak, Andrzej Kołodziej - Kalisz, Polska, Wydawnictwo Państwowej Wyższej Szkoły Zawodowej im. Prezydenta Stanisława Wojciechowskiego w Kaliszu, 2018 - s. 223-236.

[4] **Warguła Ł.**, Kaczmarzyk P. (2022) Legal Regulations of Restrictions of Air Pollution Made by Mobile Positive Pressure Fans—The Case Study for Europe: A Review. **Energies** 15, 20 s. 7672-1-7672-11.

[5] Regulation EU: (EU) No 2016/1628 of the European Parliament and of the Council of 14 September 2016. On Requirements for Emission Limit Values of Gaseous and Particulate Pollutants and Type-Approval with Respect to Internal Combustion Engines for Mobile Machines Non-Road, Amending Regulations (EU) No 1024/2012 and (EU) No 167/2013 and Amending and Repealing Directive 97/68/WE; EU: Brussels, Belgium, 2016.

[6] Waluś, K.J.; **Warguła, Ł.**; Krawiec, P.; Adamiec, J.M. (2018) Legal regulations of restrictions of air pollution made by non-road mobile machinery—The case study for Europe: A review. **Environ. Sci. Pollut. Res.** 25, 3243–3259.

[7] Wajand J.A., Wajand J.T, *Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 20005.

[8] Wendeker M., *Sterowanie wtryskiem benzyny w silniku samochodowym*. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 1999.



5.3.4. Analizę wpływu zastosowania układu wtryskowego paliwa oraz układu zasilania paliwem LPG i CNG w silniku ZI o mocy 10 kW na emisję szkodliwych związków spalin podczas badania prowadzonego na hamowni silnikowej zgodnie z przepisami homologacyjnymi obowiązującymi w Unii Europejskiej [A4]

W publikacji [A4] przedstawiono badania i pięć różnych konstrukcji jednostek napędowych powszechnie stosowanych do napędzania maszyn nieporuszających się po drogach: dwie komercyjne i trzy innowacyjne konstrukcje w tej grupie napędów (silniki małej mocy do zastosowań nie drogowych). Pierwszą testowaną jednostką napędową był silnik ZI Lifan GX390 (licencja: American Honda Motor Company, Inc., Torrance, CA, USA), konstrukcja z najpopularniejszym i najtańszym układem zasilania paliwem. Został on oparty na klasycznym systemie gaźnikowym. Charakterystykę jednostki napędowej przedstawiono w tabeli 3.5.4.1. Drugą badaną jednostką napędową był silnik spalinowy ZI Honda iGX 390 (Honda Motor Co., Ltd., Kumamoto Factory, Kumamoto, Japonia) wyposażony w najnowocześniejszy układ zasilania paliwem dostępny dla tej grupy silników. Układ zasilania paliwem tego silnika charakteryzował się elektronicznie sterowaną klapą gaźnika. Charakterystykę tej jednostki napędowej przedstawiono również w tabeli 5.3.4.1. Pozostałe trzy jednostki napędowe to modernizacje silnika Lifan GX 390 z innowacyjnymi układami zasilania paliwem opracowane przez autora referatu. Trzecim testowanym silnikiem był Lifan GX 390 z układem zasilania paliwem przystosowanym do zasilania LPG w oparciu o gaźnik przystosowany do zasilania paliwem gazowym (charakterystykę silnika przedstawiono w tabeli 5.3.4.2). Czwartym testowanym silnikiem był Lifan GX 390 z układem zasilania paliwem przystosowanym do CNG opartym na gaźniku przystosowanym do paliw gazowych (tab. 5.3.4.1). Piątym silnikiem był silnik Lifan GX 390 (zwany także German GX 390 w zależności od dystrybutora silnika na rynku europejskim) wyposażonym w innowacyjny układ zasilania paliwem oparty na elektronicznie sterowanym zintegrowanym układzie wtrysku i zapłonu działającym na zasadzie sprzężenia zwrotnego poprzez zastosowanie szerokopasmowej sondy lambda w spalinach (tab. 5.3.4.2). Zdjęcia silników komercyjnych oraz schematy układów zasilania wszystkich badanych układów przedstawiono na rys. 5.3.4.1.

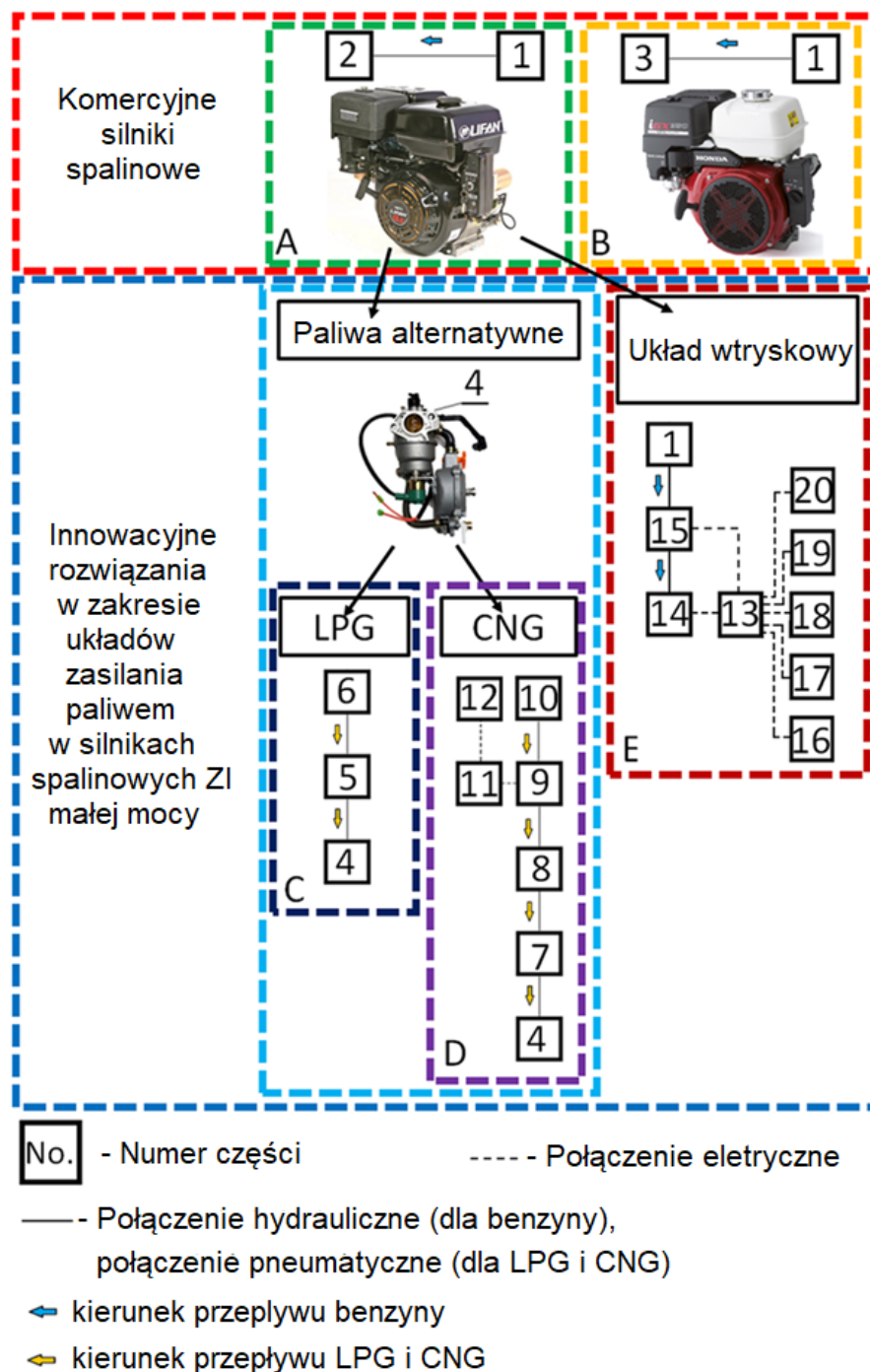


Tabela. 5.3.4.1. Charakterystyka silników małej mocy przeznaczonych do zastosowań nie drogowych, komercyjny silnik Lifan GX390 i Honda iGX390

Silniki małej mocy do zastosowań nie drogowych		
Parametry	Charakterystyka	
	Lifan GX390	Honda iGX390
Pojemność skokowa	389 cm ³	389 cm ³
Maksymalna moc przy 3600 obr/min	9,56 kW	8,72 kW
Maksymalny moment obrotowy przy 2500 obr/min	26,5 Nm	26,5 Nm
Średnica tłoka/ skok tłoka	88 mm/64 mm	88 mm/64 mm
Typ silnika	Czterosuwowy, OHV (górnoszaworowy)	Czterosuwowy, OHV (górnoszaworowy)
Liczba cylindrów	1	1
Układ zapłonowy	Elektroniczny, bez regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu	Elektroniczny, bez regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu
Waga	31 kg	37 kg

Tabela. 5.3.4.2. Charakterystyka zmodernizowanych silników Lifan GX390 z gaźnikowym układem zasilania paliwem LPG, CNG oraz wtryskowym układem benzyny

Zmodernizowany silnik spalinowy Lifan GX 390			
Parametry	Charakterystyka		
	LPG	CNG	Wtrysk paliwa
Maksymalna moc	5.8 kW przy 2800 obr/min	5.5 kW przy 2700 obr/min	8.6 kW przy 3480 obr/min
Maksymalny moment obrotowy	22 Nm przy 2100 obr/min	23 Nm przy 2100 obr/min	30 Nm przy 1500 obr/min

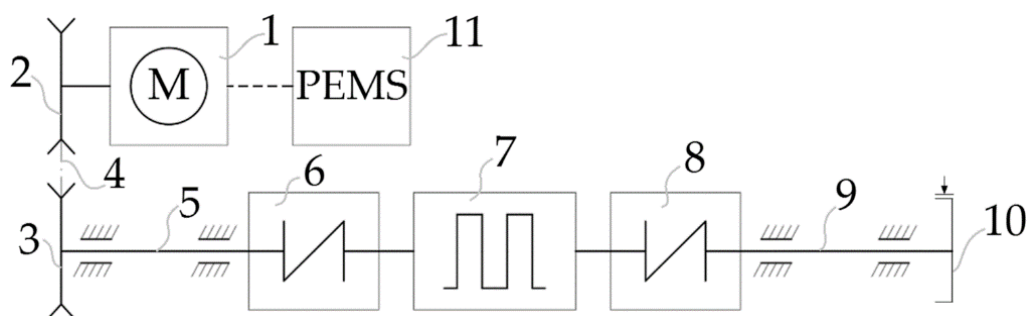


Rys. 5.3.4.1. Badane jednostki napędowe, silniki komercyjne: A – German GX 390; B – Honda iGX 390; innowacyjne konstrukcje: C – silnik zasilany LPG; D – silnik zasilany CNG; E – silnik z elektronicznym wtryskiem paliwa. Liczby na schemacie przedstawiają podstawowe elementy układu zasilania paliwem: 1 – zbiornik paliwa; 2 – gaźnik benzynowy; 3 – gaźnik benzynowy z elektronicznie sterowaną klapą; 4 – gaźnik do paliw gazowych (LPG i CNG); 5 – regulator ciśnienia (1,5 do 0,01 MPa); 6 – zbiornik niskiego ciśnienia (1 MPa); 7 – regulator ciśnienia drugiego stopnia (0,6 do 0,01 MPa); 8 – regulator ciśnienia pierwszego stopnia (20 do 0,6 MPa); 9 – grzejnik gazowy; 10 – zbiornik wysokociśnieniowy (20 MPa); 11 – akumulator 12 V; 12 – przetwornica prądu stałego na zmienny (12 V DC do 230 V AC); 13 – elektroniczna jednostka sterująca; 14 – wtryskiwacz; 15 – elektryczna pompa paliwowa; 16 – szerokopasmowy czujnik zawartości tlenu w spalinach; 17 – czujnik temperatury powietrza dolotowego; 18 – czujnik temperatury silnika; 19 – czujnik prędkości obrotowej silnika i położenia kątownego wału korbowego; 20 – czujnik położenia przepustnicy



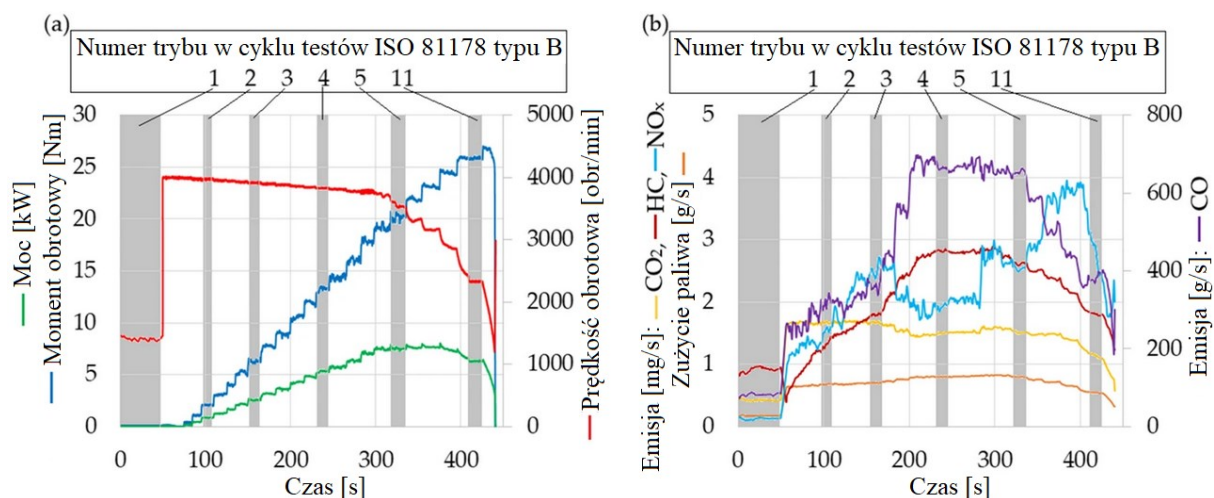
Metodyka badań oceny emisji spalin była zgodna z wytycznymi Unii Europejskiej (Rozporządzenie 2016/1628/UE) dotyczącymi badań maszyn nieporuszających się po drogach wyposażonych w silniki spalinowe małej mocy. Badane silniki etapu V należą do podkategorii NRS-v/vr-1b i podlegają cyklowi badania G2, którego współczynniki wagowe dla cyklu badania typu B ISO 8178 przedstawiono w artykule [A4] wraz z limitami emisji.

Badania przeprowadzono na hamowni silnikowej przystosowanej do pracy z silnikami spalinowymi małej mocy (rys. 5.3.4.2). Podczas badań rejestrowano prędkość obrotową oraz moment obrotowy, na podstawie których wyznaczono moc wyjściową. Równolegle mierzono emisje różnych gazów spalinowych, tj. węglowodorów (HC), tlenku węgla (CO), dwutlenku węgla (CO₂) oraz tlenków azotu NO_x. Dla każdego silnika przeprowadzono badanie w dziesięciu powtórzeniach, a wyniki badań poddano analizie statystycznej. Do badań emisji spalin wykorzystano przenośny system pomiaru emisji (PEMS) firmy Global MRV Axion RS+. Testy emisji analizowały poziomy węglowodorów (HC), tlenku węgla (CO), dwutlenku węgla (CO₂) i tlenków azotu (NO_x). Zmierzone stężenia wyrażono w % obj. lub ppmv. W rezultacie określono bardziej mierzalne emisje. Emisje obliczono na podstawie zmierzonych stężeń badanych związków oraz masy powietrza dostarczonego do komory spalania poprzez pomiar ciśnienia w kolektorze dolotowym. W artykule [A4] opisano również właściwości badanych paliw oraz metody statystyczne analizy wyników.



Rys. 5.3.4.2. Schemat hamowni silnikowej dla silników małej mocy, gdzie liczby oznaczają różne elementy: 1 – silnik spalinowy, 2 – koło pasowe napędowe, 3 – koło pasowe napędzane, 4 – przekładnia pasowa (przełożenie 1:1), 5 i 9 – wał pośredni, 6 i 8 – sprzęgło elastyczne, 7 – miernik momentu obrotowego z pomiarem prędkości, 10 – hamulec z kontrolą wartości momentu hamowania, 11 – PEMS

Zarejestrowane wyniki testów obejmowały szerszy zakres warunków eksploatacji niż wymagają tego europejskie przepisy dotyczące homologacji. Wyniki (moment obrotowy, prędkość obrotowa, moc, emisja CO, CO₂, HC, NO_x oraz zużycie paliwa) uzyskane podczas badań przedstawiono na rys. 5.3.4.3 (szarym kolorem zaznaczono zakres warunków pracy wykorzystanych do analizy wg ISO 8178 typ B). Analizę przeprowadzono w stabilnych warunkach prędkości i momentu obrotowego.



Rys. 5.3.4.3. Charakterystyki silnika spalinowego Lifan GX 390 z gaźnikowym układem zasilania podczas badań w funkcji czasu: a) moc, moment obrotowy i prędkość obrotowa oraz b) emisja spalin CO, HC, NO_x i CO₂ oraz zużycie paliwa.

Średnie wartości emisji zanieczyszczeń w punktach eksploatacji wyznaczone zgodnie z normą ISO 8178 typ B wraz z uwzględnieniem współczynników wagowych. Średnie wartości emisji z badań NRSC w cyklu dla nie drogowych maszyn ruchomych (NRSC) wyznaczono według równania (1):

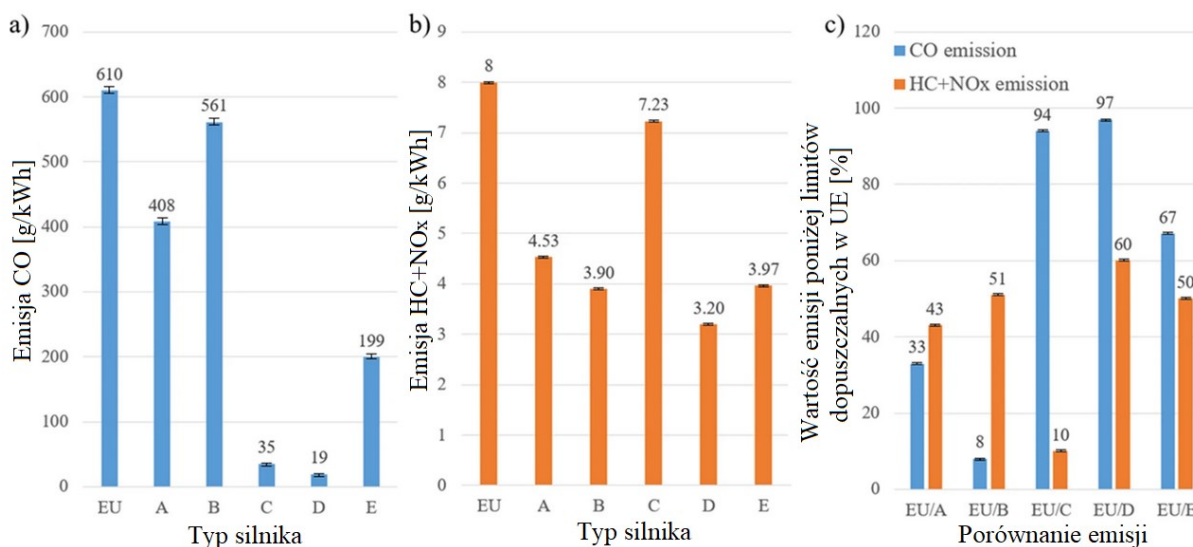
$$T_{NRSC} = W_1 \cdot E_1 + W_2 \cdot E_2 + W_3 \cdot E_3 + W_4 \cdot E_4 + W_5 \cdot E_5 + W_6 \cdot E_6 \quad (1)$$

gdzie: W oznacza udział wybranych warunków pracy w ogólnej analizie badania, E oznacza emisje zanieczyszczeń w wybranych warunkach, a indeksy dolne oznaczają numer trybu zgodnie z normą.

Analiza szkodliwych związków spalin z silników małej mocy o ZI w Unii Europejskiej podczas badań homologacyjnych dotyczą CO i HC + NO_x. Wszystkie badane jednostki napędowe nie przekroczyły dopuszczalnych wartości emisyjnych (CO na rys. 5.3.4.4a oraz HC + NO_x na rys. 5.3.4.4b). Obliczono procentowe porównanie emisji podczas badań na hamowni silnikowej oraz dopuszczalne limity emisji zgodnie z równaniem 2:

$$\frac{EU}{T} = \frac{X_{EU} - X_T}{X_{EU}} \cdot 100\% \quad (2)$$

Gdzie: EU to limit emisji określony w przepisach Unii Europejskiej, T to wynik badań emisji badanych konstrukcji (silniki komercyjne: A – Lifan GX390, B – Honda iGX 390, konstrukcje innowacyjne: C – silnik zasilany LPG, D – silnik zasilany CNG, E – silnik z elektronicznym wtryskiem paliwa), a X to wartość z przepisów homologacyjnych lub wyników badań zgodnie z indeksem dolnym (rys. 3.5.4.4c).



Rys. 3.5.4.4. Emisja (a) CO i (b) HC + NO_x z silników małej mocy oraz (c) porównanie ich wyników emisji z limitami emisji podczas testów homologacyjnych w Unii Europejskiej (UE). Silniki komercyjne: A – German GX 390; B – Honda iGX 390; innowacyjne konstrukcje: C – silnik zasilany LPG; D – silnik zasilany CNG; E – silnik z elektronicznym wtryskiem paliwa.

Komercyjne rozwiązania konstrukcyjne (dla silników Lifan GX 390 oraz Honda iGX 390) charakteryzowały się niższą emisją CO od norm dopuszczalnych odpowiednio o 33% i 8%, natomiast emisje HC + NO_x były niższe odpowiednio o 43% i 51%. Należy zaznaczyć, że najbardziej innowacyjna konstrukcja komercyjna (Honda iGX 390) charakteryzowała się wyższą emisją CO zbliżoną do dopuszczalnej, natomiast konstrukcja ta obniżyła emisję HC + NO_x prawie o połowę wartości dopuszczalnej w normie. Przy ustalaniu limitów emisji ustawodawcy konsultują się z naukowcami i producentami na temat możliwości spełnienia wymagań. (Autor referatu brał udział w takim spotkaniu w 2018 roku podczas 3rd Annual Emission Control Forum for Non-road Mobile Machinery w Bruksela, Belgia, wygłaszając referat pt. Restrictions on Air Pollution: A Case Study on Europe). Założone limity spełniają klasycznie stosowane konstrukcje z układem zasilania gaźnika oraz nowatorskie z elektronicznie sterowaną klapą przepustnicy gaźnika. Emisja CO dla podobnego silnika została również zmierzona w testach laboratoryjnych na poziomie 381 g/kW [1], a dla silników dwusuwowych na poziomie 603 g/kW [2]. Ponadto badania przeprowadzone na silniku o podobnej konstrukcji i mocy zasilanym benzyną wykazały, że w zależności od składu mieszanki paliwowo-powietrznej wartości emisji zawierały się w przedziale CO 250-550 g/kW, HC 4-10 g/kW i NO_x 1-4 g/kW [3].

Opracowane w niniejszej pracy innowacyjne rozwiązania miały na celu ograniczenie emisji zanieczyszczeń poprzez zastosowanie elektronicznego wtrysku paliwa (benzyna) lub zmianę paliwa sprzężoną z zastosowaniem gaźnika przystosowanego do paliw gazowych. Wyniki pokazały, że stosowanie paliw LPG i CNG może zmniejszyć emisję CO odpowiednio o 94% i 97% w stosunku do limitów dozwolonych w Unii Europejskiej. Z drugiej strony redukcja HC + NO_x wyniosła odpowiednio 10% i 60% dla LPG i CNG. Tym samym silnik zasilany LPG istotnie obniżył emisję CO, ale charakteryzował się najwyższą emisją HC + NO_x spośród badanych silników. Natomiast silnik zasilany CNG charakteryzował się najniższą

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn

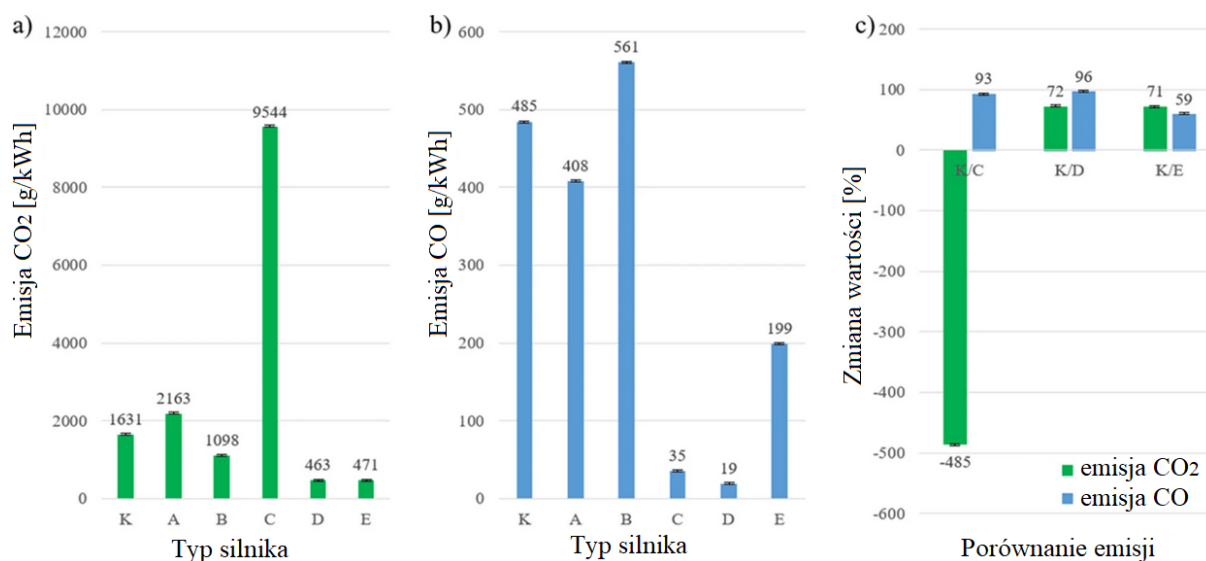


emisją zanieczyszczeń podczas badań homologacyjnych UE spośród badanych silników. Zastosowanie elektronicznego układu zasilania paliwem benzyną obniżyło emisję CO o 67% oraz HC + NO_x o 50%. Wynik ten był lepszy niż jednostek komercyjnych, ale gorszy od silnika zasilanego CNG. Wartości szkodliwych związków emitowanych podczas spalania CNG i LPG były zgodne z wynikami poprzednich badań dla tej grupy silników. Wyniki badań emisji podczas spalania CNG wyniosły 19 ± 0,3 g/kW dla CO i 3,20 ± 0,2 g/kW dla HC + NO_x. Testy na silnikach zasilanych CNG wykazały emisję CO na poziomie 30 g/kW i 6 g/kW [4] oraz zakres wartości 26–34 g/kW [5]. Z kolei wartości emisji poszczególnych gazów spalinowych podczas spalania LPG wyniosły CO 35 ± 0,4 g/kW, CO₂ 9544 ± 56,6 g/kW, NO_x 6,08 ± 0,3 g/kW, HC 1,14 ± 0,1 g/kW oraz HC + NO_x 7,23 ± 0,4 g/kW. Dla porównania, dotychczasowe badania silnika o podobnej konstrukcji i mocy zasilanego paliwem LPG wykazały, że w zależności od składu mieszanki paliwowo-powietrznej wartości emisji CO 1–300 g/kW, HC 3–7 g/kW oraz NO_x 1–20 g/kW [3]. Wyniki emisji generatora energii zasilanego LPG pod dużym obciążeniem podano jako CO 18 g/kW, CO₂ 701 g/kW i NO_x 9 g/kW [6].

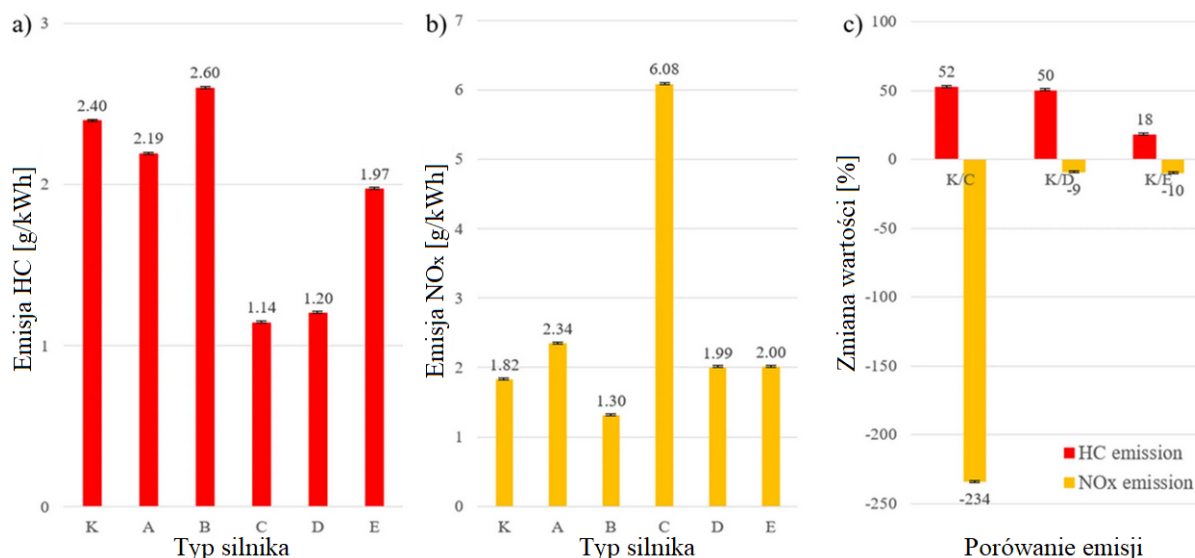
Następnie analizę emisji szkodliwych związków spalin rozszerzono poza wytyczne objęte badaniami homologacyjnymi stosowanymi w Unii Europejskiej. Mierzono emisje CO₂, a także emisje HC i NO_x niezależnie. Kontrolowanie emisji CO₂ jest ważne, ponieważ przyczynia się do efektu cieplarnianego, ale jest lepiej przetwarzane przez środowisko niż inne zanieczyszczenia. Wszystkie badane składniki przedstawiono na rys. 5.3.4.5 i 5.3.4.6 (CO i CO₂ na ryc. 5.3.4.5 oraz HC i NO_x na ryc. 5.3.4.6). Wyniki tych badań pozwoliły ocenić wpływ przeprowadzonych modernizacji. W tym celu zsumowano wyniki dla jednostek komercyjnych (A – Lifan GX 390 i B – Honda iGX 390) i obliczono średnią arytmetyczną, co umożliwiło porównanie wyników niekomercyjnych układów zasilania paliwem (C – układ LPG, D – układ CNG, E – silnik z elektronicznym wtryskiem paliwa) z rozwiązaniami komercyjnymi, oznaczonymi dalej indeksem K. Porównanie emisji CO, CO₂, HC i NO_x konstrukcji innowacyjnych z konstrukcjami komercyjnymi wykazało, że silnik zasilany CNG dawał najlepsze wyniki. Jego emisje były niższe od projektów komercyjnych o 96%, 72% i 50% odpowiednio dla CO, CO₂ i HC oraz wykazały najmniejszy wzrost emisji NO_x o 9%. Wyniki te są spójne z innymi badaniami wykazującymi, że zmiana paliwa z benzyny na CNG pomaga zredukować emisje CO [7-10], CO₂ [7, 9-11] oraz HC [7, 8, 10-15], ale zwiększa emisje NO_x [16-18]. CNG składa się z lżejszych węglowodorów i ma znacznie wyższy stosunek wodoru do węgla niż w benzynie. Wpływa to na proces spalania w cylindrze, zmniejszając udział niecałkowitego spalania i obniżając emisję CO i HC. Zwiększa to jednak również emisje NO_x, co może wynikać ze wzrostu temperatury spalania. Z drugiej strony redukcja CO₂ wiąże się głównie ze zmniejszeniem zużycia paliwa. Zmniejszenie emisji NO_x po zmianie paliwa jest charakterystyczne dla silników o zapłonie samoczynnym [19]. W niniejszym badaniu zastosowanie paliwa LPG przyczyniło się do 93% redukcji CO i 53% redukcji emisji HC, ale do 485% wzrostu CO₂ i 234% wzrostu emisji NO_x. Emisje HC z silnika zasilanego LPG były najniższe, co jest zgodne z wcześniejszymi wynikami dla mieszanek benzyna-LPG pokazującymi, że 100% LPG miało najniższą emisję HC [20]. W tym ostatnim badaniu uwzględniono również mieszaninę benzyny i biogazu o składzie zbliżonym do LPG i CNG i wykazano, że 100% biogaz miał niższą emisję HC niż mieszanki z benzyną [21]. Redukcja emisji CO [22-24] i HC [22-25] oraz wzrost CO₂ [23] oraz NO_x [22,24]



obserwowano wcześniej po zmianie paliwa z benzyny na LPG. Spalanie paliwa LPG charakteryzuje się bardziej jednorodną mieszanką wejściową niż benzyna, co skutkuje lepszym spalaniem i niższą emisją HC i CO, ale wyższą emisją NO_x. Z drugiej strony LPG ma niższą zawartość węgla i charakteryzuje się większym zużyciem paliwa, co ma silny wpływ na emisję CO₂. Merkiś i Radziński (2006) [26] wykazali, że istotny wpływ na emisję miał poziom zaawansowania technicznego systemów zasilania LPG i benzyną, natomiast Dziewiątkowski i in. (2020) [27] wykazali, że wpływ na emisję miało również zużycie elementów układu zasilania paliwem. W prezentowanych badaniach zastosowanie sterowanego elektronicznie układu wtrysku benzyny obniżyło emisję CO o 59%, emisję CO₂ o 71%, HC o 18% oraz zwiększyło emisję NO_x o 10% w stosunku do komercyjnych rozwiązań opartych na gaźnikowych układach paliwowych. Wyniki te są podobne do wyników innych badań wykazujących redukcję emisji CO i HC oraz nieznaczny wzrost emisji NO_x przy zastosowaniu elektronicznego wtrysku paliwa w porównaniu z układem gaźnikowym [28]. Elektroniczny wtrysk paliwa ze sterowaniem składem mieszanki sprzyja lepszemu dopasowaniu składu mieszanki paliwowo-powietrznej do warunków eksploatacji i zapewnia pracę zbliżoną do mieszanek stechiometrycznych, w przeciwieństwie do układów gaźnikowych, które pracują na mieszanekach wzbogaconych. Niższa emisja HC i CO sprzyja wyższej emisji NO_x, a mniejsze zużycie paliwa dzięki lepszemu doborowi mieszanki paliwowo-powietrznej zmniejsza zużycie paliwa, a tym samym emisję CO₂.



Rys. 3.5.4.5. Emisja (a) CO₂ i (b) CO z silników małej mocy oraz (c) porównanie ich emisji z średnią emisją z silników komercyjnych – K. Silniki komercyjne: A – German GX 390; B – Honda iGX 390; innowacyjne konstrukcje: C – silnik zasilany LPG; D – silnik zasilany CNG; E – silnik z elektronicznym wtryskiem paliwa



Rys. 3.5.4.6. Emisja (a) HC i (b) NO_x z silników małej mocy oraz (c) porównanie ich emisji z średnią emisją z silników komercyjnych – K. Silniki komercyjne: A – German GX 390; B – Honda iGX 390; innowacyjne konstrukcje: C – silnik zasilany LPG; D – silnik zasilany CNG; E – silnik z elektronicznym wtryskiem paliwa

Wyniki badań pokazują możliwości rozwoju tego typu małych silników oraz możliwości wykorzystania paliw gazowych. W szczególności CNG dawało najlepsze efekty w zakresie redukcji emisji zanieczyszczeń. Oczekując, że dostępność i popularność paliw gazowych będzie rosła w miarę wzrostu biogazowni [29], różnego rodzaju materiałów biodegradowalnych oraz przydomowych stacji tankowania gazu ziemnego [30].

Badania z publikacji [A4] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- Wyniki przeprowadzonych badań wykazały, że silniki o ZI małej mocy przeznaczone do maszyn nieporuszających się po drogach, niezależnie od stopnia innowacyjności układu zasilania paliwem, nie przekraczały dopuszczalnych wartości emisji zanieczyszczeń określonych w badaniach homologacyjnych NRSC stosowanych w Unii Europejskiej,
- Zastosowanie benzyny z innowacyjnym układem wtryskowym ograniczyło emisję CO, CO₂ i HC, podobnie jak silnik z gaźnikowym układem zasilania przystosowanym do zasilania gazem CNG.
- Silnik zasilany CNG charakteryzował się najniższą emisją zanieczyszczeń, z wyjątkiem emisji NO_x.
- Najniższą emisją NO_x charakteryzowały się silniki z gaźnikowym układem zasilania benzyną z mechanicznie lub elektronicznie sterowaną klapą przepustnicy.
- Silnik zasilany LPG charakteryzował się redukcją emisji CO i HC i wzrostem emisji CO₂ i NO_x.
- Najlepszych rezultatów można oczekiwać, gdy połączy się te dwa środki: paliw alternatywnych (w rozumieniu Dyrektywy Unii Europejskiej 2014/94/UE) oraz elektronicznych układów sterowania dawką paliwa silnika spalinowego.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



- **Ograniczenie innowacyjnych układów zasilania paliwem wymaga opracowania lekkich i kompaktowych konstrukcji, układów wytwarzania energii elektrycznej i wysokociśnieniowych układów wtrysku paliwa. Jednak komercjalizacja takich rozwiązań będzie wymagała znacznej przebudowy linii produkcyjnych i wyższych kosztów produktu. Tym samym wdrożenie takich rozwiązań na rynek będzie wymagało regulacji prawnych ograniczających stosowanie konstrukcji starych technologicznie, charakteryzujących się wyższą emisją zanieczyszczeń do powietrza.**

Literatura:

[A4] **Warguła, Ł., Lijewski, P., & Kukla, M. (2022).** Influence of non-commercial fuel supply systems on small engine SI exhaust emissions in relation to European approval regulations. **Environmental Science and Pollution Research**, 1-16.

[1] Bin J, Manqun L, Xicheng Y, Yabing J (2003). An experimental survey on the emissions characteristics of non-road small SI engines in China. SAE Technical Paper No. 2003-32-0036.

[2] Volckens J, Braddock J, Snow RF, Crews W (2007) Emissions profile from new and in-use handheld, 2-stroke engines. *Atmos Environ* 41(3):640-649

[3] Murillo S, Miguez JL, Porteiro J, González LL, Granada E, Morán JC (2005) LPG: Pollutant emission and performance enhancement for spark-ignition four strokes outboard engines. *Appl Therm Eng* 25(13):1882-1893

[4] Johnson T (2014) Vehicular emissions in review. *SAE Int J Eng* 7(3): 1207V1227.

[5] Srivastava DK, Agarwal AK (2014) Comparative experimental evaluation of performance, combustion and emissions of laser ignition with conventional spark plug in a compressed natural gas fuelled single cylinder engine. *Fuel* 123:113-122

[6] Romero-Piedrahita CA, Mejía-Calderón LA (2022) Evaluación del desempeño de un motor-generator que utiliza GLP de alto contenido de butano como combustible. *Revista UIS Ingenierías* 21(1):143-162

[7] Usman M, Hayat N (2019) Use of CNG and Hi-octane gasoline in SI engine: a comparative study of performance, emission, and lubrication oil deterioration. *Energy Sources Part A: Recover Util Environ Eff* 1-15

[8] Yasar A, Haider R, Tabinda AB, Kausar F, Khan M (2013) A comparison of engine emissions from heavy, medium, and light vehicles for CNG, diesel, and gasoline fuels. *Pol J Environ Stud* 22(4):127-1281

[9] Geok HH, Mohamad TI, Abdullah S, Ali Y, Shamsudeen A (2009) Experimental investigation of performance and emissions of a sequential port injection compressed natural gas converted engine. SAE Technical Paper No. 2009-32-0026.

[10] Shamekhi A, Khatibzadeh N, Shamekhi AH (2006) Performance and emissions characteristics investigation of abi-fuel SI engine fuelled by CNG and gasoline, In: ASME

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Internal Combustion Engine Division, Spring Technical Conference, Aachen, Germany, May 7–10, 2006, ICES2006–1387, 393–400.

[11] Jahirul MI, Masjuki HH, Saidur R, Kalam MA, Jayed HM, Wazed MA (2010) Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine. *Appl Therm Eng* 30:2219–2226

[12] Quintili A, Castellani B (2020) The energy and carbon footprint of an urban waste collection fleet: A case study in central Italy. *Recycling* 5:25

[13] Bielaczyc P, Szczotka A, Woodburn J (2016) A comparison of exhaust emissions from vehicles fuelled with petrol, LPG and CNG, In: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Scientific Conference on Automotive Vehicles and Combustion Engines (KONMOT 2016), Krakow, Poland, September 22–23, 2016, Vol. 148, p. 012060.

[14] Merkisz J, Pielecha J, Fuć P, Lijewski P (2012a) The analysis of the PEMS measurements of the exhaust emissions from city buses using different research procedures. In: 2012b IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Seoul, Korea, October 9, 2012b, 903–907.

[15] Zhang CH, Xie YL, Wang FS, Ma ZY, Qi DH, Qiu ZW (2011) Emission comparison of light-duty in-use flexible-fuel vehicles fuelled with gasoline and compressed natural gas based on the ECE 15 driving cycle. *Proc Inst Mech Eng Part d: J Automob Eng* 225:90–98

[16] Singh AP, Pal A, Agarwal AK (2016) Comparative particulate characteristics of hydrogen, CNG, HCNG, gasoline and diesel fueled engines. *Fuel* 185:491–499.

[17] Huang X, Wang Y, Xing Z, Du K (2016) Emission factors of air pollutants from CNG-gasoline bi-fuel vehicles: Part II. CO, HC and NO_x *Sci Total Environ* 565:698–705.

[18] Mohamed ES (2016) Experimental study on the effect of active engine thermal management on a bi-fuel engine performance, combustion and exhaust emissions. *Appl Therm Eng* 106:1352–1365.

[19] Merkisz J, Pielecha J, Gis W, Gis M, Jasiński R (2015) Comparative assessment of exhaust emission buses: powered CNG and diesel. *Combust Engines* 162:775–781.

[20] Simsek S, Uslu S, Simsek H, Uslu G (2021a) Improving the combustion process by determining the optimum percentage of liquefied petroleum gas (LPG) via response surface methodology (RSM) in a spark ignition (SI) engine running on gasoline-LPG blends. *Fuel Process Technol* 221:106947.

[21] Simsek S, Uslu S, Simsek H (2021b) Experimental study on the ability of different biogas level dual fuel spark ignition engine: emission mitigation, performance, and combustion analysis. *Oil Gas Sci Technol – Revue d'IFP Energies Nouvelles* 76, 74:1–8.

[22] Çınar C, Şahin F, Can Ö, Uyumaz A (2016) A comparison of performance and exhaust emissions with different valve lift profiles between gasoline and LPG fuels in a SI engine. *Appl Therm Eng* 107:1261–1268

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

*Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,
Instytut Konstrukcji Maszyn*



- [23] Myung CL, Ko A, Lim Y, Kim S, Lee J, Choi K, Park S (2014) Mobile source air toxic emissions from direct injection spark ignition gasoline and LPG passenger car under various in-use vehicle driving modes in Korea. *Fuel Process Technol* 119:19–31
- [24] Gümüş M (2009) The effect of LPG usage rate on performance and emission characteristics in a double fuel injection spark ignition engine (original text in Turkish: Çift Yakıt Enjeksiyonlu Buji Ateşlemeli Bir Motorda LPG Kullanım Oranının Performans Ve Emisyon Karakteristiklerine Etkisi) *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi* 24(2).
- [25] Duc KN, Duy VN (2018) Study on performance enhancement and emission reduction of used fuel-injected motorcycles using bi-fuel gasoline-LPG. *Energy Sustain Develop* 43:60–67
- [26] Merksiz J, Radzimirski S (2006) Is propane-butane gas an ecological fuel? (original text in Polish: Czy gaz propan-butan jest paliwem ekologicznym?). *Combust Engines* 45:45–57
- [27] Dziwiątkowski M, Szpica D, Borawski A (2020) Evaluation of impact of combustion engine controller adaptation process on level of exhaust gas emissions in gasoline and compressed natural gas supply process. *Eng Rural Dev* 541–548.
- [28] Yao Z, Wang Q, He K, Huo H, Ma Y, Zhang Q (2017) Characteristics of real-world vehicular emissions in Chinese cities. *J Air Waste Manag Assoc* 57(11):1379–1386
- [29] Wąs A, Sulewski P, Krupin V, Popadynets N, Malak-Rawlikowska A, Szymańska M, Skorokhod I, Wysokiński M (2020) The potential of agricultural biogas production in Ukraine – impact on GHG emissions and energy production. *Energies* 13:5755
- [30] Kuczyński S, Liszka K, Łaciak M, Olijnyk A, Szurlej A (2019) Experimental investigations and operational performance analysis on compressed natural gas home refueling system (CNG-HRS). *Energies* 12:4511



5.3.5. Analiza wpływu zastosowania układu wtryskowego paliwa (benzyny) w silniku małej mocy rębaka walcowego na emisję szkodliwych związków spalin i zużycie paliwa w rzeczywistych warunkach pracy [A5, A6]

Badania w rzeczywistych warunkach pracy prowadzono na rębaku walcowym opisanym we wcześniejszych rozdziałach. W maszynie tej podczas badań zmieniano silniki. Pierwszy badany silnik był wyposażony w gaźnikowy układ zasilania paliwem (German GX 390) (A), drugi to ten sam model silnika wyposażony w autorski układ wtryskowy (B). Szczegóły tych rozwiązań opisano we wcześniejszym rozdziale. Porównanie wyników z badanymi silnikami wymagało zapewnienia zbliżonych warunków pracy, spełniono to poprzez dostarczanie gałęzi o zbliżonym przekroju poprzecznym, wilgotności, długości, twardości oraz zbliżoną częstotliwością dostarczania gałęzi. Badania przedstawiono w dwóch publikacjach, w pierwszej [A5] przeprowadzono jedynie badanie zużycia paliwa w dwóch etapach. Podczas pierwszego etapu, badania przeprowadzono w ustalonych warunkach eksploatacji: praca na biegu jałowym przy niskich obrotach, praca na biegu jałowym z maksymalnym momentem obrotowym, praca w ciągłym procesie rozdrabniania. W drugim etapie badań, rębak walcowy badano w okresowo-zmiennych warunkach eksploatacji, odwzorowujących dostarczanie gałęzi do rębaka w trzech odległościach stosu gałęzi od rębaka (wynikające z wcześniej opublikowanych badań [A1, A2]). Czas udziału pracy czynnej i jałowej podczas eksperymentów był zgodny z tabelą 3.5.5.1.

Pomiar rzeczywistego zużycia paliwa zmierzono metodą objętościową [1,2]. Pomiar obejmował podanie określonej ilości paliwa do cylindra miarowego, wykonanie pracy w zadanych warunkach eksploatacyjnych, a następnie sprawdzanie poziomu zużycia paliwa, dokładność metody do 0,002 l.

Tabela. 3.5.5.1. Procentowy udział warunków pracy czynnej i jałowej w zależności od odległości stosu gałęzi od rębaka.

Odległość między stosem gałęzi a rębakiem	Procent czasu dla różnych stanów roboczych rozdrabnianie/praca jałowa
0.5 m	78%/22%
1.5 m	71%/29%
2.5 m	65%/35%

W drugiej publikacji [A6] prowadzono badania na zużyciu paliwa bardziej dokładną metodą (na podstawie emisji spalin) oraz równoległym pomiarze emisji niebezpiecznych związków w gazach spalinowych (CO, CO₂, HC, NO_x). Do badań wykorzystano analizator spalin posiany we wcześniejszych rozdziałach. Badania prowadzono podczas rozdrabniania drewna o zbliżonym przekroju poprzecznym, wilgotności, długości, twardości oraz z ze zbliżoną częstotliwością dostarczania gałęzi około 4 mm⁻¹.

Wyniki badań zużycia paliwa rębaka walcowego napędzanego silnikiem spalinowym z gaźnikowym układem zasilania paliwem (A) i wtryskowym układem paliwa (B) z pierwszego etapu badań przedstawiono na rys. 3.5.5.1. Zużycie paliwa dla rębaka walcowego z gaźnikowym układem zasilania paliwem (A) podczas pracy na biegu jałowym z małą prędkością obrotową wynosiła 0,602 ± 0,0054 l/h. Zużycie paliwa było dwukrotnie większe podczas pracy na biegu jałowym z dużą prędkością obrotową. Zużycie paliwa

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

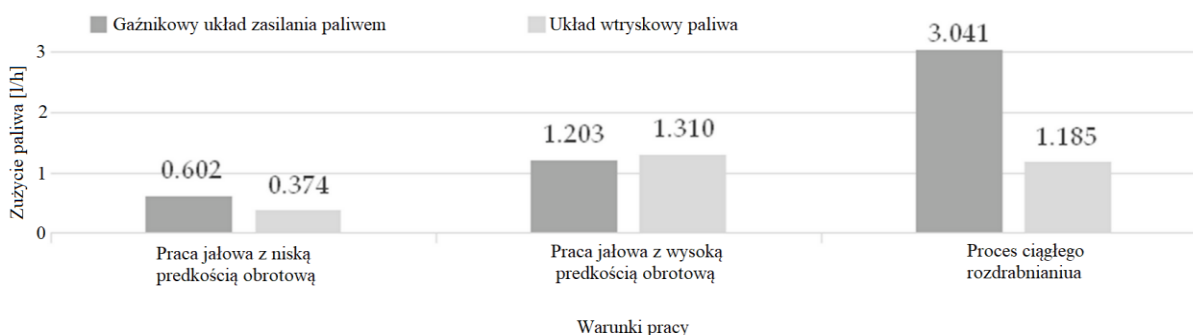
Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn

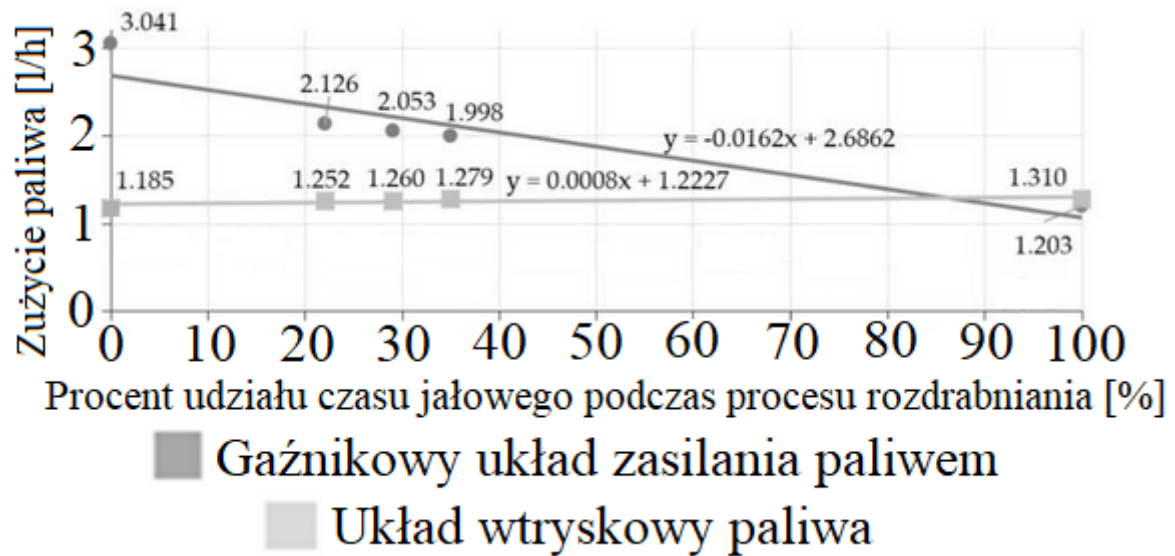


podczas rozdrabniania drewna było kilkukrotnie większe niż w czasie pracy jałowej. Zużycie paliwa dla rębaka walcowego z wtryskowym układem zasilania paliwem (B) w czasie pracy na biegu jałowym z małą prędkością obrotową wynosiła $0,374 \pm 0,0073$ l/h. Zużycie paliwa wzrosło, gdy urządzenie pracowało na biegu jałowym z dużą prędkością obrotową. Podczas ciągłego rozdrabniania zużycie paliwa było mniejsze w porównaniu do pracy na biegu jałowym z dużą prędkością obrotową, ale równolegle było kilkukrotnie większe niż podczas pracy jałowej z małą prędkością obrotową. Te wyniki mogą być wyjaśnione w oparciu o przyjętą koncepcję sterowania i rozpoznawania obciążeń w układzie napędowym maszyny. W silniku z zastosowanym układem gaźnikowym, wzrost obciążenia silnika powoduje zmniejszanie prędkości obrotowej silnika, na co reaguje odśrodkowy regulator prędkości obrotowej zwiększając dawkę paliwa i powodując wyższe zużycie paliwa i podniesienie prędkości obrotowej. Natomiast w zaproponowanym układzie pomiar obciążenia silnika jest realizowany poprzez pomiar pozycji kąta uchylecia przepustnicy, który jest zadawany przez operatora. Brak rejestracji rzeczywistego obciążenia silnika, powoduje pracę z niższą prędkością obrotową podczas rozdrabniania, charakteryzując się niższym zużyciem paliwa.

Drugi etap badań charakteryzował się okresowo zmiennym obciążeniem rębaka. Uzyskane wyniki zużycia paliwa w zależności od udziału czasu pracy jałowej podczas rozdrabniania przedstawiono na rys. 3.5.5.2. Opracowany system w warunkach od 22% do 35% czasu pracy na biegu jałowym charakteryzował się zużyciem paliwa od $2,126 \pm 0,0670$ l/h do $1,998 \pm 0,0513$ l/h. Wzrost udziału pracy jałowej o 13% przełożył się na 6% zmniejszenie zużycia paliwa.



Rys. 3.5.5.1. Zużycie paliwa w wybranych warunkach pracy: praca na biegu jałowym z niską prędkością obrotową i wysoką prędkością obrotową oraz podczas ciągłego procesu rozdrabniania



Rys. 3.5.5.2. Zużycie paliwa w wybranych warunkach eksploatacji: rozdrabnianie z okresowo zmiennym udziałem czasu pracy czynnej (rozdrabniania) i jałowej

Badania z pierwszej publikacji [A5] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- W wyniku zastosowania układu wtryskowego (B) zużycie paliwa podczas pracy na biegu jałowym z niską prędkością obrotową spadła o około 38%, a podczas pracy na biegu jałowym z dużą prędkością zużycie paliwa wzrosło o 9%.
- W przypadku rozdrabniania gałęzi, które powodowały znaczne obciążenie napędu, zastosowanie układu wtryskowego (B) pozwoliło na obniżenie zużycia paliwa o 61%.
- Wyniki badań zużycia paliwa w zmiennych okresowo warunkach pracy podczas rozdrabniania (przy zachowaniu podczas porównywania stałych warunków udziału między rozdrabnianiem a pracą na biegu jałowym) wykazały, że układ gaźnika z klasycznym układem sterowania charakteryzowały się znacznie wyższym (o 56-70%) zużyciem paliwa niż w przypadku układu wtryskowego.

W drugiej publikacji [A6] przedstawiono wyniki emisji szkodliwych związków spalin (rys. 3.5.5.3) i zużycia paliwa (rys. 3.5.5.4) dla rębaka walcowego w rzeczywistych warunkach pracy podczas rozdrabniania gałęzi przy zadanej częstotliwości ich dostarczania (4 min^{-1}). Prowadząc analizę wpływu zastosowanych układów zasilania paliwem (A – układ gaźnikowy, B – autorski układ wtryskowy) na badane parametry. Układ zasilania paliwem B, charakteryzował się najniższą emisją HC (rys. 3.5.5.3). Zakłócenia mieszanki paliwowo-powietrznej spowodowane zmianami obciążenia silnika w wyniku rozdrabniania zwiększają emisję HC. Przez co układ gaźnikowy (A) podatny na takie zmiany charakteryzował się wyższą emisją HC. Emisje tlenku węgla (CO) są produktem niecałkowitego spalania węgla, będącego składnikiem paliwa węglowodorowego. Emisje CO są nieuniknione w silnikach spalinowych, ponieważ komora spalania nigdy nie pozwala na całkowite spalanie węgla. W przeciwnym razie w spalinach można znaleźć tylko CO_2 . Charakterystyki emisji CO w funkcji czasu pokazują, że układ B jest podatny na znaczne zmiany emisji CO w zależności od obciążenia systemu [A5], ale średnie poziomy emisji są niższe niż dla układu A (rys. 3.5.5.3). Emisje dwutlenku węgla (CO_2) powstają w wyniku spalania paliw węglowodorowych i mają miejsce tylko przy całkowitym spalaniu mieszanki. Emisje te można ograniczyć poprzez zmniejszenie zużycia paliwa lub stosowanie paliw niskoemisyjnych. Charakterystyki emisji CO_2 wskazują, że najbardziej podatna na zmiany

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

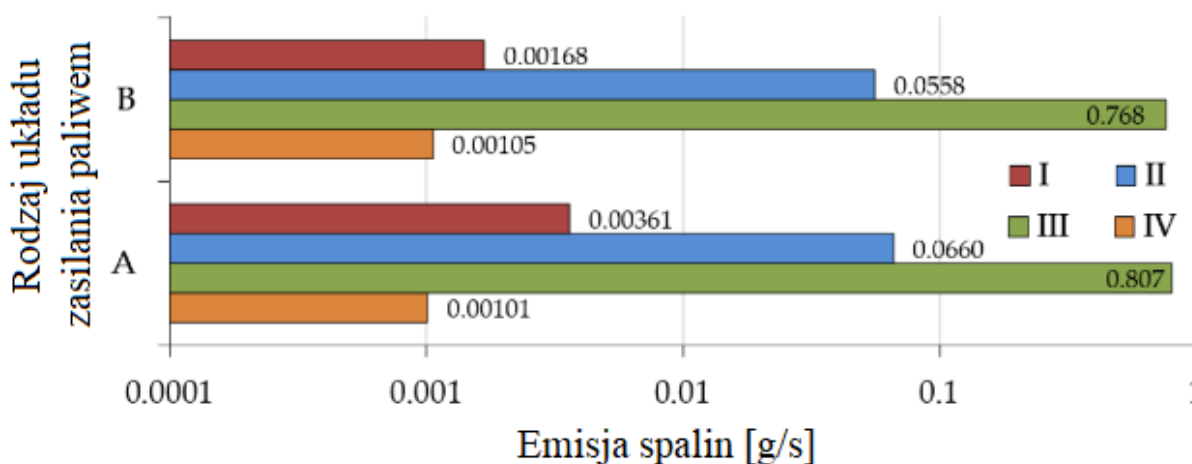
Instytut Konstrukcji Maszyn



obciążenia jest konstrukcja B, wyposażona w układ wtryskowy. Jednak średnia emisja CO₂ w warunkach testowych jest najniższa dla konstrukcji B. Z kolei układ A charakteryzuje się największą emisją dwutlenku węgla. Ponieważ zużycie paliwa jest silnie powiązane z emisjami CO₂, charakterystyka zużycia paliwa [A5] jest bardzo zbliżona do charakterystyki emisji CO₂ i można wyciągnąć podobne wnioski.

Średnia emisja NO_x przedstawiono na rysunku 3.5.5.3. Aby powstały tlenki azotu (NO_x), temperatura spalania musi być wysoka, a cząsteczki tlenu muszą być wolne. Stąd emisja NO_x jest najczęściej związana ze spalaniem mieszanki ubogiej, czyli z nadmiarem powietrza nad paliwem w stosunku do mieszanki stechiometrycznej. Najbardziej podatna na zmiany NO_x była konstrukcja B, gdzie wzrost obciążenia silnika powodował zmianę składu mieszanki ze stechiometrycznej na ubogą, co można zaobserwować jako okresowy wzrost wartości NO_x w spalinach [A5].

Dla efektywnego sterowania jednostką napędową oraz oceny reakcji badanej konstrukcji na zmiany warunków pracy istotny jest pomiar emisji generowanych związków spalin w funkcji czasu (wykresy w artykule [A5]). Wyniki mogą wskazywać obszary, które wymagają ulepszeń w projekcie. Równie ważne są wyniki badań emisji spalin wraz z ich średnimi wartościami w określonym przedziale czasowym (rysunek 3.5.5.3). Umożliwiają porównanie danych dotyczących wybranych konstrukcji oraz dostarczają informacji o wpływie wybranych maszyn na globalną lub lokalną emisję spalin. Porównanie badanych konstrukcji (A, B) przedstawiono na rysunku 3.5.5.5.



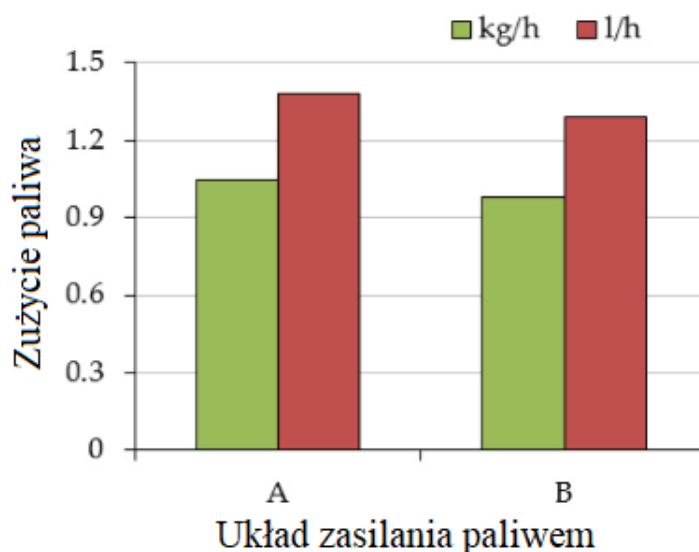
Rys. 3.5.5.3. Porównanie emisji z badanych układów: A – silnik z gaźnikowym układem zasilania paliwem; B – silnik z wtryskowym układem paliwa; rodzaj emisji: I – HC, II – CO, III – CO₂, IV – NO_x.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

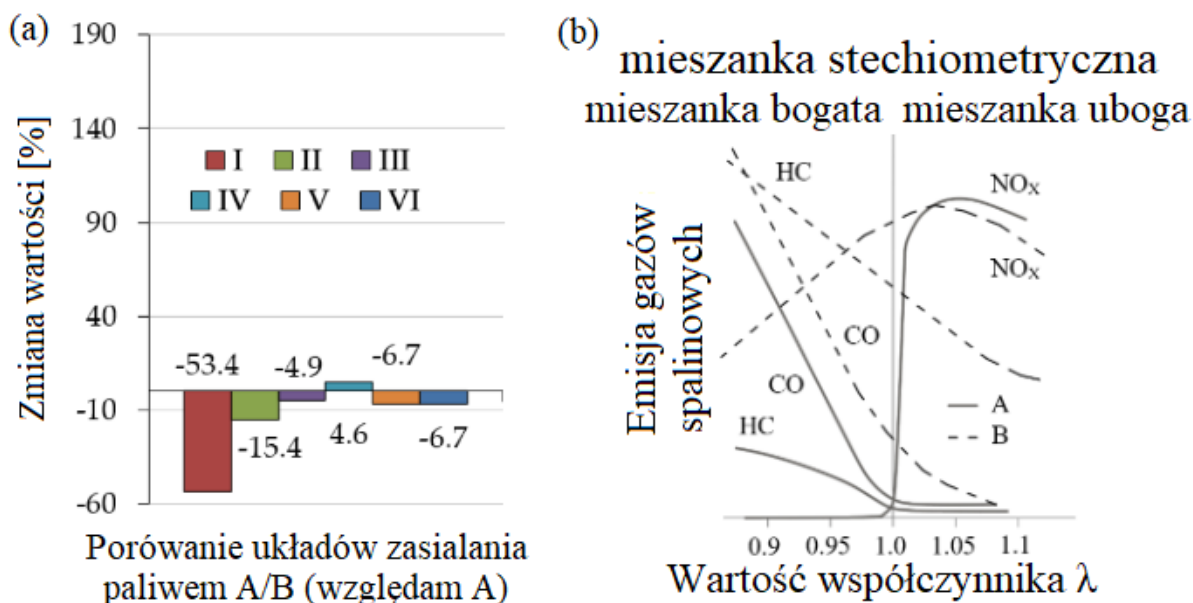
Instytut Konstrukcji Maszyn



Rys. 3.5.5.4. Porównanie zużycia paliwa z testowanych układów: A – silnik z gaźnikowym układem zasilania paliwem; B – silnik z wtryskowym układem paliwa

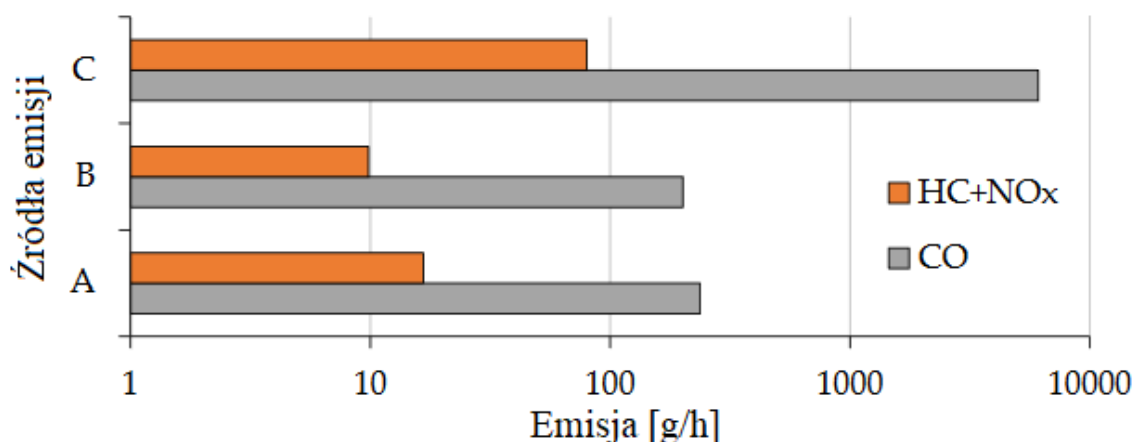
Zastosowanie układu wtryskowego (B) znacznie obniżyło masową emisję HC (53,4%), CO (15,4%) i CO₂ (4,9%) w porównaniu z konstrukcją układu gaźnikowego (A). Komercyjna konstrukcja z układem gaźnikowym (A) emitowała mniej NO_x o (4,6%) w stosunku do układu B.

Na przykład emisje HC, CO i NO_x można zmniejszyć, stosując trójfunkcyjny reaktor katalityczny. Tlenki azotu są redukowane w reakcjach katalitycznych i rozkładane na azot i tlen. Ten ostatni służy do utleniania tlenku węgla i węglowodorów do dwutlenku węgla i wody. Reaktor katalityczny wymaga odpowiednich warunków termodynamicznych i zachowania właściwości stechiometrycznych mieszanki paliwowo-powietrznej, aby osiągnąć wysoką sprawność. Takie rozwiązanie jest korzystne w przypadku konstrukcji układu wtrysku ze sprzężeniem zwrotnym (takiej jak układ B), w której regulacja składu mieszanki jest ustawiona na stechiometryczną, która jest kontrolowana i korygowana. Trzeciak w 2008 roku wykazał, że trójfunkcyjny reaktor katalityczny powinien pracować głównie z mieszaniną stechiometryczną, ponieważ w takich warunkach sprawność reaktora przekracza 90% [3]. Stosowane są również zestawy reaktorów katalitycznych, które są kombinacją trzech reaktorów funkcjonalnych i utleniających ustawionych szeregowo. Do przestrzeni pomiędzy reaktorami wprowadzany jest dodatkowy strumień powietrza. W pierwszej fazie taki układ przede wszystkim redukuje tlenki azotu, a w drugiej utlenia tlenki węgla i węglowodory, w wyniku czego powstaje dwutlenek węgla i woda. Zaletą tego rozwiązania jest to, że mieszanka paliwowo-powietrzna nie musi być stechiometryczna. Taki układ może być preferowany w przypadku układu z gaźnikiem (A), gdzie zmiany obciążenia silnika powodują zaburzenia składu mieszanki paliwowo-powietrznej. Zastosowanie trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego, w takim przypadku zgodnie z charakterystyką przedstawioną na rysunku 3.5.5.5b, może znacznie zmniejszyć emisję HC [4].



Rys. 3.5.5.5. Analiza wpływu badanych układów (a) (A – gaźnikowy układ zasilania paliwem, B – wtryskowy układ zasilania paliwem) na względne zmiany wybranych wielkości; emisja związków: I–HC, II–CO, III–CO₂, IV–NO_x; V – Zużycie paliwa, VI – koszt paliwa; (b) emisje spalin w zależności od składu mieszanki paliwowo-powietrznej, gdzie A: z układem oczyszczania spalin (trójfunkcyjny układ katalityczny); B: bez systemu oczyszczania spalin; analiza na podstawie [4]

Emisję spalin najczęściej wyraża się w g/km lub g/kW·h. Dane zebrane w przeglądzie literatury odnoszą się do różnych wielkości fizycznych. Aby były porównywalne, konieczne jest ich przekształcenie. Innymi słowy, opisana procedura określania wartości *EE* zakłada godzinę pracy maszyny z pełną mocą. Dopuszczalne limity emisji związków szkodliwych w spalinach dla badanej grupy jednostek napędowych według przepisów obowiązujących w Unii Europejskiej od 2019 r. przedstawiono w artykule [A6]. Silniki te podlegają kategorii NRS-vr/vi-1b, zgodnie z normami emisji Stage V dla silników ZI poniżej 56 kW (NRS). W związku z tym dokonano porównania emisji dopuszczalnych z wynikami badań. Wyniki wskazują, że omawiane silniki nie przekraczają dopuszczalnych w Unii Europejskiej limitów w czasie jednej godziny pracy (rys. 3.5.5.6). Należy jednak mieć na uwadze, że badane silniki w rzeczywistych warunkach eksploatacji nie charakteryzowały się maksymalnym obciążeniem.



Rys. 3.5.5.6. Porównanie emisji; A – gaźnikowy układ zasilania paliwem, B – wtryskowy układ zasilania paliwem, C – emisja dopuszczalna przez normy Unii Europejskiej

Badania z drugiej publikacji [A6] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- **Zastosowanie układu wtryskowego (B) w omawianych warunkach pracy pozwoliło na ograniczenie: zużycie paliwa o 6.7%, HC o 53.4%, CO o 15.4%, CO₂ o 4.9%, natomiast przyczynił się do wzrostu NO_x o 4.6%.**
- **Ograniczenie emisji zużycia paliwa pozwala na bezpośrednie ograniczenie emisji CO₂, pozostałe badane emisje można ograniczyć trójfunkcyjnym reaktorem katalitycznym.**
- **Zasadnym jest dalsze rozwijanie układów sterowania dawką paliwa w zakresie układów wtryskowych benzyny.**
- **Badane konstrukcje odniesione pośrednio do limitów emisji spalin obowiązujących na terenie Unii Europejskiej wykazują, że badane jednostki w rzeczywistych warunkach pracy nie przekraczają dopuszczalnych limitów emisji zanieczyszczeń powietrza.**

Literatura:

[A1] **Warguła, Ł.,** Waluś, K.J., Krawiec, P. (2019). Working conditions of mobile wood chipping machines in the aspect of innovative drive control systems. *Sylwan*, 163(9), 765-772.

[A2] **Warguła, Ł.,** Kukła, M., Krawiec, P., Wieczorek, B. (2020). Impact of number of operators and distance to branch piles on woodchipper operation. *Forests*, 11(5), 598.

[A5] **Warguła, Ł.,** Krawiec, P., Waluś, K. J., Kukła, M. (2020). Fuel consumption test results for a self-adaptive, maintenance-free wood chipper drive control system. *Applied Sciences*, 10(8), 2727

[A6] **Warguła, Ł.,** Kukła, M., Lijewski, P., Dobrzyński, M., Markiewicz, F. (2020). Influence of innovative woodchipper speed control systems on exhaust gas emissions and fuel consumption in urban areas. *Energies*, 13(13), 3330

[1] Serdecki, W. (2012) *Testing of Internal Combustion Engines*; Poznan University of Technology: Poznań, Poland, 2012; ISBN 978-83-7775-105-3.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



[2] Rychlik, A. (2006) Commercial vehicles fuel consumption measurement methods. *Maint. Reliab.* 4, 37–41.

[3] Trzeciak, K. *Car Diagnostics*, Original Title in Polish: *Diagnostyka Samochodów Osobowych*; WKŁ: Warszawa, Poland, 2008; ISBN 978-83-206-1700-9.

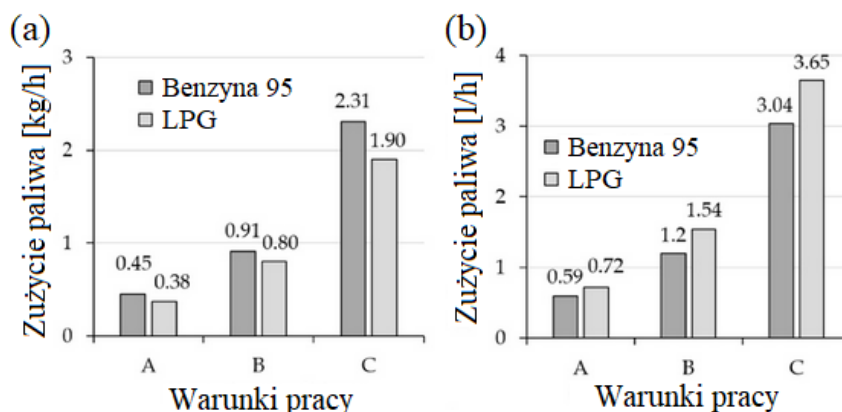
[4] Herner, H.; Hans-Jurgen, R. *Electrical Engineering and Electronics in Motor Vehicles*, Original Title in Polish: *Elektrotechnika i Elektronika w Pojazdach Samochodowych*; WKŁ: Warszawa, Poland, 2013; ISBN 978-83-206-1921-8



3.5.6. Analiza wpływu zastosowania układu zasilania paliwami alternatywnymi (LPG [A7, A8] i CNG [A9]) w silniku małej mocy rębaka walcowego na emisję szkodliwych związków spalin i zużycie paliwa w rzeczywistych warunkach pracy

Badania w rzeczywistych warunkach pracy prowadzono na rębaku walcowym opisanym we wcześniejszych rozdziałach. W maszynie tej podczas badań zmieniano silniki. Pierwszy badany silnik był wyposażony w gaźnikowy układ zasilania paliwem (German GX 390) (A), drugi to ten sam model silnika, wyposażony w niekomercyjny gaźnikowy układ zasilania paliwem gazowym przystosowany do paliwa LPG (B), a trzeci to silnik z układem przystosowany do paliwa CNG (C), gdzie paliwo jest dostarczane poprzez gaźnik przystosowany do paliw gazowych. Szczegóły tych rozwiązań opisano we wcześniejszych rozdziałach. Porównanie wyników z badanymi silnikami wymagało zapewnienia zbliżonych warunków pracy, spełniono to poprzez dostarczanie gałęzi o zbliżonym przekroju poprzecznym, wilgotności, długości, twardości oraz zbliżoną częstotliwością dostarczania gałęzi. Badania przedstawiono w trzech publikacjach. Pierwsza i druga dotyczyła badania silnika zasilanego paliwem LPG [A7, A8], trzecia dotyczyła badania silnika zasilanego CNG [A9]. Silnik zasilany LPG badano w dwóch etapach: w pierwszym [A7] badano zużycie paliwa metodą masową, w drugim badano emisję szkodliwych związków spalin, a na ich podstawie wyznaczono również zużycie paliwa (bardziej dokładna metoda) [A8]. W trzeciej publikacji dotyczącej badania silnika zasilanego CNG wykorzystano metodę badawczą zużycia paliwa na podstawie emisji szkodliwych związków spalin. Wyniki modernizowanych jednostek napędowych odnoszono do komercyjnej konstrukcji zasilanej benzyną (A). Szczegóły konstrukcyjne, charakterystyki badanych paliw i rozdrabnianych materiałów są dostępne w artykułach, natomiast w pierwszym artykule [A7] badania prowadzono w trzech warunkach pracy: praca jałowa z niską prędkością obrotową, praca jałowa z wysoką prędkością obrotową, ciągły proces rozdrabniania.

Objęściowe zużycie paliwa podczas spalania LPG wzrosło średnio o około 23% (podczas procesu ciągłego rozdrabniania) (rys. 3.5.6.1). Jest to zgodne z wynikami innych zespołów badawczych, których wyniki badań wykazały wzrost zużycia paliwa podczas zasilania silnika LPG w stosunku do benzyny [1-3]. Stosowanie paliwa LPG na terenie wybranych państw Unii Europejskiej jest silnie związane z niższym kosztem paliwa. Ceny paliw zależą od wielu zmiennych i zmieniają się każdego dnia. Ponadto ceny te zmieniają się różnie w zależności od kraju, a nawet regionu [4-6]. Autorzy ustalili średnią cenę w euro za 1 l paliwa w Europie na dzień 10 stycznia 2020 r. Średnia cena benzyny wyniosła 1,28 €/l, a cena LPG 0,60 €/l. Oznacza to, że w tym okresie benzyna była ponad dwukrotnie droższa od LPG (około 113%). Wartości te przyjęto do dalszych analiz. Koszt godziny rozdrabniania rębakiem cylindrycznym związany ze zużyciem paliwa wynosił 3,89 €/h przy spalaniu benzyny i 2,19 €/h przy spalaniu LPG. Wniosek jest taki, że pomimo większego zużycia paliwa, godzina pracy maszyny rozdrabniającej zasilanej LPG (rozdrabnianie ciągłe) jest o około 44% tańsza. Eksploatacja maszyny w innych stanach poza procesem rozdrabniania również będzie miała niższy koszt użytkowania.



Rys. 3.5.6.1. Zużycie paliwa: (a) masowe na godzinę pracy, (b) objętościowe na godzinę pracy, gdzie: A — praca jałowa przy niskiej prędkości obrotowej, B — bieg jałowy przy wysokiej prędkości obrotowej, C — proces ciągłego rozdrabniania

Zastosowanie instalacji umożliwiającej spalanie LPG w niedrogowych silnikach małej mocy wymaga nakładów na modernizację konstrukcji. Koszt takiej modernizacji, przedstawiono w artykule [A7] i wyniósł 105 EUR (na rok 2020). Z opublikowanych danych wynika, że można oczekiwać, że poniesiony nakład zwróci się po około 65 h eksploatacji, biorąc pod uwagę jedynie koszty paliwa. Koszt przedstawionego w opracowaniu rębaka walcowego to 1250 euro (na rok 2020), a modernizacja maszyny o instalację LPG zwiększa koszt maszyny o 8,4%.

Stosunkowo tania i nieskomplikowana modyfikacja rębaka małej mocy pozwala na zwiększenie efektywności jego pracy pod względem kosztów zużycia paliwa.

Badania z pierwszej publikacji [A7] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- Wyniki dotyczące zużycia paliwa i ceny paliwa wskazują, że stosunkowo niewielkim kosztem można obniżyć koszty eksploatacji rębaków małej mocy (koszt modernizacji ok. 105 €).
- W przypadku nowej maszyny koszt instalacji paliw alternatywnych zwiększa jej cenę o około 8,4%.
- Wprowadzona modernizacja wykorzystuje spalanie paliwa LPG, którego zużycie w ciągu godziny pracy maszyny jest większe o około 20% w porównaniu ze spalaniem benzyny (benzyna 95-3,04 l/h vs. LPG 3,65 l/h). Jednak cena jednego litra LPG jest średnio o ponad połowę niższa niż cena benzyny w Europie.
- Zastosowany układ przyczynia się do obniżenia kosztów przy rozdrabnianiu gałęzi maszynami napędzonymi LPG o około 44% (benzyna 95, 3,89 €/h vs. LPG, 2,19 €/h).
- Koszt wyprodukowania 1 m³ biomasy rębakiem benzynowym to 1,11 €, a dla rębaka napędzanego LPG 0,63 €, natomiast koszt wyprodukowania 1 t biomasy przy napędzie benzynowym 1,94 €, a dla rębaka zasilanego LPG to 0,91 €.
- Modernizacja wpisuje się we współczesny trend rozwoju zasilania silników spalinowych paliwami alternatywnymi, gdyż LPG i CNG jest paliwem alternatywnym w rozumieniu Dyrektywy Unii Europejskiej (2014/94/UE), ponieważ stanowi alternatywę dla źródeł energii pochodzących z ropy naftowej.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



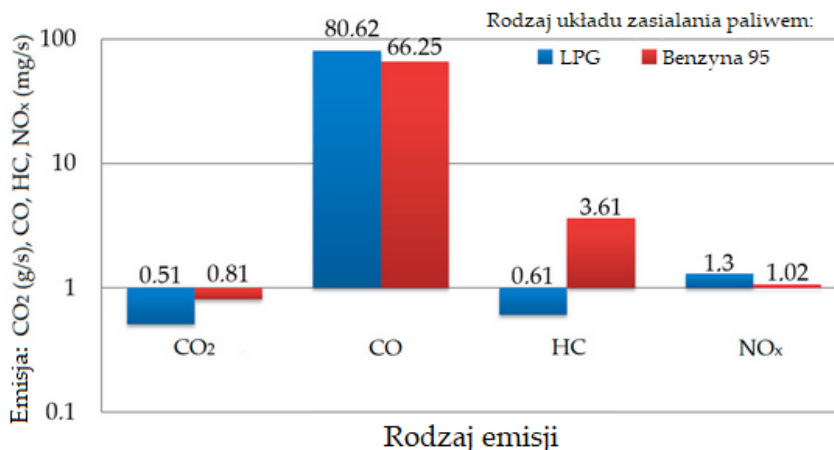
Badania w artykule drugim [A8] były prowadzone w warunkach pracy odpowiadających najbardziej zbliżonym do rzeczywistych, charakter obciążenia maszyny był okresowo-zmienny wynikający z częstotliwości dostarczania gałęzi na poziomie około 4 min^{-1} . W artykule są dostępne szczegółowe charakterystyki emisji szkodliwych związków spalin (CO , CO_2 , HC i NO_x) oraz zużycia paliwa w funkcji czasu [A8]. Na ich podstawie można zaobserwować większe zmiany chwilowej wartości emisji dla silnika zasilanego LPG i dotyczy to wszystkich szkodliwych związków. Te chwilowe zmiany (szczyty), zarówno dla silnika zasilanego benzyną jak i LPG, wynikają ze zmian obciążenia silnika, które jest efektem doprowadzenia gałęzi do rębaka. Wynika z tego, że emisja z silnika zasilanego LPG wykazuje większą podatność na zmiany obciążenia. Średnie wartości godzinowych emisji szkodliwych związków spalin: CO i NO_x (rys. 3.5.6.2) są wyższe, natomiast emisja CO_2 i HC jest mniejsza dla silnika zasilanego LPG. Z charakterystyki emisji CO w funkcji czasu wynika, że silnik zasilany LPG charakteryzuje się wyższą emisją, co jest związane z kontrolą składu mieszanki paliwowo-powietrznej w zakresie mieszanek ubogich. Konstrukcje zasilane LPG charakteryzowały się mniejszym zużyciem paliwa. Aby powstały tlenki azotu (NO_x), temperatura spalania musi być wysoka, a cząsteczki tlenu muszą być wolne. Stąd emisja NO_x jest najczęściej związana ze spalaniem mieszanki ubogiej, czyli z nadmiarem powietrza nad paliwem w stosunku do mieszanki stechiometrycznej. Ten parametr jest również niekorzystny dla konstrukcji zasilanej LPG. Pozytywnym aspektem konstrukcji zasilanej LPG jest redukcja emisji HC . Emisja HC jest spowodowana obecnością niespalonych cząstek paliwa w spalinach. Niższa emisja HC świadczy o tym, że silnik zasilany LPG w okresowo zmiennych warunkach obciążenia charakteryzował się uboższą mieszanką niż silnik zasilany benzyną. Przedstawiono również charakterystyki stosunku powietrza do paliwa (AFR) podczas procesów rozdrabniania. Bezpośrednie porównanie charakterystyk silnika zasilanego benzyną i paliwem LPG jest nieuzasadnione, ponieważ wartość AFR dla mieszanek stechiometrycznych tych paliw jest różna (14,7 dla benzyny i 15,5 dla LPG); można jednak zaobserwować indywidualny charakter pracy badanych silników. Silnik benzynowy ma bogatą mieszankę w badanych warunkach pracy ($\bar{s}r \approx 13,2 \pm 0,03$) i utrzymuje ją w miarę stabilnie. Średnia wartość AFR różni się od mieszanki stechiometrycznej o około 10%. Z kolei silnik zasilany LPG ma bogatą mieszankę ($\bar{s}r \approx 15,1 \pm 0,3$), ale jego praca jest mniej stabilna i charakteryzuje się znacznie większymi wahaniami wartości AFR. W tym przypadku średnia wartość AFR odbiega od mieszanki stechiometrycznej o około 2,5%. Przyczynia się to pośrednio do wyższej sprawności tego silnika. Dostarczane paliwo jest w dużej mierze całkowicie spalane i przekształcane w energię.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

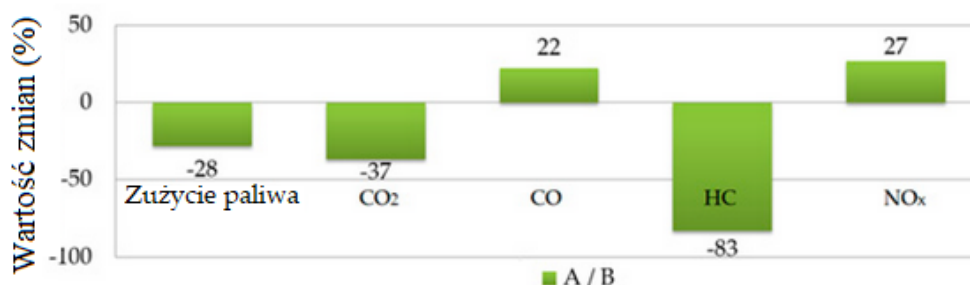
Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Rys. 3.5.6.2. Porównanie emisji z silnika zasilanego benzyną 95 i LPG

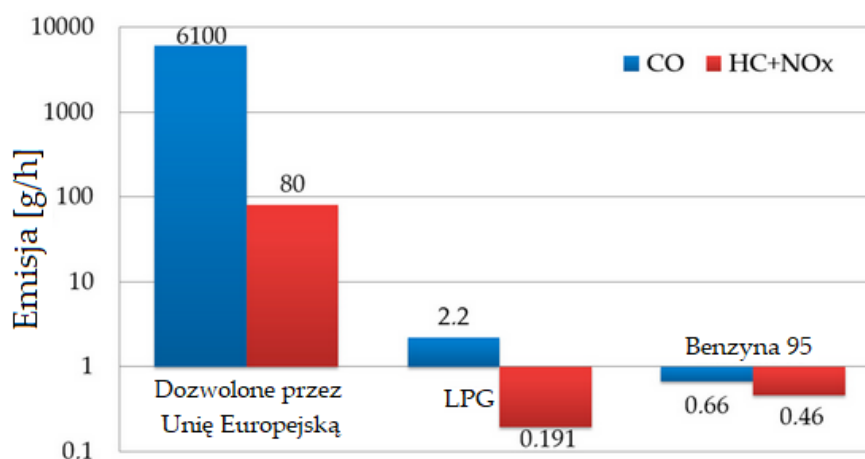
Dla efektywnego sterowania jednostką napędową oraz oceny reakcji badanej konstrukcji na zmiany warunków pracy istotny jest pomiar emisji generowanych związków spalin w funkcji czasu. Wyniki mogą wskazywać obszary, które wymagają ulepszeń w projekcie. Równie ważne są wyniki badań emisji spalin wraz z ich średnimi wartościami w określonym przedziale czasowym (rys. 3.5.6.2). Umożliwiają porównanie danych dotyczących wybranych konstrukcji oraz dostarczają informacji o wpływie wybranych maszyn na globalną lub lokalną emisję spalin. Porównanie badanych konstrukcji (benzyna 95 i LPG) wyrażone w procentach względem konstrukcji zasilanej benzyną przedstawiono na rysunku 3.5.6.3.



Rys. 3.5.6.3. Wpływ układu zasilania paliwem na wybrane wartości emisji spalin i zużycia paliwa, gdzie: A – układ zasilania benzyną 95, B – układ zasilania LPG



Zastosowanie instalacji LPG zwiększyło emisję CO o 22% i NO_x o 27% w porównaniu z silnikiem z klasycznym układem gaźnikowym zasilanym benzyną. Natomiast korzystnym efektem zastosowania układu zasilania paliwem LPG była redukcja emisji HC o 83% oraz emisji CO₂ o 37%. Zastosowanie instalacji LPG pozwoliło zredukować zużycie paliwa o 28%, co jest dobrym wynikiem. Emisję spalin najczęściej wyraża się w g/km lub g/kWh. Dane zebrane w przeglądzie literatury odnoszą się do różnych wielkości fizycznych. Aby były porównywalne, konieczne jest ich przekształcenie. Innymi słowy, określania wartości *EE*, która zakłada godzinę pracy maszyny z pełną mocą. Dopuszczalne limity emisji związków szkodliwych w spalinach dla badanej grupy jednostek napędowych zgodnie z przepisami obowiązującymi w Unii Europejskiej od 2019 roku przedstawionych w tabeli artykułu [A8]. W związku z tym dokonano porównania emisji dopuszczalnych i dostępnych z wyników badań. Wyniki wskazują, że omawiane układy zasilania paliwem nie przekraczają dopuszczalnych w Unii Europejskiej limitów w czasie jednej godziny pracy (rys. 3.5.6.4). Należy jednak mieć na uwadze, że badane silniki w rzeczywistych warunkach eksploatacji nie charakteryzowały się maksymalnym obciążeniem.



Rys. 3.5.6.4. Porównanie emisji spalin badanych konstrukcji z limitami emisji spalin podczas testów homologacyjnych na terenie Unii Europejskiej

Wyniki badań emisji zanieczyszczeń do powietrza podczas spalania LPG charakteryzują się wyższą emisją związków szkodliwych w zakresie emisji CO i NO_x oraz niższą w zakresie emisji CO₂ i HC w porównaniu z benzyną 95. Takie wyniki częściowo pokrywają się z badaniami prezentowanymi w literaturze [8], które wskazują, że wyższą emisją mogą charakteryzować się instalacje gazowe niskiego zaawansowania technicznego w pojazdach. Z drugiej strony badania, w których zastosowanie paliwa LPG i układu wtryskowego, czyli układu o wyższym stopniu zaawansowania technicznego, mogą charakteryzować się korzystnymi wynikami emisji szkodliwych substancji, na co wskazują inne badania prezentowane w literaturze [9]. Dobre właściwości ekologiczne i ekonomiczne charakteryzują technologie instalacji LPG stosowane w nowoczesnych silnikach samochodowych, jednak przeniesienie tych instalacji do silników małej mocy jest trudne. Nowoczesne instalacje LPG wymagają chłodzenia płynem chłodzącym z silnika spalinowego oraz wymagają stałego zasilania elektrycznego np. z akumulatora. Przyczynia się to do podstawowych problemów stosowania tych elementów w małych silnikach. Większość z tych silników jest chłodzona powietrzem i nie ma akumulatora. Ponadto zaawansowane



technologicznie instalacje LPG wymagają m.in. pomiaru prędkości obrotowej wału korbowego, położenia wałka rozrządu, obciążenia silnika, zawartości tlenu w spalinach, temperatury silnika. Silniki wyposażone w układy wtryskowe benzyny 95 posiadają już takie elementy; stąd ich modernizacja za pomocą instalacji LPG jest prostsza i tańsza. Najbardziej zaawansowanym technicznie silnikiem do małych pojazdów użytkowych o pojemności 390 cm³ jest Honda iGX390. Spośród wymienionych powyżej elementów i czujników, które są korzystne w zastosowaniu instalacji LPG dedykowanych do silników samochodowych, Honda iGX390 posiada czujniki pomiaru prędkości obrotowej oraz akumulator. Wprowadzenie niezbędnych zmian w zastosowaniu podzespołów samochodowych w małych silnikach wiąże się ze zmianami konstrukcyjnymi wynikającymi z wprowadzenia czujników pomiarowych. Poza tym wszystkie podzespoły niezbędne do uruchomienia tego typu konstrukcji mogą przewyższyć koszt zakupu małego silnika bez instalacji LPG. W celu wdrożenia technologii zasilania małych silników paliwami alternatywnymi, takimi jak LPG, konieczne jest poszukiwanie tanich i prostych rozwiązań konstrukcyjnych dostosowanych do charakterystyki badanych silników.

Badania z drugiej publikacji [A8] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- **Rębak wyposażony w instalację LPG charakteryzował się wyższą emisją szkodliwych związków spalin: CO o 22%, NO_x o 27% w porównaniu z silnikiem z klasycznym układem gaźnikowym zasilanym benzyną podczas rzeczywistej pracy maszyny (podczas rozdrabniania gałęzi).**
- **Silnik po modernizacji umożliwiającej stosowanie paliwa LPG wykazał o 83% niższą emisję HC i redukcję emisji CO₂ o 37% oraz mniejsze zużycie paliwa o 28%.**
- **Należy podkreślić, że przeprowadzone badania są jednymi z pierwszych dotyczących pomiarów małego silnika w rzeczywistych warunkach eksploatacji z wykorzystaniem urządzeń PEMS (ang. Portable Emissions Measurement Systems).**
- **Powszechnie jest zwiększone zużycie paliwa przy stosowaniu LPG w stosunku do benzyny 95 [9], jednak opracowana konstrukcja wykazała mniejsze zużycie paliwa LPG pomimo jego niższej kaloryczności. Wynika to z charakterystyki regulacji składu mieszanki, gdzie silnik benzynowy podczas rozdrabniania charakteryzował się średnio mieszanką bogatą. Natomiast silnik zasilany LPG pracował blisko mieszanki stechiometrycznej.**
- **Pozytywnym aspektem zmniejszonego zużycia LPG i jego niższej ceny jest obniżenie kosztów eksploatacji. Jest to szczególnie ważne w Europie, gdzie różnica w cenie benzyny 95 i LPG na tym kontynencie wynosi średnio około 0,2 €/h.**
- **Układ paliwowy LPG pomimo zwiększonej emisji wybranych składników spalin w porównaniu z układem gaźnikowym benzyny 95 nie przekracza europejskich norm spalin dla małych silników do zastosowań niedrogowych. Świadczy to o tym, że gaźnikowe układy zasilania paliwem mogą spełniać normy obowiązujące w Unii Europejskiej, mimo że w innych gałęziach przemysłu, np. transporcie, takie układy nie spełniały wymagań emisyjnych.**
- **Należy prowadzić dalsze badania i prace w kierunku rozwoju technicznego układów zasilania paliwem oraz zaostreżenia przepisów, które uniemożliwią stosowanie**



prostych układów zasilania paliwem i umożliwią wprowadzenie na rynek konkurencyjnych i bardziej zaawansowanych układów wtrysku paliwa.

- **Z badań przedstawionych w niniejszej pracy wynika, że stosowanie paliwa LPG może zmniejszyć emisję HC o około 83%, co może sugerować, że LPG jest paliwem zalecanym do stosowania w układach zasilania paliwem, w których wpływ warunków pracy (charakter częstego zmiennego obciążenia lub zmiany prędkości obrotowej) przyczynia się do podwyższonej emisji HC.**
- **Na podstawie badań przedstawionych w publikacji można obliczyć, że maszyna zasilana paliwem LPG charakteryzowała się 17,9% wzrostem zużycia energii.**

Badania w trzecim artykule [A9] były prowadzone dla silnika z gaźnikowym układem zasilania benzyny oraz silnikiem zasilanym paliwem CNG poprzez gaźnik przystosowany do paliw gazowych. Charakter obciążenia jednostki napędowej był zbliżony do rzeczywistych warunków pracy i charakteryzował się okresowo-zmiennymi warunkami pracy wynikającymi z częstotliwości dostarczania gałęzi. W porównaniu z wcześniejszymi badaniami tych maszyn prowadzonymi przez autora, w tym artykule po raz pierwszy rozbudowano układ pomiaru kontroli warunków obciążania jednostki napędowej maszyny. Między mechanizm roboczy maszyny i jednostkę napędową zamontowano momentomierz ze zintegrowanym pomiarem prędkości obrotowej, który umożliwił pomiar: momentu obrotowego, prędkości obrotowej, a ten pomiar umożliwił wyznaczenie mocy zużywanej podczas rozdrabniania. Badania tych parametrów pozwalały precyzyjnie wykazać, że warunki pracy badanych maszyny były zbliżone. Prowadzony pomiar emisji szkodliwych związków spalin (CO , CO_2 , HC i NO_x) umożliwił wyznaczenie zużycia paliwa. Na podstawie zużycia paliwa można było wyznaczyć energię wejściową, na podstawie pomiaru mocy na wale napędowym maszyny podczas procesu rozdrabniania, można było wyznaczyć energię wyjściową. Wyznaczenie tych parametrów pozwoliło na wyznaczenie sprawności procesów rozdrabniania z wykorzystaniem rębaka walcowego z różnymi jednostkami napędowym.

Porównanie emisji spalin i zużycia paliwa w rzeczywistych warunkach pracy należy przeprowadzić w podobnych warunkach eksploatacji. Podczas badań rejestrowano wartość momentu obrotowego oraz prędkość obrotową. Na podstawie tych pomiarów zmierzone wartości przeliczono na moc generowaną przez napęd podczas procesu rozdrabniania (szczegółowe charakterystyki przedstawiono w artykule [A9]) Zmiany tych wartości w funkcji czasu wynikają z obciążenia systemu. Wartość momentu obrotowego można interpretować jako moment obrotowy generowany przez silnik spalinowy; nie należy go jednak interpretować jako wartości momentu obrotowego niezbędnego do rozdrabniania gałęzi (z którego można obliczyć siłę cięcia (publikacje autora autoreferatu nie wchodzące w skład głównego osiągnięcia naukowego [10-12]), ponieważ pomiar odbywa się przed kołem zamachowym rębaka, co zwiększa siłę cięcia). Charakterystyki CO , CO_2 , HC, NO_x i zużycia paliwa są funkcją czasu i zostały zarejestrowane podczas procesu rozdrabniania. Większe zmiany chwilowej wartości emisji dla silnika zasilanego CNG można zaobserwować dla wszystkich szkodliwych związków. Te chwilowe zmiany (widoczne jako nagłe skoki wartości) wynikają z różnych obciążeń silnika i są spowodowane dostarczaniem gałęzi do kanału zasilającego rębaka. Można stwierdzić, że emisje z silnika zasilanego CNG wykazują większą podatność na zmiany obciążenia. Charakterystyk stosunku powietrzno-paliwowego (AFR) w funkcji czasu dla badanych silników zasilanych benzyną lub CNG nie

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

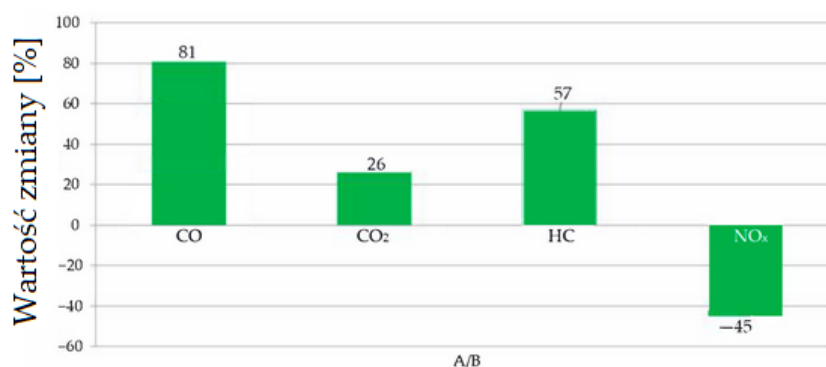
Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



ma możliwości bezpośredniego porównania. Wynika to z różnych wartości AFR dla mieszanek stechiometrycznych tych paliw, które wynoszą odpowiednio 14,7 i 17,2 dla benzyny i CNG. Mimo to można zaobserwować indywidualny charakter pracy badanych silników. W warunkach eksploatacji, podczas badań, silnik benzynowy miał bogatą mieszankę i utrzymywał ją na względnie stabilnym poziomie, różniącym się od średniej wartości AFR ($AVG \approx 14$) o około 10%. Z kolei silnik zasilany CNG charakteryzował się nieco wzbogaconą mieszanką ($AVG \approx 17$), która również utrzymywała się na względnie stabilnym poziomie. Natomiast w drugim przypadku średnia wartość AFR odbiegała od składu stechiometrycznego o około 2,5%. To pośrednio przyczynia się do wyższej sprawności tego silnika, ponieważ dostarczane paliwo zostało prawie całkowicie spalone i zamienione na energię. Pomiar zużycia paliwa jest ważnym aspektem w ocenie kosztów użytkowania maszyny. Na podstawie wyników badań można zauważyć, że silnik zasilany benzyną jest mniej podatny na oscylacje charakterystyki zużycia paliwa niż silnik zasilany CNG. Na podstawie informacji o energii wejściowej i wyjściowej wyznaczonej z pomiaru mocy można obliczyć sprawność jednostek napędowych podczas procesów rozdrabniania. Można zauważyć, że silnik zasilany CNG w badanych warunkach pracy charakteryzuje się średnią sprawnością na poziomie około 5,1%, natomiast silnik benzynowy charakteryzował się sprawnością na poziomie 3,8%. Silnik zasilany CNG jest o około 34% wydajniejszy od silnika benzynowego.

W celu efektywnego sterowania jednostką napędową oraz oceny reakcji badanej konstrukcji na zmiany warunków pracy należy mierzyć emisję generowanych związków spalin w funkcji czasu. Wyniki mogą pokazać obszary, które wymagają ulepszeń w projekcie. Za istotne należy również uznać średnie wyniki badań emisji spalin rejestrowanych w określonych warunkach badań. Charakterystyki te przedstawiono na rysunku 3.5.6.5. Dostarczają informacji o wpływie wybranych maszyn na globalną lub lokalną emisję spalin, umożliwiając tym samym ich porównanie. Porównanie takie (dla benzyny i CNG) przedstawiono na rysunkach 3.5.6.5 i 3.5.6.6.



Rys. 3.5.6.5. Wpływ układu zasilania paliwem na wybrane wartości emisji spalin, gdzie:

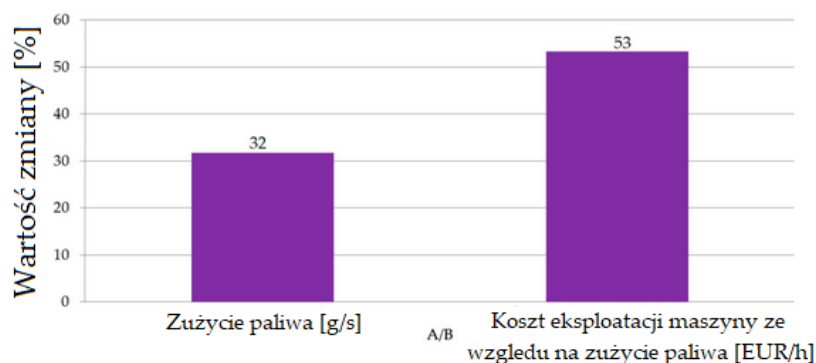
A – układ zasilania benzyną, B – układ zasilania CNG

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



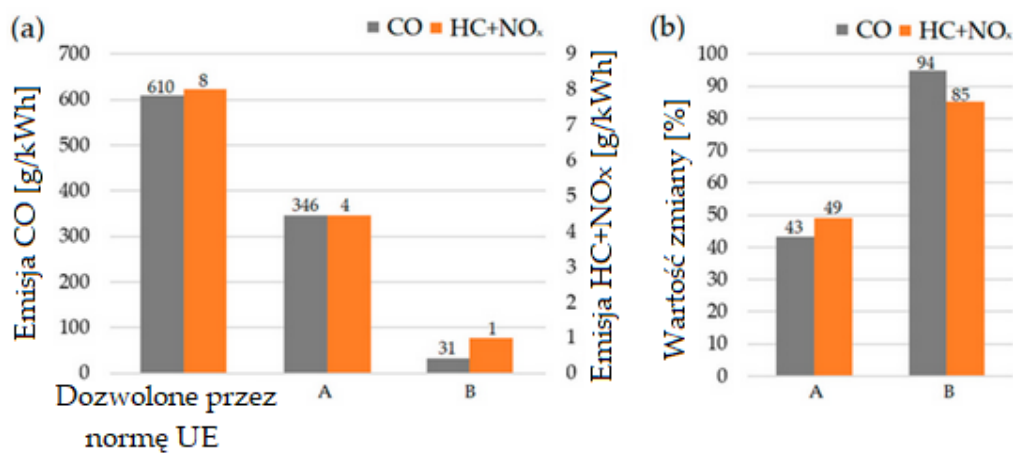
Rys. 3.5.6.6. Wpływ układu zasilania paliwem na wybrane wartości zużycia paliwa oraz koszty eksploatacji maszyny wynikające ze zużycia paliwa, gdzie: A – układ zasilania benzyną, B – układ zasilania CNG

Zastosowanie instalacji CNG zmniejszyło szkodliwą emisję spalin: CO o 81%; CO₂ o 26%; i HC o 57% w porównaniu do silnika z klasycznym układem gaźnika benzynowego. Uzyskane korzyści są zbieżne z wynikami innych badaczy, którzy zmodernizowali silniki spalinowe w innych gałęziach przemysłu, które zazwyczaj charakteryzują się znacznie większą pojemnością skokową silnika i podlegają innym, najczęściej bardziej rygorystycznym przepisom dotyczącym emisji spalin, co wiązało się z wyższym zaawansowaniem technicznym tych układów zasilania paliwem jednostek napędowych. Wśród dostępnych wyników badań można zaobserwować redukcję niektórych związków chemicznych i wzrost innych. Częstym efektem zmiany paliwa z benzyny na CNG, zbieżnym z wynikami badań autorów, jest redukcja CO₂ [13-16], CO [15,17] i HC [15-19]. CNG składa się z lżejszych węglowodorów, a stosunek wodoru do węgla w CNG jest znacznie wyższy niż w benzynie. Wpływa to na proces spalania w cylindrze, zmniejszając udział spalania niecałkowitego, a tym samym niższą emisję CO i HC. Z drugiej strony redukcja CO₂ związana jest głównie ze zmniejszeniem zużycia paliwa. Wadą rozwiązania zastosowanego przez autora jest wzrost emisji NO_x o 45%. Ograniczona emisja NO_x po zmianie paliwa jest charakterystyczna dla silników ZS [13,17,19,20]; jednak często charakteryzują się wzrostem innych składników spalania. W silnikach ZI zauważalny jest wzrost NO_x przy spadku innych emisji [16,17]. Wzrost emisji NO_x w silniku zasilanym CNG wynika z wyższych maksymalnych temperatur w cylindrze silnika podczas spalania. Jak opisano powyżej, jest to również przyczyną zmniejszonej emisji produktów niecałkowitego spalania HC i CO. Zjawisko to można ograniczyć poprzez wzbogacenie CNG w wodór. Badania silnika ZI zasilanego HCNG wykazały jednoczesną redukcję wszystkich 4 emisji (CO, CO₂, HC, NO_x) [15], stąd może to być kolejny kierunek rozwoju badanej konstrukcji. Spalanie mieszanki gazu ziemnego i wodoru powinno zintensyfikować cechy spalania mieszanki ubogiej, a także obniżyć część szkodliwych emisji, takich jak CO, HC i CO₂. Głównym problemem jest jednak spodziewany wzrost emisji NO_x [21,22]. Wykorzystanie mieszanki NG/H₂ jako paliwa może być opłacalne, gdyż pozwoli wykorzystać pozytywne aspekty spalania wodoru. Jednocześnie zastosowanie takiej mieszanki nie wymaga znacznych przeróbek już istniejących silników na gaz ziemny [21,23]. Zastosowanie wodoru jako dodatku do gazu ziemnego zwiększy granicę spalania ubogiej mieszanki do rozszerzonego zakresu palności wodoru. Zdolność do spalania ubogiej mieszanki zwiększa sprawność cieplną przy jednoczesnym obniżeniu temperatury spalania i emisji NO_x [21,24,25]. Zmniejsza również koincydencję stuków, która jest zjawiskiem mogącym prowadzić do poważnych uszkodzeń silnika ZI. Badana jednostka napędowa została przeanalizowana przez



autorów w innym badaniu – po modernizacji układu zasilania paliwem gazem płynnym (LPG). Badana tam jednostka napędowa, zasilana LPG w rzeczywistych warunkach eksploatacji, charakteryzowała się w stosunku do swojego benzynowego odpowiednika jedynie redukcją emisji CO i NO_x spośród wszystkich analizowanych parametrów (CO, CO₂, HC, NO_x). Porównując pośrednio badane układy (LPG i CNG) można zauważyć, że zastosowanie CNG pozwoliło na ograniczenie większej ilości emitowanych związków w spalinach (CO, CO₂, HC).

Próba odniesienia wyników emisji spalin do przepisów UE [26,27] wymaga określenia ich w g/kWh. Obliczenie takiej wartości jest możliwe poprzez pomiar mocy generowanej przez jednostkę napędową podczas procesów rozdrabniania, której średnią wartość dla badanych silników można przyjąć na poziomie około 0,69 kWh. Wartość emisji wyrażona w g/kWh została odniesiona do przepisów dotyczących emisji. Dopuszczalne limity związków szkodliwych w emisji spalin dla badanej grupy jednostek napędowych zgodnie z przepisami obowiązującymi w Unii Europejskiej od 2019 roku. Silniki te podlegają kategorii NRS-vr/vi-1b, zgodnie z normami emisji Stage V dla silników o zapłonie iskrowym, które nie są obsługiwane ręcznie, poniżej 56 kW (NRS). Z rysunku 3.5.6.7a wynika, że emisje spalin z badanych silników są dalekie od przekroczenia limitów emisji dla CO i HC + CO₂, których emisje są kontrolowane podczas laboratoryjnych badań homologacyjnych emisji z gazów spalinowych. Nie wszystkie pracujące maszyny i pojazdy badane w rzeczywistych warunkach eksploatacji charakteryzują się takimi parametrami emisyjnymi, a wiele badań wykazuje, że w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych dopuszczalne wartości emisji są przekraczane [28-31]. Badania konstrukcji opisanej w artykule wykazały, że emisje z silnika zasilanego benzyną były niższe o około 43% dla CO i 49% dla HC + NO_x, natomiast dla silnika z instalacją CNG emisje były niższe od dopuszczalnych dla CO o 94%, a dla HC + NO_x o 85% (rys. 3.5.6.6b).



Rys. 3.5.6.7. Porównanie emisji spalin badanych konstrukcji z limitami emisji spalin w Unii Europejskiej; a) dopuszczalna wielkość emisji i emisje podczas procesów rozdrabniania;

b) wyrażoną w procentach wartość różnicy między dopuszczalną wielkością emisji w UE a emisją powstającą podczas rozdrabniania, gdzie: A – układ zasilania paliwem benzynowym, B – układ zasilania paliwem CNG.

Kolejnym efektem zastosowania instalacji CNG jest zmniejszenie zużycia paliwa o 32%. Efekt taki zauważają także inni naukowcy [16]. Wiąże się to również często z utratą charakterystyki mocy i momentu obrotowego oraz dynamiki badanej jednostki napędowej

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



[32,33]. W analizowanej konstrukcji autorzy zaobserwowali zmniejszenie mocy maksymalnej o 23% i momentu obrotowego o 15%. Jednocześnie zmiany te nie wpłynęły na proces rozdrabniania i nie zmieniły charakterystyki maszyny w obszarze prowadzonych prac i badań (obciążenie ze względu na wytrzymałość mechanizmu tnącego było o 20% mniejsze niż dopuszczane przez producenta, który wyrażał to średnicą rozdrabnianych gałęzi i ich twardością – gatunki liściaste [34] do średnicy 100 mm). Zmniejszenie zużycia paliwa po zastosowaniu CNG, a jednocześnie zmniejszenie mocy i momentu obrotowego silnika, wiąże się z obniżeniem sprawności objętościowej silnika zasilanego CNG, ze względu na większy udział powietrza podczas spalania CNG (AFR CNG 17,2:1, AFR benzyna 14,7:1). Mniejsze zużycie paliwa wyrażone w g/s jest miarodajne, ale trudno zinterpretować koszt eksploatacji maszyny. Po pierwsze, benzyna jest sprzedawana w €/l (0,99 €/l w Polsce w dniu 11 listopada 2020 r. [32]), a CNG w €/m³ (0,71 €/m³ w Polsce w dniu 11 listopada 2020 r. [35]). Autorzy dokonali niezbędnych obliczeń ułatwiających interpretację kosztów eksploatacji maszyny wynikających ze zużycia paliwa i ustalili godzinowy koszt pracy maszyny dla układu zasilanego benzyną na poziomie około 2,02 €/h, podczas pracy na CNG na poziomie 0,95 €/h. Koszt eksploatacji badanego rębaka, wynikający ze zużycia paliwa, wynosi 53% przy zasilaniu CNG w porównaniu z benzyną. Koszt modernizacji silnika to około 247 €, przy średnim koszcie nowego silnika 270 €, modernizacja może podwoić jego wartość. Jednak z drugiej strony przy 8-godzinnym trybie pracy i oszczędności rzędu 1 € na godzinę, poniesiony nakład finansowy może zwrócić się po około 31 dniach. Przy średnim koszcie maszyny 1300 € doliczenie kosztów modernizacji zwiększy koszt zakupu maszyny o 19%, a wykonana modernizacja będzie wówczas stanowić około 16% kosztu maszyny. Przystosowanie silników spalinowych do spalania paliw gazowych może stać się współczesnym trendem naukowym w zakresie wykorzystania biogazu [36-38]. Biogaz otrzymywany z rozkładu np. ścieków, organicznych odpadów komunalnych, odchodów zwierzęcych, odpadów przemysłu rolno-spożywczego oraz surowców roślinnych, mogą być wykorzystywane przez zakłady przetwarzające te materiały do napędzania ich maszyn i urządzeń [39, 40]. Biogaz jest mieszaniną gazów charakteryzującą się zróżnicowanym składem, ale może być oczyszczony do biometanu i wtedy spełnia normy jakościowe gazu ziemnego [41]. Biogaz można uznać za odnawialne źródło energii, ponieważ obieg węgla w cyklu jego produkcji i zużycia jest zamknięty i nie wiąże się z emisją dwutlenku węgla netto [42]. Takie prace mogą być prowadzone w przyszłości. Należy jednak zauważyć, że zawartość metanu w biogazie może być o połowę mniejsza niż w przypadku gazu ziemnego.

Badania z trzeciej publikacji [A9] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- **Modernizacja silnika spalinowego małej mocy, poprzez zmianę układu zasilania paliwem i samego paliwa na alternatywę, jaką jest CNG, może przynieść korzyści zarówno ekologiczne, jak i ekonomiczne.**
- **Badania porównawcze rębaka na obszarach miejskich z dwoma systemami zasilania paliwem: benzyną i CNG wykazały, że stosowanie paliwa CNG zmniejszyło emisję szkodliwych związków spalin: CO (o 81%), CO₂ (o 26%), HC (57%). Przyczyniło się to jednak do wzrostu emisji NO_x (o 45%).**
- **Zdaniem autorów emisję NO_x można ograniczyć stosując domieszki wodoru (H₂) do CNG, ale wymaga to nowych badań.**

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



- Wartość emisji z jednostki zasilanej CNG była znacznie niższa niż dopuszczalna w Unii Europejskiej (CO o 94%, HC+NO_x o 85%), co może sugerować ustawodawcy wprowadzenie bardziej restrykcyjnych przepisów.
- Silnik po zastosowaniu CNG miał mniejszą moc i moment obrotowy, ale nie przeszkodziło to w prawidłowej realizacji procesu rozdrabniania.
- Silnik CNG charakteryzował się o 32% niższym zużyciem paliwa wyrażonym w g/s, a w połączeniu z niższą ceną paliwa CNG miał również niższy koszt godzinowy pracy maszyny wynikający z ceny paliwa (o około 53%).
- Koszt modernizacji silnika CNG prawie podwoił jego wartość. System zastosowany w rębaku zwiększył koszt jego zakupu o 19%. Jednak przy 8-godzinnym trybie pracy i wykazanych niższych kosztach poszukiwań wynikających z modernizacji (ok. 1 €/godz.) zwraca się po ok. 30 dniach.
- Ponadto zmniejszenie zużycia paliwa i emisji zanieczyszczeń wpływa na środowisko lokalne (redukcja zanieczyszczenia powietrza na terenach zurbanizowanych, które są bardzo podatne na przekroczenie dopuszczalnych poziomów zanieczyszczenia powietrza) oraz globalne (redukcja efektu cieplarnianego) oraz oddziaływania na operatorów maszyn, którzy są najbardziej narażeni na negatywny wpływ silników spalinowych.
- Na podstawie badań przedstawionych w publikacji można obliczyć, że maszyna zasilana paliwem CNG charakteryzowała się 9% wzrostem zużycia energii.

Literatura:

[A7] Warguła, Ł., Kukła, M., Krawiec, P., & Wieczorek, B. (2020). Reduction in Operating Costs and Environmental Impact Consisting in the Modernization of the Low-Power Cylindrical Wood Chipper Power Unit by Using Alternative Fuel. *Energies*, 13(11), 2995.

[A8] Warguła, Ł., Kukła, M., Lijewski, P., Dobrzyński, M., Markiewicz, F. (2020). Influence of the use of Liquefied Petroleum Gas (LPG) systems in woodchippers powered by small engines on exhaust emissions and operating costs. *Energies*, 13(21), 5773.

[A9] Warguła, Ł., Kukła, M., Lijewski, P., Dobrzyński, M., Markiewicz, F. (2020). Impact of Compressed Natural Gas (CNG) fuel systems in small engine wood chippers on exhaust emissions and fuel consumption. *Energies*, 13(24), 6709.

[1] Kołodziej, S.; Graba, M.; Bieniek, A. (2015) Power efficiency of a internal combustion engine powered by liquefied petroleum gas. *TTS Technol. Transp. Szyn.* 22, 796–799.

[2] Małek, A. (2011) The requirements for emission standards Euro 5 for vehicles fueled by LPG. *Autobusy Technol. Eksploat. Syst. Transp.* 12, 289–294.

[3] Abramek, K.F. (2012) Uzdowski, M. Some aspects of exploitation vehicles using gaseous fuels. *Autobusy Technol. Eksploat. Syst. Transp.* 13, 39–42.

[4] Rahman, S. (2016) Another perspective on gasoline price responses to crude oil price changes. *Energy Econ.* 55, 10–18.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



- [5] Sjoquist, D.L.; Tang, X. (2017) Differential effects of federal and state gasoline taxes on gasoline consumption. *Proc. Annu. Conf. Tax. Minutes Annu. Meet. Natl. Tax Assoc.* 110, 1–10.
- [6] Noel, M.D. (2019) Calendar synchronization of gasoline price increases. *J. Econ. Manag. Strategy* 28, 355–370.
- [7] Merkisz, J.; Radzimirski, S. (2006) Is propane-butane gas an ecological fuel? (original text in Polish: Czy gaz propan-butan jest paliwem ekologicznym?). *Combust. Engines* 2006, 45, 45–57.
- [8] Tasic, T.; Pogorevc, P.; Brajliah, T. (2011) Gasoline and LPG exhaust emissions comparison. *Adv. Prod. Eng. Manag.* 6, 87–94.
- [9] Szpica, D.; Czaban, J. (2014) Operational assessment of selected gasoline and LPG vapour injector dosage regularity. *Mechanics* 20, 480–488.
- [10] **Warguła, Ł.**; Kukla, M. (2020) Determination of maximum torque during carpentry waste comminution. **Wood Res.** 65, 771–784.
- [11] **Warguła, Ł.**; Adamiec, J.M.; Waluś, K.J.; Krawiec, P. (2018) The characteristics analysis of torque and rotation speed of working unit of branch grinder-introductory research. In **MATEC Web of Conferences**, Proceedings of the Machine Modelling and Simulations, Sklené Teplice, Slovak Republic, 5–8 September 2017; EDP Sciences: Lez Ili, France, Volume 157, p. 01021.
- [12] **Warguła, Ł.**; Krawiec, P. (2020) The research on the characteristic of the cutting force while chipping of the Caucasian Fir (*Abies Nordmanniana*) with a single-shaft wood chipper. In **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**; UMP Pekan: Pahang, Malaysia, Volume 776, p. 012012.
- [13] Merkisz, J.; Fuc, P.; Bajerlein, M.; Dobrzynski, M.; Rymaniak, Ł.; Ziółkowski, A. (2012) Reducing the Negative Impact of Public Transport on the Environment by Using CNG as a Fuel. *J. KONBiN* 22, 147–158.
- [14] Quintili, A.; Castellani, B. (2020) The Energy and Carbon Footprint of an Urban Waste Collection Fleet: A Case Study in Central Italy. *Recycling* 5, 25.
- [15] Usman, M.; Hayat, N. (2019) Use of CNG and Hi-octane gasoline in SI engine: A comparative study of performance, emission, and lubrication oil deterioration. *Energy Sources Part A Recover. Util. Environ. Eff.* 1–15.
- [16] Jahirul, M.I.; Masjuki, H.H.; Saidur, R.; Kalam, M.A.; Jayed, M.H.; Wazed, M.A. (2010) Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine. *Appl. Therm. Eng.* 30, 2219–2226.
- [17] Yasar, A.; Haider, R.; Tabinda, A.B.; Kausar, F.; Khan, M. A (2013) comparison of engine emissions from heavy, medium, and light vehicles for CNG, diesel, and gasoline fuels. *Pol. J. Environ. Stud.* 22, 1277–1281.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



- [18] Bielaczyc, P.; Szczotka, A.; Woodburn, J. A (2016) comparison of exhaust emissions from vehicles fuelled with petrol, LPG and CNG. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering; UMP Pekan: Pahang, Malaysia, Volume 148, p. 012060.
- [19] Zhang, C.H.; Xie, Y.L.; Wang, F.S.; Ma, Z.Y.; Qi, D.H.; Qiu, Z.W. (2011) Emission comparison of light-duty in-use flexible-fuel vehicles fuelled with gasoline and compressed natural gas based on the ECE 15 driving cycle. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* 225, 90–98.
- [20] Merkisz, J.; Pielecha, J.; Gis, W.; Gis, M.; Jasiński, R. (2015) Comparative assessment of exhaust emission buses: Powered CNG and Diesel. *Combust. Engines* 162, 775–781.
- [21] Alrazen, H.A.; Ahmad, K.A. (2018) HCNG fueled spark-ignition (SI) engine with its effects on performance and emissions. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 82, 324–342.
- [22] Hu, E.; Huang, Z.; Zheng, J.; Li, Q.; He, J. (2009) Numerical study on laminar burning velocity and NO formation of premixed methane–hydrogen–air flames. *Int. J. Hydrogen Energy* 34, 6545–6557.
- [23] De Simio, L.; Gambino, M.; Iannaccone, S. (2013) Experimental and numerical study of hydrogen addition in a natural gas heavy duty engine for a bus vehicle. *Int. J. Hydrogen Energy* 38, 6865–6873.
- [24] Lim, G.; Lee, S.; Park, C.; Choi, Y.; Kim, C. (2014) Effect of ignition timing retard strategy on NO_x reduction in hydrogen-compressed natural gas blend engine with increased compression ratio. *Int. J. Hydrogen Energy*, 39, 2399–2408.
- [25] Lim, G.; Lee, S.; Park, C.; Choi, Y.; Kim, C. (2013) Effects of compression ratio on performance and emission characteristics of heavy-duty SI engine fuelled with HCNG. *Int. J. Hydrogen Energy* 38, 4831–4838.
- [26] Regulation (EU). On Requirements for Emission Limit Values of Gaseous and Particulate Pollutants and Type-approval with Respect to Internal Combustion Engines for Mobile Machines Non-road, Amending Regulations (EU) No 1024/2012 and (EU) No 167/2013 and Amending and Repealing Directive 97/68/WE. No 2016/1628 of the European Parliament and of the Council of 14 September 2016. *Off. J. Eur. Union.* 2016, 252, 53–117.
- [27] Waluś, K.J.; **Warguła**, Ł.; Krawiec, P.; Adamiec, J.M. (2018) Legal regulations of restrictions of air pollution made by non-road mobile machinery—The case study for Europe: A review. ***Environ. Sci. Pollut. Res.*** 25, 3243–3259.
- [28] Merkisz, J.; Pielecha, J.; Fuc, P.; Lijewski, P. (2012) The analysis of the PEMS measurements of the exhaust emissions from city buses using different research procedures. In *Proceedings of the 2012 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*, Seoul, Korea, 9–12 October 2012; pp. 903–907.
- [29] Merkisz, J.; Lijewski, P.; Fuc, P.; Siedlecki, M.; Ziolkowski, A. (2016) Development of the methodology of exhaust emissions measurement under RDE (Real Driving Emissions) conditions for non-road mobile machinery (NRMM) vehicles. In *Proceedings of the IOP*

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Conference Series: Materials Science and Engineering, Krakow, Poland, 22–23 September 2016; Volume 148.

[30] Merkisz, J.; Lijewski, P.; Fuc, P.; Siedlecki, M.; Weymann, S. (2015) The use of the PEMS equipment for the assessment of farm fieldwork energy consumption. *Appl. Eng. Agric.* 31, 875–879.

[31] Lijewski, P.; Fuc, P.; Dobrzynski, M.; Markiewicz, F. (2017) Exhaust emissions from small engines in handheld devices. *MATEC Web Conf.* 118, 00016.

[32] Romaniszyn, K.M. (2006) The dynamics of the acceleration of a car fuelled with petrol and CNG. *Silniki Spalinowe* 2006, 45, 67–72.

[33] Parczewski, K.; Romaniszyn, K.M.; Wnęk, H. (2008) A dynamic test of a vehicle in motion and exhaust gas emissions during alternative fuelling with gasoline and compressed natural gas (CNG). *Silniki Spalinowe* 47, 52–60.

[34] **Warguła, Ł.**; Kaczmarzyk, P.; Dziechciarz, A. (2019) The assessment of fire risk of non-road mobile wood chopping machines. ***J. Res. Appl. Agric. Eng.*** 64, 58–64.

[35] CNG Price. Available online: <http://pgnig.pl/cng> (accessed on 11 November 2020).

[36] Nyamukamba, P.; Mukumba, P.; Chikukwa, E.S.; Makaka, G. (2020) Biogas Upgrading Approaches with Special Focus on Siloxane Removal—A Review. *Energies* 13, 6088.

[37] Macor, A.; Benato, A. (2020) A Human Health Toxicity Assessment of Biogas Engines Regulated and Unregulated Emissions. *Appl. Sci.* 10, 7048.

[38] Macor, A.; Benato, A. (2020) Regulated Emissions of Biogas Engines—On Site Experimental Measurements and Damage Assessment on Human Health. *Energies* 13, 1044.

[39] Rosén, T.; Ödlund, L. (2019) System Perspective on Biogas Use for Transport and Electricity Production. *Energies* 12, 4159.

[40] Owczuk, M.; Matuszewska, A.; Kruczyński, S.; Kamela, W. (2019) Evaluation of Using Biogas to Supply the Dual Fuel Diesel Engine of an Agricultural Tractor. *Energies* 12, 1071.

[41] Benato, A.; Macor, A. (2019) Italian Biogas Plants: Trend, Subsidies, Cost, Biogas Composition and Engine Emissions. *Energies* 12, 979.

[42] Smith, S. (2009) Waste Management and Minimization, in *Waste Management and Minimization*; Smith, S., Cheeseman, C., Blakey, N., Eds.; EOLSS: Paryż, Francja.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



3.5.7. Analiza wpływu zastosowania układu poprawiającego adaptację do warunków pracy w silniku spalinowym z układem wtryskowym [A5, A6, P1]

Na podstawie wyników badania w poprzednich rozdziałach zauważono, że poprawę procesu sterowania jednostką napędową silnika spalinowego w maszynie rozdrabniającej gałęzie można osiągnąć poprzez regulację prędkością obrotową napędu rębaka do drewna podczas pracy jałowej. Charakterystyka obciążenia jednostki napędowej rębak do drewna jest okresowo-zmienna i wynika z częstotliwości dostarczania gałęzi do maszyny. Ponadto zauważono, że maszyna ta podczas pracy jałowej z niską prędkością obrotową cechuje się niższym zużyciem paliwa i mniejszą emisją szkodliwych związków gazach spalinowych. Na podstawie tych obserwacji opracowano rozwiązanie inżyniersko-techniczne podlegające ochronie patentowej w Urzędzie Patentowym RP [P1]. Rozwiązanie to jest przystosowane do pracy z rębakiem walcowym i niedrogowym silnikiem spalinowym małej mocy z układem wtryskowym, który został opisany we wcześniejszych rozdziałach. Opracowana konstrukcja została nagrodzona srebrnym medalem na targach innowacji „INTARG” w Katowicach oraz „IWIS” w Warszawie w 2019 roku. Wraz z innymi konstrukcjami, które zostały wyróżnione nagrodami wysokiego szczebla uzyskanymi w związku z prezentacją wynalazków w 2019 roku na Międzynarodowych Targach Wynalazczości i przyczyniła się do wyróżnienia zespołu naukowego pracującego nad tym rozwiązaniem przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego (Wojciech Murdzek – Minister Nauki i Szkolnictwa Wyższego) w 2020 roku.

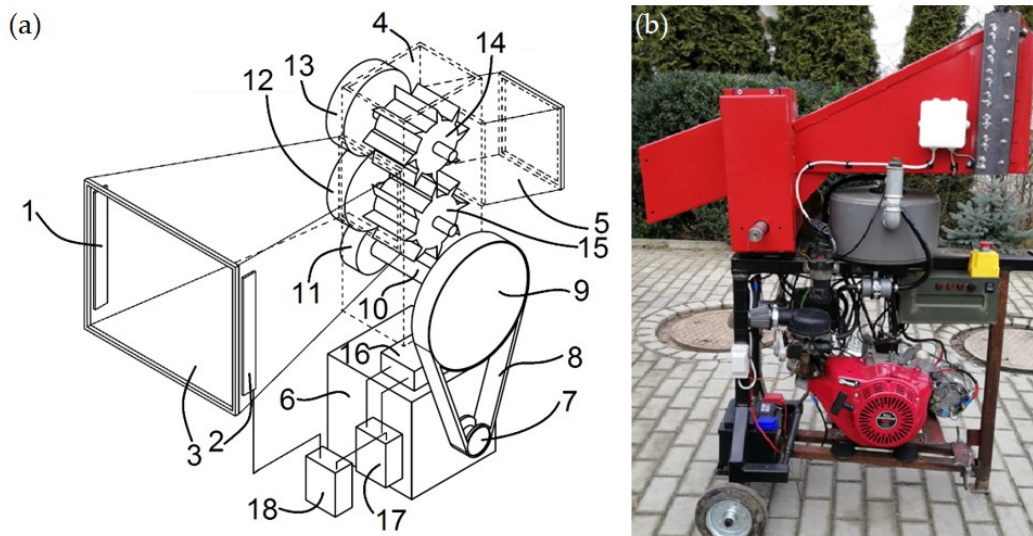
Podstawowym elementem opracowanego systemu była centralna jednostka sterująca ECU EMU MASTER, która umożliwiała programowanie procesów sterowania wtryskiem i układem zapłonowym. System ten zapewnia również możliwości monitorowania i rejestracji oraz umożliwia pośredni wtrysk paliwa do kanału dolotowego przed otwarciem przepustnicy. Istotą zastosowanego układu regulacji prędkości obrotowej było wykorzystanie sygnałów z czujników optycznych (umieszczonych w kanale podającym) sterujących dwoma jałowymi stanami pracy maszyny. Sygnały te wykorzystują algorytm sterujący prędkością obrotową napędu poprzez zmianę położenia elektronicznej przepustnicy powietrza. Schemat innowacyjnego układu wtryskowo-zapłonowego zastosowanego w Silniku German GX390 wraz z bezobsługowym układem detekcji i adaptacyjnego sterowania napędem rębaka przedstawiono na rysunku 3.5.7.1. Opracowany prototyp przedstawiono na rysunku 3.5.7.2.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Rys. 3.5.7.2. Poglądowa prezentacja bezobsługowego i adaptacyjnego systemu sterownia napędem rębaka; 1 – czujnik obiektu w przestrzeni roboczej (czujnik optyczny - nadajnik), 2 – czujnik obiektu w przestrzeni roboczej (czujnik optyczny- odbiornik), 3 – kanał podawczy rębaka, 4 – obudowa członu roboczego, 5 – kanał wylotowy, 6 – silnik spalinowy o zapłonie iskrowym, 7 – koło napędowe przekładni ciągnowej, 8 – pas napędowy przekładni ciągnowej, 9 – koło napędzane przekładni ciągnowej, 10 – wał napędowy, 11 – koło napędowe przekładni zębatej, 12 – koło zębate napędzające frez roboczy pierwszy, 13 – koło zębate napędzające frez roboczy drugi, 14 – frez roboczy drugi, 15 – frez roboczy pierwszy, 16 – sterownik silnika spalinowego, 17 – elektrycznie sterowana przepustnica powietrza, 18 - sterownik przepustnicy powietrza

Badania rębaka walcowego z układem sterującym prędkością obrotową podczas pracy przedstawiono w dwóch artykułach [A5, A6]. Badania prowadzono w rzeczywistych warunkach pracy, które charakteryzowały się okresowo-zmiennym obciążaniem maszyny. Warunki te już opisano zarówno dla pierwszego artykułu jaki i drugiego w rozdziale opisującym badania wpływu zastosowania układu wtryskowego względem gaźnikowego układu zasilania paliwem. Wpływ układu sterującego prędkością obrotową rębaka podczas pracy jałowej w silniku z układem wtryskowym (C) porównywano z silnikiem z gaźnikowym układem zasilania (A) oraz silnikiem z wtryskowym układem zasilania paliwem, który był klasycznie sterowany (B), czyli podczas pracy jałowej pracował z wysoką prędkością obrotową.

W pierwszym artykule [A5] badano zużycie paliwa metoda objętościową. Badania prowadzono w rzeczywistych warunkach eksploatacji ze względu na okresowo-zmienne obciążenia rębaka. Opracowany układ sterowania prędkością obrotową podczas pracy jałowej w warunkach od 22% do 35% czasu pracy jałowej charakteryzował się zużyciem paliwa od $2,126 \pm 0,0670$ l/h do $1,998 \pm 0,0513$ l/h. Zwiększenie czasu pracy na biegu jałowym o 13% przełożyło się na zmniejszenie zużycia paliwa o 6%. Dowiodło to zatem, że badany układ charakteryzował się spadkiem zużycia paliwa wraz ze wzrostem czasu pracy na biegu jałowym. Układ (C) zgodnie z założeniami był najbardziej podatny na zmiany stosunku czasu pracy jałowej do czynnej w warunkach od 22% do 35% udziału czasu pracy jałowej.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



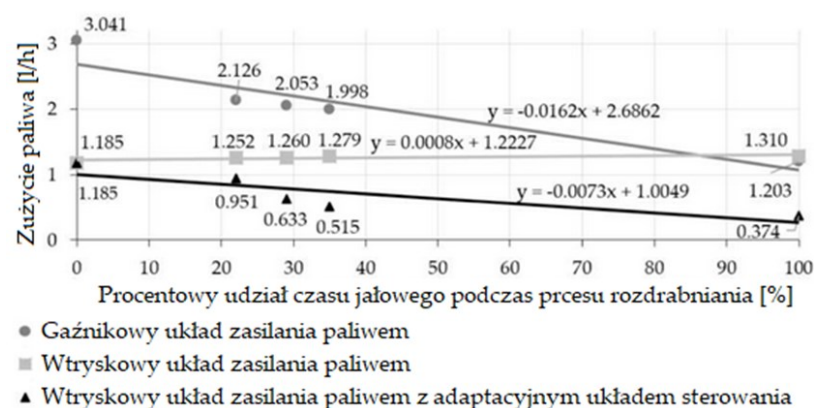
Charakteryzowała się ona zużyciem paliwa od $0,951 \pm 0,0509$ l/h do $0,515 \pm 0,0432$ l/h. Wydłużenie czasu pracy na biegu jałowym o 13% obniżyło zużycie paliwa o około 45,9%. Wynik ten wskazuje, że układ adaptacyjny (C) wykazał największy spadek zużycia paliwa w przedstawionych warunkach. Wartości odchylenia standardowego wskazywały, że układ (B) był najmniej podatny na zmiany wielkości zużycia paliwa w badanych warunkach pracy i wynosił średnio $\pm 0,0123$ l/h. Układ (A) charakteryzował się wzrostem średniego odchylenia standardowego o 357,7% i wyniósł $\pm 0,0563$ l/h. Dla układu (C) wzrasta o 286,2% i wynosi 0,0475 l/h. Na tej podstawie można wskazać tendencję układów (A) i (C) do zużycia paliwa w wyniku różnych warunków pracy. W układzie (A) mechanizm odśrodkowy reagował na zmiany obciążenia, natomiast w układzie (C) maszyna reagowała na zmianę zapotrzebowania na prędkość obrotową napędu. Kontrastuje to z systemem (B), który podczas eksploatacji nie był podatny na żadną z powyższych regulacji.

Badania zużycia paliwa pozwoliły na porównanie zużycia paliwa w okresowo zmiennych warunkach eksploatacji przy różnych układach zasilania paliwem (rys. 3.5.7.3). Aby porównać układy w stałych warunkach, dostarczanie gałęzi odbywało się to w taki sposób, aby zachować stały stosunek pracy czynnej do pracy jałowej. W warunkach zbliżonych do rzeczywistych układ gaźnikowy z klasycznym układem sterowania charakteryzował się znacznie większym (o 56–70%) zużyciem paliwa niż układ wtryskowy. Kolejnym ważnym czynnikiem wpływającym na zużycie paliwa był sposób sterowania układem wtryskowym. Poprawa dostosowanie układu do warunków pracy (zastosowanie układ C) zapewniło zmniejszenie zużycia paliwa w stosunku do sterowania klasycznego (z gaźnikiem-A) o około:

24% przy udziale czasu rozdrabniania (78%) i pracy jałowej (22%),

50% przy udziale czasu rozdrabniania (71%) i pracy jałowej (29%),

60% przy udziale czasu rozdrabniania (65%) i pracy jałowej (35%).



Rys. 3.5.7.3. Zużycie paliwa w wybranych warunkach eksploatacji



Badania z publikacji [A5] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- **Praca rębaka do drewna z możliwością dostosowania procesu sterowania napędem do warunków pracy poprzez zmianę prędkości obrotowej zapewniła zmniejszenie zużycia paliwa od 41% do 60% (w zależności od warunków pracy).**
- **Kolejnym korzystnym efektem wprowadzonego systemu jest ograniczenie funkcji operatora w zakresie regulacji prędkości obrotowej w zależności od potrzeb eksploatacyjnych. Po uruchomieniu silnika operator nie ingeruje w proces sterowania (skupiając swoją uwagę na dostarczaniu surowca do obróbki), a funkcja sterowania uruchamiana jest automatycznie.**

W drugim artykule [A6] prowadzono bardziej dokładne badania wpływu zastosowania układu adaptacyjnego w silniku z układem wtryskowym. Podobnie jak we wcześniejszym artykule badania prowadzono w rzeczywistych warunkach pracy maszyny, badając trzy układy: klasycznie sterowany układ gaźnikowy (A), klasycznie sterowany układ wtryskowy (B) oraz układ wtrysku paliwa sterowany adaptacyjnie do warunków pracy (C). Badania prowadzono rozdrabniając selektywnie wybrane drewno stanowiące znaczące obciążenie mechanizmu tnącego, które dostarczano z częstotliwością 4 min^{-1} , co zapewniało około 75% czasu pracy maszyny na biegu jałowym.

W publikacji przedstawiono rzeczywiste charakterystyki zużycia paliwa, emisji CO_2 , CO , HC i NO_x dla trzech testowanych konstrukcji. Charakterystyki wskazują, że zmiana obciążenia silnika w wyniku dostarczenia gałęzi wpływa na emisję HC . Układ C okazał się najbardziej podatny na zmiany tego parametru, a jednocześnie charakteryzował się najwyższą emisją (rysunek 3.5.7.4). Emisja HC jest spowodowana obecnością niespalonych cząstek paliwa w spalinach. Działanie układu adaptacyjnego wymaga zwiększenia prędkości obrotowej zespołu roboczego w przypadku wykrycia gałęzi, co skutkuje wzbogaceniem mieszanki paliwowo-powietrznej. Jak widać na rysunku 3.5.7.4, układ wymaga prac w zakresie sterowania mieszanką paliwowo-powietrzną podczas przyspieszania. Konieczne jest skupienie się na dostosowaniu składu mieszanki, gdy prędkość obrotowa zmienia się z niskiej na wysoką, ponieważ duża liczba cząstek paliwa pozostaje niespalona. Konstrukcja B, układ wtrysku bez układu adaptacyjnego, charakteryzowała się najniższą emisją HC (Rysunek 3.5.7.4). Zakłócenia mieszanki paliwowo-powietrznej spowodowane zmianami obciążenia silnika w wyniku rozdrabniania zwiększają emisję HC . Ich poziom nie przekracza jednak emisji generowanej przez układ A, który jest najmniej podatny na zmiany tego parametru.

Emisje tlenku węgla (CO) są produktem niecałkowitego spalania węgla, będącego składnikiem paliwa węglowodorowego. Emisje CO są nieuniknione w silnikach spalinowych, ponieważ komora spalania nigdy nie pozwala na całkowite spalanie węgla. W przeciwnym razie w spalinach można znaleźć tylko CO_2 . Charakterystyki emisji CO w funkcji czasu pokazują, że projekty B i C są podatne na znaczne zmiany emisji CO w zależności od obciążenia systemu, ale średnie poziomy emisji są niższe niż dla układu A.

Emisje dwutlenku węgla (CO_2) powstają w wyniku spalania paliw węglowodorowych i mają miejsce tylko przy całkowitym spalaniu mieszanki. Emisje te można ograniczyć poprzez zmniejszenie zużycia paliwa lub stosowanie paliw niskoemisyjnych. Charakterystyki

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

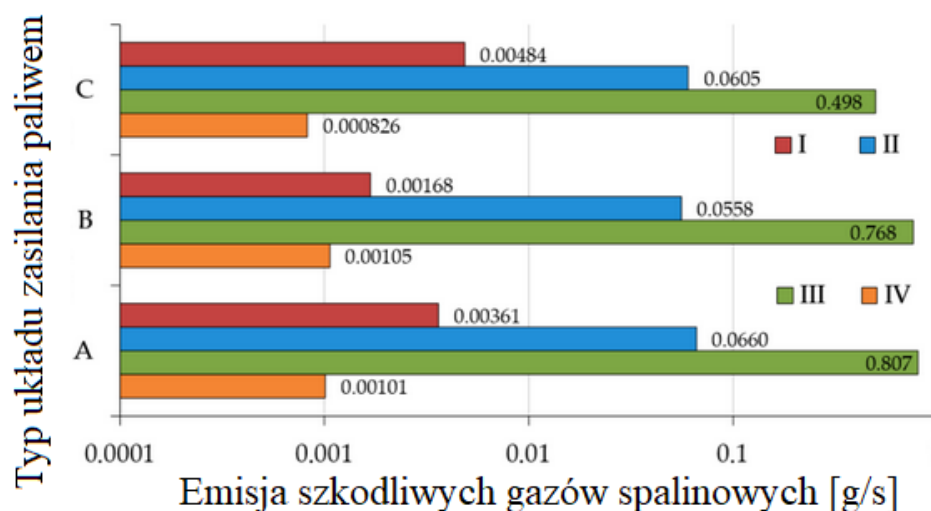
Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



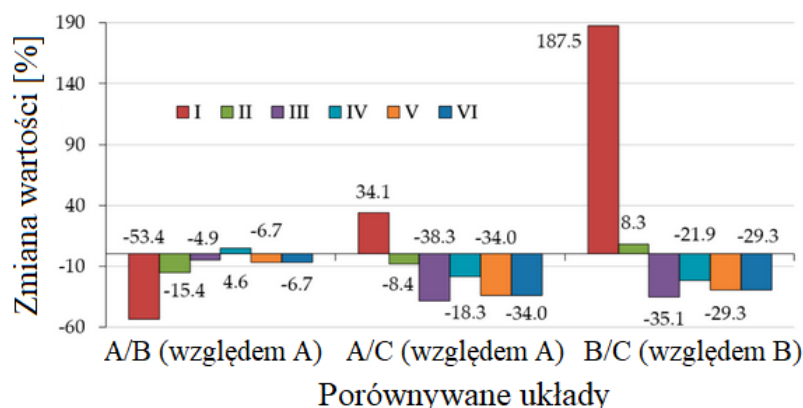
emisji CO₂ wskazują, że najbardziej podatna na zmiany obciążenia jest konstrukcja B, wyposażona w układ wtryskowy. Istotnie mniejsze oscylacje tego parametru zaobserwowano dla dwóch pozostałych konstrukcji. Jednak średnia emisja CO₂ w warunkach testowych jest najniższa dla układu C, a następnie dla układu B. Z kolei układ A charakteryzuje się największą emisją dwutlenku węgla (rysunek 3.5.7.4). Ponieważ zużycie paliwa jest silnie powiązane z emisjami CO₂, charakterystyka zużycia paliwa jest bardzo zbliżona do charakterystyki emisji CO₂ i można wyciągnąć podobne wnioski.

Aby powstały tlenki azotu (NO_x), temperatura spalania musi być wysoka, a cząsteczki tlenu muszą być wolne. Stąd emisja NO_x jest najczęściej związana ze spalaniem mieszanki ubogiej, czyli z nadmiarem powietrza do paliwa w stosunku do mieszanki stechiometrycznej. Na rzeczywistych charakterystykach emisji NO_x widać, że konstrukcja C była najmniej podatna na zmiany charakterystyki emisji NO_x. Wyemitował on również najmniejsze ilości tego związku chemicznego w badanych warunkach pracy (rys. 3.5.7.4). Najbardziej podatna na zmiany NO_x była konstrukcja B, gdzie wzrost obciążenia silnika powodował zmianę składu mieszanki ze stechiometrycznej na ubogą, co można zaobserwować jako okresowy wzrost wartości NO_x w spalinach.



Rys. 3.5.7.4. Porównanie emisji z badanych układów:

A – gaźnikowy układ zasilania paliwem; B – wtryskowy układ zasilania paliwem;
C – wtryskowy układ zasilania paliwem z układem adaptacyjnym do warunków pracy;
Rodzaj emisji: I – HC, II – CO, III – CO₂, IV – NO_x



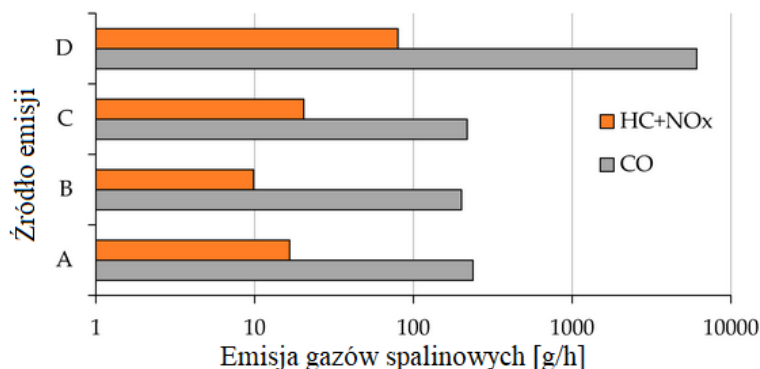
Rys. 3.5.7.5. Analiza wpływu poszczególnych układów zasilania paliwem na względną zmianę wybranych wielkości, gdzie: A – gaźnikowy układ zasilania paliwem; B – wtryskowy układ zasilania paliwem; C – wtryskowy układ zasilania paliwem z układem adaptacyjnym do warunków pracy; emisja szkodliwych związków spalin: I – HC, II – CO, III – CO₂, IV – NO_x; V – zużycie paliwa, VI – koszt paliwa

Zastosowanie układu wtryskowego (B) znacznie obniżyło masową emisję HC (53,4%), CO (15,4%) i CO₂ (4,9%) w porównaniu z konstrukcją układu gaźnikowego (A). Z drugiej strony rozbudowa układu B do układu adaptacyjnego (C) przyczyniło się do redukcji emisji CO (8,4%), CO₂ (38,3%) i NO_x (18,3%). Fabryczna konstrukcja z układem gaźnikowym (A) emitowała mniej NO_x (4,6%) w stosunku do układu B i mniej HC (34,1%) w stosunku do układu C. Dodanie układu adaptacyjnego (C) do układu wtryskowego (B) mające na celu zmniejszenie zużycia paliwa poprzez poprawę dostosowania warunków pracy maszyny zostało spełnione i potwierdzone w dalszej części autoreferatu. Pomiary emisji spalin wykazały jednak znaczny wzrost generacji HC (187,5%) i CO (8,7%). Wiąże się to ze wzrostem prędkości obrotowej zespołu roboczego poprzez wzbogacenie mieszanki paliwowo-powietrznej oraz niecałkowite spalanie węgla z węglowodorów paliwowych. Pokazuje to, że przy zwiększaniu prędkości obrotowej układ adaptacyjny może zmniejszyć ilość podawanego paliwa. Pozostałe pomiary emisji wykazały redukcję CO₂ (35,1%) i NO_x (21,9%) w spalinach. Sugeruje to, że układ spalał mniej paliwa i krócej działał na ubogiej mieszance. Na podstawie emisji spalin można stwierdzić, że system adaptacyjny zużywa mniej paliwa węglowodorowego i jest potencjalnie korzystnym rozwiązaniem, ale wymaga poprawy regulacji składu mieszanki podczas zmian prędkości obrotowej silnika w celu zmniejszenia emisji HC. Na przykład emisje HC, CO i NO_x można zmniejszyć, stosując trójfunkcyjny katalizator, co opisano we wcześniejszych rozdziałach.

Na rysunku 3.5.7.5 przedstawiono procentowe porównanie zużycia paliwa dla wybranych konstrukcji. Zastosowanie układu wtryskowego (B) obniżyło zużycie paliwa o 6,7% z 1,38 do 1,29 l/h w porównaniu z układem gaźnikowym (A). Modernizacja układu wtryskowego (B) z układem adaptacyjnym (C) pozwoliła na zmniejszenie zużycia paliwa o 34% z 1,38 do 0,91 l/h w stosunku do układu gaźnikowego (A) oraz o 29,3% z 1,29 do 0,91 l/h w stosunku do systemu niezmodyfikowanego (B).

Dopuszczalne limity emisji związków szkodliwych w spalinach dla badanej grupy jednostek napędowych według przepisów obowiązujących w Unii Europejskiej od 2019 r. przedstawiono w tabeli w artykule [A6]. Silniki te podlegają kategorii NRS-vr/vi-1b, zgodnie

z normami emisji Stage V dla silników ZI poniżej 56 kW (NRS). Dokonano porównania emisji dopuszczalnych i z wyników badań. Wyniki wskazują, że silniki nie przekraczają dopuszczalnych w Unii Europejskiej limitów podczas jednej godziny pracy (rys. 3.5.7.6.). Należy jednak mieć na uwadze, że badane silniki w rzeczywistych warunkach eksploatacji nie charakteryzowały się maksymalnym obciążeniem.



Rys. 3.5.7.6. Porównanie emisji; A – gaźnikowy układ zasilania paliwem; B – wtryskowy układ zasilania paliwem; C – wtryskowy układ zasilania paliwem z układem adaptacyjnym do warunków pracy, D – limit emisji zanieczyszczeń w gazach spalinowych dopuszczony przez normy Unii Europejskiej.

Badania z publikacji [A6] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- Omówione w artykule badania wykazały, że komercyjna jednostka napędowa (o pojemności 389 cm³ i mocy 9,5 kW) zastosowana w rębaku do drewna zużywa o 6,7% więcej paliwa niż jednostka napędowa z opracowanym przez autora referatu układem wtryskowym.
- Ponadto dodanie układu adaptacyjnego przystosowanego do układu wtryskowego pozwala na zmniejszenie zużycia paliwa w rzeczywistych warunkach użytkowania o 34% w stosunku do jednostki komercyjnej.
- Układy adaptacyjne charakteryzują się ograniczeniem emisji w gazach spalinowych CO, CO₂, NO_x, ale wykazują podwyższoną emisję węglowodorów HC, co świadczy o niecałkowitym spalaniu cząstek paliwa, a co za tym idzie, zbyt bogatą mieszanką paliwowo-powietrzną w niektórych obszarach pracy. Przewidywane jest jednak rozwiązanie tego problemu poprzez poprawę kontroli składu mieszanki, zastosowanie systemów oczyszczania spalin lub stosowanie paliw o niższej zawartości węgla.

Literatura:

[A5] Warguła, Ł., Krawiec, P., Waluś, K. J., Kukła, M. (2020). Fuel consumption test results for a self-adaptive, maintenance-free wood chipper drive control system. *Applied Sciences*, 10(8), 2727.

[A6] Warguła, Ł., Kukła, M., Lijewski, P., Dobrzyński, M., Markiewicz, F. (2020). Influence of innovative woodchipper speed control systems on exhaust gas emissions and fuel consumption in urban areas. *Energies*, 13(13), 3330.

[P1] Warguła Ł., Krawiec P., Waluś K.J.: Układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna, Patent w Urzędzie Patentowym RP, nr. prawa wyłącznego PL 242390, 2023.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



3.5.8. Analiza wpływu zastosowania układu poprawiającego adaptację do warunków pracy w silniku spalinowym z układem gaźnikowym [A10, P2]

Zastosowanie wtrysku paliwa w spalinowych silnikach małej mocy do zastosowań niedrogowych w najbliższym czasie wydaje się niemożliwe bez wsparcia ustawodawców. Wychodzą naprzeciw aktualnemu stanowi techniki został opracowany układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna przystosowany do silników z gaźnikowym układem zasilania paliwem. Rozwiązanie to charakteryzuje się aktualnie wyższym potencjałem wdrożeniowym. Opracowana konstrukcja podlega ochronie patentowej [P2], a prototyp zbudowany na jej podstawie został wyróżniony na targach innowacji. Złotym medalem na targach w Polsce (Katowice), Wielkiej Brytanii (Londyn), Maroko, Tajwanie (Kaohsiung), srebrnym w Kanadzie (Toronto) i Chorwacji (Zagrzebiu) oraz brązowym we Francji (Montpellier). Ponadto został wyróżniony platynową nagrodą na targach w Londynie i nagrodą specjalną prezesa targów ITE (Międzynarodowe Targi Wynałazków i Handlu w Londynie) podczas targów w Zagrzebiu. Patent ten przyczyni się do wyróżnienia autora autoreferatu indywidualną nagrodą specjalną „Master of Innovation” przyznaną przez Międzynarodową Federację Stowarzyszeń Wynałazców (IFIA) oraz Oxford Business Group – The Patent Magazine podczas targów w Maroku. Powyższe nagrody przyczyniły się do wyróżnienia za nagrody wysokiego szczebla uzyskane w związku z prezentacją wynalazków w 2020 roku na międzynarodowych targach wynalazczości przyznanym przez Ministra Edukacji i Nauki Przemysła Czarnka.

Przedmiotem wynalazku jest układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym. Klasyczna regulacja prędkością obrotową rębaka do drewna z napędem spalinowym o zapłonie iskrowym wyposażonym w gaźnik, realizowana jest z wykorzystaniem dźwigni prędkości obrotowej. Dodatkowo taka jednostka napędowa, może być wyposażona w układ odśrodkowy, regulujący prędkość obrotową podczas pracy na wysokich obrotach. W warunkach takich obciążenie układu powoduje spowolnienie prędkości obrotowej napędu, czemu przeciwdziałają układy odśrodkowe, który reaguje na zmianę prędkości obrotowej, zmianą pozycji przepustnicy, zapewniając utrzymanie zadanych parametrów prędkości obrotowej. Układ taki reaguje na zmiany obciążenia silnika oraz nastawy operatora realizowane za pomocą dźwigni. Natomiast nie rozpoznaje zapotrzebowania na wysoką prędkość obrotową, która umożliwia pracę z maksymalnym momentem obrotowym lub mocą ważną dla prawidłowej pracy członu roboczego. Maszyny rozdrabniające napędzane silnikami małej mocy charakteryzują się nieciągłym cyklem pracy, wynikającym z cyklicznego dostarczania gałęzi przez operatorów. Wówczas korzystnym jest z punktu widzenia emisji spalin i zużycia paliwa żeby maszyna pracowała z wysoką prędkością obrotową podczas rozdrabniania gałęzi i niską prędkością obrotową gdy oczekuje na nie. Najbliższym wynalazkowi rozwiązaniem znanym w stanie techniki jest układ opisany w opisie patentowym [P1] przywołany w poprzednim rozdziale. Układ wykorzystuje czujnik detekcji obiektu w kanale podawczym rębaka, który współpracuje ze sterownikiem przepustnicy powietrza, zmieniającej położenie kątowne kłapy przepustnicy. Sterowanie w tym układzie odbywa się bez detekcji obciążenia silnika. W toku prowadzonych prac badawczych okazało się, że sterowanie prędkością obrotową z uwzględnieniem zmian prędkości obrotowej wynikające z obciążenia układu, pozwala osiągnąć dodatkowe korzyści. Korekta prędkości obrotowej silnika ze względu na obciążenie

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn

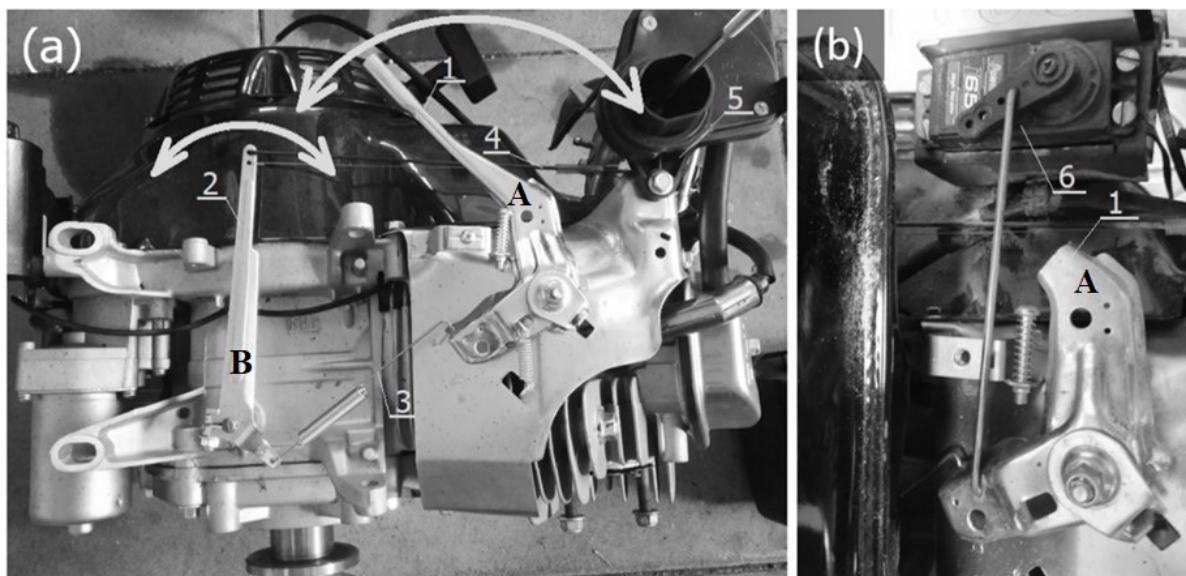


pozwała zapewnić pracę z maksymalną mocą lub momentem obrotowym maszyny. Ponadto w przypadku maszyn rozdrabniających z niedostatecznym momentem obrotowym powoduje zatrzymanie mechanizmu tnącego, w sytuacji kiedy układ reagujący na opóźnienie wynikające z obciążenia, co zmniejsza ryzyko zablokowania mechanizmu tnącego i zwiększa możliwość pracy maszyny pod obciążeniem np. umożliwiając rozdrabnianie większej ilości gałęzi jednocześnie. Istotna jest również okoliczność, że układ reagujący na obciążenie zmniejsza prawdopodobieństwo zatrzymania członu roboczego wynikającego z przeciążenia.

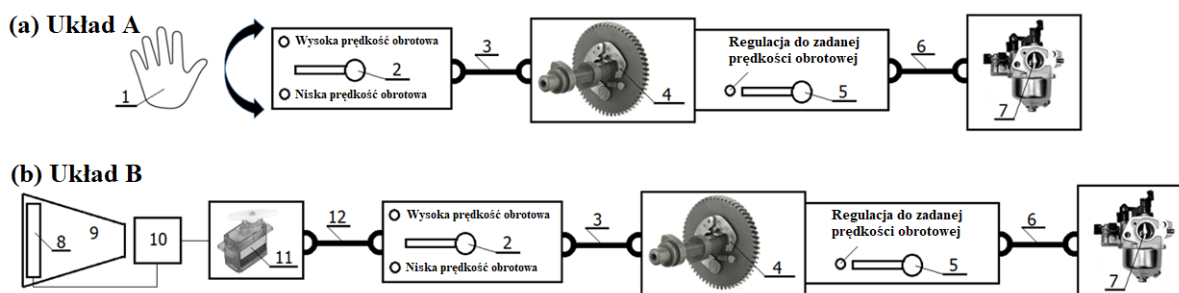
Dodatkowo układ korzystnie wpływa na produktywność maszyny, gdyż reakcja na zmniejszenie prędkości obrotowej wynikającej z obciążenia jest niwelowana zapewniając optymalne procesy produkcyjne. Reasumując obciążenie napędu z takim układem powoduje zmniejszenie jego prędkości obrotowej, co spowalnia pracę członu roboczego maszyny. Zmniejszenie prędkości obrotowej jednostki napędowej powoduje również pracę napędu w innym przedziale charakterystyki silnika, co przyczynia się do pracy z mniejszym momentem obrotowym lub mocą. Istotą wynalazku jest układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym zawierający czujnik detekcji obiektu w kanale podawczym rębaka oraz sterownik przepustnicy regulujący położenie kątowne kłapy przepustnicy gaźnika. W układzie sterownik przepustnicy połączony jest z silnikiem krokowym współpracującym z dźwignią regulacji prędkości obrotowej. Dźwignia ta natomiast połączona jest z mechanizmem odśrodkowym regulującym za pomocą cięgna pozycję kłapy przepustnicy w gaźniku.

Badania tego układu przedstawiono w publikacji [A10] i prowadzono je na już wcześniej opisywanym rębaku walcowym.

Po uruchomieniu sterowany klasycznie rębak walcowy (rozwiązanie A) osiąga dużą prędkość obrotową, zapewniającą rozdrabnianie przy maksymalnej mocy. Gdy w kanale podającym nie ma materiału, maszyna pracuje na biegu jałowym. Prędkość obrotowa jest powiązana z liczbą cykli spalania, zużyciem paliwa i emisją spalin, więc gdy czujniki optyczne nie wykryją materiału w kanale zasilającym, algorytm w rozwiązaniu B zmniejsza prędkość obrotową, uruchamiając silnik krokowy zmieniający położenie dźwigni regulacji prędkości obrotowej (a na rys. 3.5.8.1). Dźwignia A połączona jest z mechanizmem odśrodkowym, który (w zależności od położenia dźwigni A i prędkości obrotowej silnika) zmienia położenie drugiej dźwigni regulacji prędkości (b na rys. 3.5.8.1). Regulacja prędkości obrotowej wału wyjściowego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym z gaźnikowym układem zasilania zależy głównie od położenia kłapy przepustnicy w gaźniku, dlatego w rozwiązaniu B regulacja tej kłapy odbywa się za pomocą dźwigni sterowanej elektronicznie (która zastąpiła mechaniczno-ręczną dźwignię zmiany prędkości) za pomocą silnika krokowego (rys. 3.5.8.1 i rys. 3.5.8.2). Rozwiązanie to nie ingeruje w układ sterowania odśrodkowego mechanizmu położeniem kłapy przepustnicy, która zmienia pozycję wraz ze wzrostem obciążenia.



Rys. 3.5.8.1. Układ regulacji prędkością obrotową napędu rębaka w rozwiązaniach A (a) i B (b), gdzie: 1 – manualna dźwignia zmiany prędkości obrotowej (dźwignia A), 2 – dźwignia zmiany prędkości obrotowej (dźwignia B), 3 – cięgno łączące dźwignię A z mechanizmem odśrodkowym, 4 – cięgno łączące dźwignię B z klapą przepustnicy gaźnika, 5 – gaźnik, 6 – silnik krokowy regulujący pozycję dźwigni A



Rys. 3.5.8.2. Układ regulacji prędkością obrotową napędu rębaka: a) układ A, b) układ B gdzie: 1 – manualny wybór pozycji przez operatora, 2 – manualna dźwignia zmiany prędkości obrotowej (dźwignia A), 3 – cięgno łączące dźwignię A z mechanizmem odśrodkowym, 4 – mechanizm odśrodkowy, 5 - dźwignia zmiany prędkości obrotowej (dźwignia B), 6 – cięgno łączące dźwignie B z klapą przepustnicy gaźnika, 7 – klapa przepustnicy gaźnika, 8 – sensor optyczny, 9 – kanał podawczy, 10 – sterownik silnika krokowego, 11 – silnik krokowy, 12 – cięgno łączące silnik krokowy z dźwignią

Badania układu A i B prowadzono w podobny sposób jak we wcześniejszych analizach maszyn rozdrabniających. Maszyny obciążano z podobną częstotliwością dostarczania gałęzi około 5 min^{-1} , generując średnio podobne obciążenie. Podczas badań monitorowano prędkość obrotową, moment obrotowy na wale jednostki napędowej i na tej podstawie wyznaczano moc z jaką pracowała podczas badań jednostka napędowa, charakterystyki przedstawiono w artykule [A10].

Głównym wynikiem badań był pomiar zużycia paliwa i emisja szkodliwych gazów spalinowych. Zużycie paliwa jest jednym z podstawowych parametrów do oceny

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



opracowanych układów sterowania jednostką napędową rębaka. Na charakterystyce zużycia paliwa przedstawionej w artykule [A10], zauważyć można, że układ B charakteryzuje się mniejszym średnim zużyciem paliwa oraz, że jest bardziej podatny na zmiany amplitudy zużycia paliwa. Średnie zużycie paliwa układu A jest równe 0.42 ± 0.03 g/s, a dla układu B wartość ta jest równa 0.28 ± 0.10 g/s. Zmniejszenie zużycia paliwa jest zauważalne podczas zmniejszania prędkości obrotowej, natomiast przyspieszanie powoduje jej wzrost. Na podstawie zużycia paliwa można wyznaczyć energię wejściową dostarczoną do procesu rozdrabniania. Średnie wyniki zużycia paliwa przedstawiono w tabeli 3.5.8.1.

Ograniczenie zużycia paliwa wiąże się z redukcją emisji CO₂, dodatkowo jest obserwowana redukcja CO oraz NO_x, natomiast zauważalny jest wzrost emisji HC (charakterystyki w artykule A10). Charakterystyka emisji CO₂ dla układu B jest bardziej podatna na zmiany amplitudy jednak jej średnia wartość emisji CO₂ jest niższa (0.59 ± 0.20 g/s) względem układu A (0.93 ± 0.04 g/s). Emisja tlenków węgla (CO) jest wynikiem niepełnego spalania węgla będącego składnikiem paliwa węglowodorowego. Zauważyć można, że układ A jest bardziej podatny na emisję CO (średnia emisja CO 245 ± 81 mg/s) niż układ B (średnia emisja CO 171 ± 71 mg/s). Dodatkowo zauważyć można, że redukcja prędkości obrotowej ogranicza emisję CO natomiast wzrost prędkości obrotowej i obciążenia powoduje jego wzrost. Do powstawania tlenków azotu (NO_x) przyczynia się wysoka temperatura spalania oraz występujące wolne cząstki tlenu w mieszance paliwowo-powietrznej. Wzrost emisji NO_x najczęściej jest związany ze spalaniem ubogich mieszanek paliwowo-powietrznych. Układ A jest mało podatna na zmiany amplitudy emisji NO_x, ponieważ praca tego silnika jest bardziej stabilna, a średnia emisja NO_x jest równa 0.52 ± 0.05 mg/s. Zauważyć można, że układ B charakteryzuje się mniej stabilną pracą oraz mniejszą średnią emisją NO_x (0.35 ± 0.17 mg/s), przekłada to się na charakterystykę emisji NO_x, w której zmiany amplitudy są znacznie większe niż w układzie A. Dostrzec można znaczne spadki wartości tej emisji zapewne związane ze wzbogacaniem mieszanki podczas wzrostu prędkości obrotowej z niskiej na wysoką. W takich warunkach mieszanka paliwowo-powietrzna jest wzbogacana, co przyczynia się do podwyższenia emisji HC, poprzez niespalenie cząstek paliwa. Pod tym względem układ B charakteryzuje się znacząco zmianą amplitudy charakterystyki emisji HC. Średnia emisja HC jest na poziomie 8.34 ± 4.37 mg/s i jest znacznie wyższe od emisji pochodzącej z układu A (2.39 ± 0.38 mg/s) rozwiązanie to charakteryzuje się również stabilną charakterystyką, której wzrosty amplitudy mogą wynikać ze wzbogacania mieszanki podczas rozdrabniania drewna stanowiącego znaczące obciążenie. Średnie wyniki emisji szkodliwych związków spalin przedstawiono w tabeli 3.5.8.1.

Wyniki badań umożliwiają wyznaczenie energii wyjściowej oraz energii wejściowej w procesie rozdrabniania. Iloraz tych wartości pozwala wyznaczyć sprawność procesu rozdrabniania z wykorzystaniem układu A i B. Wyniki średniego zużycia energii i średniej sprawności podczas procesów rozdrabniania maszyn z układem A i B przedstawiono w tabeli 3.5.8.1.



Tabela 3.5.8.1. Wartości średnie z wyników badań podczas procesu rozdrabniania z wykorzystaniem układu A i B

Warunki pracy				
Układ	Moment obrotowy, N·m	Prędkość obrotowa, obr/min	Moc, kW	Częstotliwość dostarczania drewna, min ⁻¹
A	2.01±1.8	3539±30	0.74±7	5
B	2.05±2.2	2708±885	0.63±0.7	5
Emisja szkodliwych związków spalin				
Układ	CO ₂ , g·s ⁻¹	CO, mg·s ⁻¹	NO _x , mg·s ⁻¹	HC, mg·s ⁻¹
A	0.93±0.04	245±81	0.52±0.05	2.39±0.38
B	0.59±0.20	171±71	0.35±0.17	8.34±4.37
Zużycie paliwa i wydatek energetyczny, pobór energii i wydajność procesu rozdrabniania				
Układ	Zużycie paliwa, g·s ⁻¹	Energia wyjściowa, kW·h	Energia wejściowa kW·h	Sprawność procesu rozdrabniania, %
A	0.42±0.03	15.8	0.74	4.7
B	0.28±0.10	10.6	0.63	6.0

Największą sprawność procesu rozdrabniania, a przy tym najlepsze wykorzystanie maszyny można osiągnąć poprzez rozdrabnianie drewna, które będzie charakteryzowało się obciążeniem mechanizmu tnącego zapewniającego pracę jednostki napędowej w obszarze maksymalnej mocy. W praktyce warunki takiej pracy są bardzo trudne do osiągnięcia. Obciążenie mechanizmu tnącego w rębakach do drewna zależy od rozdrabnianego materiału np. podczas rozdrabniania wierzchołków drzew zaleca się dostarczanie ich większej ilości na raz lub podczas rozdrabniania materiału o małych rozmiarach zalecane jest stosowanie rębaków z szerszymi bębniami i dodatkowymi rolkami poprawiającym dostarczanie materiału do mechanizmu tnącego [1]. Inną przyczyną zmniejszonej sprawności i wykorzystania pełnych możliwości produkcyjnych rębaków są opóźnienia w dostarczaniu surowca do rozdrabniania [2]. Maszyna oczekująca na surowiec do rozdrabniania charakteryzuje się pracą jałową. Średni czas pracy jałowej rębaków wykorzystywanych w przemysłowej produkcji biomasy wynosi około 26%, ale w trudnych warunkach pracy np. w górach może stanowić 44% [2]. Maszyny takie są najczęściej wyposażone w kanały dolotowe do mechanizmu tnącego z możliwością dostarczania materiału z nadwyżką oraz z układami wspomagającymi dostarczanie drewna. Dodatkowo transport drewna do rębaka jest wykonywany z wykorzystaniem chwytaków lub ładownic [3, 4]. W rębakach przeznaczonych do oczyszczania terenów zurbanizowanych z gałęzi drzew obsługiwanych przez operatorów, ze względu na ograniczoną przestrzeń składowania gałęzi czas pracy jałowej może stanowić od 22% do 71% [A1, A2]. Dostrzegane jest również, że na dostarczanie drewna do rębaka wpływają również umiejętności operatora [5]. Druga grupa działań ogranicza skutki pracy maszyny podczas pracy jałowej. Rozwiązanie opracowane przez autorów opisuje się w tej grupie. Poprzez zmianę prędkości obrotowej podczas pracy jałowej z wysokiej (około 3600 obr/min) na niską (około 1350 obr/min) (udział pracy jałowej 66% - proces rozdrabniania jednego drewna trwa 4 s, częstotliwość dostarczania

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



5 min⁻¹) uzyskano ograniczenie zużycia paliwa o 33% przy równoległym ograniczeniu szkodliwych emisji zanieczyszczeń z gazów spalinowych CO₂ o 37%, CO o 30%, NO_x o 33% odnotowując wzrost emisji HC o 290% (rys. 3.5.7.3). Autor referatu dostrzega brak innych działań konstrukcyjnych w aspekcie ograniczania zużycia paliwa i emisji zanieczyszczeń podczas pracy jałowej w maszynach rozdrabniających poza pracami jego zespołu badawczego. W tabeli 3.5.8.1 autor porównuje wyniki zastosowania układu adaptacyjnego zgodnego ze patentami [P1 i P2]. Opracowane układy ograniczają zużycie paliwa i wybrane związki chemiczne gazów spalinowych. Układ B przedstawiony w artykule poza dopasowaniem układu sterowania do bardziej popularnego i tańszego układu zasilania paliwem oraz regulacją mieszanki paliwowo powietrznej pod wpływem obciążania mechanizmu tnącego gałęziami charakteryzuje się w zbliżonych warunkach pracy porównywalnym ograniczeniem zużycia paliwa oraz korzystniejszą redukcją emisji CO₂, CO, NO_x. Podobnie jak w rębaku z układem wtryskowym dostrzegany jest znaczny wzrost emisji HC. Skutki te można próbować ograniczyć poprzez poprawienie procesu regulacji mieszanki paliwowo-powietrznej podczas przyspieszania i zmniejszenie liczby cząstek niespalonego paliwa. Korzystnym może być zastosowanie trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego, ponieważ jego działanie umożliwi znaczącą redukcję HC [6, A6]. Innym kierunkiem ograniczenia emisji HC w badanym układzie może być stosowanie paliw o niższej zawartości węgla np. LPG [7] lub CNG [8, 9] niż benzyna. Dostępne w literaturze badania emisji zanieczyszczeń pochodzące z badań rębaków pochodzą z artykułu dotyczących wpływu regulacji pracy silnika na zużycie paliwa i emisję CO₂, która w skutek prowadzonych prac została ograniczona o 17% [10]. Inne badania dotyczyły emisji CO₂ z silników spalinowych o zapłonie samoczynnym o mocy od 103 kW do 420 kW napędzających przemysłowe rębaki z różnymi mechanizmami tnącymi, których średnia emisja była na poziomie 10.80 kgCO₂e/Mg DM-1 podczas rozdrabniania gałęzi [11]. Inni badacze badając podobne maszyny wyznaczyli ją na poziomie 7.6 kgCO₂e/MWhchip-1 [12]. Wyniki tych badań odnoszą się jedynie do określenia średniego oddziaływania rębaków na środowisko naturalne bez wskazania kierunków rozwoju tych maszyn. W literaturze można dostrzec wyniki badań wpływu zastosowania układów mających na celu ograniczenie skutków pracy jałowej w innych zastosowaniach niż rębaki. W pojazdach dostrzegane jest stosowanie systemów start i stop, które stosowane w silniku małej mocy, w skuterze, w rzeczywistych warunkach pracy ograniczało zużycie paliwa, CO₂ o 12% oraz NO_x o 10% powodując wzrost CO o 57% i HC o 4% [13]. Inne badania wykazują że system start i stop ograniczał zużycie paliwa oraz NO_x natomiast powodował wzrost całkowitej emisji węglowodorów (THC) i CO [14]. W przypadku silników o większej liczbie cylindrów niż jeden stosowane są systemy wyłączania pracy wybranych cylindrów podczas pracy jałowej zmniejszając zużycie paliwa i emisję gazów spalinowych [15]. Prowadzone są również badania na rębakami napędzanymi w technikach napędu hybrydowego łączącego napędy spalinowe i elektryczne. Różnica w zużyciu paliwa podczas prac z wykorzystaniem rębaków napędzanych tylko silnikami spalinowymi i w technice hybrydowej zmniejszyło zużycie paliwa o około 6.5%. Według autorów tych badań procesy rozdrabniania z wykorzystaniem napędów hybrydowych charakteryzują się mniejszą energochłonnością [16]. Rębaki z napędami hybrydowymi w warunkach braku surowca do rozdrabniania (w klasycznym rębaku z silnikiem spalinowym podczas pracy jałowej) mogą generować energię do ładowania akumulatora elektrycznego [17]. W wielu przypadkach maszyn roboczych gaszenie silników spalinowych podczas pracy

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn

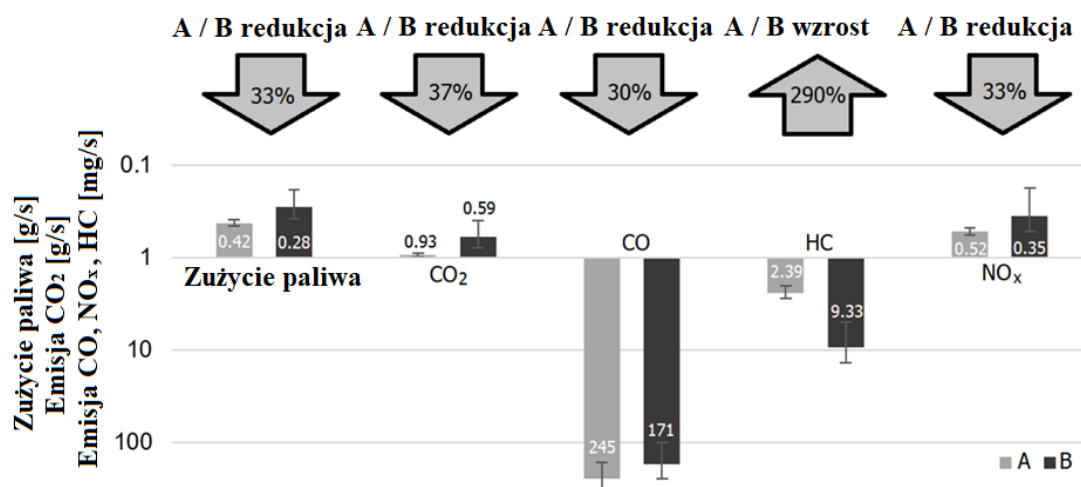


jałowej jest niedopuszczalne gdyż poza głównym mechanizmem roboczym, praca napędu zapewnia generowanie energii dla układów pomocniczych np. do utrzymywania komfortu w kabinie kierowcy zapewniając uzyskanie wymaganej mocy dla akcesoriów, takich jak klimatyzator, ogrzewanie, telewizor, lodówka i oświetlenie [18].

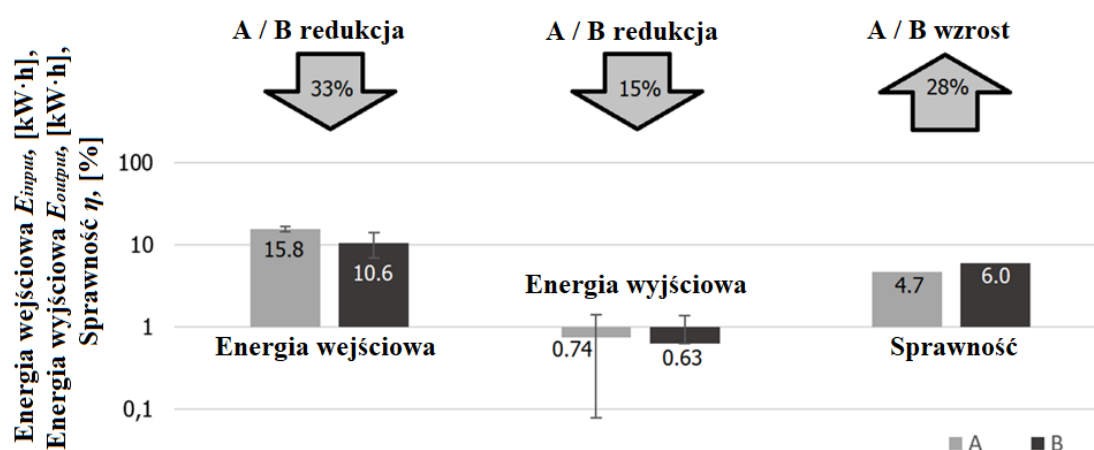
Ograniczenie zużycia paliwa poprzez zastosowanie układu B pozwala ograniczyć średnią energię wyjściową (układ A 15.8 kW·h-1, układ B 10.6 kW·h-1) do procesu rozdrabniania o około 33% (rys. 3.5.8.7), duża część tej energii w silnikach spalinowych jest tracona głównie na ciepło gdyż sprawność silników spalinowych jest na poziomie około od 30% do 45% [19-21] podczas pracy z maksymalną mocą, natomiast podczas pracy jałowej wartość ta znacząco maleje. Średnia energia wyjściowa czyli zużyta do napędu mechanizmu tnącego w całym procesie rozdrabniania (rozdrabnianie, praca jałowa oraz procesy przejściowe) jest niższa o 15% (rys. 3.5.8.7) dla układ A (0.74 kW·h-1) i B (0.63kW·h-1). Mniejsza wartość energii wyjściowej wynika głównie z niższej prędkości obrotowej podczas pracy jałowej. Układ B charakteryzuje się mniejszym zapotrzebowaniem na energię oraz mniejszym pobieraniem energii. Wartości te przekładają się na wyższą sprawność procesu rozdrabniania z wykorzystaniem maszyny wyposażonej w układ B. Sprawność ta jest wyższa o 28% (rys. 3.5.8.7). Poprawa sprawności maszyn lub procesów przetwórczych poszukiwana jest przez wielu naukowców, a każde odkrycie lub badanie przyczyniające się do niej jest cenne.

Tabela 3.5.8.2. Wpływ zastosowania układu regulacji prędkością obrotową na biegu jałowym w rębakach, układ A – bez zmiany prędkości obrotowej podczas pracy jałowej, B – ze zmianą prędkości obrotowej

Układ zasilania paliwem	Warunki pracy	Po równie układów A/B	Emisja szkodliwych gazów spalinowych				Zużycie paliwa	Literatura
			CO ₂	CO	NO _x	HC		
Układ wtryskowy	73% - praca na biegu jałowym (częstotliwość dostarczania gałęzi 4 min-1)	A/B	Redukcja o 35%	Wzrost o 8%	Redukcja o 21%	Wzrost o 188%	Redukcja o 29%	[A6]
Układ wtryskowy	22% - praca na biegu jałowym	A/B	-	-	-	-	Redukcja o 24%	[A5]
Układ wtryskowy	29% - praca na biegu jałowym	A/B	-	-	-	-	Redukcja o 50%	[A5]
Układ wtryskowy	35% - praca na biegu jałowym	A/B	-	-	-	-	Redukcja o 60%	[A5]
Gaźnik	66%- praca na biegu jałowym (częstotliwość dostarczania gałęzi 5 min-1)	A/B	Redukcja o 37%	Redukcja o 30%	Redukcja o 33%	Wzrost o 290%	Redukcja o 33%	[A10]



Rys. 3.5.8.3. Wpływ układu regulacji prędkością obrotową (układ B) względem klasycznego układu sterowania (układ A) na średnie zużycie paliwa i średnią emisję szkodliwych gazów spalinowych



Rys. 3.5.8.4. Wpływ układu regulacji prędkością obrotową (układ B) względem klasycznego układu sterowania (układ A) na średniego zużycia energii i średniej sprawności procesu rozdrabniania drewna.

Badania z publikacji [A10] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- Badania porównawcze układów z innowacyjnym systemem kontroli prędkości obrotowej i bez niego wykazały, że zmniejszył on średnie zużycie paliwa o 33%, przy odpowiednio 37, 30 i 33% redukcji emisji CO₂, CO i NO_x. Zwiększył jednak emisję HC o 290%. Tym samym, przy wydajności masowej 600 kg/h, zredukował nakład energii wejściowej o 33% i wyjściowej o 15%, przy wzroście sprawności o 28%.
- Przedstawione wyniki pokazują, że regulacja prędkości obrotowej rębaka do drewna może przynieść korzyści ekonomiczne i ekologiczne.
- Potrzebne są dalsze badania, zwłaszcza w celu ograniczenia emisji HC, być może poprzez zmianę paliwa lub zastosowanie układu oczyszczania spalin.
- W przyszłości systemy zapewniające takie możliwości mogą stać się obowiązkowe dla rozdrabniających, jak systemy startu i stopu w pojazdach samochodowych.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Institut Konstrukcji Maszyn



Literatura:

[A1] **Warguła, Ł.,** Waluś, K.J., Krawiec, P. (2019). Working conditions of mobile wood chipping machines in the aspect of innovative drive control systems. **Sylwan**, 163(9), 765-772.

[A2] **Warguła, Ł.,** Kukła, M., Krawiec, P., Wieczorek, B. (2020). Impact of number of operators and distance to branch piles on woodchipper operation. **Forests**, 11(5), 598.

[A6] **Warguła, Ł.,** Kukła, M., Lijewski, P., Dobrzyński, M., Markiewicz, F. (2020). Influence of innovative woodchipper speed control systems on exhaust gas emissions and fuel consumption in urban areas. **Energies**, 13(13), 3330.

[A10] **Warguła, Ł.,** Lijewski P., Kukła M., (2023). Effects of Changing Drive Control Method of Idling Wood Size Reduction Machines on Fuel Consumption and Exhaust Emissions. **Croatian Journal of Forest Engineering**, 44(1), 137-151.

[P1] **Warguła Ł.,** Krawiec P., Waluś K.J.: Układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna, Patent w Urzędzie Patentowym RP, nr. prawa wyłącznego PL 242390, 2023.

[P2] **Warguła Ł.,** Kukła M., Wieczorek B., Krawiec P.: Układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym, Patent w Urzędzie Patentowym RP, nr. prawa wyłącznego PL 240954, 2022

[1] Assirelli, A., Civitarese, V., Fanigliulo, R., Pari, L., Pochi, D., Santangelo, E., Spinelli, R., (2013) Effect of piece size and tree part on chipper performance. **Biomass and Bioenergy** 54: 77-82.

[2] Spinelli, R., Visser, R.J., (2009) Analyzing and estimating delays in wood chipping operations. **Biomass and Bioenergy** 33(3): 429-433.

[3] Manzone, M., Balsari, P., (2015) Productivity and woodchip quality of different chippers during poplar plantation harvesting. **Biomass and Bioenergy** 83: 278-283.

[4] Spinelli, R., Eliasson, L., Magagnotti, N., (2016) Increasing wood fuel processing efficiency by fine-tuning chipper settings. **Fuel Processing Technology** 151: 126-130.

[5] Mola-Yudego, B., Picchi, G., Röser, D., Spinelli, R., (2015) Assessing chipper productivity and operator effects in forest biomass operations. **Silva fennica** 49(5): 1-14.

[6] 12. Herner, H., Hans-Jurgen, R., (2013) *Electrical Engineering and Electronics in Motor Vehicles*, Original Title in Polish: *Elektrotechnika i Elektronika w Pojazdach Samochodowych*; WKŁ: Warszawa, Poland, 2013; ISBN 978-83-206-1921-8

[7] Beik, Y., Dziewiątkowski, M., Szpica, D., (2020) Exhaust Emissions of an Engine Fuelled by Petrol and Liquefied Petroleum Gas with Control Algorithm Adjustment. **SAE International Journal of Engines**: 13(5): 739-759.

[8] Dziewiatkowski, M., Szpica, D., Borawski, A., (2020) Evaluation of impact of combustion engine controller adaptation process on level of exhaust gas emissions in gasoline and compressed natural gas supply process. **Eng. Rural Dev**: 541-548. doi:10.22616/ERDev.2020.19.TF122

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



- [9] Rimkus, A., Stravinskas, S., Matijošius, J., (2020) Comparative Study on the Energetic and Ecologic Parameters of Dual Fuels (Diesel–NG and HVO–Biogas) and Conventional Diesel Fuel in a CI Engine. *Applied Sciences* 10(1): 359.
- [10] Spinelli, R., de Arruda Moura, A.C., da Silva, P.M., (2018) Decreasing the diesel fuel consumption and CO₂ emissions of industrial in-field chipping operations. *Journal of Cleaner Production*: 172, 2174-2181
- [11] Manzone, M., (2015) Energy consumption and CO₂ analysis of different types of chippers used in wood biomass plantations. *Applied energy* 156: 686-692.
- [12] Prada, M., Martínez-Alonso, C., Sánchez-García, S., Canga, E., (2015) Analysis of three forest chippers: productivity, costs and GHG emissions in Northern Spain. *Journal of Cleaner Production* 101: 238-244.
- [13] Lijewski, P., Szymlet, N., Fuć, P., Domowicz, A., Rymaniak, Ł., (2021) The effect of start-stop systems on scooter exhaust emissions. *Transportation Research Part D: Transport and Environment* 91: 102684.
- [14] Qiao, S., Yanding, Y., Yinghao, L., Zhi, Y., Zhen, W., Xiaoyun, Z., & Xuan, Z., (2014) Application of engine intelligent start-stop system in technology of vehicle fuel saving. In *2014 Sixth International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation*. 7 May 2014, IEEE: 128-131.
- [15] Zsiga, N., Ritzmann, J., Soltic, P., (2021) Practical Aspects of Cylinder Deactivation and Reactivation. *Energies* 14: 2540.
- [16] Prinz, R., Laitila, J., Eliasson, L., Routa, J., Järviö, N., & Asikainen, A., (2018) Hybrid solutions as a measure to increase energy efficiency—study of a prototype of a hybrid technology chipper. *International Journal of Forest Engineering*, 29(3): 151-161.
- [17] Di Fulvio, F., Eriksson, G., Bergström, D., (2015) Effects of wood properties and chipping length on the operational efficiency of a 30 kW electric disc chipper. *Croatian Journal of Forest Engineering: Journal for Theory and Application of Forestry Engineering*, 36(1): 85-100.
- [18] Rahman, S.A., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Abedin, M.J., Sanjid, A., Sajjad, H.J.E.C., (2013) Impact of idling on fuel consumption and exhaust emissions and available idle-reduction technologies for diesel vehicles—A review. *Energy Conversion and Management* 74: 171-182.
- [19] Coronado, C.R., de Carvalho Jr, J.A., Yoshioka, J.T., Silveira, J.L., (2009) Determination of ecological efficiency in internal combustion engines: The use of biodiesel. *Applied Thermal Engineering* 29(10): 1887-1892.
- [20] Liu, H., Ma, J., Tong, L., Ma, G., Zheng, Z., Yao, M., (2018) Investigation on the Potential of High Efficiency for Internal Combustion Engines. *Energies* 11: 513. <https://doi.org/10.3390/en11030513>
- [21] Leach, F., Kalghatgi, G., Stone, R., Miles, P., (2020) The scope for improving the efficiency and environmental impact of internal combustion engines. *Transportation Engineering*: 100005.



3.5.9. Koncepcje rozwoju układu poprawiającego adaptację do warunków pracy silnika spalinowego małej mocy zamontowanego w rębaku [Z1, Z2, P3]

We wcześniejszych rozdziałach opisano konstrukcje układów poprawiających adaptację do warunków pracy maszyn rozdrabniających drewno poprzez regulację prędkością obrotową spalinowej jednostki napędowej z układem wtryskowym [P1] i gaźnikowym [P2]. W zgłoszeniu patentowym [Z1] przedstawiono układ sterowania napędem rębaka do drewna z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym, który jest realizowany w zależności od twardości, wilgotności lub przekroju poprzecznego rozdrabnianego drewna.

Klasyczne sterowanie w maszynach rozdrabniających przewiduje pracę z największym obciążeniem, dlatego silnik pracuje w zakresie charakterystyki maksymalnego momentu obrotowego lub maksymalnej mocy. Praca w takich warunkach umożliwia najczęściej rozdrabnianie materiału np. drewna o parametrach granicznych do jakich maszyna jest przystosowana. Często jednak maszyny rozdrabniające mogą rozdrabniać materiał o innej charakterystyce niż graniczna zdolność do procesu rozdrabniania maszyny np. z bardziej miękkiego drewna lub o mniejszym przekroju poprzecznym. Praca podczas rozdrabniania materiału, który nie wymaga maksymalnego momentu obrotowego lub maksymalnej mocy jednostki napędowej może odbywać się z niższymi nastawami silnika spalinowego (niższą prędkością obrotową, a przez to mniejszym momentem obrotowym) bez znaczącego wpływu na zdolność rozdrabniania (realizację procesu cięcia), a jedynie zmniejszenie wydajności produkcji zrębek. Zmniejszenie prędkości obrotowej napędu spalinowego rębaka zmniejsza liczbę cykli spalania, ograniczając zużycie paliwa i emisję niebezpiecznych związków spalin.

Badania drewna wykazują, że w zależności od twardości – rozdrabnianie drewna o tym samym przekroju poprzecznym i wilgotności wymaga mniejszej siły cięcia, co szczegółowo opisano w publikacji [A3].

Najbliższym wynalazkowi rozwiązaniami znanymi w stanie techniki są układy opisane w patentach [P1] oraz [P2]. Układy te ograniczają zużycie paliwa oraz emisję szkodliwych związków spalin poprzez zmniejszenie prędkości obrotowej napędu rębaka podczas pracy jałowej. Jednak podczas nastawiania warunków pracy umożliwiających rozdrabnianie drewna maszyna charakteryzuje się pracą umożliwiającą osiągnięcie maksymalnego momentu obrotowego lub mocy, niezależnie od rodzaju i rozmiaru drewna jakie poddawane jest rozdrobnieniu.

W toku prowadzonych prac rozwojowych zaobserwowano, że rozdrabnianie drewna o małym przekroju poprzecznym z miękkiego i wilgotnego drewna może być realizowane na biegu jałowym lub z nieznacznie podwyższoną prędkością obrotową. Te założenie stało się podstawą do opracowania układu zapewniającego w procesie sterowania jednostką napędową rębaka takich czynników jak rodzaj rozdrabnianego drewna, w szczególności jego twardość, wilgotność lub przekrój poprzeczny. Powiązanie takiego układu z układem adaptacyjnym regulującym prędkość obrotową w zależności od zapotrzebowania na pracę jałową i rozdrabnianie dodatkowo zwiększy efekty ograniczenia zużycia paliwa i emisji zanieczyszczeń powietrza.

Uwzględnienie w układzie sterowania zależności od rodzaju drewna tj. jego twardości, wilgotności czy wielkości przekroju poprzecznego drewna pozwoliło na istotną poprawę funkcjonowania tego typu układów, gdyż klasyczne układy i algorytmy regulacji sterowania prędkością obrotową silnika nie uwzględniają możliwości ich rozbudowy o dodatkowe sensory.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Istotą wynalazku jest układ sterowania napędem rębaka do drewna z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym w zależności od twardości rozdrabnianego drewna zawierający silnik spalinowy o zapłonie iskrowym z gaźnikowym układem zasilania paliwem. W układzie kłapa przepustnicy gaźnika jest połączona łącznikiem I z dźwignią I z regulatorem odśrodkowym. Regulator odśrodkowy natomiast jest połączony łącznikiem II z dźwignią II, która jest połączona przez łącznikiem II z silnikiem krokowym. Silnik krokowy jest połączony i sterowany sterownikiem prędkości obrotowej, który jest sterowany sygnałem z czujnika twardości drewna, wilgotności drewna lub pomiaru przekroju poprzecznego drewna. Oczywiście możliwe jest kumulatywne zastosowanie wszystkich rodzajów czujników lub dowolne ich łącznie. Czujnik twardości i wilgotności drewna może stanowić autonomiczne narzędzie obsługiwane przez operatora tj. ręczny twardościomierz przenośny bądź ręczny wilgotnościomierz przenośny. Korzystnie czujnik pomiaru przekroju poprzecznego stanowi elektroniczna suwmiarka. Informacja o twardości drewna może być wysyłana bezprzewodowo z modułu wyposażonego w czujnik twardości drewna, umieszczony w takim urządzeniu jak twardościomierz przenośny np. Leeb PHT-550. Moduł pomiaru twardości może być obsługiwany przez operatora maszyny i trzymany w dłoni podczas czas pomiaru. W zależności od twardości drewna algorytm wyznacza wartość prędkości obrotowej niezbędnej do realizacji rozdrobnienia badanego drewna. W innym wariantcie układu silnik krokowy jest połączony z sterownikiem prędkości obrotowej 15, który przetwarza sygnały z czujnika wilgotności drewna, np. w postaci wilgotnościomierza przenośnego drewna typu EXTECH MO55. Wilgotność drewna jest to stosunek masy wody zawartej w drewnie do masy tego drewna. Stosunek ten może być wyrażony w gramach lub w procentach. W zależności od gatunku świeżo ściętego drzewa wartość ta plasuje się pomiędzy 50 a 150%. Drewno tzw. powietrzno-suchego charakteryzuje się wilgotności 15%. Drewno o wilgotności np. 150% charakteryzuje się mniejszą siłą cięcia niż drewno o wilgotności 15% przy tym samym przekroju poprzecznym i rodzaju drewna. W jeszcze innym wariantcie układu silnik krokowy jest połączony ze sterownikiem prędkości obrotowej, który przetwarza sygnały z czujnikiem pomiaru przekroju poprzecznego, którym może być elektroniczna suwmiarka typu MET-00003. Wiadomym jest, że zmiana prędkości obrotowej silnika zmienia jego charakterystykę umożliwiając pracę z odpowiednią wartością momentu obrotowego podczas rozdrabniania drewna. Dokładniejsze dobranie wartości prędkości obrotowej, a co z tego wynika momentu obrotowego zmniejsza zużycie paliwa i emisję spalin. Niezależnie od metody pomiaru twardości, wilgotności czy przekroju poprzecznego drewna można wyznaczyć charakterystykę w algorytmie sterowania odpowiadającą wartości prędkości obrotowej napędu do twardości czy wilgotności drewna. Zerowa wartość twardości drewna, czy też przekroju poprzecznego lub brak pomiaru wartości wilgotności będzie oznaczać pracę jałową maszyny. Wartość twardości, wilgotności czy też pomiaru przekroju poprzecznego odpowiadającej maksymalnej mocy powinno być dobierane do mechanizmu tnącego.

Jeżeli maszyna jest przystosowana do rozdrabniania belek drewnianych o średnicy do 100 mm to wartość momentu obrotowego dla drewna najtwardszego (wartość drewna najtwardszego np. klasy VI wg. klasyfikacji twardości Janki jest wartością około 150 MPa) jest wartością prędkości obrotowej umożliwiającej pracę maszyny z maksymalnym momentem obrotowym lub maksymalną mocą.

Jeżeli natomiast maszyna jest przystosowana do rozdrabniania belek drewnianych o średnicy do 100 mm to wartość momentu obrotowego dla drewna najbardziej suchego np. do

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn

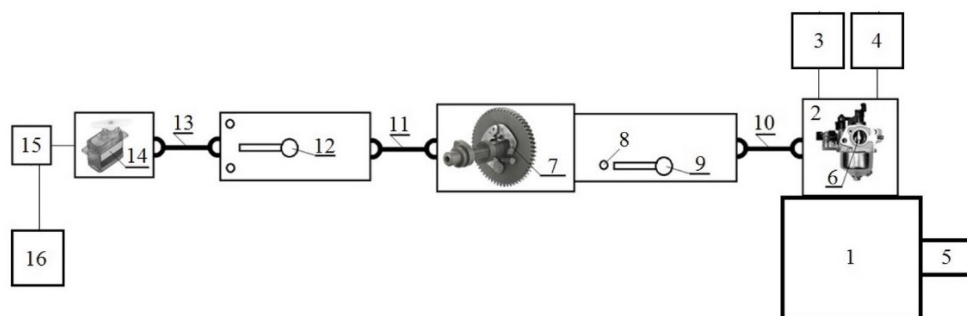


10% wilgotności (wymagającego najwięcej siły podczas cięcia) jest wartością prędkości obrotowej umożliwiającej pracę maszyny z maksymalnym momentem obrotowym lub maksymalną mocą. Detekcja drewna o wilgotności np. 150% może być sygnałem do pracy maszyny z prędkością obrotową charakteryzującą się 30% wartością maksymalnego momentu obrotowego lub mocy silnika.

Wariantowo przewiduje się także, że układ może zawierać różne konfiguracje wielu czujników jak np.:

- czujnika twardości drewna i czujnika wartości wilgotności drewna ;
- czujnika twardości drewna i czujnika wartości przekroju poprzecznego drewna;
- czujnika wartości przekroju poprzecznego drewna i czujnika wartości wilgotności drewna;
- czujnika wartości przekroju poprzecznego drewna, czujnik twardości drewna oraz czujnika wilgotności drewna.

Układ od strony funkcjonalnej stwarza możliwości elastycznej kalibracji i indywidualizacji nastaw. Podczas badań eksperymentalnych można wyznaczać indywidualne charakterystyki dla wybranego mechanizmu tnącego np. badając belki o granicznej średnicy np. 100 mm i różnych klasach twardości. Znając twardość, wilgotność czy wielkość przekroju poprzecznego drewna i wartość momentu obrotowego niezbędnego do rozdrobnienia drewna można wyznaczyć pożądaną charakterystykę dla algorytmu sterowania. Podczas eksploatacji maszyny można wykonać pomiar reprezentacyjnego kawałka drewna, a następnie realizować proces rozdrabniania. Schemat ideowy układu sterowania napędem rębaka do drewna z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym w zależności od twardości rozdrabnianego drewna przedstawiono na rys. 2.5.9.1.



Rys. 3.5.9.1. Schemat ideowy układu sterowania napędem rębaka do drewna z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym w zależności od twardości rozdrabnianego drewna, gdzie: 1 – silnik spalinowy, 2 – gaźnik, 3 – zbiornik paliwa, 4 – filtr powietrza, 5 – wał napędowy, 6 – kłapa przepustnicy, 7 – regulator odśrodkowy, 8 – mechanizm zadanej wartości prędkości obrotowej, 9 – dźwignia I, 10 – łącznik I, 11 – łącznik II, 12 – dźwignia II, 13 – łącznik III, 14 – silnik krokowy, 15 – sterownik prędkości obrotowej, 16 – czujnik twardości drewna

Druga koncepcja przedstawiona w zgłoszeniu patentowym [Z2] to układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna z silnikiem spalinowym, stanowiąca rozwinięcie patentu [P1 i P2] w zakresie precyzji sterowania czasem pracy czynnej i jałowej

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



rębaka. Opisane w patentach [P1 i P2] układy wykorzystują czujniki detekcji obiektu w kanale podawczym rębaka, który współpracuje ze sterownikiem przepustnicy powietrza lub sterownikiem przepustnicy mieszanki paliwowo-powietrznej w gaźniku, zmieniającej położenie kątowe kłapy przepustnicy lub kłapy przepustnicy mieszanki paliwowo-powietrznej w gaźniku. Sterowanie w tych układach odbywa się bez detekcji końca procesu rozdrabniania. W opisywanych konstrukcjach układ optyczny rozpoznaje gałąź w kanale wejściowym i rozpoczyna procedurę pracy napędu rębaka z wysoką prędkością obrotową. Stan ten utrzymuje się aż, do momentu zakończenia detekcji obiektu w kanale wejściowym oraz podtrzymany jest przez sterownik przez czas np. 3s, umożliwiając domielenie gałęzi pozostawionych w kanale wejściowym za czujnikiem optycznym oraz w mechanizmie roboczym.

Korekta prędkości obrotowej silnika ze względu na precyzję określenia końca procesu rozdrabniania pozwala zapewnić bardziej efektywną pracę maszyny, redukując jej zużycia paliwa oraz emisję szkodliwych związków spalin takich jak np. CO₂. Ponadto poprawa precyzji określenia końca procesu rozdrabniania pozwala na pracę maszyny w dłuższym okresie pracy jałowej z niską prędkością obrotową co korzystnie wpływa nie tylko na procesy związane ze spalaniem paliwa ale również redukuje hałas i zmniejsza zużycie mechanizmów tj. łożyska, przekładnie itp.

Badania zespołu naukowego, Politechniki Poznańskiej w składzie z autorem autoreferatu przedstawione w publikacji [1], wykazały, że największa średnia wartość przyspieszeń drgań (ang. vibration acceleration) jest podczas procesu rozdrabniania. W miejscu obudowy mechanizmu rozdrabniającego (sensor 2 w artykule) średnia wartość przyspieszeń drgań jest równa około 30 m/s², a średnia wartość z dziesięciu największych zmierzonych wartości przyspieszeń drgań jest na poziomie około 140 m/s². Natomiast wartości pomiaru w tym miejscu pomiarowym bez procesu rozdrabniania (tylko praca mechanizmu roboczego i silnika spalinowego z wysoka prędkością obrotową) odpowiednio jest równa około 20 m/s² oraz około 40 m/s².

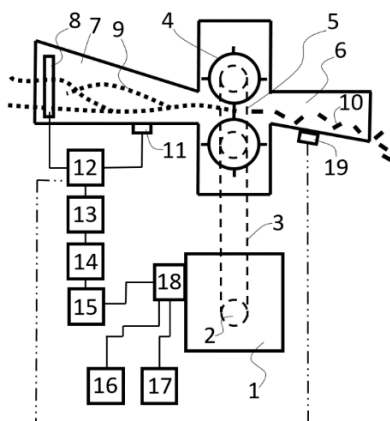
Na podstawie opublikowanych wyników badań można wyciągnąć wnioski, że sygnał z czujnika drgań np. na bazie czujnika pomiaru przyspieszeń, może być sygnałem sterującym wykorzystywanym w procesie sterowania maszyną redukującą rozmiar drewna, która charakteryzuje się okresowo zmiennymi warunkami pracy. Wartość zmian tego sygnału po rozpoczęciu procesu rozdrabniania może wzrastać od około 50% do 250% w zależności od przyjętej metody analizy sygnału. Na podstawie tych badań również można wyciągnąć wniosek, że wartość przyspieszeń drgań podczas procesu rozdrabniania jest również największym sygnałem w innych częściach ramy maszyny redukującej rozmiar drewna. Można stwierdzić również, że pomiar przyspieszeń drgań czujnikiem umieszczonym bezpośrednio na silniku spalinowym jest niewłaściwy.

W stanie techniki dotyczącym procesów sterowania silnikami spalinowymi, dostrzegany jest pomiar przyspieszeń drgań. Pomiar ten jest realizowany przez czujniki spalania stukowego i jego zadaniem jest wykrycie wibracji silnika wynikających z zachodzenia nieprawidłowego procesu spalania mieszanki paliwowo-powietrznej w cylindrze. Natomiast wykorzystanie czujnika mierzącego wartość przyspieszeń drgań na



obudowie maszyny rozdrabniającej drewno do procesów regulacji prędkości obrotowej jednostki napędowej rębaka do drewna jest nowe i nieoczywiste.

Istotą wynalazku jest układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym zawierającym czujniki detekcji obiektu w kanale wejściowym rębaka, aktywujący wysoką prędkość obrotową oraz co najmniej jeden czujnik przyspieszenia drgań trwale przymocowany do obudowy mechanizmu roboczego np. do kanału wejściowego, wyjściowego lub ramy maszyny, dezaktywującym stan pracy charakteryzujący się wysoką prędkością obrotową. Czujniki (optyczny i przyspieszeń drgań) są połączone ze sterownikiem przepustnicy regulującym położenie kłapy przepustnicy powietrza lub kłapy przepustnicy mieszanki paliwowo-powietrznej w gaźniku. W układzie sterownik przepustnicy połączony jest z silnikiem krokowym współpracującym z dźwignią regulacji prędkości obrotowej. Dźwignia ta natomiast jest połączona jest z mechanizmem odśrodkowym regulującym za pomocą cięgna pozycję kłapy przepustnicy powietrza lub kłapy przepustnicy mieszanki paliwowo-powietrznej w gaźniku.



Rys. 3.5.9.2. Schemat ideowy układu sterowania napędem rębaka do drewna z wykorzystaniem sygnału czujnika drgań, gdzie: 1 – silnik spalinowy o zapłonie iskrowym, 2 – wał napędowy, 3 – przekładnia cięgnowa, 4 – mechanizm roboczy, 5 – przekładnia cięgnowa, 6 – kanał wylotowy, 7 – kanał wlotowy, 8 – czujnik optyczny, 9 – gałąź, 10 – zrębki, 11 – czujnik drgań, 12 – sterownik, 13 – silnik krokowy, 14 – dźwignia zmiany regulacji prędkości obrotowej, 15 – mechanizm odśrodkowy, 16 – zbiornik paliwa, 17 – filtr powietrza, 18 – kłapa przepustnicy w gaźniku, 19 – czujnik drgań

Następna koncepcja dotyczy rębaka z układem przeciążeniowym [P3], która jest również przedstawiona w publikacji autora autoreferatu niewchodzącej w skład głównego osiągnięcia naukowego [2]. Przeciążenie w rębaku walcowym skutkuje całkowitym zablokowaniem mechanizmu przez kłodę. Często prowadząc do szybszego zużycia pasa klinowego lub uszkodzenia, gdyż przekładnia z pasem klinowym w rębakach walcowych często pełni również funkcję sprzęgła przeciążeniowego (publikacje autora referatu nie uwzględnione w wykazie głównego osiągnięcia [3]). W przypadku przeciążenia mechanizmu roboczego rębaka walcowego operator zmuszony jest by całkowicie zatrzymać urządzenie w celu usunięcia kawałka drewna i ponownego uruchomienia maszyny. Rozwiązanie według wynalazku pozwala na rozdrabnianie gałęzi bez przerwy wynikającej z przeciążenia układu obiektem o zbyt dużej twardości, charakteryzując urządzenie pracą ciągłą. Idea wynalazku

Autoreferat

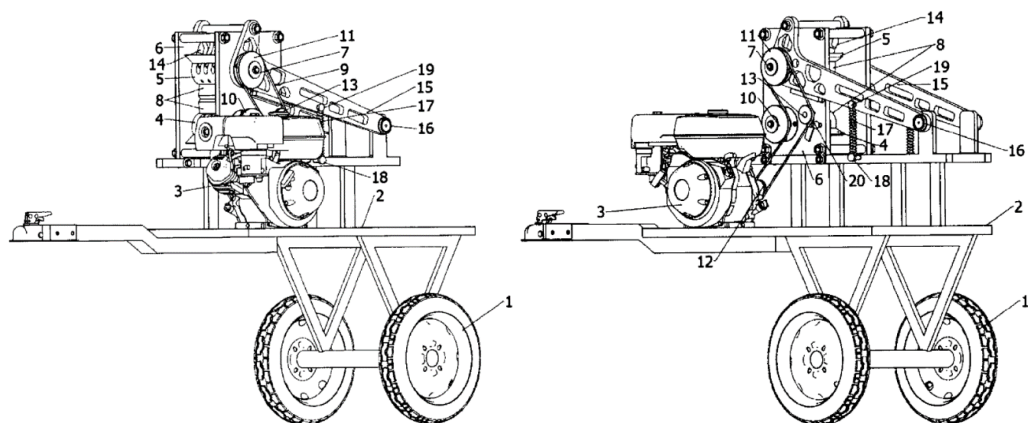
dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



realizuje się w rębaku, którego człon roboczy jest zbudowany z dwóch walców tnących obracających się w przeciwnych kierunkach realizujący proces cięcia wciągając rozdrabniany materiał do komory rozdrabniania. Transportując materiał do komory wylotowej w dwóch formach: zrębki (materiał rozdrabniany charakteryzował się wytrzymałością nieprzekraczającą maksymalnego momentu rozdrabniania członu roboczego) kłody (materiał rozdrabniany charakteryzował się wytrzymałością przekraczającą maksymalny moment rozdrabniania członu roboczego). Istotą wynalazku jest rębak walcowy do drewna z układem przeciążeniowym zapewniający ciągłość procesu nawet po przekroczeniu parametrów umożliwiających rozdrobnienie materiału. Materiał nie rozdrobniony przemieszcza się razem ze zrębkami do kanału wylotowego, gdzie następnie może zostać poddany segregacji. Rębak walcowy do drewna z układem przeciążeniowym posiada silnik spalinowy z kołem pasowym napędowym. Silnik spalinowy jest połączony z członem roboczym przekładnią cięgnową z pasem zębatym dwustronnym i napinaczem mechanicznym ze sprężyną napinającą pas. Człon roboczy zbudowany z dwóch walców nożowych, walec nożowy dolny na którym osadzone jest koło pasowe pierwsze i walec nożowy górny na którym osadzone jest koło pasowe drugie. W obudowie członu roboczego osadzony jest walec nożowy dolny oraz znajdują się w nim rowki prowadzące. Walec nożowy górny jest osadzony w wahaczu przymocowanym do ramy rębaka w osi obrotu za pomocą połączenia sworzniowego. Napięcie wahacza, a zarazem członu roboczego reguluje sprężyna napięcia wahacza przymocowana do ramy rębaka i wahacza za pomocą połączeń sworzniowych. Silnik poprzez przekładnię cięgnową napędza człon roboczy składający się z dwóch walczy tnących wyposażonych w noże. Synchronizację walcy tnących z nożami umożliwiającymi cięcie materiału zapewnia przekładnia z układem napinającym. Pełni ona również funkcję układu przeciążeniowego w przypadku rozdrabniania materiału, który nie ulegnie rozczłonkowaniu ze względu na za mały moment skrawania urządzenia. Wówczas walce robocze zwiększając odległość pomiędzy osiami obrotu, przepychają materiał nierozdrobniony w kierunku kanału wylotowego, aż do chwili gdy wartość momentu skrawania umożliwi rozczłonkowanie materiału. Wartość tą reguluje sprężyna dociskająca górny walec tnący, który jest osadzony na wahaczu. Rysunek poglądowy rębaka przedstawiono na rysunku 3.5.9.3.



Rys. 3.5.9.3. Rysunek poglądowy rębaka walcowego z układem przeciążeniowym

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Główne ustalenia na podstawie analizy zgłoszeń patentowych [Z1, Z2] i patentu [P3]:

- Dostępne są koncepcje układów sterownia napędem rębaków do drewna zapewniające redukcję zużycia paliwa i emisję szkodliwych związków spalin poprzez uwzględnienie w procesie sterownia: twardości, wilgotności i przekroju poprzecznego drewna [Z1].
- Dostępna jest koncepcje poprawy precyzji sterowania układów adaptacyjnych, który zmiana stanu pracy jest uruchamiana sygnałem z czujników optycznych w kanale wejściowym rębaka, a dezaktywowana poprzez brak detekcji obiektu w kanale wejściowy z uwzględnieniem opóźnienia czasowego. Dezaktywacja może być realizowana poprzez sygnał z czujnik drgań w kanale wejściowym, w którym brak uderzeń gałęzi o obudowę będzie sygnalizował koniec procesu rozdrabniania [Z2].
- Dostępna jest koncepcja mechanizmu rozdrabniającego drewno z układem przeciążeniowym zapewniającym ciągłość procesu rozdrabniania, pomimo dostarczania drewna o właściwościach wytrzymałościowych wyższych niż zdolności tnące mechanizmu roboczego [P3].

Literatura:

[A3] Warguła, Ł., Kukła, M., Wieczorek, B., & Krawiec, P. (2022). Energy consumption of the wood size reduction processes with employment of a low-power machines with various cutting mechanisms. *Renewable Energy*, 181, 630-639.

[1] Kończak, M., Kukła, M., Warguła, Ł., Talaśka, K. (2020, February). Determination of the vibration emission level for a chipper with combustion engine. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 776, No. 1, p. 012007). IOP Publishing.

[2] Warguła, Ł., Rosiak, S., Gierz, Ł., Gavrilin, A., & Bykadorov, S. A. (2021). The concept of a wood chopping machine with a mechanical overload system ensuring continuity of work. *Material and Mechanical Engineering Technology*, 22.

[3] Krawiec, P., Warguła, Ł., Małozieć, D., Kaczmarzyk, P., Dziechciarz, A., & Czarna-Komorowska, D. (2020). The Toxicological Testing and Thermal Decomposition of Drive and Transport Belts Made of Thermoplastic Multilayer Polymer Materials. *Polymers*, 12(10), 2232.

[P1] Warguła Ł., Krawiec P., Waluś K.J.: Układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna, Patent w Urzędzie Patentowym RP, nr. prawa wyłącznego PL 242390, 2023.

[P2] Warguła Ł., Kukła M., Wieczorek B., Krawiec P.: Układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym, Patent w Urzędzie Patentowym RP, nr. prawa wyłącznego PL 240954, 2022.

[P3] Warguła Ł., Rosiak S.: Rębak walcowy do drewna z układem przeciążeniowy. Patent w Urzędzie Patentowym RP, nr. prawa wyłącznego PL 241613, 2022.

[Z1] Warguła Ł., Wieczorek B.: Układ sterowania napędem rębaka do drewna. Zgłoszenie patentowe w Urzędzie Patentowym RP, nr. P.441183, 16.05.2022.

[Z2] Warguła Ł., Zharkevich O, Wieczorek B.: Układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna z silnikiem spalinowym. Zgłoszenie patentowe w Urzędzie Patentowym RP, nr. P.441715, 12.07.2022.

3.5.10. Opracowanie równania obliczającego zużycie paliwa w zależności od układu zasilania paliwem i warunków pracy [A11]

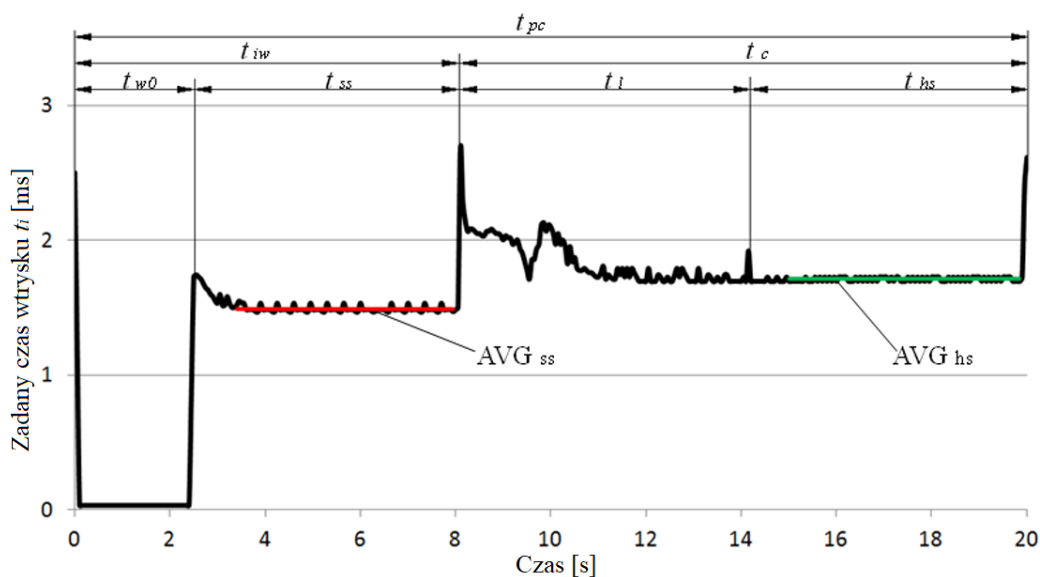
Analiza porównawcza zużycia paliwa z badań rzeczywistych i modelu teoretycznego bazuje na dostępnych w literaturze wynikach badań, do których są odniesienia w tekście [A1, A6], stąd publikacja [A11] nie opisuje szczegółowo eksperymentu jedynie odnosi się do niezbędnych w analizie wyników.

Na podstawie rzeczywistej charakterystyki czasu zadanego sygnału otwarcia wtryskiwacza (rys. 2.5.10.1) [A1] podczas procesów rozdrabniania z układem adaptacyjnym, można wyznaczyć charakterystyczne czasy dla jednego cyklu rozdrabniania t_{pc} . Na jeden taki cykl składa się czas pracy jałowej t_{iw} oraz czas pracy czynnej t_c . Podczas pracy jałowej można wyznaczyć czas pracy z zerowym czasem wtrysku t_{w0} oraz czas pracy z niską prędkością obrotową t_{ss} . Zerowy czas wtrysku jest wówczas gdy jednostka napędowa zmienia prędkość obrotową z wysokiej na niską, a w tym celu konieczne jest ograniczenie procesów spalania w silniku. Podczas pracy czynnej można również wyznaczyć dwa charakterystyczne czasy, czas rozdrabniania t_l czyli czas pracy pod obciążeniem wynikający z rozdrabniania gałęzi stanowiących stosunkowo duży opór skrawania dla mechanizmu tnącego oraz czasu pracy jałowej z wysoką prędkością obrotową t_{hs} podczas której obciążenie napędu jest stosunkowo małe, ponieważ rozdrabniane są cienkie gałęzie, a układ oczekuje na następną gałąź. Jeżeli układ nie otrzyma sygnału z kanału podawczego o kolejnym obiekcie w ciągu około 2s zmniejsza prędkość obrotową do niskiej.

$$t_{pc} = t_{iw} + t_c \quad (1)$$

$$t_{iw} = t_{w0} + t_{ss} \quad (2)$$

$$t_c = t_l + t_{hs} \quad (3)$$



Rys. 3.5.10.1. Rzeczywista charakterystyka czasu zadanego sygnału otwarcia wtryskiwacza (opracowane na podstawie [A1]), gdzie AVG_{ss} – średni zadany czas wtrysku podczas pracy z niską prędkością obrotową, AVG_{hs} – średni zadany czas wtrysku podczas pracy z wysoką prędkością obrotową

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Na podstawie objętości wtryskiwanego paliwa V w funkcji czasu zadanego sygnału otwarcia wtryskiwacza t_w , prędkości obrotowej n oraz czasu trwania wybranej fazy pracy można wyznaczyć średnie zużycie paliwa q_e .

$$q_e = n \cdot V(t_w) \left[\frac{L}{h} = \frac{obr}{h} \cdot \frac{L}{obr} \right] \quad (4)$$

Na podstawie badanej charakterystyki czasu zadanego sygnału otwarcia wtryskiwacza (rys. 2.5.10.1), wyznaczono model do oceny zużycia paliwa rękaków wyposażonych w jednostki napędowe z układem adaptacyjnym zgodnym ze patentem [P1]. Model do oceny zużycia paliwa wykorzystuje wartość średniego zadanego sygnału czasu otwarcia wtryskiwacza w trzech fazach pracy, gdzie są to stany pracy ustalonej (rys. 2.5.10.2). Jest to czas pracy z zerowym czasem wtrysku t_{w0} , praca jałowa z niską prędkością obrotową AVG_{ss} oraz praca jałowa z wysoką prędkością obrotową AVG_{sh} . Zgodnie z równaniem (5):

$$q_e = n_{ss} \cdot V(t_{AVG_{ss}}) \cdot t_{ss} + n_{hs} \cdot V(t_{AVG_{sh}}) \cdot t_{hs} + n_{ss} \cdot V(t_{w0}) \cdot t_{tw0} \quad (5)$$

gdzie:

n_{ss} – niska prędkość obrotowa (tabela. 3.5.10.1.);

n_{hs} – wysoka prędkość obrotowa (tabela. 3.5.10.1.);

n_0 – średnia prędkość obrotowa podczas pracy z zerowym czasem wtrysku;

$V(t_{AVG_{ss}})$ – objętości wtryskiwanego paliwa w funkcji czasu zadanego sygnału otwarcia wtryskiwacza dla średniej arytmetycznej podczas pracy jałowej z niską prędkością obrotową w stanie ustalonym (rys. 2.5.10.1);

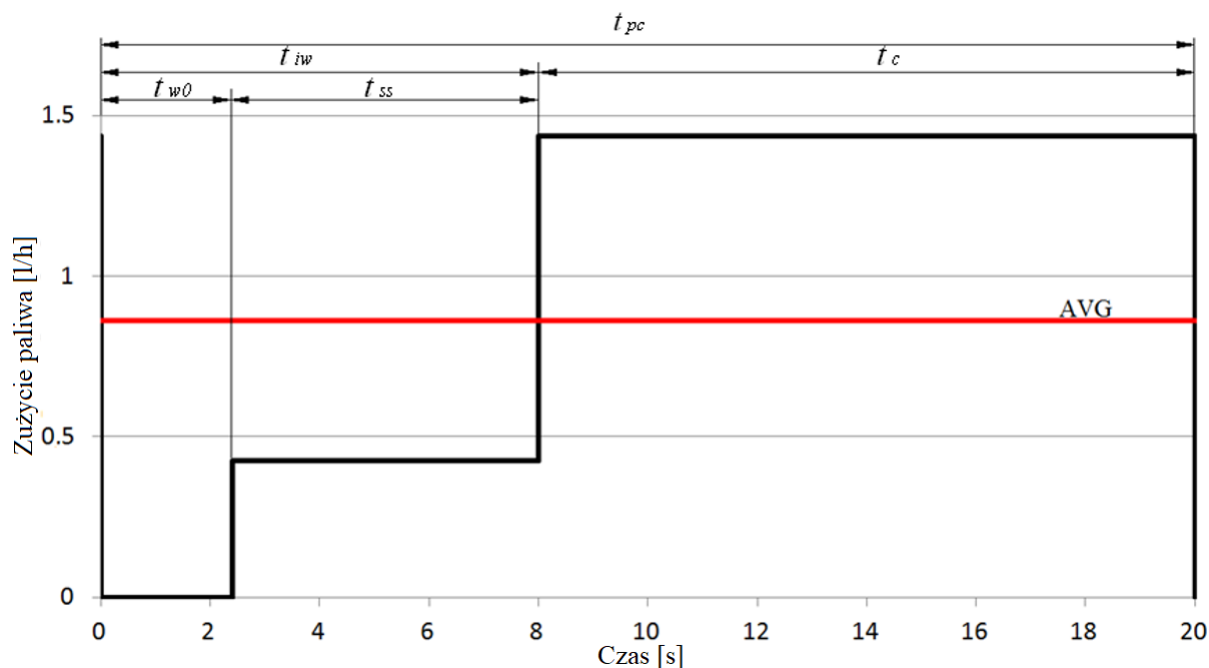
$V(t_{AVG_{sh}})$ – objętości wtryskiwanego paliwa w funkcji czasu zadanego sygnału otwarcia wtryskiwacza dla średniej arytmetycznej podczas pracy jałowej z wysoką prędkością obrotową w stanie ustalonym (rys. 2.5.10.1);

$V(t_{w0})$ – objętości wtryskiwanego paliwa w funkcji czasu zadanego sygnału otwarcia wtryskiwacza dla średniej arytmetycznej podczas pracy z zerowym czasem wtrysku;

t_{ss} – procentowy udział czasu pracy z niską prędkością obrotową;

t_{hs} – procentowy udział czasu pracy z wysoką prędkością obrotową;

t_{tw0} – procentowy udział czasu pracy bez wtrysku paliwa.

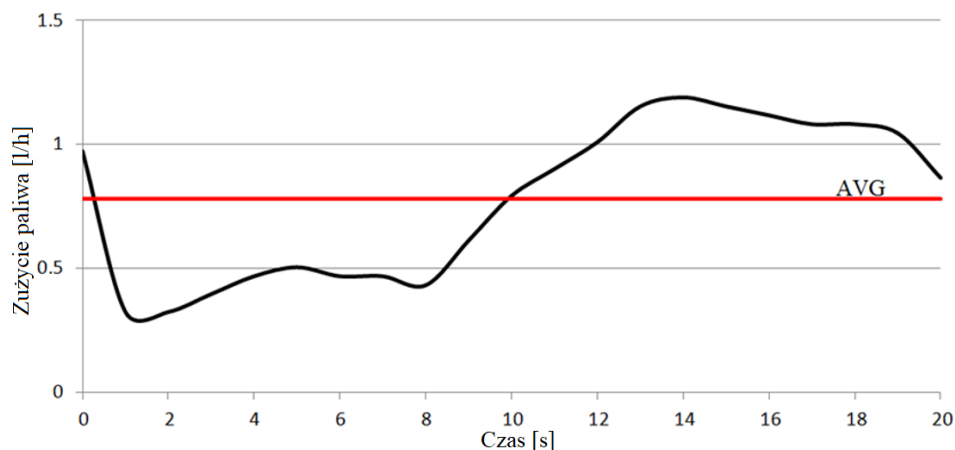


Rys. 3.5.10.2. Wartości zużycia paliwa wyznaczone na podstawie modelu

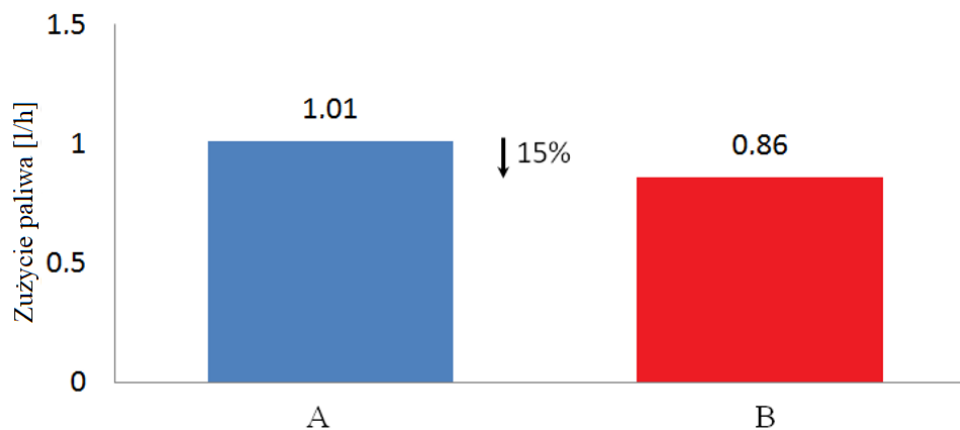
Tabela. 3.5.10.1. Prędkość obrotowa i średnie zużycie paliwa rębaka walcowego do drewna w wybranych stałych warunkach pracy (opracowane na podstawie [A1])

Rodzaj pracy	Prędkość obrotowa	Średnie zużycie paliwa
Praca z niską prędkością obrotową	1700 obr/min	0.43 l/h
Praca z wysoką prędkością obrotową	4200 obr/min	1.44 l/h

Na podstawie przyjętych uproszczeń powstaje charakterystyka przedstawiona na rysunku 3.5.10.2. Wartość wyznaczonego zużycia paliwa powyższymi metodami można odnieść do zużycia paliwa wyznaczonego na podstawie bilansu węglowego określonego podczas badań emisji spalin z wykorzystaniem PEMS [A6] (rys. 3.5.10.3). Porównując wyniki zużycia paliwa dla wartości wyznaczonych w modelu oraz rzeczywistych badań, wyniki różnią się o około 15% (rys. 3.5.10.4). Model wskazuje niższe zużycia paliwa i jest to zgodne z prawdą, gdyż na charakterystyce sygnału zadanego czasu otwarcia wtryskiwacza (rys. 3.5.10.1) zauważyć można obszary wzbogacania mieszanki paliwowej (większe zużycie paliwa) podczas zmian prędkości obrotowej i obciążenia układu.



Rys. 3.5.10.3. Zużycia paliwa wyznaczone na podstawie bilansu węglowego określonego podczas badań emisji spalin z wykorzystaniem PEMS (opracowane na podstawie [A6])



Rys. 3.5.10.4. Porównanie zużycia paliwa podczas procesów rozdrabniania drewna rębakiem z układem adaptacyjnym, gdzie A – zużycie paliwa wyznaczone na podstawie bilansu węglowego określonego podczas badań emisji spalin z wykorzystaniem PEMS, B – zużycie paliwa wyznaczone na podstawie modelu

Badania z publikacji [A11] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- Stosowanie układów adaptacyjnych w procesach rozdrabniania drewna przynosi wymierną korzyść ekologiczną i ekonomiczną poprzez ograniczenie zużycia paliwa co jest równoznaczne z redukcją CO₂, która stanowi szkodliwy gaz spalinowy.
- Szacowanie zużycia paliwa na podstawie średniego zużycia paliwa podczas pracy z niską i wysoką prędkością obrotową oraz uwzględnieniem czasu w którym wtrysk się nie odbywa jest możliwe i może charakteryzować się 15% różnicą wyników, gdzie należy zakładać że rzeczywiste zużycie paliwa będzie wyższe.
- Opracowane konstrukcje wpisują się we współczesny trend konstrukcji wspomagających użytkowanie maszyn poprzez adaptację do warunków pracy [1].

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Institut Konstrukcji Maszyn



Literatura:

- [A1] **Warguła**, Ł., Waluś, K.J., Krawiec, P. (2019) Working conditions of mobile wood chipping machines in the aspect of innovative drive control systems. **Sylwan**, 163(9), 765-772.
- [A6] **Warguła**, Ł., Kukła, M., Lijewski, P., Dobrzyński, M., Markiewicz, F. (2020) Influence of innovative woodchipper speed control systems on exhaust gas emissions and fuel consumption in urban areas. **Energies**, 13(13), 3330.
- [A11] **Warguła**, Ł., Kukła, M., Krawiec, P. (2022) Directions of Development of Adaptive Systems to the Operating Conditions of Mobile Wood Chopping Machines with Low Power Engines. In **MATEC Web of Conferences** Vol. 357, p. 04002. EDP Sciences.
- [P1] **Warguła** Ł., Krawiec P., Waluś K.J.: Układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna, Patent w Urzędzie Patentowym RP, nr. prawa wyłącznego PL 242390, 2023.
- [1] Wieczorek, B.; **Warguła**, Ł.; Rybarczyk, D. (2020) Impact of a Hybrid Assisted Wheelchair Propulsion System on Motion Kinematics during Climbing up a Slope. **Appl. Sci.** 10, 1025.



3.5.11. Zbadanie właściwości materiałowych drewna i odwzorowanie ich w modelu numerycznym [A12]

W maszynach redukujących rozmiar drewna przez rozdrabnianie lub rozszczepianie dostarczanego materiału obciążenie jednostki napędowej jest powodane poprzez opory stawiane mechanizmowi tnącemu. Jednym ze sposobów zmniejszania siły napędowej mechanizmów tnących jest opracowanie efektywnej geometrii ostrza mechanizmów tnących. W tym celu ważne jest określenie właściwości materiałowych rozdrabnianego drewna. Badania materiałowe oraz odwzorowanie ich w modelu numerycznym dla drewna sosnowego (*Pinus L. Sp. Pl. 1000. 1753*), przedstawiono publikacji [A12]. W pracy wyznaczono model numeryczny siły niszczącej drewno sosnowe dla różnych przypadków naprężeń na podstawie badań eksperymentalnych. Przedstawiono wyniki dotyczące rozciągania, ściskania i ścinania próbek we wszystkich istotnych kierunkach. Na podstawie przeprowadzonych badań określono stałe materiałowe, takie jak moduł sprężystości czy granica plastyczności. Opublikowane wyniki umożliwiły opracowanie modelu z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES), który na tym etapie badań odwzorowuje sprężysto-plastyczny charakter materiału we wszystkich trzech próbach wytrzymałościowych (rozciąganie, ściskanie i ścinanie).

Ma to na celu wyznaczenie maksymalnej wartości siły (naprężenia) niezbędnej do zniszczenia badanego materiału.

Badano dwa rodzaje próbek. Typ 1 składał się z próbek aklimatyzowanych przez 6 miesięcy w temperaturze 20°C tak, aby osiągnęły wilgotność (MC) $8,7\% \pm 0,1\%$. Typ 2 to próbki przygotowane w ten sam sposób do uzyskania wilgotności $19,9\% \pm 0,1\%$. W tym celu zastosowano komorę klimatyczną. Przygotowano dziesięć próbek dla każdego poziomu RH (wilgotności względnej), kierunku obciążenia i rodzaju naprężenia. Średnia gęstość badanych próbek wynosiła $750 \text{ kg/m}^3 \pm 5\%$. Probki wycięto mechanicznie z drewna wolnego od wad typu sęki, zgnilizny itp. Wykonywano je z wyselekcjonowanych kłód w celu uzyskania reprezentatywnych i powtarzalnych wyników badań w odniesieniu do norm europejskich, według których badają inni naukowcy [1-3]. Przebadano dziewięć próbek, a do analizy wybrano pięć najbardziej zbieżnych.

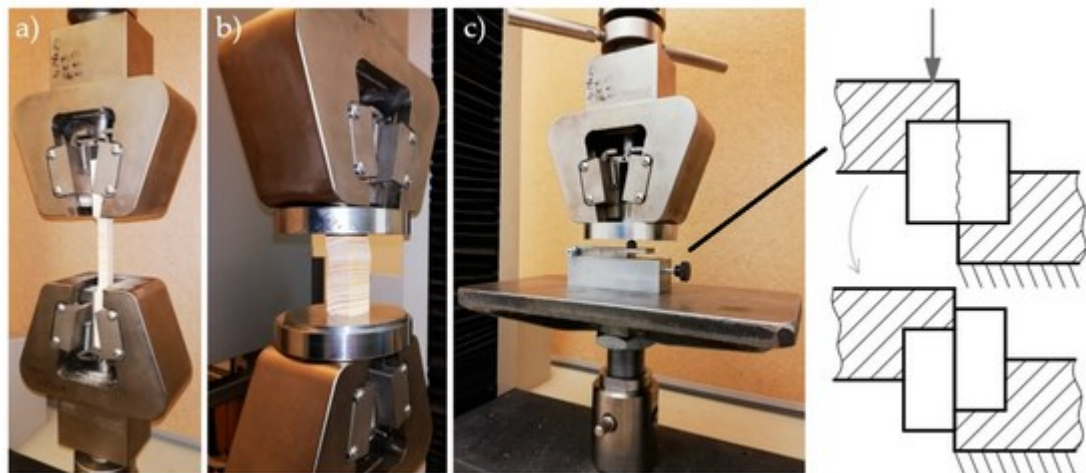
Badania przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej MTS Insight w temperaturze 25°C i wilgotności powietrza 40%, z wykorzystaniem czujnika tensometrycznego 50 kN. Zastosowana szybkość odkształcenia dla każdego z przypadków wynosiła 0,02 mm/s. Statyczną próbę rozciągania przeprowadzono na próbkach o znormalizowanych wymiarach w kształcie wiosełka (rys. 3.5.11.1a) [4]. Do statycznej próby ściskania wykorzystano próbki prostopadłościenne oraz dedykowane wyposażenie maszyny wytrzymałościowej. Podstawa, na której umieszczono próbkę do badań, składała się z dwóch części o geometrii sferycznej. Obie części (wypukła i wklęsła) współpracują ze sobą w taki sposób, aby umożliwić osiowe przenoszenie siły ściskającej (rys. 3.5.11.1b). Przeprowadzono również statyczny test ścinania przy użyciu dedykowanego oprzyrządowania (rys. 3.5.11.1c). Jego geometria pozwalała zachować warunki obciążenia możliwie najbardziej zbliżone do ścinania.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn

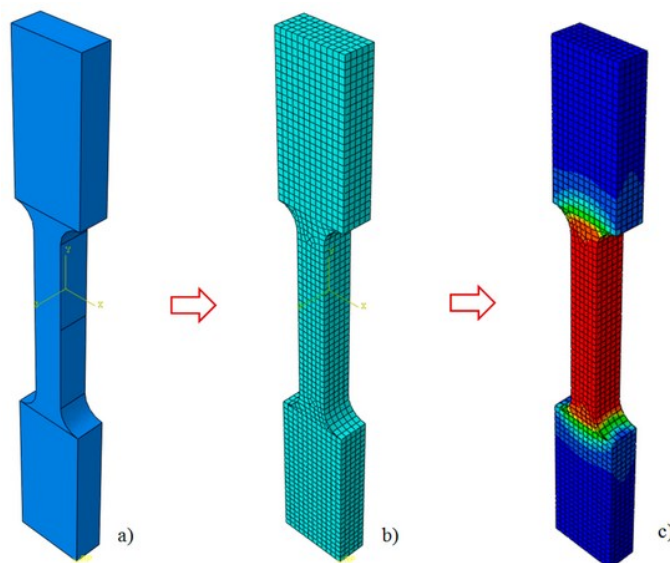


Rys. 3.5.11.1. Sposób zamontowania próbki drewnianej na maszynie wytrzymałościowej podczas badania: (a) rozciągania, (b) ściskania, (c) ścinania

Ze względu na swoją unikalną strukturę wewnętrzną drewno jest materiałem anizotropowym ale model jest uproszczony do materiału ortotropowego i wymaga badań w trzech kierunkach: L – wzdłużnym, R – promieniowym, T – stycznym [5]. Dlatego podczas próby rozciągania i ściskania próbki poddano obciążeniom we wszystkich możliwych kierunkach w stosunku do włókien drewna, z którego zostały wykonane. Były to kierunki: wzdłużny (L), styczny (T) i promieniowy (R). Podczas prób ścinania próbki obciążano poprzecznie do włókien w płaszczyźnie stycznej, wzdłuż włókien w płaszczyźnie stycznej, poprzecznie do włókien w płaszczyźnie promieniowej i wzdłuż włókien w płaszczyźnie promieniowej.

Praca badawcza polegała na wyznaczeniu granicy plastyczności w wyniku wykreślenia stycznej do zarejestrowanej krzywej naprężenie-odkształcenie. Linia ta jest zdefiniowana przez dwa punkty: pierwszy to początek układu współrzędnych, drugi to punkt, w którym krzywa odchyła się od stycznej o więcej niż 1%. Moduł sprężystości określono na podstawie tak wyznaczonego kąta nachylenia prostej. Analogicznie wyznaczono wartości dla prób naprężeń ścinających.

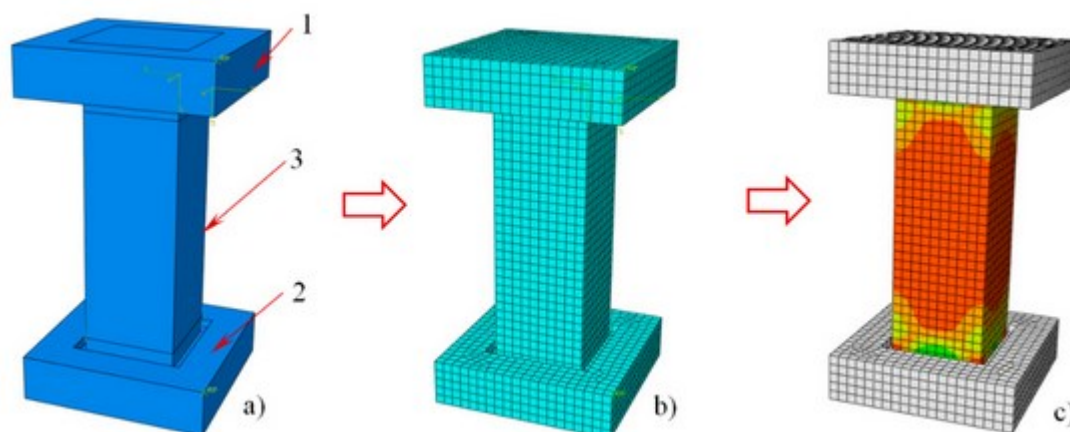
Analizy wykonano z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES) w programie ABAQUS/Standard 2020. Dla prób rozciągania wykonano model 3D próbki wiosełkowej (rys. 3.5.11.2), gdzie do powierzchni płaskich odpowiadających miejscom, w którym w rzeczywistości próbka jest ściskana przez szczęki uchwytu maszyny wytrzymałościowej, przyłożono odpowiednio utwierdzenie odbierające wszystkie stopnie swobody w dolnej jej części, zaś wymuszenie kinematyczne o określonej wartości przemieszczenia do górnej. Model został zdyskretyzowany z wykorzystaniem elementów skończonych typu C3D8R, czyli 8-węzłowych liniowych elementów sześciennych o zredukowanej liczbie punktów całkowania wraz z aktywną kontrolą zjawiska "klepsydrowania" (ang. "Hourglass control").



Rys. 3.5.11.2. Rozciąganie — struktura modelu: (a) model bryłowy, (b) model siatkowy (elementy C3D8R), (c) wyniki — stan naprężeń

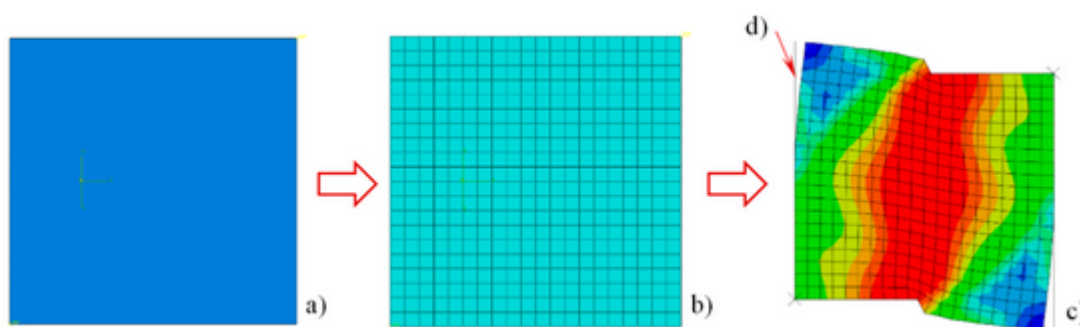
Materiał drzewny modelowano jako sprężysto-plastyczny bez uwzględnienia mechanizmów zniszczenia. Część sprężystą modelowano za pomocą zestawienia stałych inżynierskich - trzech modułów sprężystości E_1 , E_2 i E_3 , trzech współczynników Poissona ν_1 , ν_2 i ν_3 oraz trzech modułów ścinania G_1 , G_2 i G_3 . Moduły sprężystości oraz teoretyczną granicę plastyczności (która dzieli charakterystykę na zakres sprężysty i plastyczny) wyznaczono na podstawie eksperymentalnych charakterystyk testowych. Jeżeli poziom naprężenia przekraczał wartość granicy plastyczności, zachowanie się materiału określano na podstawie tabelarycznej zależności między naprężeniem a odkształceniem, którą wyznaczono dla każdej z 18 kombinacji trzech stanów naprężenia (rozciąganie, ściskanie i ścinanie). Osobno dla dwóch różnych wartości wilgotności (próby typu 1 i 2) oraz trzech kierunków struktury drewna (podłużny, promieniowy i styczny). Zakres analizy ograniczono do punktu odkształcenia krytycznego, w którym następuje zniszczenie materiału, który wyznaczono w oparciu o badania eksperymentalne.

Próbie ściskania (rys. 3.5.11.3) wykonano z wykorzystaniem modelu 3D, na który składała się badana próbka oraz dwie szczęki – dolna stała i górna, do której zastosowano wymuszenie kinematyczne o zadanej wartości przemieszczenia. W tym badaniu zastosowano również elementy skończone C3D8R, podobnie jak w próbie rozciągania. Próbkę zamodelowano jako element odkształcalny, natomiast szczęki zamodelowano jako ciała sztywne. Aby zapobiec ucieczce próbki pod wpływem siły poprzecznej generowanej na powierzchni styku próbki ze szczękami, w szczękach wykonano gniazda blokujące ruch próbki bez generowania sztucznego naprężenia w odcinku ściskania próbki. Wyniki przedstawiono w postaci rozkładu naprężeń w próbce ścisanej.



Rys. 3.5.11.3. Struktura modelu ściskania: (a) model bryłowy: 1 — szczęka górna, 2 — szczęka dolna, 3 — próbka, (b) model siatkowy (elementy C3D8R), (c) wyniki — stan naprężeń

Aby skrócić czas obliczeń, wykorzystano analizę 2D do wykonania symulacji próby ścinania (rys. 3.5.11.4), gdzie wycięty przekrój stanowił kwadrat o boku 20 mm. Element został podzielony za pomocą elementów CPS4R — 4-węzłowego czworoboku o zredukowanej liczbie punktów całkowania wraz z aktywną kontrolą zjawiska "klepsydrowania" (ang. "Hourglass control"). Szczęki urządzenia badawczego użytego w próbie ścinania zamodelowano jako sztywne linie ograniczające pionowe ściany próbki. Warunki brzegowe przyjęto w taki sposób, że utwierdzono jeden z punktów odniesienia zaznaczonych na rysunku 3.5.11.4c, a do drugiego (znajdującego się w przeciwległym narożniku) zastosowano wymuszenie kinematyczne o danej wartości przemieszczenia. Wyniki przedstawiono w postaci rozkładu naprężeń w przekroju ścianym.



Rys. 3.5.11.4. Budowa modelu ścinania: (a) model płaski, (b) model siatkowy (elementy CPS4R), (c) wyniki – stan naprężeń, (d) model szczęki urządzenia.

We wszystkich trzech badaniach właściwości kontaktowe w kierunku stycznym zdefiniowano stałą wartością współczynnika tarcia $\mu = 0,25$ [6,7]. W kierunku poprzecznym zdefiniowano właściwość „Hourglass control”, która zapobiega przenikaniu się dwóch elementów.

Ponieważ przeanalizowano 18 różnych przypadków, można określić, który z nich stanowi największe wyzwanie dla zespołu roboczego maszyny. Każdy przypadek dotyczy innej technologii obróbki drewna, takiej jak cięcie, cięcie bezwiórowe, rozszczepianie itp.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Przedstawiona baza modeli (stałych inżynierskich) dla wybranych gatunków drewna może posłużyć do porównania różnych narzędzi stosowanych do obróbki drewna w wybranej technologii i określić wpływ geometrii narzędzia. Podejście to zostanie wykorzystane do usprawnienia procesu projektowania urządzeń do obróbki drewna. Ponieważ wszystkie te modele uzyskano na podstawie tych samych badań eksperymentalnych i stosując tę samą metodologię, można stwierdzić, że będzie ona odpowiednia do wybranego celu.

Wynikiem badania wytrzymałości materiału są statyczne charakterystyki rozciągania, ściskania i ścinania w postaci krzywych naprężenie-odkształcenie. Przykładowe wyniki statycznych prób rozciągania wzdłużnego przedstawiono w artykule [A12]. Na ich podstawie wyznaczono uśrednione charakterystyki rozciągania w kierunku wzdłużnym wraz z odpowiednim modułem sprężystości. Wartości wyznaczone na podstawie statycznej próby rozciągania w kierunku wzdłużnym (L), promieniowym (R), stycznym (T) dla próbek o wilgotności 8,74% i 19,9% przedstawiono w tabeli dostępnej w artykule [A12]. Przykładowe wyniki badań statycznego ściskania promieniowego przedstawiono na rysunku w artykule [A12]. Na ich podstawie wyznaczono uśrednione charakterystyki ściskania promieniowego wraz z odpowiednimi modułami sprężystości. Widoczna nieliniowość w początkowym zakresie pomiarowym wynika z nierówności dociskanej powierzchni próbki, co dopiero po wyrównaniu pozwala na uzyskanie zakresu liniowego. Wartości wyznaczone na podstawie statycznej próby rozciągania w kierunku wzdłużnym (L), promieniowym (R), stycznym (T) dla próbek o wilgotności 8,74% i 19,9% przedstawiono w tabeli w artykule [A12]. Przykładowe wyniki statycznych prób ścinania wzdłuż włókien w płaszczyźnie promieniowej przedstawiono na rysunku w artykule [A12]. Na ich podstawie wyznaczono uśrednione charakterystyki ścinania w poprzek włókien w płaszczyźnie promieniowej (RT) wraz z odpowiednimi modułami ścinania. Wartości wyznaczone na podstawie statycznej próby ściskania poprzecznie do włókien w płaszczyźnie stycznej (TR), poprzecznie do włókien w płaszczyźnie promieniowej (RT), wzdłuż włókien w płaszczyźnie promieniowej (LR) oraz wzdłuż włókien w płaszczyźnie stycznej (LT), dla próbek o wilgotności 8,74% i 19,9% przedstawiono w tabeli w artykule [A12].

Opracowany model MES wymaga wykorzystania stałych materiałowych, które zostały określone w toku badań i zaczerpnięte z literatury [8]. Moduły sprężystości wykorzystane do modelowania wszystkich trzech typów prób zostały wyznaczone na podstawie wyników eksperymentalnych, podobnie jak moduły sprężystości stosowane do modelowania prób ściskania i ścinania. Badania nie pozwoliły na precyzyjne określenie współczynnika Poissona ani modułów ścinania dla próby rozciągania. Wykorzystano w tym celu tablice zawarte w pracach Kretschmann, 2010 [7]. W tabelach przedstawiono współczynniki sprężystości reprezentujące pozostałe pięć modułów sprężystości względem modułów Younga w kierunku wzdłużnym dla różnych gatunków. Brakujące wartości, których nie określono na podstawie badań eksperymentalnych, wyznaczono na podstawie stosunku dwóch skrajnych modułów sprężystości (w kierunku wzdłużnym i stycznym) porównując otrzymany wynik w literaturze [8]. W tym celu dobrano odpowiednie proporcje (ET/EL, ER/EL, GLR/EL, GLT/EL, GRT/EL) i na ich podstawie wybrano najbliższy z dziewięciu gatunków sosny (na podstawie Tab. 5-1 [7]), a następnie wybrano współczynnik Poissona (na podstawie Tab. 5-2 [7]). Ponieważ dane przedstawiono tylko dla jednej wilgotności (12%), która mieści się pomiędzy obiema analizowanymi wartościami (8,74% i 19,9%), autorzy przyjęli, że skoro wilgotność

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



wpływa na właściwości mechaniczne, to zarówno w stanie suchym, jak i mokrym próbka będzie się zachowywać w różny sposób. Wartości stałych inżynierskich dla modelu MES zastosowanego w próbie rozciągania, ściskania i ścinania przedstawiono w tabelach w artykule [A12].

W tym badaniu wykonano 18 analiz MES jako kombinację różnych parametrów. Każdy z tych przypadków dotyczył różnych technologii obróbki drewna, takich jak cięcie, cięcie bezwiórowe czy rozszczepianie. Nie jest możliwe opisanie wszystkich tych procesów za pomocą jednego modelu materiałowego. Głównym celem jest wyznaczenie bazy modeli (stałych inżynierskich) dla wybranego gatunku drewna, które mogą posłużyć do porównania różnych narzędzi stosowanych do obróbki drewna w wybranym procesie technologicznym oraz do znalezienia wpływu geometrii narzędzia na wartość siły niezbędnej do realizowanej procesu. Umożliwi to znalezienie efektywnych rozwiązań w zakresie konstrukcji narzędzi do obróbki drewna.

Właściwości mechaniczne drewna sosnowego (*Pinus L. Sp. Pl. 1000. 1753*) różnią się w zależności od kierunku ułożenia włókien drzewnych i wilgotności. Próby rozciągania wykazały spadek właściwości mechanicznych, wraz ze wzrostem wilgotności materiału (o około 11%), w zakresie od 3% do 64% w zależności od kierunku badanego drewna. Drewno podczas próby rozciągania wykazuje największą wytrzymałość w kierunku wzdłużnym L, następnie w kierunku promieniowym R, a najmniej jest odporne na siły rozciągające w kierunku stycznym T.

Próba ściskania wykazała zmianę właściwości mechanicznych wraz ze wzrostem wilgotności materiału (o około 11%), ale nie we wszystkich przypadkach przyczyniła się do pogorszenia (w przeciwieństwie do prób wytrzymałości na rozciąganie lub ścinanie). Zmiany właściwości materiału w zależności od wilgotności w przeprowadzonych badaniach wahały się od 6% do 22%. Drewno podczas próby ściskania wykazuje największą wytrzymałość w kierunku wzdłużnym L, następnie w kierunku stycznym T, a najmniejszą odporność na działanie sił ściskających w kierunku promieniowym R.

Próby ścinania wykazały spadek właściwości mechanicznych, wraz ze wzrostem wilgotności materiału (o około 11%), w zakresie od 27% do 83%. Podczas próby ścinania drewno wykazuje największą wytrzymałość wzdłuż włókien w płaszczyźnie promieniowej (LR) i wzdłuż włókien w płaszczyźnie stycznej (LT), następnie w kierunku poprzecznym do włókien w płaszczyźnie stycznej (TR), a najmniejszą odporność na siły ścinające wykazuje w kierunku poprzeczny dla włókien w płaszczyźnie promieniowej (RT).

Wyniki symulacji MES drewna poddanego różnym próbom wytrzymałościowym, zarówno dla próbek suchych, jak i mokrych (wilgotność 8,74% i 19,9%) przedstawiono na wielu rysunkach w artykule [A12]. Wyniki symulacyjne zestawiono z eksperymentalnymi. Naniesiono na nich rozkłady stanów naprężeń z modelu MES w wybranych fragmentach charakterystyki, które pokazują rozkład naprężeń w badanej próbce. Ze względu na cel opracowanego modelu (określenie maksymalnej siły niszczącej) ważniejsze jest wyznaczenie wartości punktu odpowiadającego granicy wytrzymałości materiału niż odwzorowanie charakterystyk. W celu oceny modelu analizę rozbieżności wyników modelu oraz wartości wytrzymałości w dwóch konfiguracjach. Pierwsza dotyczyła maksymalnej siły niszczącej

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

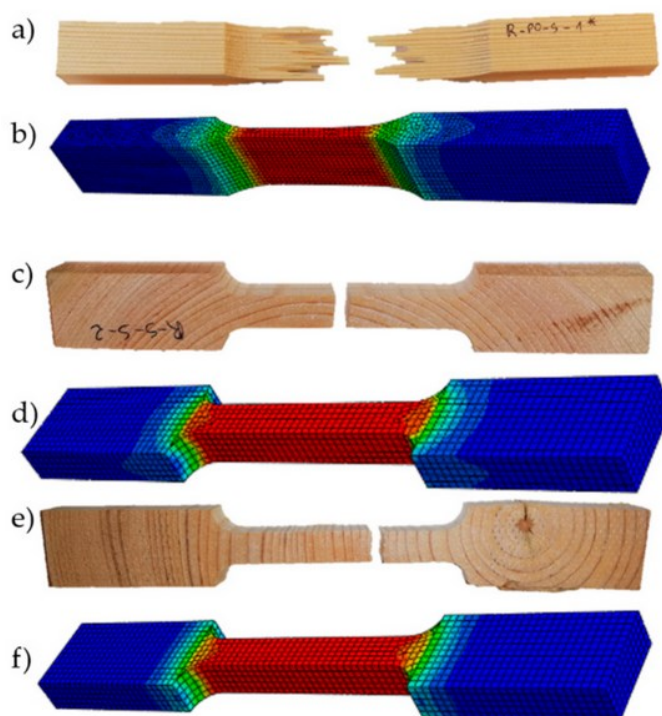
Instytut Konstrukcji Maszyn



zaś druga dotyczyła odwzorowania charakterystyk. Obie charakterystyki zostały przedstawione w tabelach w artykule [A12]. Przeanalizowano wyniki badań oraz ustalono dla modelu symulacyjnego zakres błędu $\pm 15\%$, przedstawiono również na zestawieniu krzywych eksperymentalnych i symulacyjnych w artykule [A12].

Błąd maksymalnej wartości siły niszczącej wyznaczonej na podstawie analizy MES, oszacowanej jako średnia arytmetyczna błędów otrzymanych dla każdego analizowanego przypadku, wynosi 8%, a średnia mediana tych wyników wynosi 5%. Wartość błędu mieści się w przedziale od 0% do 44%. Średnia wartość błędu w wybranych próbach wytrzymałościowych wynosi 14% dla rozciągania, 2,5% dla ściskania, 6,5% dla ścinania, natomiast średnie pokrycie charakterystyk MES wynikami badań z próby wytrzymałościowej w zakresie odkształceń sprężysto-plastycznych z założonym błędem $\pm 15\%$ pokrywa się arytmetycznie ze średnią około 77%, a mediana dla tych wyników wynosi 95,5%. Średnie pokrycie charakterystyk w wybranych próbach wytrzymałościowych wynosi 76% dla rozciągania, 84% dla ściskania, 72% dla ścinania.

Symetryczny charakter rozkładu naprężeń jest wyraźnie widoczny na modelach symulacyjnych. Charakter uszkodzeń badanych próbek przedstawiony na rysunku 3.5.11.5 dla rozciągania i rysunku 3.5.11.6 dla ścinania pokazuje zbieżny charakter oddziaływania sił. W próbkach poddanych ściskaniu wpływ sił jest słabo zauważalny, dlatego nie został przedstawiony.



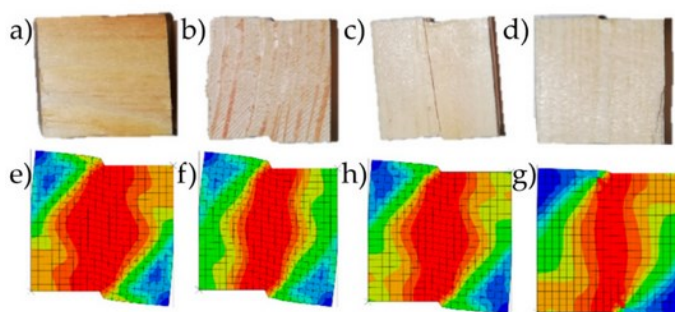
Rys. 3.5.11.5. Próbkę drewna sosnowego o wilgotności 8,74% zniszczoną podczas próby rozciągania w porównaniu z rozkładem naprężeń w modelu symulacyjnym, gdzie: próbki w kierunku wzdłużnym (L) (a) rzeczywisty, (b) model 3D; w kierunku promieniowym (R) (c) rzeczywisty, (d) model 3D; w kierunku stycznym (T) (e) rzeczywisty, (f) model 3D

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Rys. 3.5.11.6. Próbkki drewna sosnowego o wilgotności 8,74% zniszczone podczas próby ścinania porównano z rozkładem naprężeń w modelu symulacyjnym, gdzie: próbki rzeczywiste: (a-d), wyniki symulacyjne (e-g), przy czym (a), (e) poprzecznie do włókien w płaszczyźnie stycznej (TR); (b), (f) poprzecznie do włókna w płaszczyźnie promieniowej (RT); (c), (d) wzdłuż włókien w płaszczyźnie promieniowej (LR); (d), (g) wzdłuż włókien w płaszczyźnie stycznej (LT)

Badania z publikacji [A12] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- **Możliwe jest opracowanie modeli matematycznych, które umożliwiają przewidywanie wartości siły niszczącej badanych próbek w różnych stanach naprężeń (ściskanie, ścinanie, rozciąganie) oraz pozwalają na dokładniejsze przewidywanie wpływu sił działających na badany materiał. W zastosowaniach przemysłowych modele takie mogą być wykorzystywane do wyznaczania siły cięcia podczas procesów cięcia we współczesnym nurcie modelowania wartości siły za pomocą analizy MES.**
- **Prowadzenie badań z wykorzystaniem opracowanego modelu numerycznego umożliwia predykcję wartości z dość dużą dokładnością. Potwierdza to przedstawione porównanie z wynikami badań eksperymentalnych. Odnotowana zbieżność w ocenie parametrów wytrzymałościowych obróbki drewna kształtuje się na poziomie około 92%.**
- **Badania potwierdzają, że drewno o niższej wilgotności charakteryzuje się większą trwałością w większości testów wytrzymałościowych. Wskazuje to, że bardziej korzystne jest prowadzenie procesów rozdrabniania drewna wilgotnego.**

Literatura:

[A12] **Warguła, Ł., Wojtkowiak D., Kukla M., Talaśka K. (2021) Symmetric Nature of Stress Distribution in the Elastic-Plastic Range of Pinus L. Pine Wood Samples Determined Experimentally and Using the Finite Element Method (FEM). *Symmetry*, 13(1), 39**

[1] Dudziak, M.; Malujda, I.; Talaśka, K.; Łodygowski, T.; Sumelka, W. (2016) Analysis of the process of wood plasticization by hot rolling. *J. Theor. Appl. Mech.*, 54, 503–516.

[2] Talaśka, K.; Malujda, I. (2016) Identification of thermo-mechanical properties of natural polymers with a hybrid method. *Eng. Trans.*, 64, 635–641.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

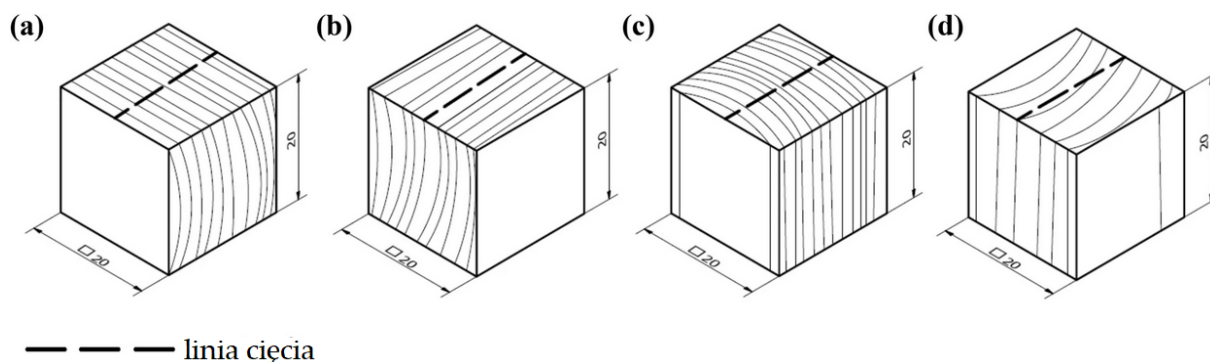
*Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,
Instytut Konstrukcji Maszyn*



- [3] Ritschel, F.; Brunner, A.J.; Niemz, P. (2013) Nondestructive evaluation of damage accumulation in tensile test specimens made from solid wood and layered wood materials. *Compos. Struct.*, 95, 44–52.
- [4] Kokociński, W. (2004) *Wood Physical and Chemical Properties Measurements*. Drewno Pomiry Właściwości Fizycznych Ichemicznych; PRODRUK: Poznań, Poland; ISBN 83-88518-75-5/2004. (In Polish)
- [5] Bodig, J.; Jayne, B. (1993) *Mechanics of Wood and Wood Composites*; Krieger Publishing Company: Malabar, FL, USA.
- [6] Aira, J.R.; Arriaga, F.; Íñiguez-González, G.; Crespo, J. (2014) Static and kinetic friction coefficients of Scots pine (*Pinus sylvestris* L.), parallel and perpendicular to grain direction. *Mater. Construcción*, 64, e030.
- [7] Kretschmann, D. (2010) *Mechanical Properties of Wood*. Wood Handbook: Wood as an Engineering Material: Chapter 5; General Technical Report FPL.; GTR-190; Centennial, Ed.; Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory: Madison, WI, USA; pp. 5.1–5.46.
- [8] Roszyk, E.; Moliński, W.; Fabisiak, E. (2013) Radial variation of mechanical properties of pine wood (*Pinus sylvestris* L.) determined upon tensile stress. *Wood Res.* 58, 329–342.

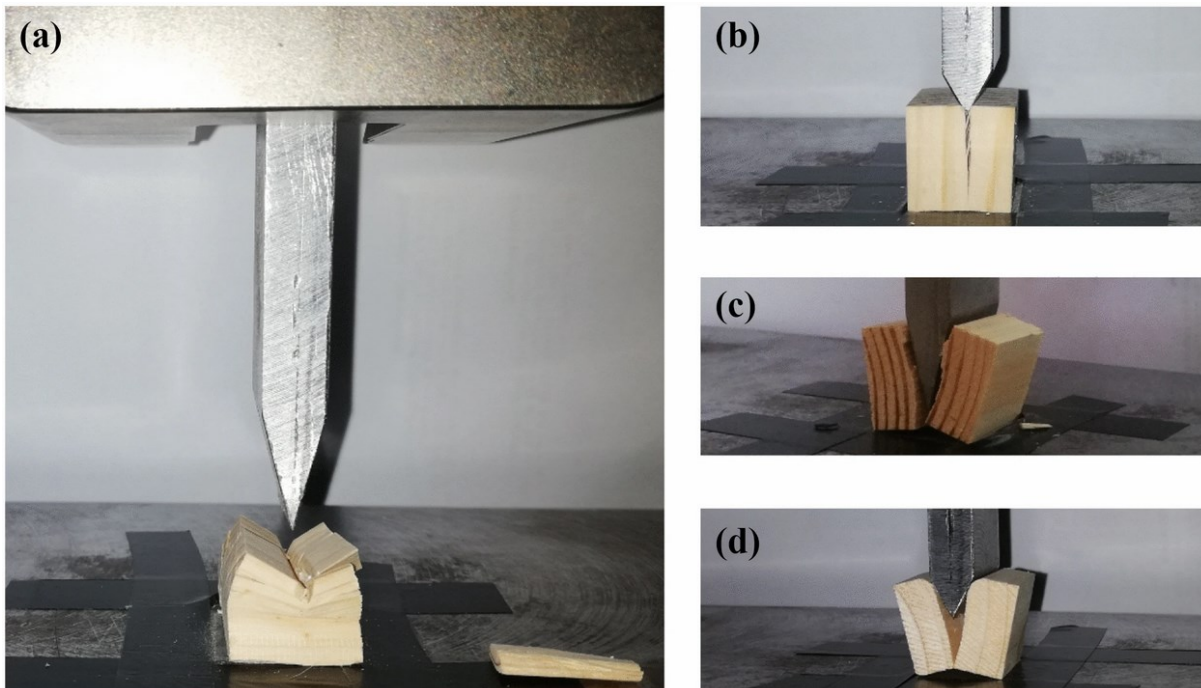
3.5.12. Analiza geometrii ostrza do rozszczepiania lub cięcia bezwiórowego drewna wraz z koncepcjami innowacyjnych maszyn rozszczepiających drewno [A13, Z5, Z6, Z7, Z8]

Wykorzystując model materiałowy z wcześniejszego rozdziału w publikacji [A13] prowadzono badania eksperymentalne i symulacyjne w programie ABAQUS, które pozwalały na analizę geometrii narzędzi skrawających stosowanych podczas rozłupywania lub cięcia bezwiórowego drewna w celu określenia siły skrawania oraz siły napędowej maszyny realizującej taki proces. Pomiary w niniejszej pracy wykonano na drewnie sosnowym (*Pinus sylvestris* L. Sp. Pl. 1000, 1753 – sosna zwyczajna). Do badania wykorzystano próbki aklimatyzowane przez sześć miesięcy w temperaturze 20°C i wilgotności względnej (RH) około 46%, tak aby osiągnęły wilgotność (MC) $8,74\% \pm 0,1\%$. Do tego celu wykorzystano komorę klimatyczną. MC sprawdzano za pomocą wagosuszarki Mettler Toledo podczas kondycjonowania, aż do uzyskania pożądanej wartości. Próbki wycięto mechanicznie z drewna wolnego od wad typu sęki, zgnilizny itp. Wykonano je z wyselekcjonowanych bali w celu uzyskania reprezentatywnych i powtarzalnych wyników badań. Ze względu na anizotropowe właściwości drewna sosnowego, które można przybliżyć właściwościami ortotropowymi (w kierunku wzdłużnym, stycznym i promieniowym), badania przeprowadzono z czterema różnymi kierunkami rozłupywania drewna lub skrawania bezwiórowego (A–D), co przedstawiono na rys. 3.5.12.1.



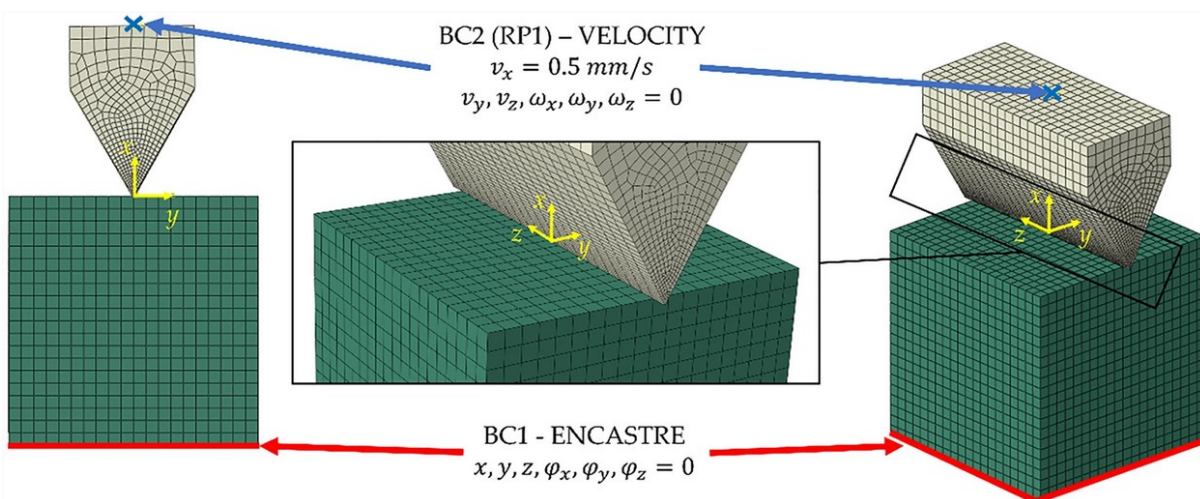
Rys. 3.5.12.1. Rodzaje próbek poddanych rozłupaniu lub cięciu bezwiórowemu, z linią styku ostrza z drewnem: (a) cięcie bezwiórowe poprzecznie do włókien ($90^\circ-90^\circ$); (b) rozszczepienie wzdłuż włókien ($0^\circ-90^\circ$); (c) rozłupywanie promieniowe do włókien ($90^\circ-0^\circ$); (d) rozłupywanie styczne do włókien ($90^\circ-0^\circ$), w nawiasach podano kierunki cięcia zgodne z kierunkami włókna drzewnego według Kivimaa (1950) [1]

Badania rozszczepiania i cięcia bezwiórowego drewna przeprowadzono narzędziami stalowymi o kątach wierzchołkowych α równych 30° , 60° , 120° i promieniu krawędzi skrawającej ($0,1 \mu\text{m}$), szczegółowa charakterystyka narzędzi jest przedstawiona w artykule. Badanie polegało na wbijaniu noża o zadanym kształcie w próbki drewna z określoną prędkością, aż do ich zniszczenia (rys. 3.5.12.2). Podczas takiego eksperymentu rejestrowano zmiany wartości siły i przemieszczenia w czasie. Wykonano siedem powtórzeń jednym ostrzem, z których odrzucone zostały skrajne wartości. Badania przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej MTS Insight z czujnikiem siły 50 kN, w temperaturze 25°C i przy wilgotności względnej 40%. Szybkość odkształcania dla każdego z przypadków wynosiła 0,02 mm/s.



Rys. 3.5.12.2. Przykłady zniszczonych próbek: (a) cięcie bezwiórowe ($\alpha = 30^\circ$); (b) rozszczepianie drewna promieniowo do włókien ($\alpha = 60^\circ$); (c) rozszczepienie wzdłuż włókien ($\alpha = 30^\circ$); (d) rozszczepienie wzdłuż włókien ($\alpha = 60^\circ$)

Symulację przeprowadzono z wykorzystaniem modelu opisanego we wcześniejszej rozdziale. Analizę przeprowadzono w programie ABAQUS Standard 2020, w zakresie sprężysto-plastycznym. Budowę modelu symulacyjnego przedstawiono na rys. 3.5.12.3.



Rys. 3.5.12.3. Budowa modelu symulacyjnego MES w środowisku ABAQUS

Model składa się z dwóch elementów: noża o zmiennym kącie ostrza α oraz drewnianego sześcianu o wymiarach $20 \times 20 \times 20$ mm uwzględniającego przybliżone właściwości ortotropowe (w kierunku wzdłużnym, stycznym i promieniowym). W modelu numerycznym sześcian osadzono na dolnej powierzchni, natomiast wymuszenie kinematyczne w postaci stałej prędkości ($v_y = 0,5$ mm/s) zastosowano na nożu, traktowanym

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



jako sztywny. Badania przeprowadzono dla bardzo małej prędkości, zachowując charakter quasi-statyczny, tak aby zminimalizować wpływ prędkości na próbę i skupić się na wpływie geometrii noża. Pomimo tego, że dla tak małej prędkości wspomniany powyżej wpływ prędkości można pominąć, to dla dużej prędkości cięcia, wpływ prędkości jest znaczący [2]. Z analizy wyprowadzono wartość siły rozłupywania F_S (siła reakcji w punkcie odniesienia RP_1) w funkcji przemieszczenia x .

Właściwości materiału zdefiniowano korzystając z modelu przedstawionego poprzednim rozdziale [A12]. Gęstość materiału zdefiniowano jako 450 kg/m^3 . Właściwości sprężyste zamodelowano z użyciem stałych inżynierskich przedstawionych w artykule [A13]. Do zamodelowania zniszczenia materiału wykorzystano podopcję "Fail stress" gdzie dla każdego z kierunków wprowadzono dane zgodne z tabelą przedstawioną w artykule [A13]. Do zamodelowania właściwości plastycznych ze wzmocnieniem izotropowym wykorzystano krzywe eksperymentalne i ich aproksymacje przedstawione na rysunkach w artykule [A13]. By odwzorować współpracę ostrza z materiałem łupanym zamodelowano kontakt pomiędzy powierzchnią natarcia ostrza a drewnem definiując współczynnik tarcia $\mu = 0,25$ w kierunku stycznym oraz właściwość „Hard contact” zapobiegającą penetracji w kierunku normalnym [3,4]. W tym badaniu wykorzystano również elementy skończone C3D8R, a rozmiar każdego elementu wynosił 1 mm. Węzły na krawędzi skrawającej narzędzia zostały wyrównane z węzłami elementów na kostce drewnianej w początkowej fazie skrawania. Domyślnie dla usunięcia elementu górna granica wszystkich zmiennych uszkodzeń w punkcie materialnym została ustawiona na 1.

Do wyznaczenia stanu naprężenia panującego w ostrzu wykonano analizę zależności pomiędzy parametrami geometrycznymi ostrza oraz obciążeniem i przekrojami bądź powierzchniami obciążanymi, co przedstawiono na (rys. 3.5.11.4). Na podstawie tej analizy ustalono następujące zależności:

$$y = 2x \tan \frac{\alpha}{2} \quad (1)$$

$$L = \frac{x}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (2)$$

$$F_N = F_S \sin \frac{\alpha}{2} \quad (3)$$

$$\sigma_c = \frac{F_S}{b \cdot y} \quad (4)$$

$$p_{con} = \frac{F_N}{b \cdot L} \quad (5)$$

gdzie:

F_S – siła rozszczepiająca lub tnąca bezwiórowo,

F_N – siła normalna,

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn

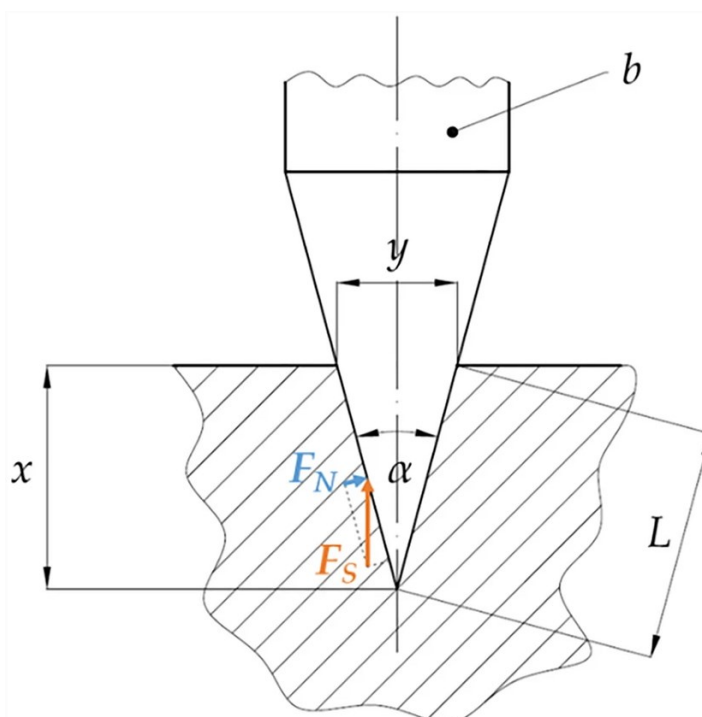


σ_c – naprężenia ściskające,

p_{con} – naprężenia kontaktowe,

α – kat wierzchołkowy ostrza,

x – głębokość penetracji ostrza.



Rys. 3.5.12.4. Narzędzie – parametry geometryczne i rozkład obciążenia ostrza

Na rysunkach w artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych i eksperymentalnych noża o kątach wierzchołkowych α równych 30° , 60° i 120° we wszystkich czterech kierunkach. Analizując wyniki można zauważyć, że otrzymane charakterystyki były bardzo zróżnicowane, choć wartość maksymalnej siły rozszczepiania była zbliżona. Ze względu na cel niniejszej analizy model taki służy do oceny maksymalnej siły rozłupywania, a w rezultacie może być wykorzystany do ustalenia zapotrzebowania na moc cięcia bezwiórowego lub rozszczepiania. W przypadku kierunków C ($90^\circ-0^\circ$) i D ($90^\circ-0^\circ$) wartości dla wszystkich trzech kątów były niemal identyczne. W przypadku kierunku A ($90^\circ-90^\circ$) można zaobserwować znaczną rozbieżność dla mniejszych kątów. W przypadku kierunku B ($0^\circ-90^\circ$) sytuacja była odwrotna – duża rozbieżność występowała dla wyższych kątów. Kierunek A ($90^\circ-90^\circ$) jest kierunkiem odpowiadającym bardziej cięciu niż rozszczepianiu – wymaga on dużego odkształcenia do zniszczenia próbki a przez to najwyższej wartości siły, stąd nie jest tak istotny przy procesie rozszczepiania drewna. Ze względu na rosnącą rozbieżność przy dużych kątach stosowność modelu została ograniczona do zakresu $\alpha \leq 15^\circ \div 120^\circ$, co jest wystarczające, gdyż stosowanie większych

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn

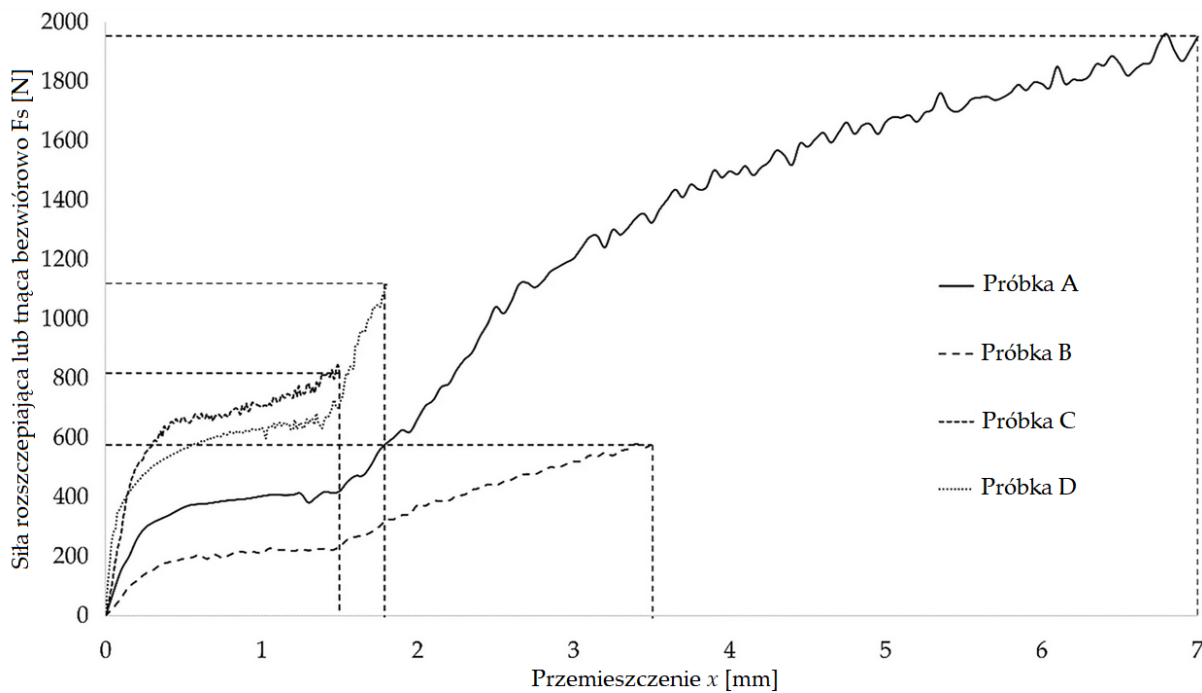


kątów wierzchołkowych prowadzi do miażdżenia drewna (podobnie jak w rozdrabnianiu drewna mechanizmem tnącym z tępą krawędzią, w którym drewno jest miażdżone tępyimi narzędziami [5-7]) zamiast cięcia lub rozszczepiania.

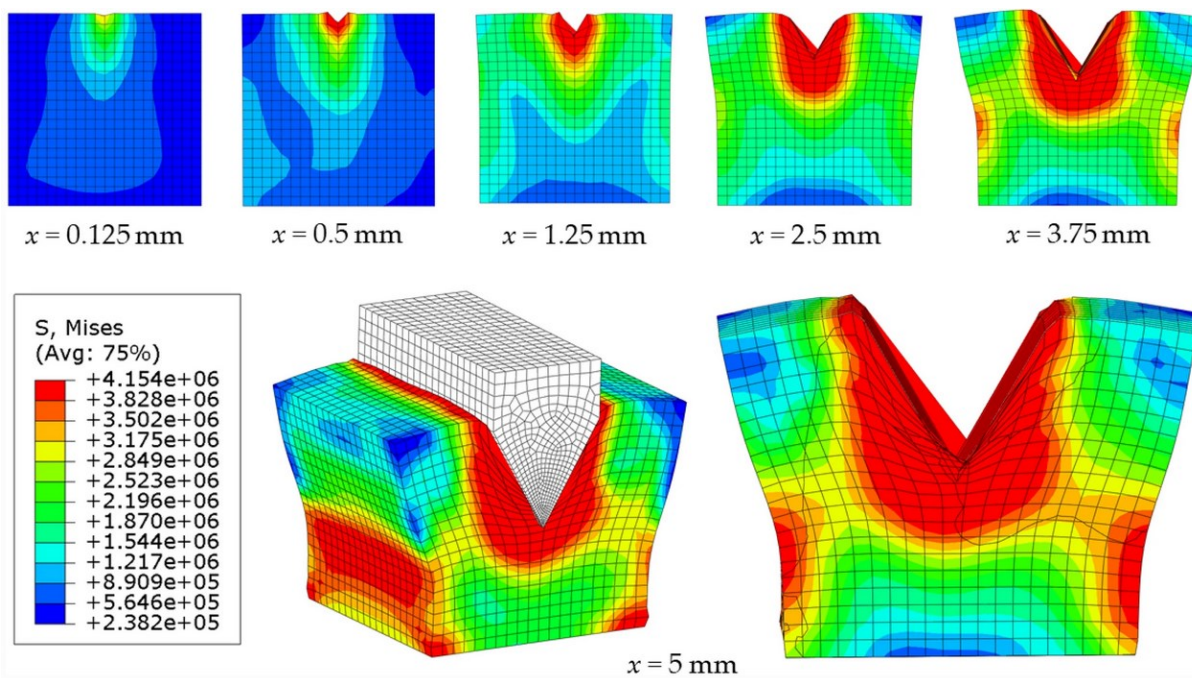
Procentową różnicę wartości wyników badań eksperymentalnych i symulacyjnych przedstawiono w artykule [A13]. Można zauważyć, że średnia arytmetyczna różnicy wyników kształtuje się na poziomie 15%. Rozbieżność między charakterystykami sił uzyskanymi z symulacji i eksperymentów spowodowana jest uproszczeniem zastosowania ortotropowego podejścia do modelowania materiału drzewnego, który w rzeczywistości jest materiałem anizotropowym. Dodatkowo sześcian drewniany modelowany jest jako materiał jednorodny bez uwzględnienia słoików, a model uszkodzeń nie uwzględnia pęknięcia na powierzchni podziału między słoikami. Niemniej jednak, jeśli uznamy, że szczytowa wartość siły skrawania jest kluczową informacją w optymalizacji narzędzia, możemy uznać przedstawiony model za wystarczająco użyteczny. Chociaż powyższe aspekty można poprawić, aby model był bardziej precyzyjny i dokładny.

Rysunek 3.5.12.5 przedstawia zestawienie wyników symulacyjnych dla ostrza o kącie wierzchołkowym 60° rozszczepianego we wszystkich czterech kierunkach z uwzględnieniem odkształceń niszczących otrzymanych z badań eksperymentalnych (7 mm, 3,5 mm, 1,5 mm i 1,8 mm dla kierunków A (90° odpowiednio $^\circ-90^\circ$), B ($0^\circ-90^\circ$), C ($90^\circ-0^\circ$) i D ($90^\circ-0^\circ$)). Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić, że najkorzystniej jest rozszczepiać drewno maszynowo wzdłuż włókien (kierunek B($0^\circ-90^\circ$)), gdyż wymaga to najmniejszej siły, jednak większego odkształcenia niż w kierunku stycznym lub promieniowym do słoików drewna (kierunki C ($90^\circ-0^\circ$) i D ($90^\circ-0^\circ$)). Pomimo, iż w tych kierunkach następuje najszybszy przyrost siły, szybkie zniszczenie powoduje wymaganie znacznie niższej siły podczas redukcji rozmiaru drewna niż realizacja tego procesu poprzecznie do włókien ($90^\circ-90^\circ$) (cięcie bezwiórowe, wymaga największego odkształcenia). Dlatego też w tym kierunku najczęściej łupie się drewno metodą ręczną, gdyż wymaga ono najmniejszej pracy (iloczyn siły i przemieszczenia). W literaturze można dostrzec, opisane zależności na podstawie metodyki badawczej maszyn i narzędzi lub w opisach patentowych. Narzędzia obsługiwane ręcznie służące do rozszczepiania drewna głównie proponowane lub badane są do pracy z drewnem w kierunku stycznym lub promieniowym do słoików drewna [8-10].

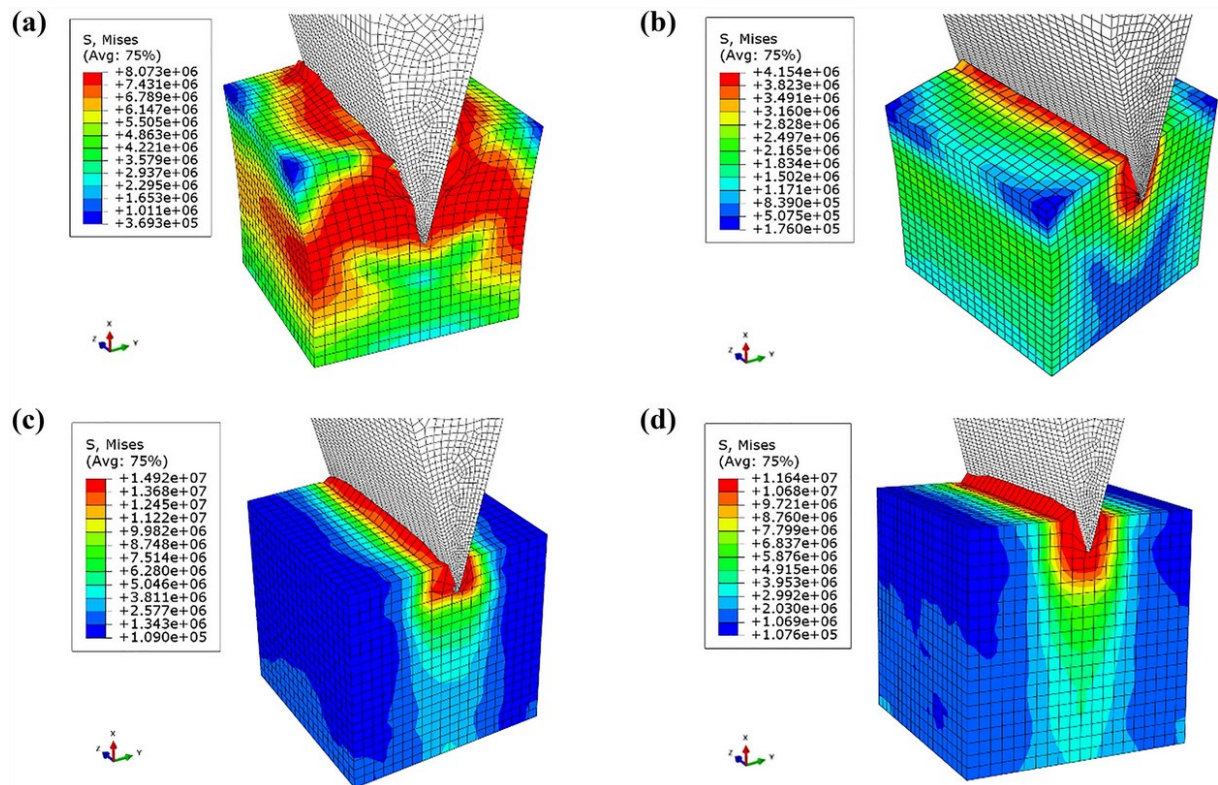
Większość komercyjnych łuparek maszynowych z klinem rozszczepiającym również jest oferowana i badana w tym kierunku [11-13] jednak jest grupa realizująca ten proces w kierunku wzdłuż włókien drewna ($0^\circ-90^\circ$). Maszyny rozszczepiające drewno w kierunku wzdłuż włókien ($0^\circ-90^\circ$) to głównie maszyny z świdrem stożkowym [14-18]. Proces badania redukcji rozmiaru drewna poprzecznie do włókien ($90^\circ-90^\circ$) jest realizowany głównie dla głowic harwesterów wykorzystywanych do cięcia bezwiórowego [19-21] lub głowic do okrzesywania gałęzi [22-24]. Na rysunku 3.5.12.6 przedstawiono symulację przebiegu procesu rozszczepiania drewna w kierunku B ($0^\circ-90^\circ$), natomiast na rysunku 3.5.12.7 przedstawiono symulację rozszczepiania drewna i cięcia bezwiórowego drewna dla każdego z czterech kierunków, gdzie można zaobserwować różnicę w momencie zniszczenia próbki, zgodną z charakterystyką przedstawioną na rys. 3.5.11.5.



Rys. 3.5.12.5. Wyniki badań symulacyjnych noża o kącie wierzchołkowym α równym 60° dla próbek A ($90^\circ-90^\circ$), B ($0^\circ-90^\circ$), C ($90^\circ-0^\circ$) i D ($90^\circ-0^\circ$)

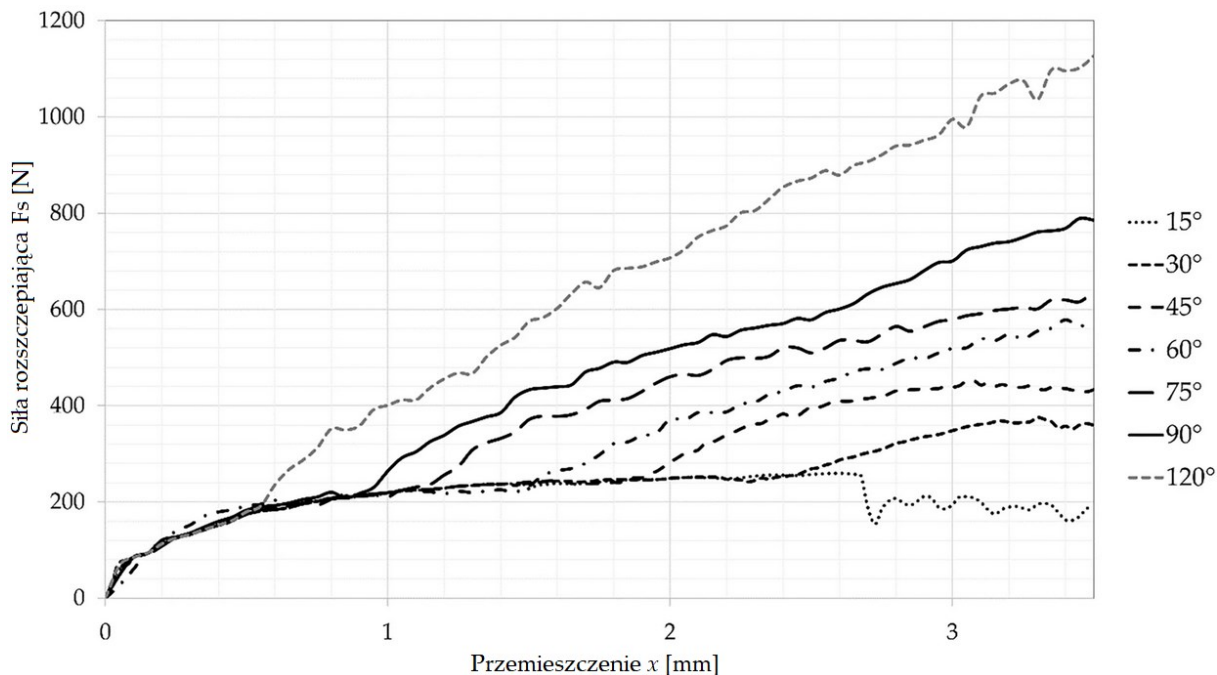


Rys. 3.5.12.6. Przebieg próby rozłupywania drewna ostrzem o kącie wierzchołkowym α równym 60° w kierunku B ($0^\circ-90^\circ$)

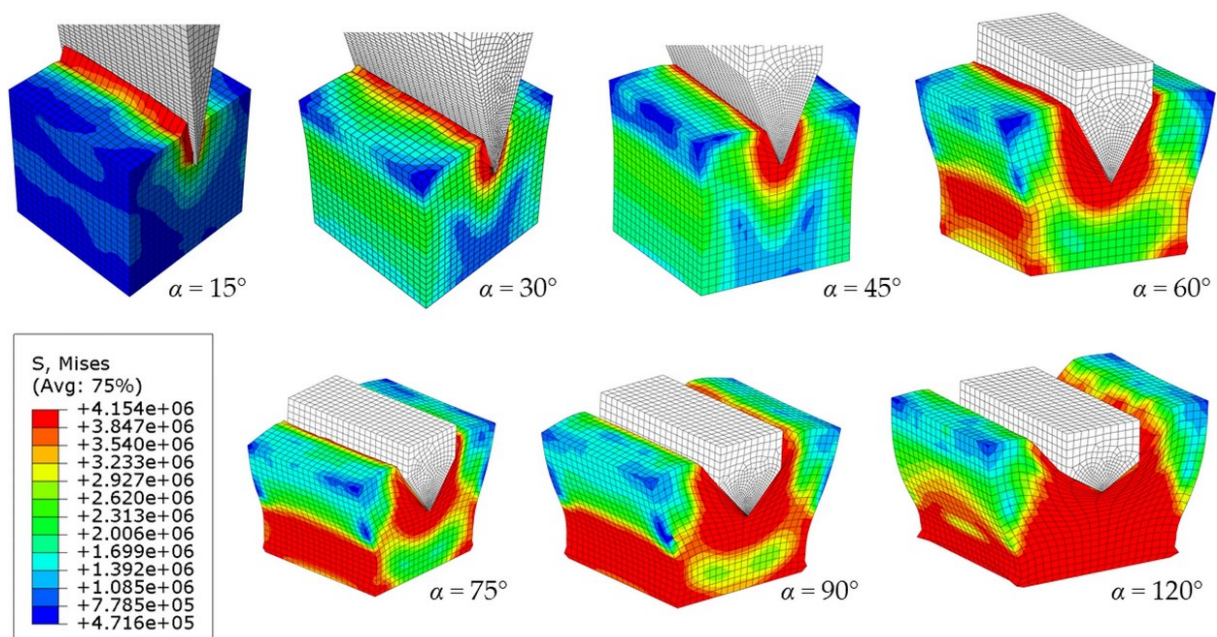


Rys. 3.5.12.7. Wyniki badań symulacyjnych dla noża o kącie wierzchołkowym α równym 30° dla próbek: a A ($90^\circ-90^\circ$); b B ($0^\circ-90^\circ$); c C ($90^\circ-0^\circ$) i d D ($90^\circ-0^\circ$)

Na rysunkach 3.5.12.8 i 3.5.12.9 przedstawiono zestawienie wyników dla rozszczepiania wzdłuż włókien ($0^\circ-90^\circ$) dla wszystkich badanych ostrzy o zmiennym kącie wierzchołkowym. Na podstawie przedstawionych wyników widać, że w początkowej fazie przyrost siły jest identyczny, a dopiero po przekroczeniu pewnej wartości penetracji ostrza (im większy kąt tym wcześniej) następuje jego odchylenie od charakterystyki wzorcowej, co oznacza wyższą wartość maksymalnej siły łupania. Warto zauważyć, że dla kąta 15° wartość siły spada pod koniec. Świadczy to o tym, że nie opłacalne jest stosowanie ostrzy poniżej 15° , gdyż zmniejsza się jego wytrzymałość, lecz wartość maksymalnej siły nie ulegnie zmianie.



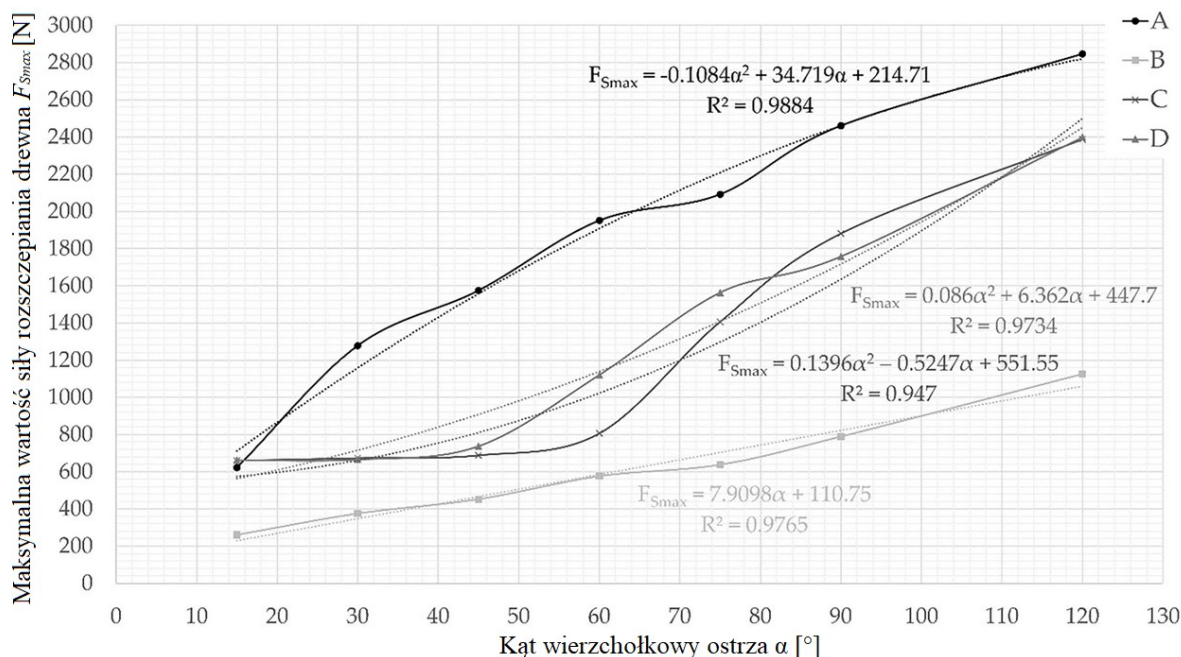
Rys. 3.5.12.8. Wyniki badań symulacyjnych ostrzy o różnych kątach wierzchołkowych α dla kierunku rozszczepiania B (0° – 90°)



Rys. 3.5.12.9. Wyniki badań symulacyjnych ostrzy o różnych kątach wierzchołkowych α dla kierunku rozszczepiania B (0° – 90°)

Pełne zestawienie maksymalnych sił rozszczepiania drewna otrzymanych z badań symulacyjnych dla wszystkich kierunków rozszczepiania oraz wszystkich analizowanych kątów wierzchołkowych ostrza zestawiono na wykresie na rysunku 3.5.12.10, w postaci funkcji $F_S(\alpha)$ eksperymentalnych i aproksymowanych. W przypadku kierunku A (90° – 90°) i B (0° – 90°) można zauważyć dość jednoznaczne zależności opisane odpowiednio funkcjami kwadratową i liniową. W przypadku kierunków C (90° – 0°) i D (90° – 0°) zależności te są mniej

jednoznaczne, jednak wciąż można je dość dokładnie przybliżyć krzywą drugiego stopnia. Analizując otrzymane wyniki można zauważyć, że dla kątów wierzchołkowych poniżej 45° mamy nieznaczny przyrost siły (poza kierunkiem A (90°–90°)) przy niemal niezmiennej sile przy rozszczepianiu drewna promieniowo lub stycznie do zwojów (kierunki C (90°–0°) i D (90°–0°)).



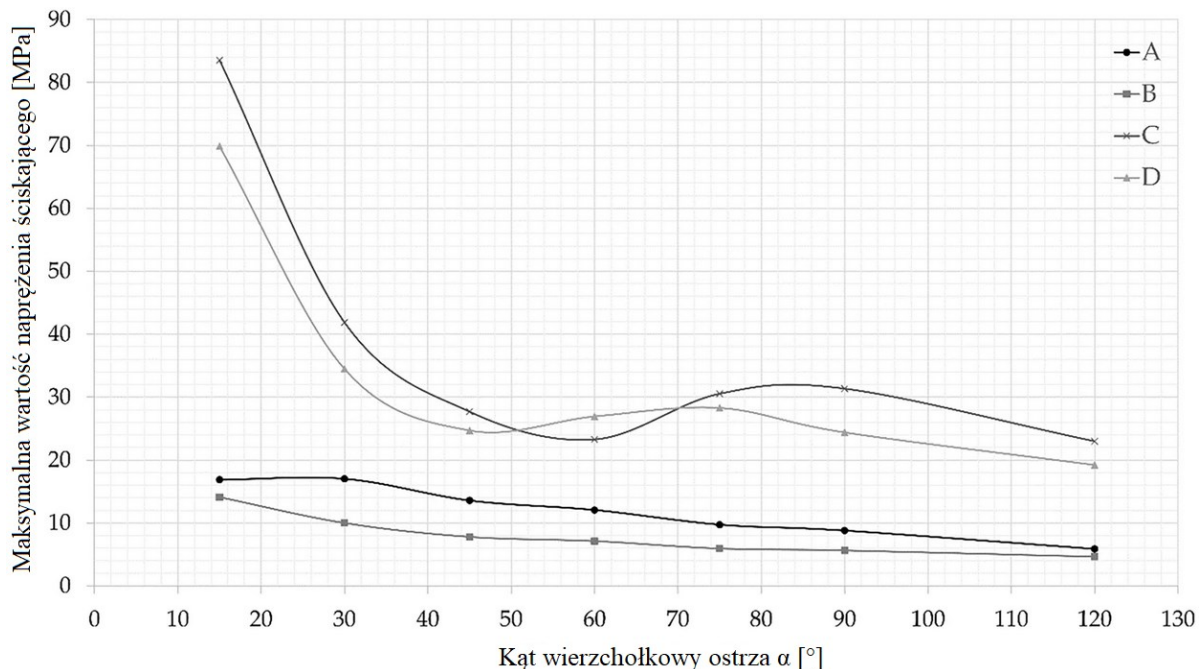
Rys. 3.5.12.10. Zależność pomiędzy maksymalną wartością siły rozszczepiania drewna a kątem wierzchołkowym ostrza α dla próbek A (90°–90°), B (0°–90°), C (90°–0°) i D (90°–0°)

Aby móc dokonać pełnej analizy funkcjonalnej badanych ostrzy zestawiono również naprężenia ściskające (rys. 3.5.12.11) oraz naprężenia kontaktowe (rys. 3.5.12.12) w funkcji zmiennego kąta wierzchołkowego α . Największe wartości naprężenia ściskającego otrzymujemy dla kierunków łupania C (90°–0°) i D (90°–0°), co jest związane z dużą wartością siły dla małej wartości penetracji ostrza. Najniższą wartość naprężenia ściskającego uzyskujemy w przedziale 45°÷60°, które wynosi ok. 30 MPa, co w przypadku obciążenia dynamicznego odzerowo-tętniącego wydaje się być uzasadnioną wartością przy stosowaniu stali niestopowych ze względu na wytrzymałość zmęczeniową. W kierunkach A (90°–90°) i B (0°–90°) można zauważyć jedynie nieznaczny przyrost siły dla mniejszych kątów, co ponownie świadczy o korzystności łupania wzdłuż włókien przy procesie maszynowym.

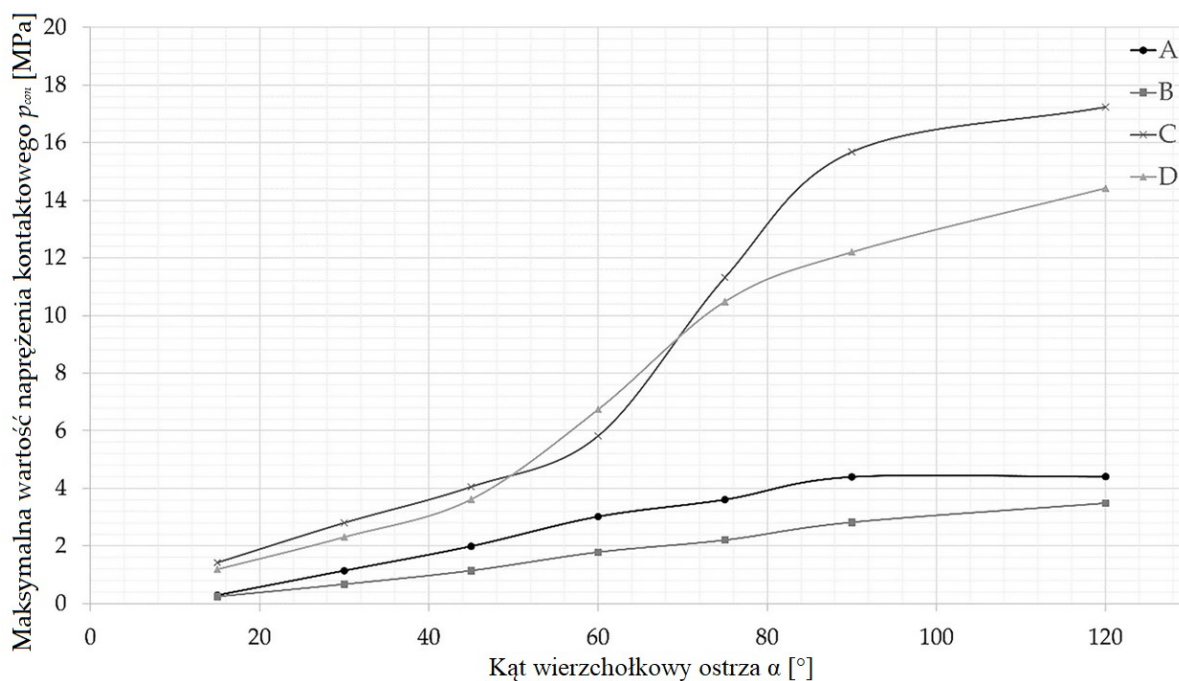
Analizując naprężenia kontaktowe można zauważyć ich przyrost wraz ze zwiększeniem się kąta wierzchołkowego. Znaczący przyrost występuje dla kątów większych niż 45° nawet do wartości 18 MPa dla kierunku C (90°–0°) (dla mniejszych kątów naprężenia kontaktowe nie przekraczają 4 MPa).

Zestawiając ze sobą analizę wartości siły oraz naprężenia w urządzeniach do maszynowego łupania drewna zaleca się stosować ostrza o kącie wierzchołkowym

30°÷45°. Należy również zwrócić uwagę, że dla mniejszych kątów wierzchołkowych ostrza może dojść dodatkowo do wyboczenia ostrza. Podobny zakres kątów (35°) stosował Kováč et al. 2014 w swoich pracach dotyczących badań prostych klinów rozłupujących drewno [13].



Rys. 3.5.12.11. Zależność pomiędzy maksymalną wartością naprężenia ściskającego a kątem wierzchołkowym ostrza α dla próbek A (90°–90°), B (0°–90°), C (90°–0°) i D(90°–0°)



Rys. 3.5.12.12. Zależność pomiędzy maksymalną wartością naprężenia kontaktowego a kątem wierzchołkowym ostrza α dla próbek A (90°–90°), B (0°–90°), C (90°–0°) i D(90°–0°)



Badania z publikacji [A13] pozwoliły wysunąć następujące wnioski:

- **Na podstawie przeprowadzonych analiz wykazano użyteczność opracowanego modelu do wyznaczania siły rozszczepiania i cięcia drewna, a tym samym wyznaczania zapotrzebowania na moc w maszynach rozszczepiających drewno i tnących bezwiórowo.**
- **Na podstawie analizy siły oraz wytrzymałości ostrza za efektywne rozwiązanie uznano ostrza o kącie wierzchołkowym 30° ÷ 45° .**
- **Przedstawione wyniki pozwoliły również na określenie rozszczepiania drewna wzdłuż włókien jako najkorzystniejsze w procesie prowadzonym maszynowo, podczas gdy rozszczepianie drewna stycznie i promieniowo do słoje jest korzystniejsze w procesie ręcznym.**
- **Badania te mogą zostać w przyszłości rozwinięte o bardziej złożone geometrie klinów rozszczepiających.**
- **Z dużym prawdopodobieństwem model umożliwi szacowanie maksymalnej i średniej mocy podczas rozszczepiania lub cięcia drewna z wykorzystaniem narzędzi o innych geometriach.**

Literatura:

[A13] **Warguła Ł., Wojtkowiak D., Kukla M., Talaśka K. (2022) Modelling the process of splitting wood and chipless cutting Pinus sylvestris L. wood in terms of designing the geometry of the tools and the driving force of the machine. *European Journal of Wood and Wood Products*, in press, 1-15.**

[1] Kivimaa, E. Cutting force in wood working. Helsinki 1950, Finland

[2] Dvoracek O., Lechowicz D., Krenke T., Moseler B., Tippner J., Haas F., Emsenhuber G., Frybort S. (2021) Development of a novel device for analysis of high-speed cutting processes considering the influence of dynamic factors. *Int J Adv Manuf Technol*, 113:1685–1697. <https://doi.org/10.1007/s00170-021-06769-1>

[3] Aira, J.R.; Arriaga, F.; Íñiguez-González, G.; Crespo, J. (2014) Static and kinetic friction coefficients of Scots pine (*Pinus sylvestris* L.), parallel and perpendicular to grain direction. *Mater. Construcción*, 64, e030.

[4] Kretschmann, D. (2010) Mechanical Properties of Wood. *Wood Handbook: Wood as an Engineering Material: Chapter 5; General Technical Report FPL.; GTR-190; Centennial, Ed.; Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory: Madison, WI, USA, pp. 5.1–5.46.*

[5] EN ISO 17225-1 (2014) Solid biofuels—fuel specifications and classes: general requirements. ISO, Geneva

[6] Alakangas E., Valtanen J., Levlin J.-E. (2016) CEN technical specification for solid biofuels—fuel specification and classes. *Biomass Bioenerg*, 30(11):908–914.

[7] Nati C., Magagnotti N., Spinelli R. (2015) The improvement of hog fuel by removing fines, using a trommel screen. *Biomass Bioenerg*, 2015, 75:155–160.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



- [8] Mutin SI (1994) Heavy-duty axe, RU2024389C1, filed April 30, 1991. <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/021572303/publication/RU2024389C1?q=RU2024389C1>. Accessed 1 Sept 2022.
- [9] Päivinen M, Heinimaa T (2009) The usability and ergonomics of axes. *Appl Ergon* 40(4):790–796.
- [10] Gregg JC (2015) Cross axe, US20150352738A1, filed June 9, 2014. <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/054768843/publication/US2015352738A1?q=US20150352738A1>. Accessed 1 Sept 2022.
- [11] Albright BD (2006) Wood splitter with multiple wood splitting wedges on a rotating member. US7108029B2, filed Jun 16, 2004. <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/035479348/publication/US7108029B2?q=US7108029B2>. Accessed 1 Sept 2022.
- [12] Biberger K (2012) Wood splitter. EP2279838B1, filed September 19, 2012. <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/042779181/publication/EP2279838B1?q=EP2279838B1>. Accessed 1 Sept 2022.
- [13] Kováč J, Krilek J, Kučera M, Barčík Š (2014) The impact of design parameters of a horizontal wood splitter on splitting force. *Drvna Industrija: Znanstveni Časopis Za Pitanja Drvne Tehnologije* 65(4):263–271.
- [14] Ober HR (1978) Log splitting apparatus. US4091851A, filed April 15, 1977. <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/025143005/publication/US4091851A?q=US4091851A>. Accessed 1 Sept 2022.
- [15] York FL (1983) Powered wood splitter with multiple work heads, US4403635A., May 19, 1980. <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/022538165/publication/US4403635A?q=US4403635A>. Accessed 1 Sept 2022.
- [16] Wentzell TH (1987) Automated log splitter, US4646800A, July 26, 1985. <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/025055158/publication/US4646800A?q=US4646800A>. Accessed 1 Sept 2022.
- [17] Bolton SD (2006) Hands free wood splitter. US7934525B2, filed May 29, 2009. <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/041087713/publication/US7934525B2?q=US7934525B2>. Accessed 1 Sept 2022.
- [18] Erber G, Stampfer K (2020) Splitting of large logs with an excavator-based cone splitter. *Int J for Eng* 31(2):146–155.
- [19] Bergström D, Di Fulvio F (2014) Evaluation of a novel prototype harvester head in early fuel-wood thinnings. *Int J for Eng* 25(2):156–170.
- [20] Harvánek P, Kováč J, Krilek J, Ťavoda J (2020) Analýza Reznejí Sily V Procese Priechneho Delenia Dreva. In: *TECHNOFORUM 2020 new trends in machinery and technologies for biosystems*, pp 59–66. <https://doi.org/10.15414/2020.9788055221663>.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



[21] Gao Y, Kang F, Kan J, Wang Y, Tong S (2021) Analysis and experiment of cutting mechanical parameters for *Caragana korshinskii* (C.k.) branches. *Forests* 12:1359. <https://doi.org/10.3390/f12101359>.

[22] Gerasimov Y, Seliverstov A, Syunev V (2012) Industrial round-wood damage and operational efficiency losses associated with the maintenance of a single-grip harvester head model: a case study in Russia. *Forests* 3(4):864–880.

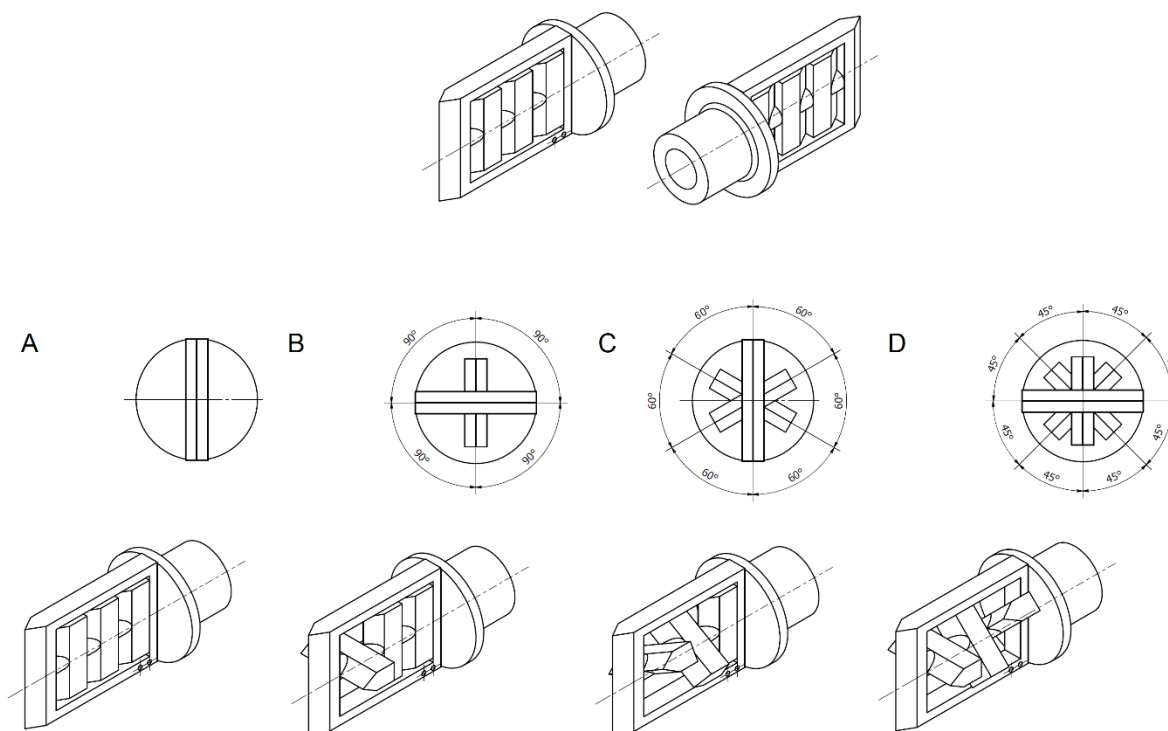
[23] Mederski PS, Bembenek M, Karaszewski Z, Pilarek Z, Łacka A (2018) Investigation of log length accuracy and harvester efficiency in processing of oak trees. *Croatian J for Eng J Theory Appl for Eng* 39(2):173–181.

[24] Melicherčík J, Krilek J, Kováč J, Harvánek P (2021) Influence of knife geometry on selected factors pertaining to the delimiting process. *BioResources* 16(1):1757.

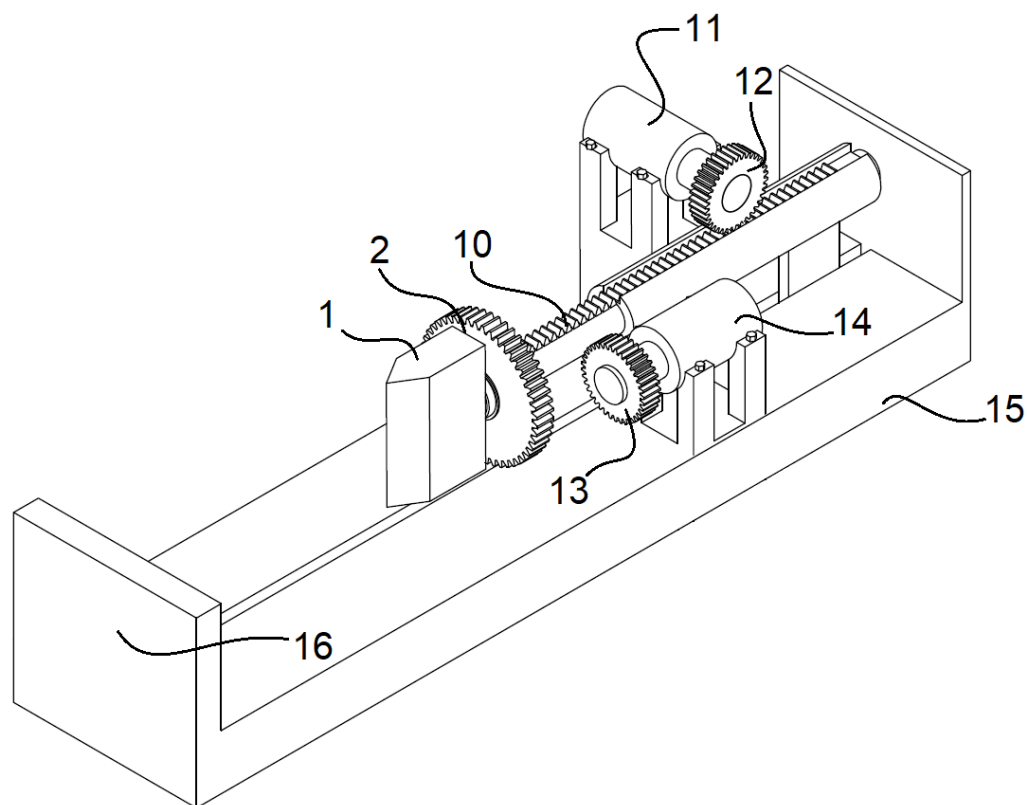
W zakresie maszyn realizujących proces rozszczepiania drewna powstały cztery koncepcje maszyn lub wyposażenia tych maszyn charakteryzujące się redukcją energochłonności procesów rozszczepiania drewna. Projekty tych maszyn i wyposażenia podlegają zgłoszeniom patentowym [Z3, Z4, Z5, Z6] i przeszły pierwszą ocenę stanu techniki, która była pozytywna i wykazała tylko konstrukcje, które nie posiadają szczególnego znaczenia w aspekcie przyznania patentu.

Pierwsza konstrukcja to klin rozszczepiający drewno do łuparki o zmiennej liczbie linii cięcia [Z3]. Ze względu na to, że liczba rozszczepianych przekroi poprzecznych wpływa na siłę niezbędną do rozszczepienia drewna, korzystne jest stosowanie klinów rozszczepiających z możliwością regulacji liczby krawędzi rozszczepiających. Przy zachowaniu tego samego układu napędowego, a różnych gatunków drewna np. twardego lub miękkiego, korzystnym jest zmiana liczby rozłupanych przekroi poprzecznych, co zapewnia rozwiązanie na rys. 3.5.12.13 [Z3].

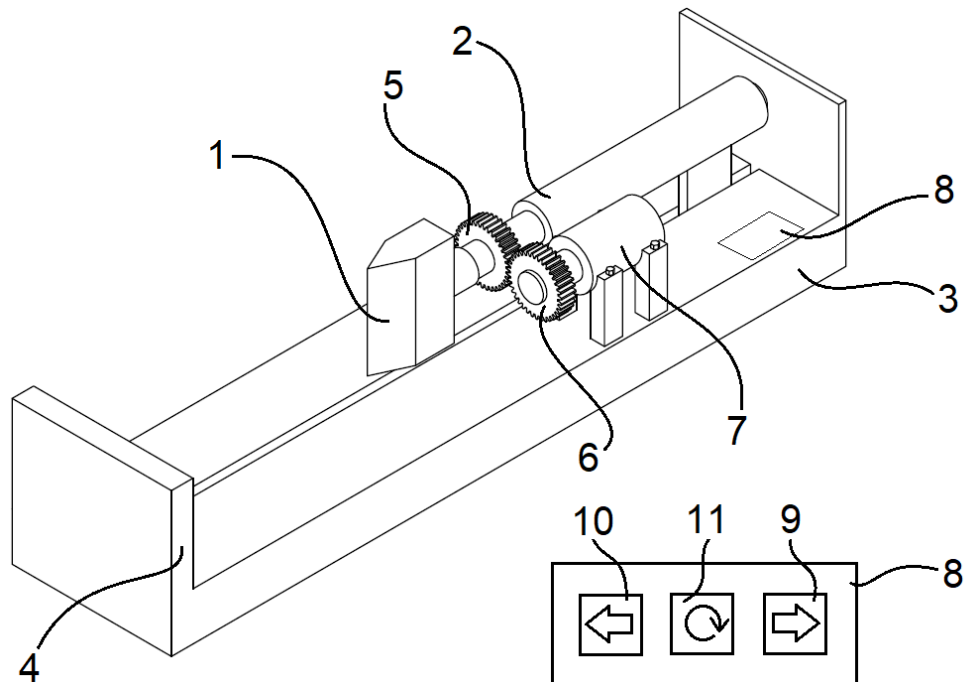
Kolejne trzy rozwiązania dotyczyły obrotowych klinów rozszczepiających drewno do łuparki elektrycznej [Z4] lub łuparek hydraulicznych [Z5 i Z6]. W łuparkach elektrycznych przedmiotem wynalazku jest obrotowy klin rozszczepiający drewno do łuparki elektrycznej, umożliwiający zmianę pozycji klina rozszczepiającego drewno. Odmienne od znanych rozwiązań, zaproponowany według wynalazku obrotowy klin rozszczepiający drewno do łuparki elektrycznej umożliwia rozszczepianie drewna klinem w kilku przekrojach poprzecznych, bez konieczności zmiany klina lub zmiany pozycji rozdrabnianej kłody drewna (rys. 3.5.12.14) [Z4]. W łuparkach hydraulicznych ze względu na konstrukcję tłoczyska klin rozszczepiający może wykonywać ruch obrotowy razem z tłoczyskiem. Przykłady łuparek hydraulicznych z mechanizmem zmiany pozycji tłoczyska przedstawiono na rys. 3.5.12.15 [Z5] i 3.5.12.16 [Z6]. Przedstawione rozwiązania klinów rozszczepiających drewno oraz łuparek do drewna mogą przyczynić się do zwiększenia efektywności procesów rozszczepiania i zmniejszyć energochłonność tych procesów poprzez ograniczenie czasu pracy jałowej związanej ze zmianą pozycji linii rozszczepiania drewna.



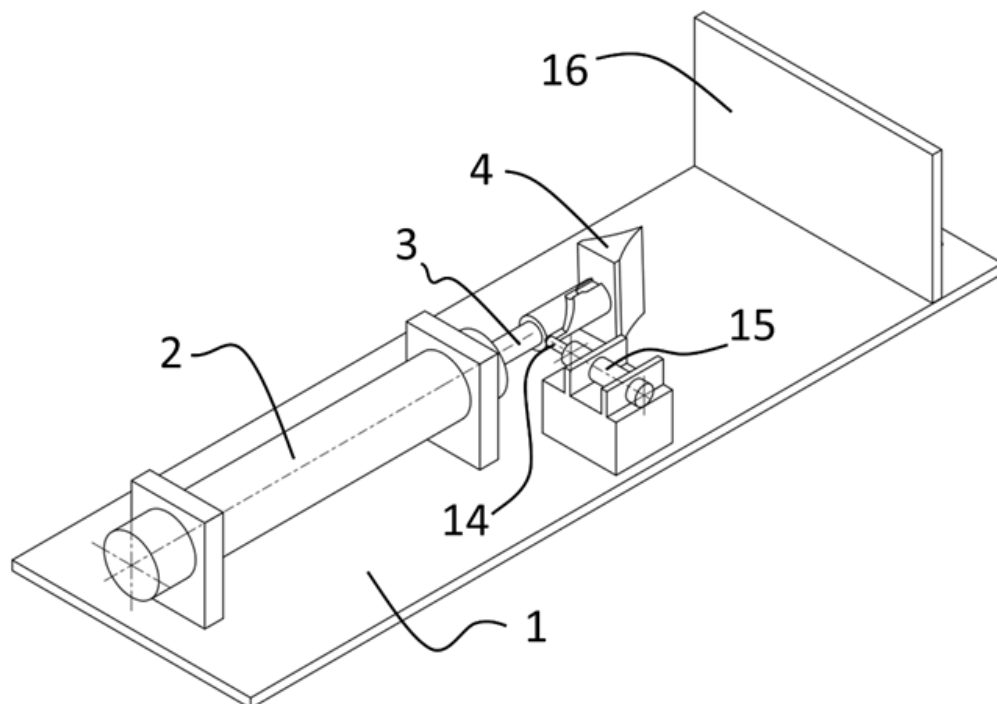
Rys. 3.5.12.13. Klin rozszczepiający drewno do łuparki o zmiennej liczbie linii cięcia [Z3]



Rys. 3.5.12.14. Obrotowy klin rozszczepiający drewno do łuparki elektrycznej [Z4]



Rys. 3.5.12.15. Hydrauliczna łuparka do drewna z mechanizmem obrotu tłoczyska [Z5]



Rys. 3.5.12.16. Hydrauliczna łuparka do drewna z mechanizmem obrotu tłoczyska [Z6]

Opracowane rozwiązania konstrukcyjne przedstawione w zgłoszeniach patentowych [Z3-Z6], mogą przyczynić się do zmniejszenia udziału pracy jałowej podczas procesów redukcji rozmiaru drewna poprzez szybszą zmianę pozycji klina rozszczepiającego względem drewna.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



3.6. Podsumowanie

Zaprezentowane osiągnięcie naukowe dotyczy opracowania nowych metod ograniczających energochłonność maszyn redukujących rozmiar drewna. Uzyskano to dzięki określeniu wzajemnego wpływu trzech głównych czynników.

Pierwszym z nich jest identyfikacja i dostosowanie metody sterownia jednostką napędową do okresowo-zmiennych warunków pracy. Efektywne sterowanie zmianą prędkości obrotowej w zależności od udziału czasu pracy czynnej lub jałowej przyczynia się do zmniejszenia zużycia paliwa. Przeprowadzone badania eksperymentalne wykazały, że zaproponowane autorskie rozwiązania techniczne wpływają na znaczne ograniczenie zużycia paliwa maszyn redukujących rozmiar drewna. Wymaga to zastosowania układów adaptacyjnych aktywujących zmiany stanu pracy jednostki napędowej rębaka walcowego.

Drugim czynnikiem ograniczającym energochłonność rozpatrywanej grupy maszyn są zmiany konstrukcji i sterowania układów zasilania paliwem, uwzględniające typ paliwa oraz większą liczbę sygnałów wpływających na dokładność dostarczania dawki paliwa. Na podstawie badań stwierdzono, że korzystnym jest stosowanie układów zasilania paliwem wyposażonych w elektroniczny wtrysk ze sterowaniem w sprzężeniu zwrotnym. Dzięki połączeniu układu zasilania paliwem z układami adaptacyjnymi osiąga się największe ograniczenie zużycia paliwa zśród znanych rozwiązań konstrukcyjnych dla maszyn redukujących rozmiar drewna z silnikami spalinowymi małej mocy. Ze względu na koszty eksploatacji (koszt paliwa) i emisję szkodliwych związków spalin wskazane jest prowadzenie dalszych prac nad układami zasilania paliwami alternatywnymi (LPG i CNG) z elektronicznym wtryskiem paliwa i układem adaptacyjnym do silników małych mocy przeznaczonych do maszyn niedrogowych.

Trzecim czynnikiem ograniczającym pobór energii w aspekcie zmniejszenia zużycia paliwa jest odpowiedni wybór mechanizmu roboczego charakteryzującego się najmniejszą energochłonnością. Wśród rębaków do drewna stosowanych na terenach zurbanizowanych do rozdrabniania gałęzi najmniejszą energochłonnością charakteryzuje się rębak walcowy. Maszyna wyposażona w taki mechanizm spełnia swoją podstawową funkcję i redukuje rozmiar drewna w najkrótszym czasie. Jest to szczególnie korzystne ze względu na współpracę z adaptacyjnym sterowaniem jednostki napędowej. Taki proces sterowania umożliwia szybkie przejście ze stanu rozdrabniania na pracę jałową i niższe zużycie paliwa dzięki pracy z małą prędkością obrotową.

Współzależność warunków pracy uzyskana przez zastosowanie układów adaptacyjnych z efektywnymi jednostkami napędowymi napędzającymi mechanizmy robocze o niskiej energochłonności jest innowacyjnym podejściem, potwierdzonym przyznaniem ochrony patentowej przez Urząd Patentowy RP na opracowane autorskie układy kontroli napędu maszyn redukujących rozmiar drewna. Metody badawcze i analizy stosowane w badaniach prototypów umożliwiających realizację celu pracy zostały zaakceptowane przez międzynarodową społeczność naukową, co potwierdzają liczne publikacje naukowe. Rozwiązania konstrukcyjne i efekty ich badań zostały również docenione przez wynalazców, racjonalizatorów i przedstawicieli przemysłu na międzynarodowych targach innowacji.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Monotematyczny zbiór artykułów poprzez opracowanie nowej metodyki, nowego podejścia do projektowania maszyn redukujących rozmiar drewna rozszerza wiedzę w zakresie dyscypliny Inżynieria Mechaniczna. Najważniejszym aspektem nowego podejścia jest uwzględnienie udziału czasu pracy jałowej w procesach przetwórczych. W przeciwieństwie do klasycznego podejścia projektowania maszyn dowiedziono, że dobór jednostki napędowej ze względu na moment obrotowy, prędkość obrotową i moc jest nie wystarczający. Przedstawione publikacje wykazały, że uwzględnienie zmienności warunków pracy przyczynia się do znaczącego zmniejszenia zużycia energii i może skutkować redukcją emisji wybranych zanieczyszczeń powietrza i kosztów eksploatacji. W prezentowanych pracach skupiono się na właściwym doborze opracowanych metod redukujących energochłonność maszyn podczas pracy jałowej.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



4. Współpraca zagraniczna z jednostkami naukowymi

• Litwa

Jonas Matijošius PhD: Department of Automobile Engineering, Faculty of Transport Engineering, Vilnius Gediminas Technical University, Wilno, Litwa.

Turla Vytautas PhD: Department of Mechatronics, Robotics and Digital Manufacturing, Faculty of Mechanics, Vilnius Gediminas Technical University, Wilno, Litwa.

Rodzaj współpracy: staż i publikacje:

Staż naukowy na Faculty of Transport Engineering	Faculty of Transport Engineering, Vilnius Gediminas Technical University	Staż 40h (1 tydzień)	06-10.06.2022 Wilno, Litwa
--	--	----------------------	-------------------------------

1. Efficiency and Slippage in Draw Gears with Flat Belts Piotr Krawiec, **Łukasz Warguła**, Konrad Jan Waluś, Elżbieta Gawronska, Zuzana Ságová, **Jonas Matijošius**, Energies - 2022, vol. 15, iss. 23, s. 9184-1-9184-11
2. Development trends in belt transmissions with V-belt Piotr Krawiec, **Łukasz Warguła**, Grzegorz Domek, **Jonas Matijošius** MATEC Web of Conferences - 2022, vol. 357, s. 01003-1-01003-12
3. **Nikonova Tatyana.**, Gierz Łukasz., **Berg Alexandra**, Turla Vytautas, **Warguła Łukasz**, **Yurchenko Vassiliy**, **Abdugaliyeva Gulnur**, **Zhunuspekov Darkhan**, Wieczorek, B., Robakowska, M., **Essim Dandybaev**, Comparative Analysis of Strength Fatigue Properties and Abrasive Wear Resistance for a New Composition of Polymer Concrete Coated with Metal Alloy Powders. Coatings 2023, 13, 586.

• Kazachstan

Zhrkevich Olga, PhD: Department of Technological Equipment Mechanical Engineering and Standardization, Faculty Mechanical Engineering, Karaganda Technical University, Karaganda, Kazachstan

Yurchenko Vassiliy PhD: Department of Technological Equipment Mechanical Engineering and Standardization, Faculty Mechanical Engineering, Karaganda Technical University, Karaganda, Kazachstan

Kukesheva Aliya PhD student: Department of transport equipment and logistic systems, Faculty Transport and Road, Karaganda Technical University, Karaganda, Kazachstan

Nikonova Tatyana PhD: Department of Technological Equipment Mechanical Engineering and Standardization, Faculty Mechanical Engineering, Karaganda Technical University, Karaganda, Kazachstan

Berg Alexandra PhD: Department of Technological Equipment Mechanical Engineering and Standardization, Faculty Mechanical Engineering, Karaganda Technical University, Karaganda, Kazachstan

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Abdugaliyeva Gulnur PhD: Department of Technological Equipment Mechanical Engineering and Standardization, Faculty Mechanical Engineering, Karaganda Technical University, Karaganda, Kazakhstan

Zhunospekov Darkhan PhD: Department of Technological Equipment Mechanical Engineering and Standardization, Faculty Mechanical Engineering, Karaganda Technical University, Karaganda, Kazakhstan

Dandibayev Yessim PhD: Department of Technological Equipment Mechanical Engineering and Standardization, Faculty Mechanical Engineering, Karaganda Technical University, Karaganda, Kazakhstan

Rodzaj współpracy: staż i publikacje:

Stażu dydaktycznego na stanowisku nauczyciela akademickiego (Finansowane z środków Ministerstwa Nauki Republiki Kazachstanu)	Department of Technological Equipment Mechanical Engineering and Standardization, and Department of Transport Equipment and Logistics Systems, Karaganda Technical University, Nursultan Nazarbayev Avenue 56, 100027 Karaganda, Kazakhstan	Staż 72 h (1 miesiąc)	15.09.2021 – 15.10.2021 Karaganda, Kazakhstan
---	---	--------------------------	--

1. Analysis of the usability of rolling resistance measurement methods to study the mechanisms of some wheelchairs / **Łukasz Warguła**, Mateusz Kukła, **Vassiliy Yurchenko**, **Aliya Kukesheva**, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering - 2021, vol. 1199, s. 012063-1-012063-12
2. **Warguła Łukasz.**, **Zharkevich Olga.**, Wiczorek B.: Układ sterowania prędkością obrotową napędu rębaka do drewna z silnikiem spalinowym. Zgłoszenie patentowe w Urzędzie Patentowym RP, nr. P.441715, 12.07.2022
3. **Nikonova Tatyana.**, Gierz Łukasz., **Berg Alexandra**, Turla Vytautas, **Warguła Łukasz**, **Yurchenko Vassiliy**, **Abdugaliyeva Gulnur**, **Zhunospekov Darkhan**, Wiczorek, B., Robakowska, M., **Essim Dandybaev**, Comparative Analysis of Strength Fatigue Properties and Abrasive Wear Resistance for a New Composition of Polymer Concrete Coated with Metal Alloy Powders. Coatings 2023, 13, 586.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



• Słowacja

prof. Ing. **Ondrušová Darina** PhD: Alexander Dubček University of Trenčín. Faculty of Industrial Technologies in Púchov. Department of Materials Technologies and Environment, Puchov, Słowacja

prof. RNDr. **Marianna Pajtašová**, PhD: Alexander Dubček University of Trenčín. Faculty of Industrial Technologies in Púchov. Department of Materials Technologies and Environment, Puchov, Słowacja

Ing. **Zuzana Ságová**, PhD: Department of Automation and Production Systems, Faculty of Mechanical Engineering, University of Žilina, Žilina, Słowacja

Rodzaj współpracy: staż i publikacje:

Stażu dydaktycznego na stanowisku nauczyciela akademickiego (Program ERASMUS +, KA 103 2019)	Faculty of Industrial Technologies in Puchov, Alexander Dubček University of Trenčín, Słowacja	Staż 8h (1 tydzień)	21-25.02.2022 Puchov, Słowacja
--	--	---------------------	--------------------------------

1. Evaluation of chemical compound emissions during thermal decomposition and combustion of V-belts / Piotr Krawiec, **Łukasz Warguła**, Anna Dziechciarz, Daniel Małozieć, **Darina Ondrušová**, Przemysł Chemiczny - 2020, t. 99, nr 1, s. 92-98
2. Testing functional features of V-belt transmissions / Piotr Krawiec, **Mariana Pajtašová**, Meler Florian, **Łukasz Warguła**, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering - 2020, vol. 776, s. 012026-1-012026-7
3. Efficiency and Slippage in Draw Gears with Flat Belts Piotr Krawiec, **Łukasz Warguła**, Konrad Jan Waluś, Elżbieta Gawronska, **Zuzana Ságová**, Jonas Matijošius, Energies - 2022, vol. 15, iss. 23, s. 9184-1-9184-11

• Mołdawia

PhD. Eng. **Marin Gutu**: Technical University of Moldova, Kiszyniów, Mołdawia

Rodzaj współpracy: staż i publikacje:

Stażu dydaktycznego na stanowisku nauczyciela akademickiego (Program CEEPUS)	Department of Microelectronics and Biomedical and Engineering, Technical University of Moldova, Mołdawia	Staż 24h (1 tydzień)	08.11. - 05.12.2021 Kyszyniów, Mołdawia
--	--	----------------------	---

1. Tests and Analysis of the Temperature Distribution of a Flat Belt / Piotr Krawiec, Leszek Różański, **Łukasz Warguła**, Grzegorz Domek, **Martin Gutu**, Alexey Gavrilin // Material and Mechanical Engineering Technology - 2021, vol. 3, no. 4, s. 3-9



- **Rosja (zakończona wraz z wybuchem wojny na Ukrainie)**

prof. **Sergey A. Bykadorov** PhD: Siberian State University of Railway Transport, Department of System Analysis and Project Management, Novosibirsk, Rosja

prof. **Alexey Gavrilin** PhD: Tomsk Polytechnic University. Department of Mechanical Engineering, Tomsk, Rosja

Rodzaj współpracy: publikacje:

1. The concept of a wood chopping machine with a mechanical overload system ensuring continuity of work / **Łukasz Warguła**, Szymon Rosiak, Łukasz Gierz, **Alexey Gavrilin**, **Sergey A. Bykadorov**, Material and Mechanical Engineering Technology - 2021, vol. 3, no. 3, s. 21-26
2. Tests and Analysis of the Temperature Distribution of a Flat Belt / Piotr Krawiec, Leszek Różański, **Łukasz Warguła**, Grzegorz Domek, Martin Gutu, **Alexey Gavrilin**, Material and Mechanical Engineering Technology - 2021, vol. 3, no. 4, s. 3-9

- **Bułgaria**

PhD. Eng. **Grigor Stambolov** associate professor of the Faculty of Machine Technology, Department of Manufacturing Technology of the Technical University of Sofia, Bułgaria

PhD. Eng. **Boris Kostov** associate professor of the Department of Thermotechnics, Hydro- and Pneumotechnics of the Angel Kanchev University of Rousse, Bułgaria

Rodzaj współpracy: staż i publikacja:

Stażu dydaktycznego na stanowisku nauczyciela akademickiego (Program CEEPUS)	Faculty of Machine Technology, Department of Manufacturing Technology of the Technical University of Sofia, Bułgaria	Staż 24h (1 miesiąc)	09.01.2023 – 09.02.2013 Sofia, Bułgaria
--	--	----------------------	--

1. A Prototype of a Multi-speed Gear Hub for Manual Wheelchairs - a Preliminary Analysis of the Dynamics of the Wheelchair's Motion and the Biomechanics of the Human Body / Bartosz Wiczorek, Łukasz Warguła, **Boris Kostov**, **Grigor Stambolov**, Material and Mechanical Engineering Technology - 2022, vol. 4, no. 4, s. 19-27

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



5. Współpraca krajowa z jednostkami naukowymi

Centrum Naukowo-Badawcze Ochrony Przeciwpozarowej im. Józefa Tuliszkowskiego – Państwowy Instytut Badawczy w Józefowie

st. bryg. dr inż. Paweł Janik

st. bryg. mgr inż. Daniel Małozieć

mgr inż. Piotr Kaczmarzyk

mgr inż. Anna Dziechciarz

mgr inż. Piotr Lesiak

Rodzaj współpracy: staże i publikacje:

1. Legal Regulations of Restrictions of Air Pollution Made by Mobile Positive Pressure Fans—The Case Study for Europe: A Review / **Łukasz Warguła, Piotr Kaczmarzyk** // *Energies* - 2022, vol. 15, iss. 20, s. 7672-1-7672-11
2. The Toxicological Testing and Thermal Decomposition of Drive and Transport Belts Made of Thermoplastic Multilayer Polymer Materials / Piotr Krawiec, **Łukasz Warguła, Daniel Małozieć, Piotr Kaczmarzyk, Anna Dziechciarz**, Dorota Czarnecka-Komorowska // *Polymers* - 2020, vol. 12, iss. 10, s. 2232-1-2232-20
3. Chemical compounds released by combustion of polymer composites flat belts / Piotr Krawiec, **Łukasz Warguła**, Dorota Czarnecka-Komorowska, **Paweł Janik, Anna Dziechciarz, Piotr Kaczmarzyk** // *Scientific Reports* - 2021, vol. 11, s. 8269-1-8269-10
4. Evaluation of chemical compound emissions during thermal decomposition and combustion of V-belts / Piotr Krawiec, **Łukasz Warguła, Anna Dziechciarz, Daniel Małozieć**, Darina Ondrušová // *Przemysł Chemiczny* - 2020, t. 99, nr 1, s. 92-98
5. Comparative Analysis of Tests under Real Conditions and CFD Model for Selected Operation Parameters of a Mobile Fan Used by Fire Protection Units / **Piotr Kaczmarzyk, Daniel Małozieć, Łukasz Warguła**, Piotr Krawiec // *MATEC Web of Conferences* - 2022, vol. 357, s. 02011-1-02011-12
6. Comparison of the Degree of Flammability of Upholstery Selected Models of Cars / **Piotr Kaczmarzyk, Daniel Małozieć, Łukasz Warguła**, Konrad Jan Waluś (WIM) // *W: Transport Means 2020 : Proceedings of the 24rd International Scientific Conference, 30.09-2.10.2020, Kaunas, Lithuania: Kaunas University of Technology, 2020* - s. 102-106
7. Badania palności materiałów stosowanych wewnątrz pojazdów samochodowych / **Piotr Kaczmarzyk, Piotr Lesiak, Łukasz Warguła**, Konrad Jan Waluś // *Autobusy : technika, eksploatacja, systemy transportowe* - 2019, nr 1-2, s. 74-78
8. The assessment of fire risk of non-road mobile wood chopping machines / **Łukasz Warguła, Piotr Kaczmarzyk, Anna Dziechciarz** // *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering* - 2019, vol. 64, no. 1, s. 58-64

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Institut Konstrukcji Maszyn



Staż:

1.	Szkolenie i zapoznanie w sposób szczegółowy z zagadnieniami działalności Zespół Laboratoriów Procesów Spalania i Wybuchowości CNBOP-PIB	Staż 40h (1 tydzień)	Józefów 25.07-31. 07.2018
2.	Staż naukowy – doskonalenie szkolenia zawodowego poprzez pogłębianie i poszerzanie wiedzy zawodowej z zakresu badań naukowych dotyczących ochrony przeciwpożarowej	Staż 40h (1 tydzień)	Józefów 04-08. 07.2022

Uniwersytet Kazimierza Wielkiego w Bydgoszczy

dr hab. Inż. Grzegorz Jan Domek prof. UKW

1. Development trends in belt transmissions with V-belt / Piotr Krawiec, **Łukasz Warguła**, **Grzegorz Domek**, Jonas Matijošius // MATEC Web of Conferences - 2022, vol. 357, s. 01003-1-01003-12
2. Tests and Analysis of the Temperature Distribution of a Flat Belt / Piotr Krawiec, Leszek Różański, **Łukasz Warguła**, **Grzegorz Domek**, Martin Gutu, Alexey Gavrilin // Material and Mechanical Engineering Technology - 2021, vol. 3, no. 4, s. 3-9

Politechnika Częstochowska

dr hab. inż. Elżbieta Gawrońska prof. PCz

1. Efficiency and Slippage in Draw Gears with Flat Belts / Piotr Krawiec, **Łukasz Warguła**, Konrad Jan Waluś, **Elżbieta Gawronska**, Zuzana Ságová, Jonas Matijošius // Energies - 2022, vol. 15, iss. 23, s. 9184-1-9184-11

Uniwersytet Przyrodniczy w Poznaniu

dr hab. inż. Krzysztof Koszela

1. Computer Aided Modeling of Wood Chips Transport by Means of a Belt Conveyor with Use of Discrete Element Method / Łukasz Gierz, **Łukasz Warguła**, Mateusz Kukla, **Krzysztof Koszela**, Tomasz Zwiachel // Applied Sciences - 2020, vol. 10, no. 24, s. 1-18

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



6. Działalność dydaktyczna

Prowadzone zajęcia dydaktyczne na Politechnice Poznańskiej:

- **Geometria i grafika inżynierska**, wykład i laboratoria – kierunki: Elektrotechnika – Wydział Elektryczny oraz na kierunku Energetyka – Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki oraz Wydział Automatyki Robotyki i Elektrotechniki
- **Grafika inżynierska z geometrią wykreślną**, projekty – kierunek: Mechatronika, Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania oraz Wydział Inżynierii Mechanicznej
- **Rysunek techniczny z elementami geometrii wykreślnej**, projekt i ćwiczenia – kierunek: Mechanika i Budowa Maszyn oraz Konstrukcja i Eksploatacja Środków Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu,
- **Rysunek techniczny (CAD)**, projekt i ćwiczenia – kierunek: Transport oraz Lotnictwo i Kosmonautyka – Wydział Maszyn Roboczych i Transportu,
- **Podstawy konstrukcji maszyn**, wykłady, laboratoria, projekt i ćwiczenia – kierunki Mechanika i Budowa Maszyn oraz Lotnictwo i Kosmonautyka, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu oraz kierunek: Edukacja Techniczno Informacyjna, Wydział Inżynierii Materiałowej i Fizyki Technicznej
- **Grafika komputerowa**, laboratoria – kierunek: Mechanika i Budowa Maszyn, Lotnictwo i kosmonautyka oraz Konstrukcja i Eksploatacja Środków Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu,
- **Podstawy konstrukcji maszyn i CAD**, projekt – kierunek: Logistyka, Wydział Inżynierii Zarządzania,
- **Podstawy konstrukcji mechanicznych** – projekt – kierunek: Automatyka i Robotyka, Wydział Informatyki,
- **Podstawy konstrukcji urządzeń precyzyjnych** – projekt – kierunek: Mechatronika, Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania,
- **Podstawy grafiki inżynierskiej**, ćwiczenia – kierunek: Mechanika i Budowa Maszyn – Wydział Inżynierii Mechanicznej,
- **Grafika inżynierska**, laboratoria – kierunek: Fizyka Techniczna – Wydział Inżynierii Materiałowej i Fizyki Technicznej,

Promotorstwo prac dyplomowych na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania (zmian nazwy Wydział Inżynierii Mechanicznej) oraz Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu (zmiana nazwy na Wydział Inżynierii Transportu, kolejna zmiana nazwy Wydział Inżynierii Lądowej i Transportu) Politechniki Poznańskiej.

- Promotor prace inżynierskie: 13
- Promotor prace magisterskie: 6
- Recenzent prac inżynierskich: 26
- Recenzent prac magisterkich: 1

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Promotor prac dyplomowych zakończonych publikacją, patentem lub zgłoszeniem patentowym:

- Jakub Wojciech Szewczyk – praca inżynierska
 - Patent w Urzędzie Patentowym RP nr PL241613 – Urządzenie do oczyszczania pasa brzegowego i przybrzeżnego w szczególności z alg. Autorzy: **Szewczyk J., Warguła Ł.**
 - Publikacja naukowa za 100 pkt, IF: 3.103. **Warguła, Ł.**; Wieczorek, B.; Kukła, M.; Krawiec, P.; **Szewczyk, J.W.** The Problem of Removing Seaweed from the Beaches: Review of Methods and Machines. *Water* 2021, 13, 736.
- Szymon Rosiak – praca magisterska
 - Patent w Urzędzie Patentowym RP nr PL241362 – Rębak walcowy do drewna z układem przeciążeniowym. Autorzy: **Warguła Ł., Rosiak S.**,
 - Publikacja naukowa za 5 pkt. **Warguła, Ł., Rosiak, S.**, Gierz, Ł., Gavrilin, A., Bykadorov, S.A. The concept of a wood chopping machine with a mechanical overload system ensuring continuity of work. *Material and Mechanical Engineering Technology* 2021, 3(3), 21-26.
- Aleksander Głuchowski – praca inżynierska
 - Zgłoszenie patentowe P441716 – 12.07.2022 – Starter do mobilnych maszyn roboczych uruchamianych ręcznie. Autorzy: **Warguła Ł., Głuchowski A.**
- Tomasz Majewski – praca magisterska
 - Zgłoszenie patentowe P.444037 – 10.03.2023 – Maszyna rozdrabniająca do drewna z wielonożowym mechanizmem tnącym. Autorzy: **Warguła Ł., Majewski T., Kukła M., Wieczorek B.**
- Dominik Matusiak i Artur Nowak – praca inżynierska
 - Zgłoszenie patentowe P.444038 – 10.03.2023 – Maszyna redukująca rozmiar drewna. Autorzy: **Warguła Ł., Matusiak D., Nowak A., Wieczorek B.**
- Konarski Krzysztof – praca inżynierska
 - Zgłoszenie patentowe P.444039 – 10.03.2023 – Rębak walcowy z przekładnią pasową. Autorzy: **Warguła Ł., Wieczorek B., Konarski K**

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Publikacją, patentem lub zgłoszeniem patentowym ze studentami I, II i III stopnia oraz uczniami szkół średnich:

- Agnieszka Marciniak – studentka Politechniki Poznańskiej
 - Zgłoszenie patentowe P.440187 – 20.01.2022 – Sposób i system sterowania wózkiem inwalidzkim za pomocą potencjałów bioelektrycznych mięśni, Autorzy: B. Wieczorek, **Ł. Warguła, A.B Marciniak**.
 - Publikacja naukowa za 70 pkt., IF: 2,713. **Ł. Warguła, A. Marciniak** The Symmetry of the Muscle Tension Signal in the Upper Limbs When Propelling a Wheelchair and Innovative Control Systems for Propulsion System Gear Ratio or Propulsion Torque: A Pilot Study. *Symmetry* 2022, 14(5), 1-12
- Piotr Kaczmarzyk – student, później doktorant wdrożeniowy Politechniki Poznańskiej zatrudniony w Centrum Naukowo Badawczym Ochrony Przeciwpożarowej im. Józefa Tuliszkowskiego – Państwowy Instytut Badawczy w Józefowie
 - Publikacja naukowa 140 pkt. IF:3.252 Legal Regulations of Restrictions of Air Pollution Made by Mobile Positive Pressure Fans—The Case Study for Europe: A Review. **Ł. Warguła, P. Kaczmarzyk**, *Energies* - 2022, vol. 15, iss. 20, s. 7672-1-7672-11
 - Publikacja naukowa 140 pkt. IF:3.004 – **P. Kaczmarzyk, Ł. Warguła**, P. Janik, P. Krawiec, Influence of Measurement Methodologies for the Volumetric Air Flow Rate of Mobile Positive Pressure Fans on Drive Unit Performance, *Energies* - 2022, vol. 15, iss. 11, s. 3953-1-3953-12
 - Publikacja naukowa 5 pkt. – **P. Kaczmarzyk**, D. Małozieć, **Ł. Warguła**, P. Krawiec, Comparative Analysis of Tests under Real Conditions and CFD Model for Selected Operation Parameters of a Mobile Fan Used by Fire Protection Units, *MATEC Web of Conferences* - 2022, vol. 357, s. 02011-1-02011-12
 - Publikacja naukowa 140 pkt. IF: 4,380 P. Krawiec, **Ł. Warguła**, D. Czarnecka-Komorowska, P. Janik, A. Dziechciarz, **P. Kaczmarzyk** Chemical compounds released by combustion of polymer composites flat belts // *Scientific Reports* - 2021, vol. 11, s. 8269-1-8269-10
 - Publikacja naukowa 5 pkt. **P. Kaczmarzyk**, D. Małozieć, **Ł. Warguła**, K.J. Waluś Comparison of the Degree of Flammability of Upholstery Selected Models of Cars // *W: Transport Means 2020 : Proceedings of the 24rd International Scientific Conference, 30.09-2.10.2020, Kaunas, Lithuania: Kaunas University of Technology, 2020* - s. 102-106
 - Publikacja naukowa 20 pkt. **Ł. Warguła**, P. Krawiec, M. Kukła, B. Wieczorek, **P. Kaczmarzyk**. Innovations in chainsaws utilised as mechanical rescue devices // *Safety & Fire Technology* - 2020, vol. 55, no. 1, s. 142-153
 - Publikacja naukowa 100 pkt. IF: 4.329, P. Krawiec, **Ł. Warguła**, D. Małozieć, **P. Kaczmarzyk**, A. Dziechciarz, D. Czarnecka-Komorowska, The Toxicological Testing and Thermal Decomposition of Drive and Transport Belts Made of Thermoplastic Multilayer Polymer Materials // *Polymers* - 2020, vol. 12, iss. 10, s. 2232-1-2232-20
 - Publikacja naukowa 5 pkt. **P. Kaczmarzyk**, P. Lesiak, **Ł. Warguła**, K.J. Waluś, Badania palności materiałów stosowanych wewnątrz pojazdów samochodowych // *Autobusy : technika, eksploatacja, systemy transportowe* - 2019, nr 1-2, s. 74-78

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



- Publikacja naukowa 14B pkt. **Ł. Warguła, P. Kaczmarzyk, A. Dziechciarz**, The assessment of fire risk of non-road mobile wood chopping machines // Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering - 2019, vol. 64, no. 1, s. 58-64
- Publikacja naukowa 6B pkt. **P. Kaczmarzyk, D. Małozieć, Ł. Warguła**, Research on electrical wiring used in the construction of working machines and vehicles in the aspect of fire protection // Journal of Mechanical and Transport Engineering - 2018, vol. 70, no. 3, s. 13-24
- Roksana Mayer – uczennica szkoły średniej – Zespół Szkół Handlowych im Bohaterów Poznańskiego Czerwca '56 w Poznaniu
 - Publikacja naukowa 5 pkt. **R. Mayer, Ł. Warguła**, The Impact of Engineering and Technical Achievements on the Formation of National Symbols of the States of the Modern World - on the Translation of the Review of State Coats of Arms, Material and Mechanical Engineering Technology - 2022, vol. 2, no. 2, s. 8-14
- Aliya Kukeshewa – doktorantka Karaganda Technical University, Karaganda, Kazachstan
 - Publikacja naukowa 5 pkt. **Ł. Warguła, M. Kukla, V. Yurchenko, A. Kukeshewa**, Analysis of the usability of rolling resistance measurement methods to study the mechanisms of some wheelchairs / IOP Conference Series: Materials Science and Engineering - 2021, vol. 1199, s. 012063-1-012063-12
- Aleksandra Biszczanik – doktorantka Politechniki Poznańskiej
 - Publikacja naukowa 70 pkt. IF:1,139 M. Kukla, **Ł. Warguła, A. Biszczanik**, Determining the Coefficient of Friction of Wood-Based Materials for Furniture Panels in the Aspect of Modelling Their Shredding Process // Wood Research - 2021, vol. 66, no. 5, s. 789-805
- Tomasz Zwiachel – student Politechniki Poznańskiej
 - Publikacja naukowa 70 pkt. IF 2,679, Ł. Gierz, **Ł. Warguła, M. Kukla, K. Koszela, T. Zwiachel**, Computer Aided Modeling of Wood Chips Transport by Means of a Belt Conveyor with Use of Discrete Element Method // Applied Sciences - 2020, vol. 10, no. 24, s. 1-18
- Filip Markiewicz – doktornat Politechniki Poznańskiej
 - Publikacja naukowa 140 pkt. IF: 3.004 **Ł. Warguła, M. Kukla, P. Lijewski, M. Dobrzyński, F. Markiewicz**, Impact of Compressed Natural Gas (CNG) Fuel Systems in Small Engine Wood Chippers on Exhaust Emissions and Fuel Consumption // Energies - 2020, vol. 13, no. 24, s. 6709-1-6709-21
 - Publikacja naukowa 140 pkt. IF: 3.004 **Ł. Warguła, M. Kukla, P. Lijewski, M. Dobrzyński, F. Markiewicz**, Influence of Innovative Woodchipper Speed Control Systems on Exhaust Gas Emissions and Fuel Consumption in Urban Areas // Energies - 2020, vol. 13, no. 13, s. 3330-1-3330-22
 - Publikacja naukowa 140 pkt. IF: 3.004 **Ł. Warguła, M. Kukla, P. Lijewski, M. Dobrzyński, F. Markiewicz**, Influence of the Use of Liquefied Petroleum Gas (LPG) Systems in Woodchippers Powered by Small Engines on Exhaust Emissions and Operating Costs // Energies - 2020, vol. 13, no. 21, s. 5773-1-5773-17

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



- Jakub Polasik – doktornat Politechniki Poznańskiej
 - Publikacja naukowa 5 pkt. K.J. Waluś, **J. Polasik**, J. Mielniczuk, **Ł. Warguła**, Experimental tests of vehicle body accelerations at selected road and rail crossings // MATEC Web of Conferences - 2019, vol. 254, s. 04002-1-04002-7
 - Publikacja naukowa 5 pkt. **Ł. Warguła**, P. Krawiec, K.J. Waluś, **J. Polasik**, Electronic control in injection-ignition systems in propulsion of non-road mobile machinery // Journal of Mechanical and Transport Engineering - 2018, vol. 70, no. 1, s. 61-78
 - Publikacja 15 pkt. **Ł. Warguła**, K.J. Waluś, P. Krawiec, **J. Polasik**, Analysis of the influence of disturbance of vacuum stream signal on steering process of the spark-ignition combustion engine // Procedia Engineering - 2017, vol. 177, s. 399-404
 - Publikacja 15 pkt. **J. Polasik**, K.J. Waluś, **Ł. Warguła**, Experimental studies of the size contact area of a summer tire as a function of pressure and the load // Procedia Engineering - 2017, vol. 177, s. 347-351

- Bartłomiej Pałasz – student Politechniki Poznańskiej
 - Publikacja naukowa 5 pkt. **B. Pałasz**, K.J. Waluś, **Ł. Warguła**, The determination of the rolling resistance coefficient of a passenger vehicle with the use of roller test bench method // MATEC Web of Conferences - 2019, vol. 254, s. 04007-1-04007-7
 - Publikacja naukowa 5 pkt. **B. Pałasz**, K.J. Waluś, **Ł. Warguła**, The determination of the rolling resistance coefficient of a passenger vehicle with the use of selected road tests methods // MATEC Web of Conferences - 2019, vol. 254, s. 04006-1-04006-11

- Klaudia Wiesner – studentka Politechniki Poznańskiej
 - Publikacja naukowa 5 pkt. B. Wiczorek, M. Kukla, **Ł. Warguła**, K.J. Waluś, **K. Wiesner**, Smart materials activation analysis on example of nickel and titanium alloys // MATEC Web of Conferences - 2018, vol. 157, s. 07015-1-07015-7

- Piotr Sawicki - student Politechniki Poznańskiej
 - Publikacja naukowa 5 pkt. **P. Sawicki**, K.J. Waluś, **Ł. Warguła**, The comparative analysis of the rolling resistance coefficients depending on the type of surface – experimental research // W: Transport Means 2018 : Proceedings of the 22nd International Scientific Conference, October 03-05, 2018, Trakai, Lithuania. Part 1 - Kaunas, Lithuania : Kaunas University of Technology, 2018 - s. 434-441

- Bartosz Woźniak - student Politechniki Poznańskiej
 - Publikacja naukowa 7B pkt. **B. Woźnicki**, B. Wiczorek, **Ł. Warguła**, K.J. Waluś, Projekt stabilizatora o regulowanej sztywności zastosowanych w pojeździe klasy Formula Student- analiza MES /) // Autobusy : technika, eksploatacja, systemy transportowe - 2017, nr 12, s. 1419-1424

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



Przygotowanie rozdziałów monografii wieloautorskiej o charakterze dydaktycznym dla przedmiotów na specjalności Inżynieria Biomedyczna. Research on the biomechanics of manual wheelchair drive for innovative manual and hybrid drives / red. Bartosz Wieczorek - Radom, Polska : Publishing House Kazimierz Pulaski University of Technology and Humanities in Radom, 2019

Prowadzenie zajęć dydaktycznych w międzynarodowych jednostkach naukowo-dydaktycznych:

- 72 h – Karaganda Technical University, Karaganda, Kazachstan.
- 24h – Technical University of Moldova, Kyszyniów, Mołdawia.
- 8h – Alexander Dubček University of Trenčín, Puchov, Słowacja.
- 24h – Technical University of Sofia, Sofia, Bułgaria.

Udział w programie Noc Naukowców od 2016 roku.

Pomoc w organizacji lub udział w studenckich seminariach naukowych np.:

- Projektowanie Mechatroniczne, (organizator: Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Poznańska)
- Międzyuczelniane Seminarium Kół Naukowych i Studiów Doktoranckich „Inżynieria Wytwarzania”, (organizator: Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Kaliszu)
- Studencka Sesja Naukowa, (organizator: Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska)

Działania na rzecz infrastruktury dydaktycznej: regeneracja modelu dydaktycznych.

Przygotowanie przedmiotów obieralnych: mechatronika w jednostkach napędowych, mobilne maszyny robocze, tendencje w rozwoju i diagnostyce maszyn mobilnych.

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn



7. Działalność organizacyjna

Koordynator pomocniczy do spraw bazy POL-on i PBN od 2016 do 2019. Współorganizator wycieczek dla specjalności Mechatronika do zakładów produkcyjnych Volkswagen Poznań. Członek Centralnego Uczelnianego Zespołu Rekrutacyjnego Politechniki Poznańskiej od 2017 do 2019 roku. Obserwator przebiegu egzaminu potwierdzającego kwalifikacje w zawodzie w roku 2019: część pisemna, część praktyczna – w Okręgowej Komisji Egzaminacyjnej.

Członek Stowarzyszenia Polskich Racjonalizatorów i Wynalazców od 2019.

Komitet naukowy konferencji pt. „Fałszywe alarmy generowane przez systemy sygnalizacji pożarowej”. Organizator Centrum Naukowo-Badawcze Ochrony Przeciwożarowej im. Józefa Tuliszkowskiego, Państwowy Instytut Badawczy, 21 września 2022, Józefów, Polska.

Komitet organizacyjny konferencji:

- The 23rd International Polish-Slovak Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations MMS 2018, Rydzyna 4-7.09.2018
- The 27th International Polish – Slovak Conference on Machine Modelling and Simulations 2022, Rydzyna 5-8.09.2022

Edytor w czasopismach naukowych i studenckich:

- Proceedings of the University - <http://tu.kstu.kz>.
- Symmetry MDPI – editor numeru specjalnego.

Recenzent prac naukowych w czasopismach, rozdziałach monografii, materiałach konferencyjnych np. Monografia „Inżynieria Wytwarzania”, czasopisma naukowe: Pakistan Journal of Scientific and Industrial Research, Croatian Journal of Forest Engineering, Applied Sciences, Sustainability, Shock and Vibration, Environmental Science and Pollution Research, Atmosphere, Energies, Sensors, Processes, Johanson Matthey Technology Review, Fuel Processing Technology, Algal Research, Forests, Plants, AIP Conference, MANUFACTURING - International Scientific-Technical Conference 16-19.05.2020 Poznań, Poland.

Autoreferat*dr inż. Łukasz Warguła**Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,**Institut Konstrukcji Maszyn*

Kierownik projektów naukowych (SBAD – projekty w ramach działalności statutowej Politechniki Poznańskiej, SIGR – Interdyscyplinarny Grant Rektorski, przyznawany przez Rektora Politechniki Poznańskiej)

Lp.	Numer projektu na PP	Tytuł projektu	Termin realizacji	Imię i nazwisko kierownika projektu
1.	05/53/SBAD/0104	Badania procesów dynamicznych w budowie maszyn przemysłowych	01.06.2019-31.12.2019	dr inż. Łukasz Warguła
2.	33/32/SIGR/3334	Projektowanie i badania mobilnych maszyn rozdrabniających odpady z procesów agrokultury miejskiej dla innowacyjnych rozwiązań konstrukcyjnych ograniczających oddziaływanie na środowisko naturalne i operatorów maszyn	na rok 2020	dr inż. Łukasz Warguła
3.	0611/SBAD/0115	Projektowanie, badanie i analiza części, zespołów maszyn i pojazdów na potrzeby poszukiwania innowacyjnych rozwiązań	na rok: 2021	dr inż. Łukasz Warguła

Autoreferat

dr inż. Łukasz Warguła

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej,

Instytut Konstrukcji Maszyn

**8 . Działalność przed i po doktoracie**

Wykaz dorobku naukowego uzyskane przez i po uzyskaniu stopnia naukowego doktora nauk technicznych

Wykaz osiągnięć, w zestawieniu sumarycznym	Przed doktoratem	Po doktoracie	Łącznie
Publikacje w czasopismach z bazy JCR	1	38	39
Publikacje w czasopismach innych niż znajdujących się w bazie JCR	26	40	66
Publikacje rozdziałów w monografiach naukowych	5	3	8
Patenty	0	11	11
Zgłoszenia patentowe (w trakcie rozpatrywania)	1	23	24
Kierownik w projektach badawczych	1	3	4
Wykonawca w projektach badawczych	5	8	13
Recenzje w czasopismach naukowych i rozdziałów monografi	0	66	66
Międzynarodowe staże	0	6	6
Krajowe staże	0	2	2
Wygłoszone referaty na konferencjach naukowych	15	14	29
Realizacja zleceń dla przemysłu	0	2	2
Nagrody i wyróżnienia za działalność naukową i wynalazczą	2	40	42
Współpraca zagranicza (liczba uczelni/państw)	0/0	9/6	9/6
Współpraca krajowa z jednostkami naukowymi	0	4	4
Szkolenia	3	1	4
Członkowsko w stowarzyszeniach naukowych	0	1	1
Sekretarz podczas obrady doktoratu	0	2	2
Promotor prace inżynierskie	0	13	13
Promotor prac magisterskich	0	6	6
Recenzent prac inżynierskich i magisterskich	0	27	27
Liczba studentów I, II i III stopnia, z którymi realizowano prace naukowe zakończone publikacją, zgłoszeniem patentowym lub patentem	1	17	18

Rodzaj dorobku naukowego	Przed doktoratem		Po doktoracie	
	Sumaryczna punktacja MEiN	Sumaryczny Impact factor	Sumaryczna punktacja MEiN	Sumaryczny Impact factor
Artykuły naukowe	30A, 307B	2,914	4335 (+48 B)	119,495
Patenty	0	-	825	-
ŁĄCZNIE	30A, 307B	2,914	5160 (+48 B)	119,495

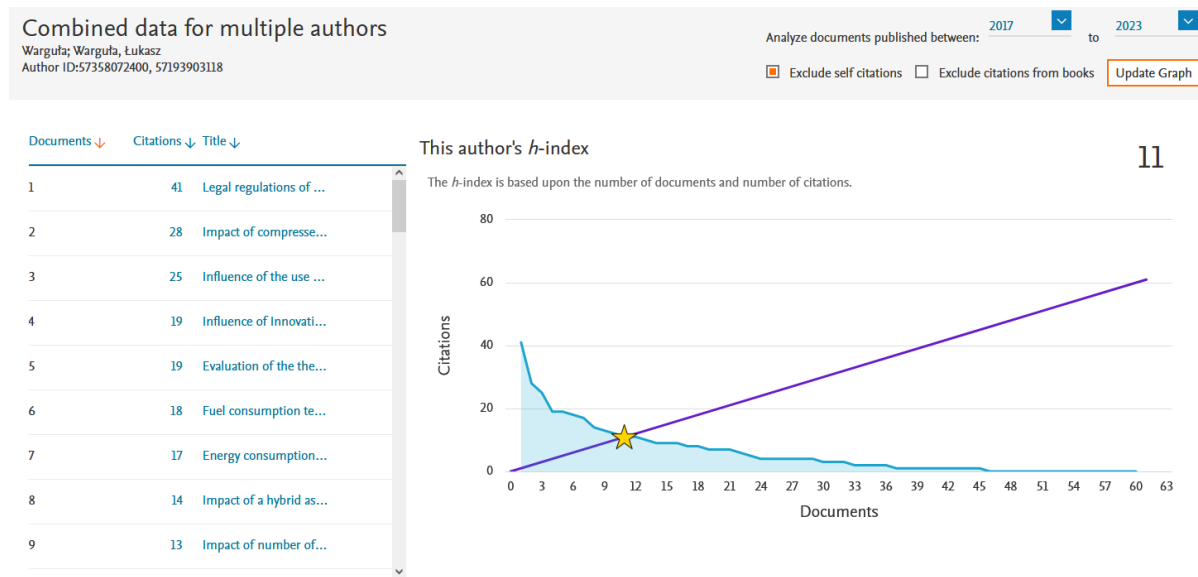


9. Potwierdzenia z baz bibliometrycznych

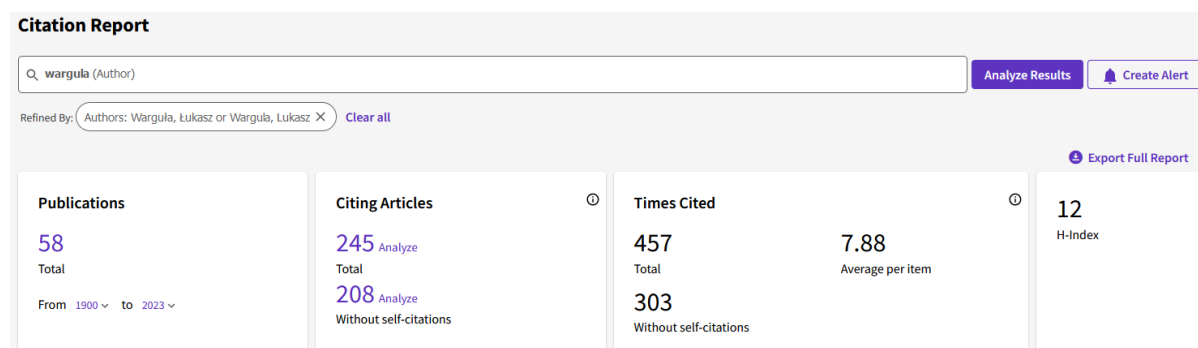
Wskaźniki oceny dorobku naukowego z dnia 10.03.2023

Źródło	Liczba publikacji	Liczba cytowani (bez autocytowań)	Indeks Hirscha (h) (bez autocytowań)
Scopus (Sco)	60	534/(363)	14/(11)
Web of Science (WoS)	58	457/(303)	12(10)
Google Scholar (GSch)	115	924	17

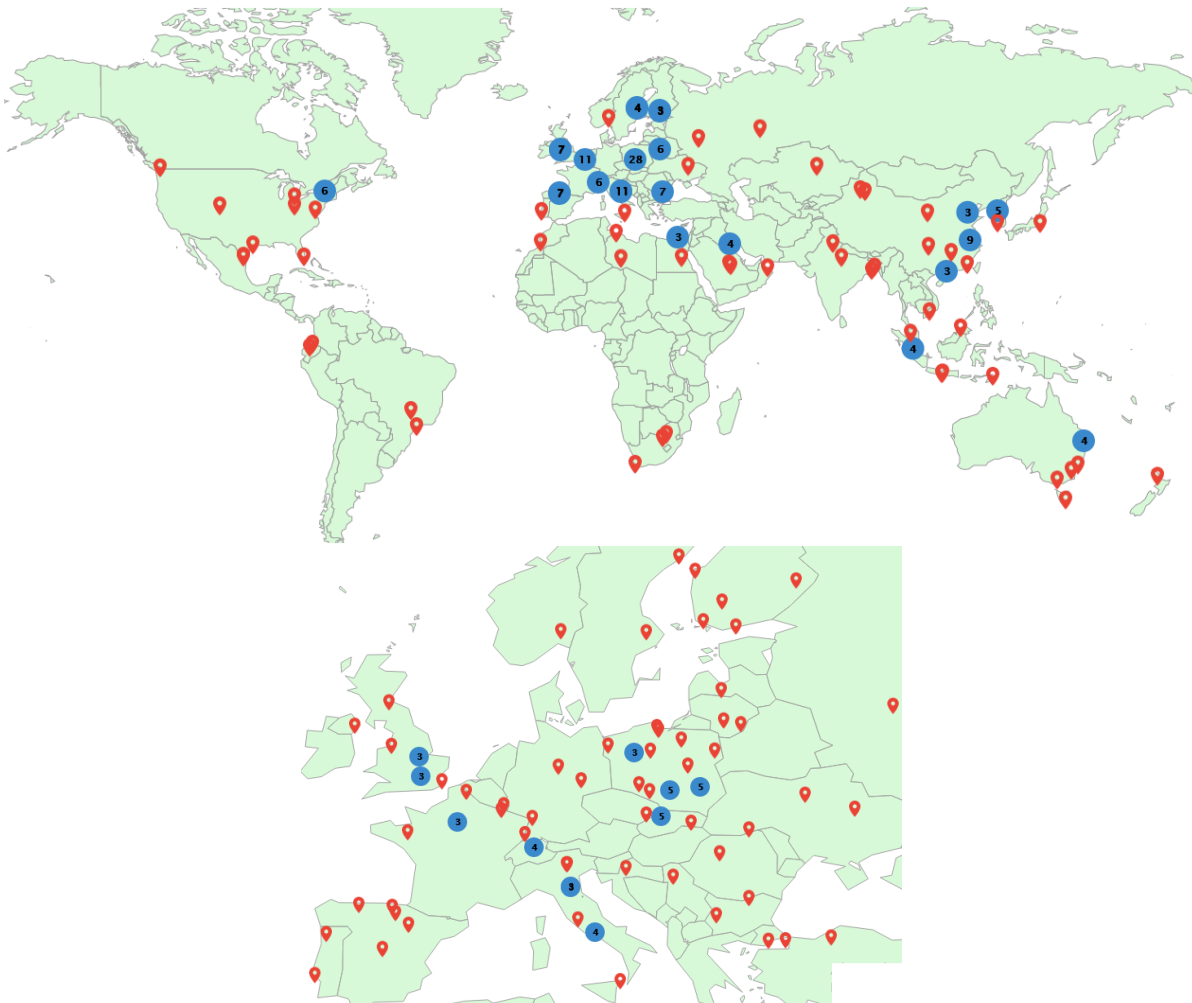
Scopus



Web of Science



Web of Science



10. Dodatkowa działalność naukowa

- Badania energochłonności i modelowania procesów cięcia materiałów drewnopochodnych (płyt wiórowych, MDF, OSB).
- Badania nad innowacjami w wózkach inwalidzkich. Hybrydowe układy napędowe (hybryda równoległa elektryczno-manualna), przekładnie mechaniczne sterowane na podstawie sygnałów EMG (elektromiografia mięśniowa).
- Badania warunków pracy i wpływu testów badawczych na silniki spalinowe małej mocy w zastosowaniu do mobilnych wentylatorów ratunkowych.
- Badania maszyn i ich części (głównie przekładni cięgowych) w aspekcie przeciwpożarowym oraz podczas rozkładu termicznego i spalania.