

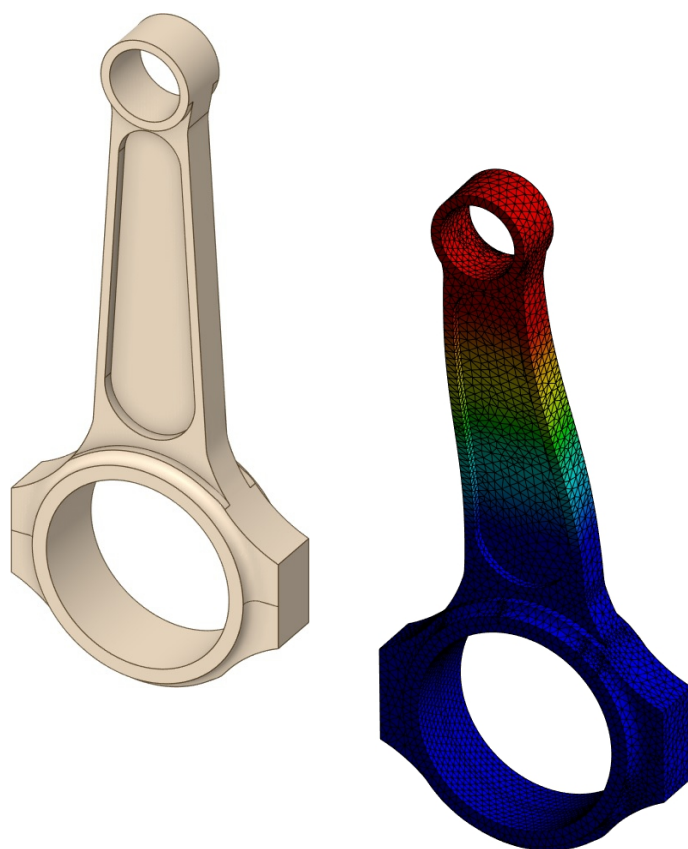


KATEDRA MECHANIKI I INŻYNIERII OBLICZENIOWEJ

WYDZIAŁ MECHANICZNY TECHNOLOGICZNY POLITECHNIKA ŚLĄSKA

Studencka Konferencja Naukowa

METODY KOMPUTEROWE 2025



Politechniki
Śląskiej



UCZELNIA
BADAWCZA
INICJATYWA DOSKONAŁOŚCI

Gliwice 2025

Katedra Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej
Wydział Mechaniczny Technologiczny
Politechnika Śląska

Studencka Konferencja Naukowa
„METODY KOMPUTEROWE – 2025”

Gliwice, czerwiec 2025 r.

Katedra Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej

Wydział Mechaniczny Technologiczny

Politechnika Śląska

ul. Konarskiego 18A, 44-100 Gliwice

tel.: 32 237 12 04, fax: 32 237 12 82

Komitet Naukowy:

Prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak
Prof. dr hab. inż. Antoni John
Prof. dr hab. inż. Piotr Fedeliński
Dr hab. inż. Witold Beluch, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Adam Długosz, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Grzegorz Działkiewicz, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Marek Jasiński, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Grzegorz Kokot, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Wacław Kuś, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Jerzy Mendakiewicz, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Marek Paruch, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Alicja Piasecka-Belkhat, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Arkadiusz Poteralski, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Jacek Ptaszny, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Mirosław Szczepanik, Prof. PŚ

Komitet Organizacyjny:

Prof. dr hab. inż. Piotr Fedeliński
Dr hab. inż. Adam Długosz, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Grzegorz Działkiewicz, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Jacek Ptaszny, Prof. PŚ
Dr inż. Waldemar Mucha
Dr inż. Witold Ogierman
Dr inż. Anna Skorupa
Mgr inż. Maria Zadoń
Mgr inż. Maciej Zawistowski

Komitet Redakcyjny:

Prof. dr hab. inż. Piotr Fedeliński
Dr hab. inż. Grzegorz Działkiewicz, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Jacek Ptaszny, Prof. PŚ

Wydanie zeszytów naukowych zostało sfinansowane przez IBS Poland Sp. z o. o. w Gliwicach.
Rysunek na okładce wykonał inż. Rafał Stosur, Autor artykułu na stronie 89.

978-83-951185-6-2

Artykuły opublikowano na podstawie oryginałów dostarczonych przez Autorów.

Druk i oprawa: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Sekcja Poligrafii.

Nakład 80 egz. Druk ukończono w czerwcu 2025 r.

Wstęp

Zeszyt naukowy zawiera 28 artykułów prezentowanych na dziewiętnastej Studenckiej Konferencji Naukowej „Metody Komputerowe”, odbywającej się 4 czerwca 2025 roku na Wydziale Mechanicznym Technologicznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Konferencję zorganizowali studenci i pracownicy Katedry Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej Politechniki Śląskiej. Publikacje dotyczą zastosowania metod komputerowych w różnych dziedzinach techniki, takich jak:

- wspomaganie komputerowe prac inżynierskich,
- mechanika materiałów,
- termodynamika,
- aerodynamika,
- diagnostyka,
- sterowanie,
- informatyka,
- optymalizacja,
- badania doświadczalne.

Dziękuję studentom za przygotowanie artykułów i prezentacji na konferencję, Komitetowi Naukowemu za troskę o poziom naukowy prac, Komitetowi Redakcyjnemu za przygotowanie zeszytu naukowego do druku i wersji elektronicznej materiałów konferencyjnych, a Komitetowi Organizacyjnemu za przygotowanie obrad konferencji.

Szczególne podziękowania za wsparcie finansowe organizacji konferencji składam przedstawicielom firmy IBS Poland Sp. z o. o.

Duża liczba zgłoszonych artykułów świadczy o znacznej aktywności naukowej studentów i potrzebie organizacji tego rodzaju konferencji. Życzę studentom owocnych dyskusji w czasie konferencji. Mam nadzieję, że udział w niej będzie inspiracją do dalszych badań naukowych.

Opiekun Naukowy Studenckiego Koła Naukowego
„Metod Komputerowych”

Prof. dr hab. inż. Piotr Fedeliński

Gliwice, czerwiec 2025 r.

Studenckie Koło Naukowe „Metod Komputerowych”
Katedra Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej
Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska
www.polsl.pl/rmt4

Zarząd Koła w roku akademickim 2024/2025:

Przewodnicząca: inż. Emilia Lewandowska, Mechanika i Budowa Maszyn
Wiceprzewodniczący: inż. Krystian Teister, Mechanika i Budowa Maszyn
Sekretarz: inż. Patrycjusz Moczek, Mechanika i Budowa Maszyn

Opiekun naukowy: Prof. dr hab. inż. Piotr Fedeliński
Opiekunowie ds. organizacji: dr hab. inż. Grzegorz Działkiewicz, Prof. PŚ,
dr hab. inż. Jacek Ptaszny, Prof. PŚ

Studenckie Koło Naukowe „Metod Komputerowych” zostało zarejestrowane w dniu 6.12.2001 r. Głównym celem Koła jest poszerzanie wiedzy studentów na temat metod komputerowych i ich zastosowań w technice.

Zakres merytoryczny działania Koła:

- poznanie nowych metod komputerowych i technik informatycznych, ze szczególnym uwzględnieniem zastosowań w dziedzinie mechaniki,
- zapoznanie się ze sprzętem i programami komputerowymi oraz ich obsługą,
- pogłębienie wiedzy z zakresu mechaniki układów odkształcalnych, termomechaniki, biomechaniki, analizy wrażliwości i optymalizacji, modelowania układów i procesów, metod sztucznej inteligencji.

Formy działalności Koła:

- udostępnianie członkom Koła sprzętu oraz programów komputerowych znajdujących się w Laboratorium Metod Komputerowych Katedry Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej (Katedry MiIO),
- samokształcenie i prowadzenie badań własnych przez członków Koła,
- prezentacje przez członków Koła prac własnych, prac przejściowych i prac dyplomowych na zebraniach naukowych Koła i konferencjach,
- opieka naukowa pracowników Katedry MiIO nad pracami własnymi członków Koła,
- referaty pracowników naukowych Katedry MiIO oraz zaproszonych gości na zebraniach naukowych Koła,
- organizowanie kursów obsługi programów wspomagających prace inżynierskie oraz kursów programowania,
- organizowanie konkursów,
- uczestniczenie w wystawach i prezentacjach sprzętu i programów komputerowych,
- zapoznanie się z pracą biur projektowo-konstrukcyjnych, instytutów, szkół wyższych stosujących metody mechaniki komputerowej, przez organizowanie wycieczek,
- współpraca naukowa z innymi studenckimi kołami naukowymi.



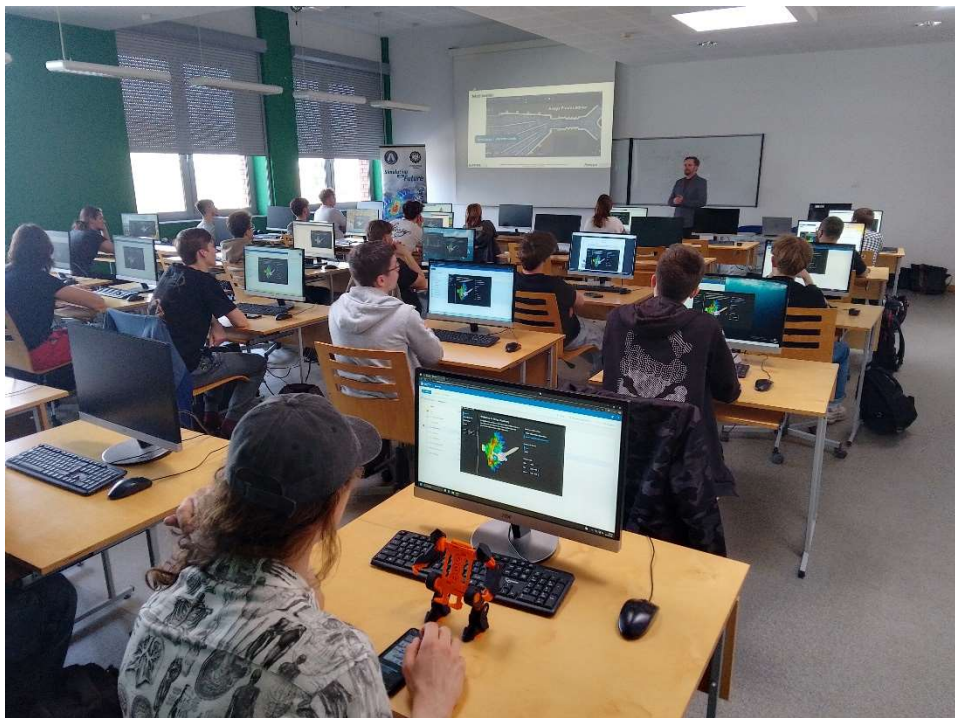
Studencka Konferencja Naukowa „Metody Komputerowe – 2024” – Gliwice, 6.06.2024 r.



Zajęcia w ramach kursu „Ansys Workbench: Podstawy symulacji mechanicznych”
– Gliwice, 13.11.2024 r.



Wręczenie dyplomów uczestnikom kursu z zakresu obsługi oprogramowania Ansys – Gliwice, 29.01.2025 r.



Warsztaty „Analizy numeryczne w czasie rzeczywistym w Ansys Discovery” organizowane wspólnie z firmą MESco – Gliwice, 14.04.2025 r.

Transform ideas into reality

- **17 LAT NA RYNKU**
jedyny Platynowy Partner Dassault Systemes w Polsce
- **KOMPLEKSOWE WDROŻENIA**
3DEXPERIENCE/CAD/CAM/CAE/PLM
- **AUDYTY I DORADZTWO**
w obszarze Zarządzania Cyklem Życia Produktu
- **SZKOLENIA I WSPARCIE**
w pracach projektowo - konstrukcyjnych
- **OPTIMALIZACJA I INTEGRACJA**
systemów oraz procesów

Spis treści

BOBER JAN

Konwolucyjna sieć neuronowa do rozpoznawania twarzy 1

DYBAŁ DOMINIK

Zastosowanie filtracji Kalmana do estymacji sztywności operacyjnej złącza gwintowego podczas niszczącej próby montażowej 5

FROST MICHAŁ

Modelowanie przepływu ciepła w radiatorze z uwzględnieniem oceny skuteczności działania 9

GOLA ADAM, CICHY MACIEJ, NOWROT MAREK

Symulacja systemu sterowania autonomicznym transportem palet w środowisku MATLAB/SIMULINK 13

GRYT PRZEMYSŁAW

Wstępne badania symulacyjne zjawiska oblodzenia skrzydeł samolotu 17

GURGUL JAKUB, ŁOZIŃSKI WOJCIECH

Optymalizacja zasobów obliczeniowych robota mobilnego PHOENIX III poprzez konteneryzację procesów 21

HAREŹŁAK TOMASZ, MALAKA MAKSYMILIAN, PATER-ZIEMIĘCKI SZYMON

Symulacja systemu generowania chmury punktów w środowisku ROS 2 z użyciem Gazebo 25

KĘPA RADOSŁAW

Szybkie prototypowanie PCB z wykorzystaniem oprogramowania ECAD oraz CAM 29

KRAFCZYK WITOLD

Algorytm kontroli ruchu złączonych ze sobą dronów 33

LEWANDOWSKA EMILIA

Analiza przemieszczeń przy użyciu cyfrowej korelacji obrazu 37

MAĆKOWSKI JACEK

Modelowanie termoelektrycznego przewodzenia ciepła w przewodzie SMA 41

MAGACZEWSKI MARCIN

Analiza wytrzymałościowa dedykowanych mocowań wahaczy regulowanego zawieszenia integralnego z monocoque bolidu wyścigowego Formuły Student..... 45

MELER MARIA, ŚLUSARSKI ANDRZEJ

Moduł sterowania układem skręcania mobilnej platformy PHOENIX III 49

MOCZEK PATRYCJUSZ

Analiza MES drgań swobodnych i wymuszonych kompozytów wzmacnianych nanorurkami 53

NAWARA ANNA

Analiza numeryczna i optymalizacja kształtu wentylowanej tarczy hamulcowej samochodu 57

NAWARA ANNA, OSADNIK KAJA, SZCZEPANIK PAWEŁ, GURGUL JAKUB, SŁONKA ŁUKASZ

Doświadczalna oraz numeryczna analiza modalna materiału kompozytowego 61

PASTERNAK KRZYSZTOF

Porównanie przepływu ściśliwego i nieściśliwego na podstawie modelu CFD dyszy zbieżno-rozbieżnej 65

PAWŁUCKI MATEUSZ

Wpływ parametrów oblodzenia atmosferycznego na minimalny strumień ciepła dla obszaru antyoblodzeniowego 69

PIERŚCIONEK OSKAR

Zastosowanie struktur auksetycznych w budowie profili aerodynamicznych 73

PUZOŃ MICHAŁ, KONSEK JAKUB

Diagnostyka procesów przepływowych z wykorzystaniem symulacji i wizualizacji stanu .. 77

RZEPKA RAFAŁ

Projekt i analiza wytrzymałościowa podpory skrubera 81

SOCHA DAMIAN

Projekt mocowań profili aerodynamicznych w bolidzie Formula Student
z wykorzystaniem optymalizacji topologicznej 85

STOSUR RAFAŁ

Analiza naprężeń w korbowodzie wybranego silnika spalinowego 89

TEISTER KRYSTIAN

Porównanie klasycznego i hiperbolicznego modelu przewodzenia ciepła w kontekście
hipertermii onkologicznej 93

WARZYBOK PATRYK

Funkcjonalna analiza danych empirycznych poziomu kompetencji inżynierskich
podczas szkolenia CAx 97

WŁODARCZYK DOMINIK

Proces doboru tworzywa łącznika ramienia robotycznego 101

WOLIŃSKI ARTUR

Analiza przepływu ciepła w tarczy hamulcowej w stanie przegrzania 105

ZIELONKA KAMIL, LECH KAROL

Modernizacja demonstratora Przemysłu 4.0: integracja systemu sterowania
i symulacja czujników ciśnienia 109

KONWOLUCYJNA SIEĆ NEURONOWA DO ROZPOZNAWANIA TWARZY

JAN BOBER,

Akademickie Liceum Ogólnokształcące Politechniki Śląskiej w Rybniku,
Profil politechniczny, klasa IIIb

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Piotr Przyszałka, prof. PŚ



Streszczenie. Tematem artykułu jest konwolucyjna sieć neuronowa przeznaczona do rozpoznawania twarzy. Przedstawiono algorytmy umożliwiające zbieranie i wstępną obróbkę danych, trenowanie sieci oraz jej testowanie. Opisano również wyniki osiągnięte przez opracowany model sieci oraz wskazano potencjalne zastosowania w praktyce.

Słowa kluczowe: sztuczna sieć neuronowa, rozpoznawanie twarzy, klasyfikacja obrazów, uczenie głębokie, sieci konwolucyjne

CONVOLUTIONAL NEURAL NETWORK FOR FACE RECOGNITION

Abstract. The article presents a convolutional neural network designed for face recognition. It discusses algorithms for data acquisition, preprocessing, model training, and testing. The results obtained by the developed network are analyzed, highlighting its effectiveness and potential practical applications.

Keywords: artificial neural network, face recognition, image classification, deep learning, convolutional networks

1. Wprowadzenie

Głębokie sieci neuronowe wyróżniają się licznymi zaletami, spośród których jedną z kluczowych jest zdolność do automatycznego rozpoznawania istotnych cech danych wejściowych. Proces uczenia głębokiego umożliwia stopniowe wyznaczanie wag dla kolejnych warstw sieci, co prowadzi do tworzenia reprezentacji coraz bardziej złożonych cech na wyższych poziomach architektury [1, 2]. Mechanizm ten znajduje szerokie zastosowanie m.in. w zadaniach rozpoznawania twarzy, w których kluczowe jest wychwycenie elementów charakterystycznych dla danej osoby. W realizacji takiego zadania istotną rolę odgrywają nie tylko odpowiednio zaprojektowane modele sieci neuronowych, lecz również algorytmy służące do zbierania, wstępnej obróbki oraz testowania danych. Celem niniejszej pracy jest opracowanie sztucznej konwolucyjnej sieci neuronowej (CNN) przeznaczonej do rozpoznawania twarzy.

2. Zbiory danych

Dane stanowią kluczowy element skutecznego trenowania sztucznych sieci neuronowych. W celu zebrania obrazów twarzy przeznaczonych do rozpoznawania, opracowano program wykorzystujący bibliotekę OpenCV, która zawiera wbudowany model sieci CNN

umożliwiający detekcję pozycji twarzy na obrazie. Program rejestrował obraz z kamery i automatycznie zapisywał wykryte twarze w formie plików graficznych. Łącznie pozyskano 595 zdjęć twarzy (pozytywy oznaczone etykietą 0), która miała być rozpoznawana przez konwolucyjną sieć. Aby zapewnić odpowiednią różnorodność danych reprezentujących twarze innych osób (negatywy oznaczone etykietą 1), wykorzystano publicznie dostępny zbiór danych Labelled Faces in the Wild (LFW) zawierający 13 233 zdjęcia. Dzięki tak dużej liczbie dostępnych przykładów możliwe było elastyczne dobranie liczby zdjęć wykorzystywanych w procesie trenowania i testowania. Przygotowane dane zostały następnie przetworzone za pomocą dedykowanego algorytmu, który: a) zliczał liczbę zdjęć przedstawiających rozpoznawaną twarz osoby; b) dobierał odpowiednią liczbę losowo wybranych zdjęć z zestawu LFW; c) dzielił dane na trzy podzbiory: treningowy (70%), walidacyjny (15%) oraz testowy (15%). Ze względu na dużą dostępność negatywnych przykładów, zbiór testowy negatywów powiększono o 16 zdjęć ze zbioru danych LFW, co pozwoliło na dokładniejszą ocenę skuteczności klasyfikacji bez wpływu na proces trenowania. W dalszym etapie przygotowania danych zastosowano algorytm standaryzujący rozmiar obrazów wejściowych. Wszystkie zdjęcia zostały przeskalowane do rozdzielczości 250×250 pikseli, co umożliwiło bezproblemowe przetwarzanie ich przez model konwolucyjnej sieci neuronowej.

3. Struktura konwolucyjnej sieci neuronowej

Architektura zaproponowanej konwolucyjnej sieci neuronowej została przedstawiona w Tab. 1. Sieć konwolucyjna przyjmuje jako dane wejściowe obrazy RGB o wymiarach 250×250×3 i została zaprojektowana z myślą o zadaniu klasyfikacji binarnej. Sieć konwolucyjna składa się z trzech głównych bloków konwolucyjnych, oznaczonych w Tab. 1 za pomocą odcieni szarości, z których każdy zawiera warstwę konwolucyjną (Conv2D), funkcję aktywacji ReLU oraz warstwę maksymalnego próbkowania (MaxPooling2D). W dwóch pierwszych blokach zastosowano po 32 filtry o rozmiarze 2×2, natomiast w trzecim bloku liczba filtrów została zwiększona do 64.

Tab. 1. Struktura proponowanej sieci neuronowej
Tab. 1. Structure of the proposed neural network

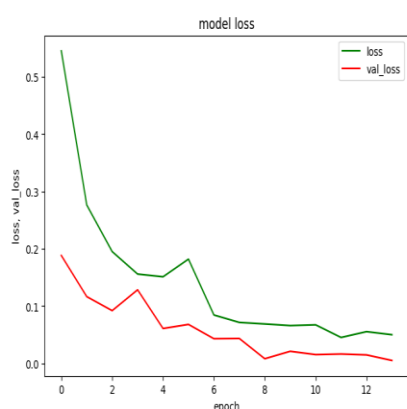
Nr	Typ warstwy	Parametry główne	Opis
1	Warstwa wejściowa	Wejście: 250×250×3	Obraz RGB
2	Conv2D	Filtry: 32, Rozmiar: 2×2, Padding: 'valid'	Ekstrakcja cech lokalnych
3	ReLU	–	Funkcja aktywacji
4	MaxPooling2D	Rozmiar puli: 2×2	Redukcja wymiarów
5	Conv2D	Filtry: 32, Rozmiar: 2×2, Padding: 'valid'	Ekstrakcja cech
6	ReLU	–	Funkcja aktywacji
7	MaxPooling2D	Rozmiar puli: 2×2	Redukcja wymiarów
8	Conv2D	Filtry: 64, Rozmiar: 2×2, Padding: 'valid'	Ekstrakcja głębszych cech
9	ReLU	–	Funkcja aktywacji
10	MaxPooling2D	Rozmiar puli: 2×2	Redukcja wymiarów
11	Flatten	–	Spłaszczenie do wektora
12	Dense	Neurony: 64	Warstwa w pełni połączona z ReLU
13	Dropout	Współczynnik: 0.5	Regularyzacja
14	Dense (wyjściowa)	Neurony: 1, Aktywacja: sigmoid	Klasyfikacja binarna

Taki układ pozwala na stopniowe wydobywanie coraz bardziej złożonych cech obrazu (Conv2D), przy jednoczesnej redukcji jego wymiarów przestrzennych (MaxPooling2D). Umożliwia to ekstrakcję cech o coraz wyższym poziomie abstrakcji, począwszy od prostych struktur, takich jak krawędzie, poprzez elementy twarzy (np. fragmenty oczu czy nosa), aż po

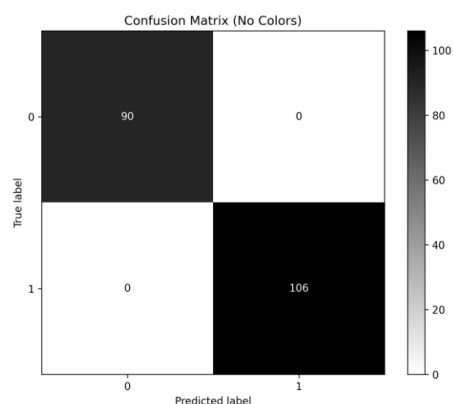
reprezentacje złożonych wzorców charakterystycznych dla całej twarzy. Po warstwach konwolucyjnych następuje część klasyfikacyjna sieci, która rozpoczyna się warstwą spłaszczającą (Flatten), zamieniającą dane przestrzenne na wektor jednowymiarowy. Następnie zastosowano w pełni połączoną warstwę Dense z 64 neuronami, oraz funkcją aktywacji ReLU, w której to sieć uczy się identyfikować istotne cechy obrazu. Następną warstwą jest Dropout z współczynnikiem 0.5 w celu przeciwdziałania przeuczeniu (overfitting). Ostatnia warstwa sieci to warstwa Dense zawierająca 1 neuron i sigmoidalną funkcję aktywacji, pozwalająca na wykonanie klasyfikacji binarnej, wskazując czy rozpoznana twarz odpowiada osobie, na której sieć była trenowana (0 – etykieta klasy pozytywnej, 1 – etykieta klasy negatywnej). Taka architektura cechuje się niską złożonością obliczeniową i dobrze sprawdza się w zadaniach klasyfikacji obrazów, zwłaszcza przy ograniczonej liczbie wzorców i niewielkim zróżnicowaniu danych [3].

4. Trenowanie i ocena działania konwolucyjnej sieci neuronowej

Do trenowania sieci neuronowej wykorzystano funkcję strat *binary_crossentropy*, która jest standardowym wyborem w zadaniach klasyfikacji binarnej, ponieważ mierzy różnicę pomiędzy przewidywanymi a rzeczywistymi etykietami klas. Aktualizacja parametrów sieci odbywała się przy użyciu algorytmu *Adam*, znanego ze zdolności adaptacyjnego dostosowywania tempa uczenia (*learning rate*) w trakcie procesu trenowania, co przyczynia się do jego efektywności. Jako miarę sprawności sieci neuronowej przyjęto dokładność (*accuracy*), definiowaną jako odsetek poprawnych klasyfikacji względem wszystkich próbek testowych [4]. W celu uniknięcia zarówno przeuczenia (overfitting), jak i niedouczenia sieci, ustalono liczbę epok trenowania na 14 oraz zastosowano wielkość partii (*batch size*) równą 16.



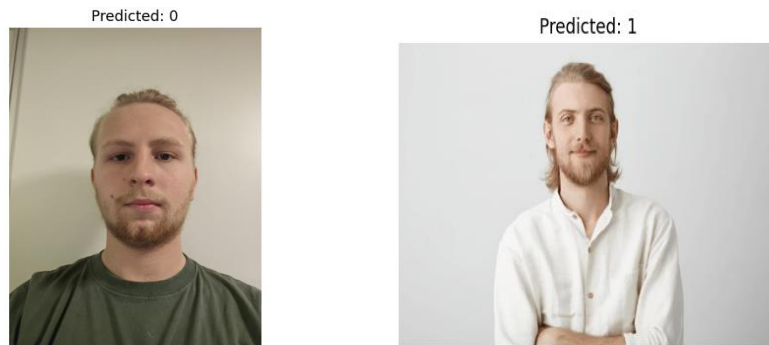
Rys. 1. Wykres funkcji strat
Fig. 1. Loss function plot



Rys. 2. Macierz pomyłek
Fig. 2. Confusion matrix

Wyniki uzyskane w trakcie eksperymentów potwierdziły skuteczność zaproponowanej sieci w zadaniu rozpoznawania twarzy. Jak przedstawiono na Rys. 1 funkcja strat dla zbioru treningowego (*loss*) systematycznie malała, osiągając wartość poniżej 0,1. Można również zauważyć, że funkcja strat dla zbioru walidacyjnego (*val_loss*) osiągnęła wartość bliską zeru. Wszystkie próbki ze zbioru testowego, niewykorzystywane wcześniej podczas trenowania, zostały poprawnie sklasyfikowane, co potwierdza przedstawiona macierz pomyłek (Rys. 2).

Dodatkowo opracowano osobny algorytm do testowania sieci, do którego użyto pozytywów wykonanych w innych warunkach oświetleniowych, a jako negatywów użyto zdjęć ze zbliżonymi cechami twarzy (kolor włosów itp.). Na Rys. 3 przedstawiono przykład działania zaprojektowanej i wytrenowanej sieci CNN.



Rys. 3. Przykładowe wyniki rozpoznania twarzy (Predicted: 0 – poprawnie sklasyfikowany pozytywny, Predicted: 1 – poprawnie sklasyfikowany negatywny)

Fig. 3. Example results of face recognition (Predicted: 0 – correctly classified positive, Predicted: 1 – correctly classified negative)

5. Wnioski

Przeprowadzone badania wykazały, że zaproponowana sieć konwolucyjna cechuje się wysoką skutecznością w zadaniu rozpoznawania twarzy. Proces trenowania sieci CNN realizowany był z użyciem rdzeni GPU i trwał około 5 minut (Intel i5, 4,5GHz, 16GB RAM, RTX 3050). Zaprojektowana architektura, charakteryzująca się prostotą konstrukcji, okazała się w pełni wystarczająca dla realizacji postawionego celu.

Należy podkreślić, że dalsze prace mogą umożliwić opracowanie bardziej kompaktowych wersji sieci bez istotnej utraty jakości działania. Zaproponowana sieć neuronowa, dzięki swojej skuteczności i niewielkiej złożoności obliczeniowej, może znaleźć zastosowanie w rzeczywistych systemach biometrycznych, takich jak uwierzytelnianie użytkowników w urządzeniach elektronicznych czy systemach inteligentnego domu, gdzie wymagana jest bezkontaktowa identyfikacja użytkownika w sposób szybki i wygodny.

Literatura

1. Horzyk A., *Metody inżynierii. Uczenie głębokie i głębokie sieci neuronowe*, AGH, Kraków (dostęp: kwiecień 2025).
2. Goodfellow I., Bengio Y., Courville A., *Deep Learning*, MIT Press, Cambridge (2016).
3. Dokumentacja biblioteki Keras, <https://keras.io/api/layers> (dostęp: kwiecień 2025).
4. Terven, J., Cordova-Esparza, DM., Romero-González, JA. et al. A comprehensive survey of loss functions and metrics in deep learning. *Artif Intell Rev* 58, 195 (2025), Chapter 1.1.

ZASTOSOWANIE FILTRACJI KALMANA DO ESTYMACJI SZTYWNOŚCI OPERACYJNEJ ZŁĄCZA GWINTOWEGO PODCZAS NISZCZĄCEJ PRÓBY MONTAŻOWEJ

inż. DOMINIK DYBAŁ,

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Grzegorz Działkiewicz, prof. PŚ

Streszczenie. Praca omawia zastosowanie filtracji Kalmana do estymacji sztywności operacyjnej złącza gwintowego na podstawie otrzymanej empirycznie, podczas próby niszczącej, krzywej dokręcania. Ze względu na brak sygnału odniesienia zbadano jakość algorytmu filtracji dla sygnału o minimalnym zrywku, dla którego znany jest przebieg pochodnej pierwszej współrzędnej stanu, określającej pozycję. Do śledzenia trajektorii sygnału wzorcowego zastosowano dyskretny filtr o stałej prędkości bez optymalizacji jego parametrów.



Słowa kluczowe: filtr Kalmana, śledzenie trajektorii, sztywność operacyjna złącza gwintowego, krzywa dokręcania, sygnał o minimalnym zrywku

APPLICATION OF KALMAN FILTERING FOR ESTIMATION OF THE OPERATING STIFFNESS OF A THREADED JOINT DURING A DESTRUCTIVE ASSEMBLY

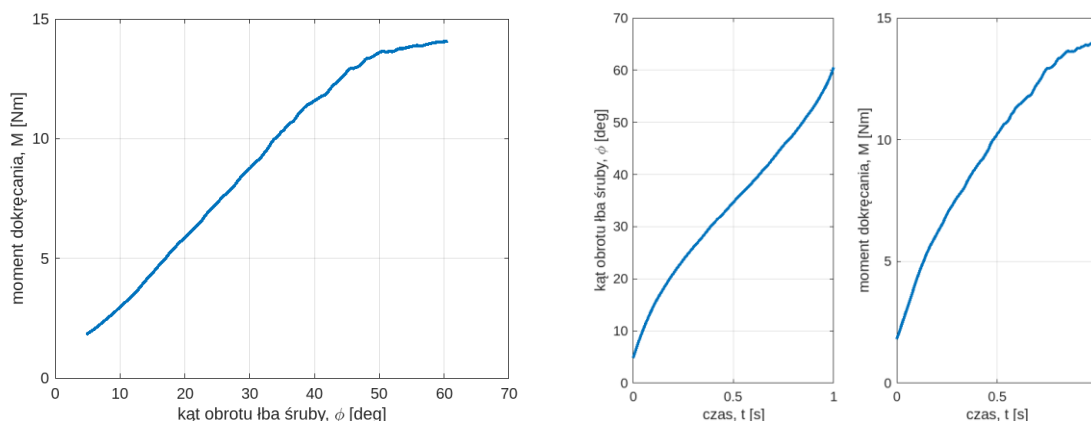
Abstract. The paper discusses the application of Kalman filtering to estimate the operating stiffness of a threaded joint based on a tightening curve obtained empirically, during a destructive test. Due to the lack of a reference signal, the quality of the filtering algorithm was investigated for a signal with minimal jerk, for which the trajectory of the derivative of the first state coordinate, determining the position, is known. A discrete filter with constant velocity was used to track the trajectory of the reference signal without optimizing its parameters.

Keywords: Kalman filter, trajectory tracking, operational stiffness of a threaded joint, tightening curve, signal with minimal jerk

1. Wprowadzenie

Praca przedstawia wprowadzenie do problemu estymacji charakterystyki złącza gwintowego w postaci sztywności operacyjnej [1], podczas przemysłowych badań niszczących w trybie produkcji seryjnej przemysłu samochodowego. Procesy montażu połączeń gwintowych w przemyśle samochodowym są prowadzone z wykorzystaniem zaawansowanych narzędzi w postaci programowalnych kluczy dynamometrycznych [1], które zapewniają automatyzację tych procesów. Projektowanie procesów montażu wymaga ustalenia takich parametrów jak krytyczne momenty dokręcania (wstępny, niszczący), które są specyfikowane dla danego połączenia gwintowego [1] i można je wyznaczyć na podstawie przebiegu sztywności operacyjnej połączenia. Kilkadziesiąt czynników wpływa na zmienność tych wielkości, tak że w warunkach przemysłowych nie jest możliwe zastosowanie metod modelowania

matematycznego i zastosowanie metod obliczeniowych. Właściwą, w rozpatrywanym przypadku, metodyką postępowania jest zastosowanie modelowania empirycznego [1]. Jedną z najważniejszych, z punktu widzenia procesów montażu, charakterystyk empirycznych złącza gwintowego jest tzw. krzywa dokręcania [1], która przedstawia empiryczną zależność między kątem obrotu łba śruby ϕ , a momentem dokręcania M . Przykład takiej krzywej pokazano na Rys. 1 po lewej.



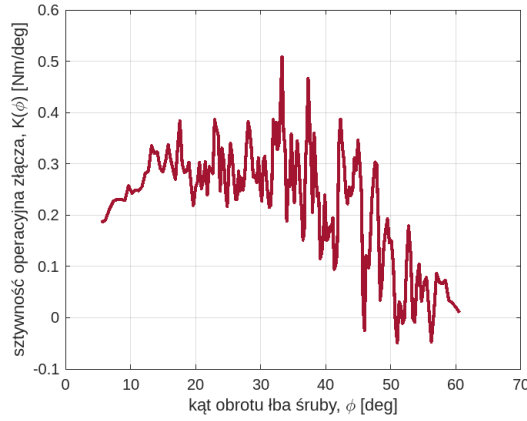
Rys. 1. Krzywa dokręcania $M - \phi$ złącza gwintowego (po lewej) oraz sygnały kąta obrotu łba śruby (środek) oraz momentu dokręcania (po prawej)

Fig. 1. Tightening curve $M - \phi$ for a threaded joint (left) and Signals of bolt head angle (in the middle) and tightening torque (right)

Krzywa przedstawiona na Rys. 1 po lewej jest krzywą parametryczną. Parametrem jest tutaj czas, ponieważ pomiar momentu dokręcania i kąta obrotu łba śruby jest wykonywany jednocześnie przez dwa czujniki klucza dynamometrycznego: czujnik momentu i enkoder. Na Rys. 1 pokazano również sygnały kąta obrotu łba śruby (w środku) i momentu dokręcania (po prawej) w funkcji czasu. Przy czym, w praktyce przemysłowej, częstotliwość próbkowania zazwyczaj nie jest znana, stąd jednostkę czasu przyjęto arbitralnie. Współczesne systemy pomiarowe oferują możliwość wykonania pomiarów z dużą częstotliwością próbkowania i wysoką dokładnością. Z Rys. 1 widać, że sygnały mają gładki przebieg, o niewielkiej zawartości szumu. Dla znanych sygnałów kąta obrotu łba śruby oraz momentu dokręcania, sztywność operacyjną złącza gwintowego K przedstawia równanie:

$$K(t) = \frac{\partial M(t)/\partial t}{\partial \phi(t)/\partial t}, \quad (1)$$

Aproksymując pochodne czasowe sygnałów kąta obrotu łba śruby i momentu dokręcania za pomocą ilorazów różnicowych przednich, otrzymuje się przebieg sztywności operacyjnej złącza jak na Rys. 2. Zastosowanie aproksymacji różnicowej prowadzi do znacznego wzmocnienia szumów pomiarowych, co jest typowe dla problemu różniczkowania sygnałów zaszumionych. W niniejszej pracy pokazano jak zastosować dyskretny filtr Kalmana [2] do estymacji pochodnych sygnałów zaszumionych w wariacie śledzenia trajektorii zmiennych stanu.



Rys. 2. Aproksymacja różnicowa sztywności operacyjnej złącza gwintowego
Fig. 2. Finite-difference approximation of the operating stiffness of the threaded joint

2. Dyskretny filtr Kalmana jako algorytm śledzenia trajektorii

Filtr Kalmana [2] to rekursywny algorytm estymacji stanu układu dynamicznego w przypadku istnienia zakłóceń zarówno procesu zmian stanu oraz pomiaru wybranych składowych stanu. Najważniejsze kroki tego algorytmu to predykcja stanu i kowariancji procesu oraz uaktualnienie stanu, kowariancji procesu oraz pomiaru. Szczegóły algorytmu można znaleźć tutaj [2]. W niniejszej pracy rozważano wariant filtra Kalmana bez sygnału sterowania. Model tranzycji stanu i model pomiaru opisuje wtedy równanie (2) [2]:

$$\begin{aligned}\mathbf{x}_{k+1} &= \mathbf{F}\mathbf{x}_k + \mathbf{w}, \\ \mathbf{z}_{k+1} &= \mathbf{H}\mathbf{x}_{k+1} + \mathbf{v},\end{aligned}\tag{2}$$

gdzie $\mathbf{x}$ oznacza wektor stanu, $\mathbf{F}$ to macierz tranzycji stanu, indeks k numeruje dyskretny w czasie proces zmiany stanu układu dynamicznego; zakłada się, że szum procesu zmiany stanu $\mathbf{w}$ jest opisany wielowymiarowym rozkładem normalnym o wektorze wartości średnich równym zeru oraz o macierzy kowariancji $\mathbf{Q}$, czyli $\mathbf{w} \sim N(\mathbf{0}, \mathbf{Q})$. W niniejszej pracy zakłada się, że macierz kowariancji nie zależy od czasu. W równaniu pomiaru $\mathbf{z}$ to wektor zmiennych mierzonych, $\mathbf{H}$ to macierz obserwacji, a $\mathbf{v}$ oznacza wektor szumu pomiarowego o kowariancji $\mathbf{R}$, tak że $\mathbf{v} \sim N(\mathbf{0}, \mathbf{R})$. Podobnie jak w przypadku wektora szumu procesu zakłada się, że macierz kowariancji szumu $\mathbf{R}$ jest stacjonarna. Dodatkowe założenie mówi o tym, że stan początkowy układu oraz wektory szumów są wzajemnie niezależne [2]. Uaktualniona estymata stanu jest zależna od tzw. optymalnego wzmocnienia filtra Kalmana $\mathbf{K}$ [2]:

$$\mathbf{K}_k = \mathbf{P}_{k|k-1} \mathbf{H}_k^T \mathbf{S}_k^{-1}, \quad \mathbf{S}_k = \mathbf{H}_k \mathbf{P}_{k|k-1} \mathbf{H}_k^T + \mathbf{R}_k,\tag{3}$$

które to jest zależne od przewidywanej estymaty kowariancji stanu $\mathbf{P}$ oraz tzw. innowacji kowariancji $\mathbf{S}$. Należy zauważyć, że wyznaczanie stanu układu dynamicznego w warunkach niepewności stochastycznej jest szczególnie utrudnione, gdy sygnał odniesienia (ang. *ground truth*) nie jest znany, jak w przypadku estymacji sztywności operacyjnej złącza gwintowego. Dlatego w kolejnym rozdziale pokazano zastosowanie filtracji Kalmana do estymacji prędkości kątowej sygnału położenia o minimalnym zrywie, dla którego znane są pochodne czasowe, celem oceny jakości estymacji.

3. Estymacja pochodnej zmiennej stanu dla sygnału położenia o minimalnym zrywie

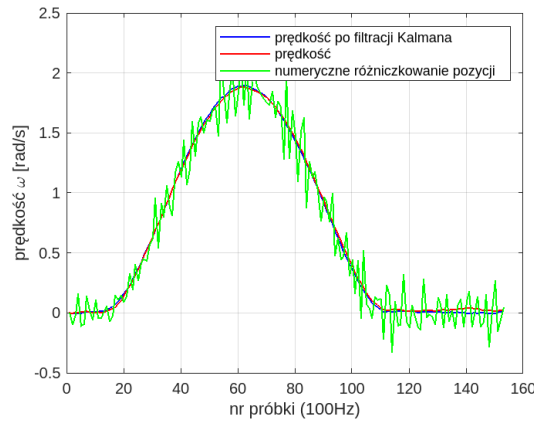
Sygnał położenia $\phi(t)$ o minimalnym zrywie w danym przedziale czasu $\langle 0; t_f \rangle$, dla zadanych położań: początkowego $\phi(t=0) = \phi_i$ i końcowego $\phi(t=t_f) = \phi_f$ jest rozwiązaniem następującego problemu wariacyjnego z warunkami stopu na początku i na końcu trajektorii [3]:

$$\phi^*(t) = \arg \min_{\phi(t) \in D} \left\{ \frac{1}{2} \int_0^{t_f} [\ddot{\phi}(t)]^2 dt \right\}. \quad (4)$$

Rozwiązanie problemu (4) ma postać [3]:

$$\phi^*(t) = \phi_i + (\phi_f - \phi_i) \left[10(t/t_f)^3 - 15(t/t_f)^4 + 6(t/t_f)^5 \right]. \quad (5)$$

Do wyznaczenia prędkości sygnału o minimalnym zrywie zastosowano filtra Kalmana o stałej prędkości [2], dla wektora stanu w postaci $\mathbf{x} = [\phi \ \omega]^T$. Założono częstotliwość próbkowania równą 100 Hz. Do sygnału pozycji dodano szum normalny o wartości średniej 0 i odchyleniu standardowym 0.001 rad. Wariancje procesu wynoszą $\sigma_\phi^2 = 10^{-6} \text{ rad}^2$ oraz $\sigma_\omega^2 = 10^{-5} (\text{rad/s})^2$, odpowiednio dla pozycji i prędkości kątowej. Wariancja pomiaru pozycji wynosi $\sigma_p^2 = 10^{-5} \text{ rad}^2$. Początkowa wariancja stanu wynosi $\sigma_{0\phi}^2 = 10^{-4} \text{ rad}^2$ oraz $\sigma_{0\omega}^2 = 10^{-4} (\text{rad/s})^2$. Rys. 3 pokazuje sygnały prędkości: oryginalny obliczony na podstawie (5), wyznaczony za pomocą metody numerycznego różniczkowania oraz estymowany za pomocą filtracji Kalmana. Można zauważyć, bardzo dobrą zgodność między sygnałem oryginalnym a estymatą Kalmana.



Rys. 3. Prędkość dla sygnału o minimalnym zrywie
Fig. 3. Velocity for the position signal with minimal jerk

Literatura

1. Popiel R., Sterowanie jakością procesów montażu połączeń gwintowych w przemyśle motoryzacyjnym metodami modelowania empirycznego, Praca doktorska, Politechnika Śląska, 2022.
2. Fadali M.S., Introduction to Random Signals, Estimation Theory, and Kalman Filtering, Springer, New York, 2024.
3. Yuan, F., Chen, D., Pan, C. et al. Application of Optimal-Jerk Trajectory Planning in Gait-balance Training Robot. Chin. J. Mech., Vol. 35, 2022, p. 2.

MODELOWANIE PRZEPŁYWU CIEPŁA W RADIATORZE Z UWZGLĘDNIENIEM OCENY SKUTECZNOŚCI DZIAŁANIA

inż. MICHAŁ FROST,

Mechanika i Budowa Maszyn, MB2, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: Dr hab. inż. Alicja Piasecka-Belkhat, Prof. PŚ

Streszczenie. W artykule przeprowadzono analizę skuteczności odprowadzania ciepła przez radiator pasywny na przykładzie systemu chłodzenia procesora. Wykonano numeryczne analizy przepływu ciepła z wykorzystaniem metody elementów skończonych w środowisku ANSYS, uwzględniając zmienne parametry geometrii radiatora: liczbę żeber, wysokość żeber, szerokość radiatora oraz wysokość podstawy oraz dwa różne materiały: aluminium i miedź. Otrzymane wyniki pozwoliły na ocenę wpływu geometrii i rodzaju materiału na wydajność wymiany ciepła.



Słowa kluczowe: przepływ ciepła, radiator pasywny, metoda elementów skończonych, ocena skuteczności

MODELING OF HEAT TRANSFER IN A HEAT SINK INCLUDING PERFORMANCE EVALUTION

Abstract. The article analyses the heat dissipation efficiency of a passive heat sink using a CPU cooling system as an example. Numerical analyses of heat flow were performed using the finite element method in the ANSYS environment, taking into account variable parameters of the heat sink geometry: the number of fins, the height of the fins, the width of the heat sink and the base height, as well as two different materials: aluminium and copper. The results obtained made it possible to evaluate the effect of geometry and material on heat transfer performance.

Keywords: heat transfer, passive heat sink, finite element method, performance evaluation

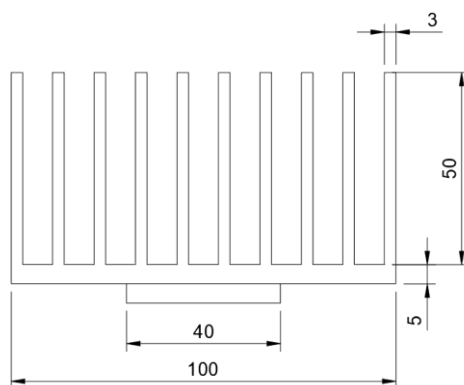
1. Wprowadzenie

Nagrzewanie się komponentów elektronicznych, takich jak procesory, układy scalone, tranzystory czy diody stanowi istotne wyzwanie, ponieważ przegrzanie może prowadzić do spadku ich wydajności, zredukowania żywotności, a ostatecznie do trwałego uszkodzenia. Odprowadzanie ciepła z komponentów elektronicznych jest realizowane za pomocą specjalnie zaprojektowanych systemów chłodzenia, w których zasadniczą rolę odgrywa radiator, mający na celu rozproszenie ciepła do otoczenia. Skuteczność tego procesu zależy od wielu czynników, takich jak rodzaj materiału, geometria, otaczające go medium, czy przepływ powietrza. Optymalizacja konstrukcji radiatora, uwzględniająca właściwości materiałowe oraz specyficzne ograniczenia przestrzenne, pozwala na zwiększenie efektywności chłodzenia przy jednoczesnym ograniczeniu kosztów i masy systemu. Badania nad efektywnością radiatorów oraz metodami ich projektowania, mają ogromne znaczenie dla zapewnienia trwałości i niezawodności współczesnych urządzeń elektronicznych [1].

2. Przygotowanie modelu

W ramach artykułu analizowano radiator pasywny z żebrowaniem prostym. Analizie poddane zostały dwa materiały: aluminium oraz miedź; a także cztery parametry geometrii radiatora: liczba żeber, wysokość żeber, szerokość radiatora oraz wysokość podstawy radiatora w celu zbadania wpływu każdego z parametrów na skuteczność odprowadzania ciepła.

Dwuwymiarowy model radiatora przygotowany został w programie SpaceClaim, gdzie zamodelowano początkowo model bazowy, wspólny dla każdego badanego parametru, składający się z podstawy radiatora i połączonych z nią 10 żeber. Budowa zespołu, na który składają się procesor, rozpraszacz ciepła (IHS) i materiał termoprzewodzący została uproszczona do pojedynczego elementu wykonanego z miedzi. Wymiary modelu radiatora bazowego przedstawiono na rysunku poniżej (Rys. 1).



Rys. 1. Wymiary bazowego radiatora

Fig. 1. Base heat sink dimensions

Następnie bazowy model modyfikowano zgodnie z badanym parametrem, pozostawiając resztę wymiarów niezmienną, tak aby możliwa była ocena wpływu każdego z parametrów na otrzymane wyniki. Analiza przeprowadzona została w programie ANSYS Workbench w module Steady-State Thermal, gdzie łącznie przeprowadzono 60 analiz numerycznych, dla 30. różnych geometrii oraz 2. materiałów.

3. Model matematyczny

Analizowany przypadek oparty jest na wykorzystaniu równania Fouriera, które po uwzględnieniu stałych parametrów termofizycznych (c , ρ oraz λ) oraz przy uproszczeniu zagadnienia do dwóch wymiarów, $X = \{x, y\}$, przyjmuje postać:

$$c\rho \frac{\partial T(X,t)}{\partial t} = \lambda \left[\frac{\partial^2 T(X,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(X,t)}{\partial y^2} \right] + Q(X,t) \quad (1)$$

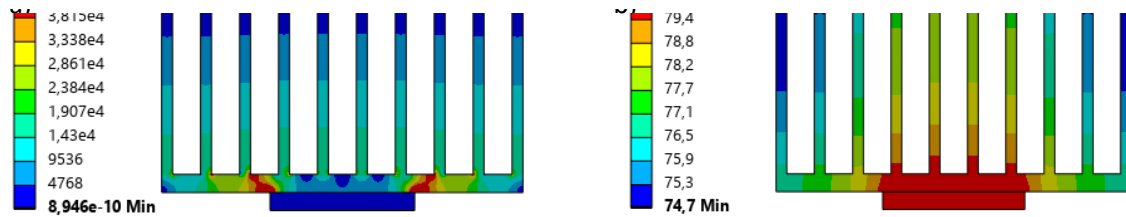
gdzie T [K] to temperatura, t [s] oznacza czas, λ [W/(m · K)] to współczynnik przewodzenia ciepła, c [J/(kg · K)] jest ciepłem właściwym, ρ [kg/m³] to gęstość, z kolei X [m] oznacza współrzędną geometryczną, natomiast Q [W/m³] jest funkcją źródła.

Dla każdego rozpatrywanego modelu zadano jednakowe warunki brzegowe: warunek brzegowy I rodzaju na nagrzanym elemencie o wartości 80 °C [2]. Do krawędzi modelu radiatora przyłożono warunek brzegowy III rodzaju – konwekcję o wartości współczynnika wymiany ciepła 10 W/(m²·K), odpowiadającą typowym warunkom naturalnej konwekcji powietrza i temperatury otoczenia równej 22 °C [3].

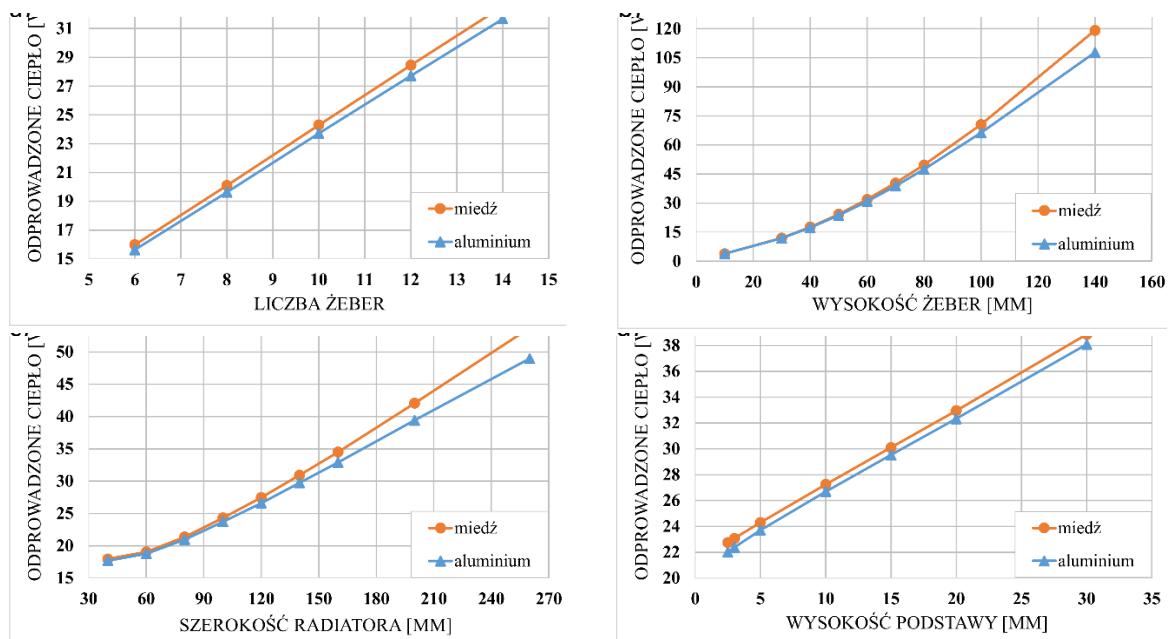
4. Wyniki analizy

Jako wynik przeprowadzonej analizy uzyskano rozkłady temperatury oraz strumienia ciepła w radiatorze. Głównym analizowanym elementem była uśredniona wartość strumienia ciepła z całej powierzchni radiatora. Iloczynem średniej wartości strumienia ciepła oraz pola powierzchni radiatora była poszukiwana wartość ilości odprowadzanego ciepła, za pomocą której porównywane były ze sobą poszczególne geometrie i materiały:

$$\text{śr. strumień ciepła} \left[\frac{W}{m^2} \right] \cdot \text{pole powierzchni} [m^2] = \text{ilość odprowadzonego ciepła} [W] \quad (2)$$



Rys. 2. a) Rozkład strumienia ciepła, b) Rozkład temperatury
Fig. 2. a) Heat flux distribution, b) Temperature distribution



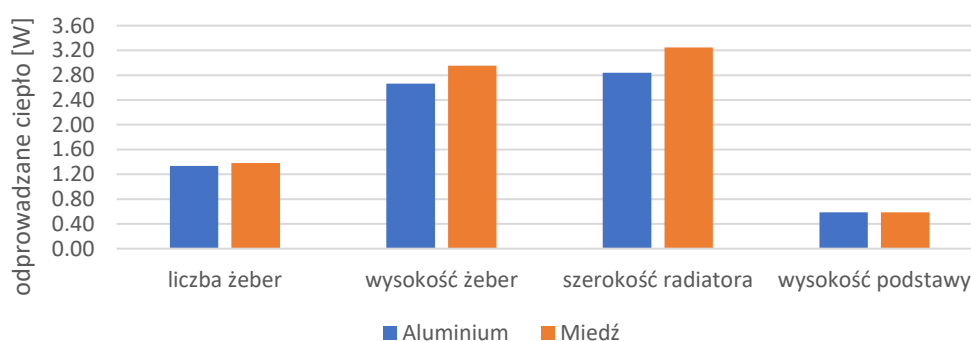
Rys. 3. Zależność odprowadzanego ciepła od a) liczby żeber, b) wysokości żeber, c) szerokości radiatora, d) wysokości podstawy radiatora

Fig. 3. Relationship of heat dissipated to a) number of fins, b) height of fins, c) width of heat sink, d) height of heat sink base

Rysunek 3 przedstawia zależność odprowadzonego ciepła od badanego parametru geometrycznego oraz rodzaju materiału.

Ze zgromadzonych danych wynika, że każdorazowe zwiększenie wymiarów radiatora ma pozytywny wpływ na jego skuteczność. Różnice pomiędzy materiałami są stosunkowo niewielkie dla małych powierzchni radiatorów, jednak nabierają znaczenia przy powierzchniach większych. Procentowa różnica w ilości odprowadzanego ciepła przez miedź może wynosić jedynie 0,66% dla powierzchni czołowej radiatora wynoszącej 800 mm², lecz przy zwiększeniu powierzchni do 4700 mm² poprzez modyfikację wysokości żeber, może ona wynieść aż 10,61%. Pozwala to wysnuć wnioski, że lepszym, a w szczególności najbardziej opłacalnym sposobem na zwiększenie efektywności radiatora, będzie modyfikacja jego geometrii, w porównaniu do użycia znacznie bardziej kosztownego materiału, jakim jest miedź.

W celu porównania skuteczności radiatora przy modyfikowaniu każdego z parametrów, wykazano średni wzrost ilości odprowadzanego ciepła na każde 100 mm² powierzchni radiatora (Rys. 4). Umożliwia to ocenę, który z parametrów ma największy wpływ na skuteczność radiatora, przy wykorzystaniu tej samej ilości materiału.



Rys. 4. Średnia ilość odprowadzanego ciepła na 100 mm² powierzchni radiatora
Fig. 4. Average heat dissipation per 100 mm² of heatsink area

5. Wnioski

Przeprowadzone analizy wykazały, że geometria radiatora ma decydujący wpływ na jego wydajność w procesie odprowadzania ciepła. Zwiększenie liczby żeber, ich wysokości oraz szerokości radiatora znacząco poprawia skuteczność chłodzenia, jednak wiąże się to z większym zużyciem materiału i wzrostem gabarytów konstrukcji. W przypadku wysokości podstawy wzrost nie przynosi równie dużych korzyści, dlatego jej minimalizacja jest preferowana.

Porównanie zastosowania miedzi i aluminium wskazuje, że miedź, pomimo lepszych właściwości przewodzenia ciepła, oferuje jedynie niewielką przewagę nad aluminium w zakresie radiatorów o małych rozmiarach. Przy większych rozmiarach różnice te stają się bardziej zauważalne, lecz koszty produkcji oraz masa miedzi ograniczają jej praktyczne zastosowanie.

Literatura

1. DeWitt D. i in., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons (2006).
2. Khan U. A., Ullah H., Nawaz A., Design and Optimization of Heatsink for an Active CPU Cooler using Numerical Simulations, Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences, Semark Ilmu (2023).
3. Stefani N., Mercier D., Thermal Analysis of Heat Sinks with Ansys Discovery, Ansys Educational Resources (2023).

SYMULACJA SYSTEMU STEROWANIA AUTONOMICZNYM TRANSPORTEM PALET W ŚRODOWISKU MATLAB/SIMULINK

ADAM GOLA, MACIEJ CICHY, MAREK NOWROT,

Automatyka i Robotyka Przemysłowa, semestr IV, 1 stopień

Opiekun naukowy: Dr inż. Julian Malaka

Streszczenie. Artykuł przedstawia proces modelowania i symulacji komputerowej systemu sterowania pary współpracujących robotów przeznaczonych do autonomicznego przewozu palet. Głównym zagadnieniem jest implementacja i weryfikacja algorytmów sterowania w środowisku MATLAB Simulink. Opisano strukturę modelu symulacyjnego, w tym model kinematyczny robotów oraz implementację regulatorów PID do sterowania kątem wózków napędowych poprzez różnicowanie prędkości kół. Zaprezentowano i omówiono wybrane wyniki symulacji potwierdzające poprawność działania przyjętego sposobu sterowania.

Słowa kluczowe: AMR, systemy wielorobotowe, Simulink, sterowanie PID, holonomiczność

SIMULATION OF THE CONTROL SYSTEM FOR AUTONOMOUS PALLET TRANSPORT IN THE MATLAB/SIMULINK ENVIRONMENT

Abstract. The article presents the modeling and computer simulation process of a control system for a pair of cooperating robots designed for autonomous pallet transport. The main focus is the implementation and verification of control algorithms in the Simulink environment, which is part of the MATLAB package. The structure of the simulation model is described, including the kinematic model of the robots and the implementation of PID controllers for controlling the angle of the drive bogies through wheel speed differentiation. Selected simulation results confirming the correct operation of the adopted control method are presented and discussed.

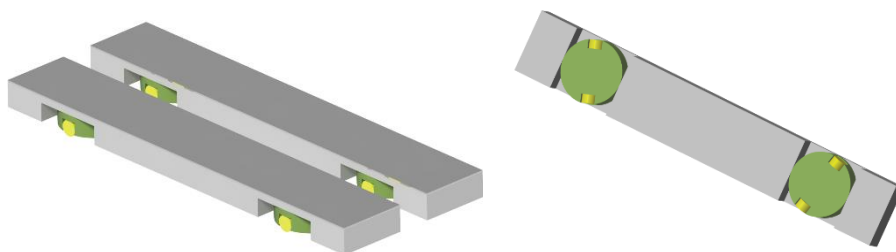
Keywords: AMR, multi-robot systems, Simulink, PID control, holonomicity

1. Wprowadzenie

Automatyzacja transportu wewnątrzzakładowego jest kluczowym elementem nowoczesnej produkcji i logistyki. Rosnące zapotrzebowanie na elastyczne i efektywne rozwiązania prowadzi do rozwoju systemów bazujących na autonomicznych robotach mobilnych (AMR), które nie są ograniczone przez odgórnie ustaloną trajektorię ruchu i są zdolne do adaptacji przy zmiennych warunkach pracy, jednocześnie zachowując precyzję wykonywanych ruchów. Projekt realizowany w ramach SKN „Mechatroniki napędów SEW Eurodrive” i MSKN Zastosowania Układów Sensorycznych i Sieci Przemysłowych „SENSO”, a jego celem jest opracowanie systemu transportu palet bazującego na parze współpracujących robotów niskoprofilowych. Jednym z fundamentalnych etapów rozwoju takiego systemu jest opracowanie i implementacja algorytmów sterowania odpowiadających za ruch robota od automatycznego wytyczania trasy do kontroli elementarnych ruchów maszyny. Efektywnym sposobem na weryfikację niniejszych algorytmów są symulacje komputerowe.

Celem prezentowanej pracy jest przedstawienie procesu modelowania i przeprowadzania symulacji działania algorytmu, dzięki któremu robot odwzorowuje zadaną trajektorię poprzez

różniczkowanie prędkości obrotu kół, co ma wpływ zarówno na kąt skrętu wózka napędowego, jak i prędkości ruchu całego urządzenia. Symulację przeprowadzono w środowisku MATLAB z wykorzystaniem modułu Simulink. Symulacje pozwalają na wczesną weryfikację przyjętych koncepcji sterowania, ocenę dynamiki ruchu układu oraz wstępne dostosowanie parametrów regulatorów przed ich implementacją na fizycznym prototypie.



Rys. 1. Uproszczony model robota
Fig. 1. Simplified robot model

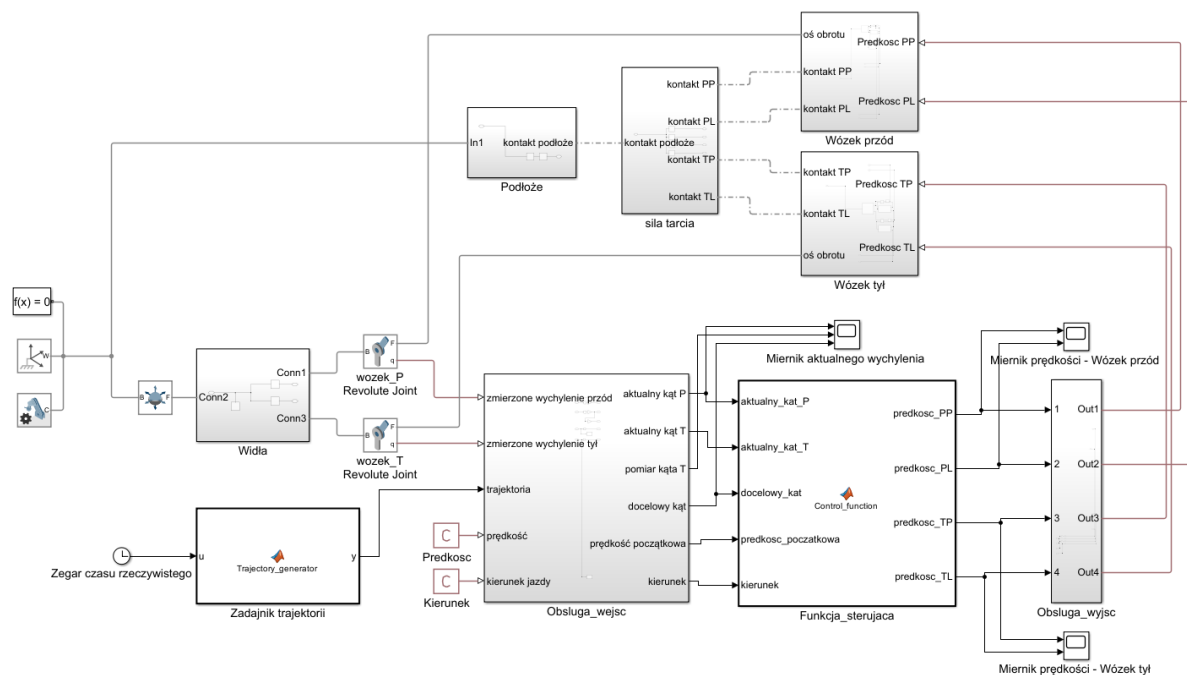
2. Koncepcja systemu i strategia sterowania

System transportowy bazuje na dwóch identycznych robotach mobilnych, zdolnych do wjazdu pod standardową paletę i jej podniesienia za pomocą zintegrowanego mechanizmu. Roboty współpracują w konfiguracji Leader-Follower. Kluczowym elementem mechanicznym każdego robota są dwa niezależnie sterowane wózki napędowe wykorzystywane jednocześnie do funkcji podnoszenia. Sterowanie kierunkiem jazdy odbywa się poprzez zmianę kąta obrotu wózków względem platformy wynikającą z odpowiedniego doboru prędkości zadawanej poszczególnym kołom [2].

Przyjęta strategia sterowania polega na kontroli sygnałów sterujących odpowiadających za prędkość zadawaną silnikom krokowym, które napędzają koła z wykorzystaniem przekładni. Kąt skrętu jest dodatkowo kontrolowany przez enkoder, w celu eliminacji błędów wynikających np. z poślizgu. Do realizacji tego zadania dla każdego wózka zastosowano niezależny regulator PID (Proportional-Integral-Derivative). Sygnałem wejściowym regulatora jest błąd pomiędzy zadaniem a rzeczywistym kątem wychylenia wózka, natomiast sygnałem wyjściowym jest wartość żądanej różnicy prędkości kątowych między kołami wózka, potrzebnej do korekty kąta wychylenia. Dane te są następnie wykorzystywane przez niskopoziomowe sterowniki silników. Taka strategia pozwala na precyzyjne sterowanie orientacją wózków przy jednoczesnym utrzymaniu stałej szybkości liniowej i holonomiczności platformy.

3. Model symulacyjny w MATLAB/Simulink

Do weryfikacji przyjętej strategii wytwarzania sygnałów sterowniczych i analizy dynamiki układu zbudowano model symulacyjny w środowisku Simulink (Rys. 2.). Wybór tego środowiska uzasadniony był jego zaawansowanymi możliwościami w zakresie modelowania systemów dynamicznych, implementacji algorytmów sterowania oraz integracji z narzędziami do analizy i wizualizacji danych [1].



Rys. 2. Schemat blokowy modelu symulacyjnego Simulink
Fig. 2. Block diagram of the simulation model in Simulink

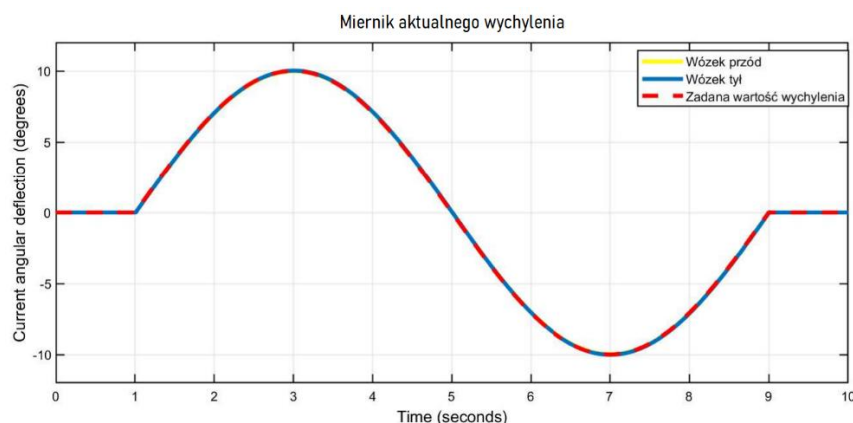
Powyższy model symulacyjny można podzielić na kilka kluczowych części. **Generator trajektorii** odpowiadający za generowanie zadanej ścieżki ruchu oraz orientacji platformy w czasie, **model kinematyczny robota** implementuje zależności pomiędzy prędkościami liniowymi i kątowymi platformy a wymaganymi kątami skrętów i prędkościami kół uwzględniając geometrię całego robota. Aby poprawnie zasymulować dynamikę ruchu uwzględniając takie czynniki jak tarcie, opóźnienia, dynamikę pracy silników czy potencjalne ograniczenia, konieczne jest zamodelowanie **warunków fizycznych układu**. Istotną częścią układu są **regulatory PID** którego zadaniem jest obliczanie wymaganej różnicy prędkości kół na podstawie błędu kąta wychylenia.

Parametry modelu, takie jak warunki geometryczne i fizyczne robota a także współczynniki wzmocnienia regulatorów PID, zostały dobrane na podstawie wstępnych założeń projektowych i mogą być dalej optymalizowane w procesie symulacji i testów.

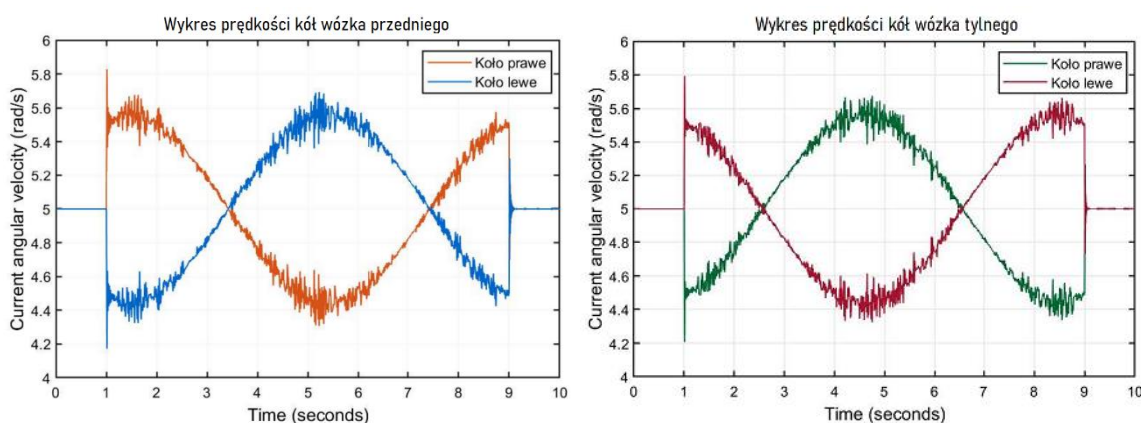
4. Wyniki symulacji

Przeprowadzone symulacje działania modelu pozwoliły na ocenę skuteczności działania zaimplementowanej strategii sterowania. Zadana przez autorów trajektorią ruchu był jeden okres funkcji sinus przedstawiony na rysunku 3. Na wykresie można zauważyć, że regulator PID skutecznie minimalizuje błąd dopasowując oczekiwany kąt skrętu dokładnie do zadanej trajektorii. Wykresy na rysunku 4 ilustrują prędkości kątowe poszczególnych wózków. Podczas realizacji skrętów widoczne jest, że prędkości kół na tej samej osi są wyraźnie różne, co generuje moment skręcający wózek. Wartości oscylują wokół prędkości zadanej wynikającej z prędkości liniowej platformy, a ich różnica odpowiada sygnałowi sterującemu regulatora PID. Potwierdza to poprawność działania zasady sterowania kątem poprzez różnicowanie prędkości.

Wyniki symulacji potwierdziły, że przyjęta architektura sterowania i algorytm regulacji PID są w stanie zapewnić stabilne i precyzyjne sterowanie orientacją wózków napędowych, co jest kluczowe w kontekście manewrowości całej platformy transportowej.



Rys. 3. Porównanie zadanej trajektorii do rzeczywistego kąta wychylenia wózka
Fig. 3. Comparing the specified trajectory to the actual tilt angle of the trolley



Rys. 4. Wynikowe prędkości kątowe zadawane na koła
Fig. 4. Resulting angular speeds set on wheels

5. Wnioski

Przeprowadzone modelowanie i symulacja w środowisku MATLAB Simulink stanowiły istotny etap w rozwoju systemu autonomicznego transportu palet. Potwierdzono skuteczność przyjętej strategii sterowania kątem skrętu wózków napędowych za pomocą regulatorów PID i różnicowania prędkości kół. Model symulacyjny pozwolił na analizę dynamiki układu i weryfikację założeń projektowych w kontrolowanym środowisku wirtualnym. Uzyskane wyniki symulacji wskazują na poprawność działania zaproponowanego algorytmu sterowania i stanowią podstawę do dalszych prac nad implementacją systemu na fizycznym prototypie oraz jego iteracyjnym rozwojem i testowaniem w warunkach rzeczywistych.

Literatura

1. MathWorks, Simulink Control Design Documentation. Pobrano [data pobrania, np. 28.05.2024] z <https://www.mathworks.com/products/simulink-control-design.html> (2024).
2. Tchoń K., Mazur A., Dulęba I., Hossa R., Muszyński R., Manipulatory i roboty mobilne. Modele, planowanie ruchu, sterowanie. Akademicka Oficyna Wydawnicza PLJ, Warszawa (2000).

WSTĘPNE BADANIA SYMULACYJNE ZJAWISKA OBLODZENIA SKRZYDEŁ SAMOŁOTU

mgr inż. PRZEMYSŁAW GRYT,

Inżynieria Mechaniczna, semestr II, 3 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Piotr Przyszałka, Prof. PŚ

Streszczenie. Zjawisko oblodzenia statków powietrznych ma istotny wpływ na bezpieczeństwo wykonywania lotu. W artykule została przedstawiona analiza występowania powyższego zjawiska oraz badanie jego wpływu na charakterystykę aerodynamiczną skrzydła. Do testów symulacyjnych wykorzystano oprogramowanie LewINT oraz XFLR5.



Słowa kluczowe: symulacja komputerowa, aerodynamika, oblodzenie

PRELIMINARY SIMULATION STUDIES OF AIRCRAFT WING ICING PHENOMENON

Abstract. In-flight icing has a crucial impact on aviation safety. Occurrence analysis and an examination of icing influence on aerodynamic characteristics are presented in this article. To conduct simulation tests, LewINT and XFLR5 were used.

Keywords: simulation, aerodynamics, inflight icing

1. Wprowadzenie

Wpływ oblodzenia na statek powietrzny jest w każdym przypadku niekorzystny, prowadzi do zwiększenia zużycia paliwa, prędkości przeciągnięcia, a w przypadkach skrajnych do wypadków, gdzie samolot w sposób niekontrolowany zderza się z ziemią [1]. W niniejszym artykule zostały przedstawione wyniki badań symulacyjnych zjawiska oblodzenia skrzydeł samolotu. Oblodzenie ma bezpośredni wpływ na przebieg lotu oraz aerodynamikę. Układ sił działający na samolot w trakcie lotu można przedstawić za pomocą 4 składowych: siły oporu, siły nośnej, siły ciągu oraz ciężaru statku powietrznego. W niniejszej pracy zostanie omówiony wpływ oblodzenia na powyższe siły oraz metody w jaki sposób to zjawisko jest badane. Przyczynami występowania oblodzenia w locie są m.in.:

- osiadanie kryształków lodu,
- zamarzanie kropel wody na konstrukcji samolotu,
- sublimacja pary wodnej na konstrukcji samolotu [2].

Ze względu na charakter oblodzenia wyróżnia się:

- lód szklisty (ang. clear ice) – powstaje po zamarznięciu przechłodzonych dużych kropel wody, charakteryzuje się dużą twardością i ścisłym przyleganiem do konstrukcji samolotu,
- lód porowaty (ang. rime ice) - powstaje po zamarznięciu mniejszych kropel wody, cechuje się dużą porowatością i mniejszą twardością niż lód szklisty,
- lód mieszany (ang. mixed ice) – jest kombinacją dwóch powyższych rodzajów [3].

Wpływ oblodzenia na siły działające na samolot przedstawiają się następująco:

- zmniejszenie siły ciągu (przy oblodzeniu łopat śmigła lub wlotów do silników odrzutowych),

- zmniejszenie siły nośnej (zaburzenie przepływu wokół płata nośnego, szczególnie w obszarze warstwy przyściennej),
- zwiększenie siły oporu (j.w.)
- zwiększenie ciężaru samolotu (poprzez nagromadzenie się lodu na poszyciu) [1].

W dalszej części artykułu została przedstawiona metodyka przeprowadzonych symulacji oraz uzyskane wyniki.

2. Opis metodyki badawczej

Do wykonania badań opisanych w niniejszym artykule użyto oprogramowanie LewInt [4]. Wiarygodność programu została potwierdzona przez NASA [5]. Kształt profilu ma bezpośredni wpływ na właściwości lotne statku powietrznego.

Kształt warstwy lodu na skrzydle samolotu wyznaczany jest iteracyjnie. Początkowo obliczany jest przepływ powietrza (ang. flow field) wokół profilu nieoblodzonego oraz trajektoria i oddziaływanie kropli wody (ang. impingement) na profil. Kolejno wyznaczany jest nowy kształt profilu po zamarznięciu porcji wody, która oddziaływała na profil w danym kroku czasowym symulacji. Kroki powtarzane są do zakończenia czasu symulacji [6].

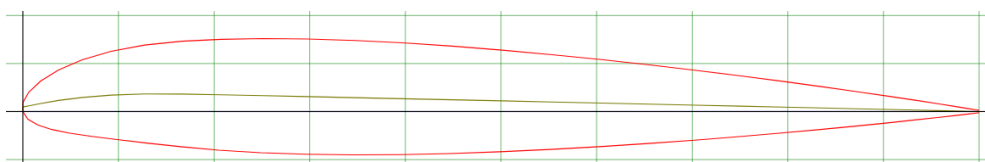
Do wyznaczenia współczynnika siły nośnej C_z wykorzystano oprogramowanie XFLR5, które wykorzystuje numeryczne rozwiązania uproszczonych równań Naviera-Stokesa [7].

Zakresy parametrów wejściowych użytych do testów symulacyjnych (tab.1), wybrano celem symulacji warunków najbardziej intensywnego oblodzenia. Badany profil to: NACA 23012 (rys.1). Wszystkie symulacje oblodzenia przeprowadzono dla kąta natarcia $\alpha = 2^\circ$. Analizę charakterystyki aerodynamicznej $C_z(\alpha)$ przeprowadzono w zakresie kątów $\alpha \in \langle 2; 17 \rangle$, aby pokazać właściwości profilu w zakresie użytkowych kątów natarcia. Wpływ kąta natarcia na oblodzenie skrzydła nie został zbadany we wstępnej analizie oblodzenia. Na rys. 2-4 pokazano stan ustalony symulacji oblodzenia po zadanym czasie. Zakresy wartości parametrów w tab. 1 zawierają się w zakresach wartości parametrów użytych do eksperymentalnej walidacji oprogramowania [8].

Tab. 1. Zakres parametrów użytych do testów symulacyjnych.

Tab. 1. Range of parameters used for simulations.

Wielkość fizyczna	Zakres wartości
Prędkość	(57;146) m/s
Średnia średnica kropli	(20;50) μm
Temperatura	(-30;-3) $^\circ\text{C}$
Czas	(2;45) min



Rys. 1. Profil NACA 23012 [7]

Fig. 1. NACA 23012 airfoil [7]

W celu analizy jakościowej spadku właściwości aerodynamicznych każdy z uzyskanych kształtów oblodzonego profilu NACA 23012 przeanalizowano w programie XFLR5 i wyznaczono współczynnik siły nośnej C_z .

3. Wyniki symulacji

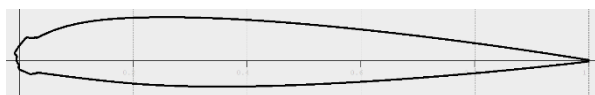
Wyniki symulacji zostały przedstawione w tab. 2. W tej serii symulacji jedynym zmieniającym się parametrem był prędkość powietrza opływającego profil NACA 23012. Współczynnik siły nośnej dla profilu nieoblodzonego dla $\alpha = 2^\circ$ wynosi $C_z \approx 0,42$.

Tab. 2. Warunki i wyniki przeprowadzonych testów.

Tab. 2. Simulations summary

L.p. symulacji	1	2	3
Wielkość fizyczna			
Prędkość [m/s]	62	92	117
Średnia średnica kropli [μm]	30	30	30
Temperatura [$^\circ\text{C}$]	-5	-5	-5
Czas [min]	600	600	600
Wsp. siły nośnej dla $\alpha=2^\circ$	0,327	0,306	0,382

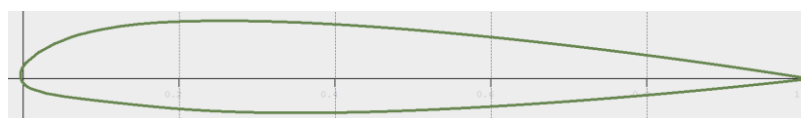
Na rys. 2-4 przedstawiono przykładowe profile o współczynnikach $C_z = 0,327$ (rys. 2), $C_z = 0,306$ (rys. 3), $C_z = 0,382$ (rys. 4).



Rys. 2. Profil NACA 23012 (symulacja 1)
Fig. 2. NACA 23012 airfoil (simulation 1)

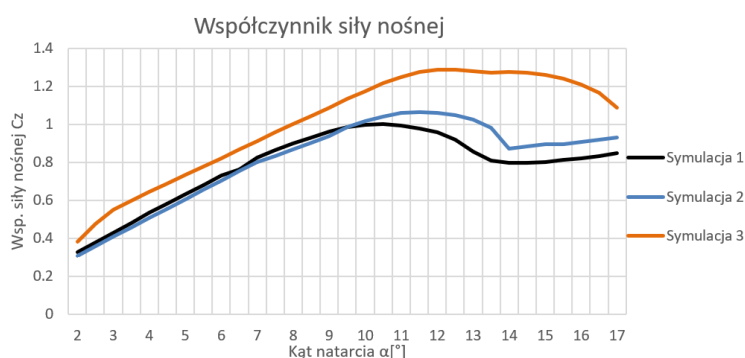


Rys. 3. Profil NACA 23012 (symulacja 2)
Fig. 3. NACA 23012 airfoil (simulation 2)



Rys. 4. Profil NACA 23012 (symulacja 3)
Fig. 4. NACA 23012 airfoil (simulation 3)

Po przeprowadzonych symulacjach (tab. 2) stwierdzono, że kształt oblodzonego profilu lotniczego ma bezpośredni wpływ na charakterystykę aerodynamiczną skrzydła. W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki uzyskane z trzech symulacji. Jedynym parametrem, który ulegał zmianie była prędkość lotu, co pozwoliło na zbadanie wpływu prędkości na tworzenie się lodu na powierzchni skrzydła. W celu umożliwienia porównania wyników wyznaczono współczynnik siły nośnej C_z dla każdego z przypadków (rys. 5). Dla najmniejszej badanej prędkości równej 62 m/s uzyskano $C_z = 0,327$, dla prędkości 92 m/s $C_z = 0,306$ oraz dla prędkości 117 m/s $C_z = 0,382$. Pokazuje to, że zmiana C_z jest nieliniowa. W celu szerszej analizy profili z rys. 2-4 wykonano obliczenia C_z dla $\alpha \in \langle 2; 17 \rangle$. Dla symulacji 1 $\alpha_{kr} = 10,5^\circ$ przy $C_{zmax} = 1$; dla symulacji 2 $\alpha_{kr} = 11,5^\circ$ przy $C_{zmax} = 1,06$; dla symulacji 3 $\alpha_{kr} = 13^\circ$ przy $C_{zmax} = 1,29$. Profil nieoblodzony uzyskuje wartości $\alpha_{kr} = 13^\circ$ przy $C_{zmax} = 1,32$.



Rys. 5. Wykres zależność współczynnika siły nośnej od kąta natarcia
Fig. 5. Lift coefficient curve versus angle of attack

4. Wnioski

Powyższe wyniki należy traktować jako analizę jakościową zjawiska, która pokazuje tendencję do tworzenia się lodu na skrzydłach samolotu. Zjawisko powstawania oblodzenia jest bardzo złożone i nadrzędną rolę w ich badaniu mają eksperymenty w tunelach aerodynamicznych i próby w locie. Oprogramowanie LewINT oraz XFLR5 pozwoliło na uzyskanie wyników mogących służyć do wstępnej analizy zjawiska oblodzenia lub weryfikacji modeli numerycznych.

Literatura

1. Han N., i in., A Flight-Testing Campaign to Examine Inflight Icing Characteristics and its Effects on the Flight Performance of an Unmanned-Aerial-Vehicle, Cold Regions Science and Technology, (2022).
2. Gent R. W., Dart N. P., Cansdale J. T., Aircraft icing, The royal society, (2000).
3. Barbagallo J., Pilot Guide: Flight in Icing Conditions, Federal Aviation Administration, (2015).
4. American Kestrel Company, <https://www.americankestrelco.com/LewInt.html>, (dostęp 26.02.2025).
5. Wright W., Potapczuk M., Levinson L., Comparison of LEWICE and GlennICE in the SLD Regime, NASA, (2008).
6. Ruff G. A., Berkowitz B. M., Users Manual for the NASA LewisIce Accretion Prediction Code (LEWICE), NASA, (1990).
7. Deperrois A., Overview of the theoretical background in XFLR5, (2019).
8. Wright W., User's Manual for LEWICE Version 3.2, NASA, (2008).

OPTIMALIZACJA ZASOBÓW OBLICZENIOWYCH ROBOTA MOBILNEGO PHOENIX III POPRZEZ KONTENERYZACJĘ PROCESÓW

inż. JAKUB GURGUL,

Informatyka – profil praktyczny, Wydział Matematyki Stosowanej, semestr III, 2 stopień

WOJCIECH ŁOZIŃSKI,

Mechatronika przemysłowa, Wydział Mechaniczny Technologiczny, semestr VI, 1 stopień

Opiekun naukowy: Dr inż. Andrzej Jałowiecki

Streszczenie. W artykule przedstawiono proces ewolucji architektury sterowania robotem mobilnym Phoenix III z tradycyjnego rozproszonego modelu opartego o dwa komputery SBC (ang. Single Board Computer), na jedną, scentralizowaną platformę wykorzystującą technologię kontenerów Docker. Wyniki testów wykazały znaczne lepsze wykorzystanie zasobów sprzętowych oraz uproszczenie zarządzania oprogramowaniem robota. Przedstawione rozwiązanie stanowi podstawę do dalszej rozbudowy i wdrożeń w kolejnych generacjach systemów robotycznych tworzonych przez SKN Silesian Phoenix.



Słowa kluczowe: robot mobilny, Silesian Phoenix, konteneryzacja, optymalizacja zasobów, system sterowania

OPTIMIZATION OF COMPUTING RESOURCES IN THE MOBILE ROBOT PHOENIX III THROUGH PROCESS CONTAINERIZATION

Abstract. The paper presents the evolution of the control architecture of the Phoenix III mobile robot from a traditional distributed model based on two SBC computers to a centralized platform using Docker container technology. The test results demonstrated significantly improved hardware resource use and simplified software management. The proposed solution forms the foundation for further development and implementation in next generations of robotic systems designed by the Silesian Phoenix Student Scientific Association.

Keywords: mobile robot, Silesian Phoenix, containerization, resource optimization, control system

1. Wprowadzenie

Celem prac opisanych w niniejszym artykule było zaprojektowanie oraz przeprowadzenie procesu transformacji architektury systemu sterowania robota mobilnego *Phoenix III* w kierunku rozwiązania scentralizowanego, opartego na technologii kontenerów Docker.

Dotychczasowa architektura, oparta była na dwóch niezależnych komputerach jednopłytkowych (SBC), umożliwiała rozdzielenie funkcji sterowania manipulatorem oraz podwoziem, jednak wiązała się z szeregiem ograniczeń, głównie problemem złożoności komunikacji pomiędzy komputerami (rys. 1a). Motywacją do zmiany była chęć zwiększenia efektywności oraz przygotowania platformy do dalszej rozbudowy o bardziej złożone funkcje, takie jak np. zaawansowane przetwarzanie danych wizyjnych.

2. Przegląd literatury

Modularność w sterowaniu robotami jest najczęściej realizowana poprzez rozdzielenie komponentów – zarówno na poziomie sprzętowym, jak i programowym. Chociaż podejście to ułatwia równoległy rozwój poszczególnych funkcji robota, generuje również istotne trudności w zakresie synchronizacji oraz integracji systemu jako całości [5].

Wirtualizacja oraz konteneryzacja stanowią nowoczesne rozwiązanie powyższego problemu, umożliwiając izolację poszczególnych środowisk oraz efektywne zarządzanie zasobami [2]. W kontekście robotyki mobilnej, techniki te wykorzystywane są głównie w ramach rozbudowanych systemów, w których istotne jest szybkie wdrażanie i rekonfiguracja. W szczególności wykorzystywana jest technologia *Docker*, dzięki niskim narzutom wydajnościowym i łatwości integracji z innymi systemami, stosowana w projektach takich jak roje robotów [6] czy w autonomicznych pojazdach naziemnych [1].

3. Architektura wyjściowa Phoenix’a III

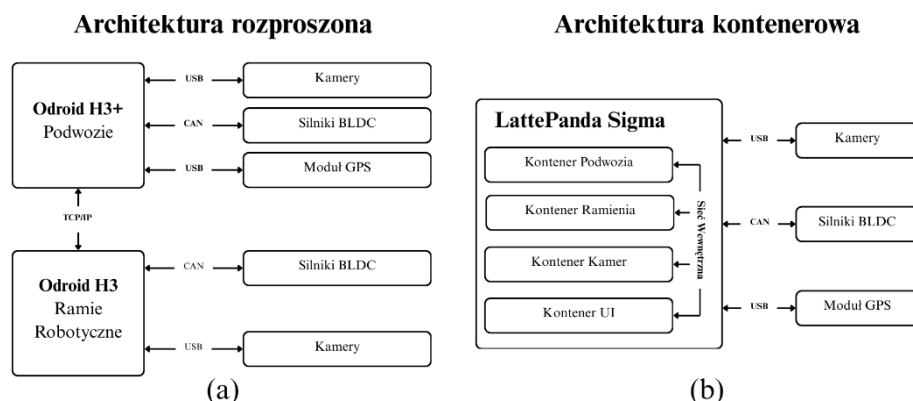
W początkowej wersji systemu sterowania zastosowano architekturę rozproszoną, opartą na dwóch niezależnych komputerach SBC (Odroid H3 oraz Odroid H3+). Pierwszy z nich odpowiedzialny był za obsługę manipulatora oraz jego kamer, natomiast drugi zarządzał podwoziem oraz jego zestawem kamer. Taki podział zadań umożliwił równoległe przetwarzanie danych oraz niezależne rozwijanie funkcjonalności, ale posiadał istotne wady. Do najważniejszych problemów wynikających z zastosowania modelu rozproszonego należały: złożoność komunikacji między komponentami, trudności w utrzymaniu spójności wersji oprogramowania oraz środowisk uruchomieniowych na obu jednostkach, zwiększone zużycie energii oraz zasobów obliczeniowych wynikające z redundancji usług systemowych i niskiej optymalizacji rozkładu zadań, podatność na błędy wynikające z opóźnień w synchronizacji czasowej. W rezultacie, mimo początkowej elastyczności i prostoty wdrożenia, architektura ta okazała się nieefektywna w kontekście dalszej rozbudowy oraz integracji nowych technologii.

4. Projekt architektury kontenerowej

Na potrzeby nowej architektury zdecydowano się na wykorzystanie technologii *Docker*. Wybór ten podyktowany był lekkością środowiska wykonawczego, dostępnością bogatego ekosystemu narzędzi oraz wysokim stopniem integracji z systemami linuksowymi. *Docker* umożliwił precyzyjną separację funkcjonalną komponentów sterowania oraz ich niezależny rozwój, testowanie i wdrażanie w ramach jednego, wspólnego systemu operacyjnego.

Zaprojektowano i zbudowano trzy główne obrazy, z których utworzono cztery aktywne instancje (rys. 1b). Wszystkie kontenery zbudowano w oparciu o system bazowy *Ubuntu 24.04 LTS*: **Kontener podwozia** – odpowiedzialny za przetwarzanie poleceń ruchu, kontrolę silników oraz akwizycję danych z enkoderów, **Kontener ramienia** – zarządzający sterowaniem manipulatorem, **Kontener obsługi kamer** – realizujący strumieniowanie wideo oraz wstępną analizę obrazów z kamer RGB oraz głębi, **Kontener interfejsu użytkownika** – zawierający serwer *Flask* [3] odpowiedzialny za prezentację danych i interakcję z operatorem robota poprzez przeglądarkowe UI (ang. *User Interface*, Interfejs Użytkownika).

Do komunikacji pomiędzy kontenerami wykorzystano mechanizm mostu sieciowego oraz interfejsy typu *host alias*, zapewniające bezpośredni dostęp do wybranych usług. Dane przesyłano głównie za pośrednictwem protokołów *TCP/IP*. Synchronizacja stanów oraz publikacja danych diagnostycznych odbywała się za pomocą lekkiego systemu kolejkowego opartego o *ZeroMQ* [8], co zapewniło niską latencję i odporność na błędy transmisji.



Rys. 1. Porównanie schematów architektury rozproszonej oraz kontenerowej
Fig. 1. Comparison of Distributed and Container Architecture Schemes

5. Implementacja

Dla każdego kontenera przygotowano indywidualny plik, definiujący środowisko uruchomieniowe oraz zależności. Kontenery odpowiedzialne za podwozie i ramię robota wyposażono dodatkowo w bibliotekę *ROS 2 Jazzy* [7], umożliwiającą integrację z istniejącym ekosystemem. Kontener kamer wyposażono w bibliotekę *GStreamer* [4] wraz z odpowiednimi rozszerzeniami do obsługi urządzeń wideo, kodeków oraz transmisji strumieniowej.

Zaimplementowane kontenery zostały w pełni zintegrowane z systemem operacyjnym robota, uruchamianym na jednym komputerze pokładowym o zwiększonej mocy obliczeniowej (LattePanda Sigma, 12-rdzeniowy procesor Intel, 16 GB RAM). Do zarządzania cyklem życia kontenerów wykorzystano mechanizm *Docker Compose*, co umożliwiło ich równoczesne uruchamianie, restartowanie oraz automatyczną rekonfigurację przy zmianach w plikach konfiguracyjnych.

6. Metodyka testów i kryteria oceny

W celu oceny efektywności nowej architektury systemu kontenerowego opracowano trzy główne scenariusze testowe: **Uruchamianie systemu** – pomiar całkowitego czasu inicjalizacji poszczególnych kontenerów oraz ich wzajemnej dostępności, **Odporność na awarie** – testy polegające na celowym zatrzymaniu wybranych usług oraz ocena zdolności systemu do samoczynnego przywrócenia działania, **Restart systemu** – analiza zachowania systemu po ponownym uruchomieniu hosta, z uwzględnieniem trwałości danych i poprawności przywracania stanu poszczególnych modułów.

Wyniki testów zestawiono z analogicznymi pomiarami przeprowadzonymi w architekturze rozproszonej (tj. przy dwóch niezależnych komputerach SBC), co umożliwiło przeprowadzenie bezpośredniego porównania skuteczności obu podejść.

7. Wyniki oraz wnioski

W wyniku przeprowadzonych testów zaobserwowano istotne różnice w wydajności oraz stabilności działania systemu. **Średni czas uruchamiania wszystkich kontenerów** w nowym rozwiązaniu **uległ skróceniu o około 35%** względem wersji rozproszonej. Skrócenie to wynikało przede wszystkim z eliminacji konieczności synchronizacji pomiędzy dwoma niezależnymi komputerami. Ponadto, zaobserwowano wyraźne obniżenie zużycia zasobów

obliczeniowych – przeciętne **zużycie pamięci RAM** w stanie jałowym **zmniejszyło się o 20 – 25%**, natomiast średnie **obciążenie CPU obniżyło się o 15%**, mimo uruchamiania większej liczby usług w ramach jednego systemu. **W przypadku testów odpornościowych**, nowa architektura wykazała się wysoką niezawodnością – **w 100% przypadków kontenery uruchamiały się poprawnie po restarcie hosta** oraz restartach lokalnych. W architekturze rozproszonej występowały natomiast problemy z sekwencją uruchamiania usług ROS oraz ich wzajemnym wykrywaniem w przypadku opóźnionego dostępu do sieci. Ponadto zaobserwowano zwiększenie zapotrzebowania na energię elektryczną nowego rozwiązania ze względu na wykorzystanie procesora o wyższej mocy. Jego wykorzystanie jest uzasadnione ponieważ komputer o słabszej mocy (Odroid H3+) nie był w stanie obsługiwać tylu kontenerów na raz.

Wyniki przeprowadzonych testów potwierdziły, że zastosowanie kontenerów przyczyniło się do skrócenia czasu uruchamiania systemu, zmniejszenia zużycia CPU i pamięci RAM oraz zwiększenia odporności systemu na awarie i restart poszczególnych komponentów. Szczególnie istotną zaletą była możliwość precyzyjnej separacji funkcjonalnej modułów oraz łatwej rekonfiguracji całego środowiska z użyciem narzędzi takich jak *Docker Compose*.

Pomimo licznych zalet, zauważono również pewne ograniczenia, związane głównie z dostępem do urządzeń peryferyjnych i potrzebą stosowania dodatkowych uprawnień kontenerów w przypadku niskopoziomowej komunikacji sprzętowej. Ograniczenia te zostały jednak skutecznie zniwelowane poprzez odpowiednią konfigurację środowiska uruchomieniowego.

Zaproponowane rozwiązanie stanowi solidną podstawę do dalszej rozbudowy, w tym w szczególności do wdrożenia mechanizmów orkiestracji kontenerów czy rozproszonego monitorowania usług.

Literatura

1. Acar, B., Augusto, M. G., Sterling, M., Sivrikaya, F., & Albayrak, S. (2023). A survey on the use of container technologies in autonomous driving and the case of Beintelli. *IEEE Open Journal of Intelligent Transportation Systems*, 4, 800–814.
2. Chiueh, S. N., & Brook, S. (2005). A survey on virtualization technologies. *RPE Report*, 142.
3. Flask, <https://flask.palletsprojects.com/en/stable/>, data ostatniego dostępu 12.05.2025
4. GStreamer, <https://gstreamer.freedesktop.org>, data ostatniego dostępu 12.05.2025
5. Gutiérrez, C. S. V., Juan, L. U. S., Ugarte, I. Z., Goenaga, I. M., Kirschgens, L. A., & Vilches, V. M. (2018). Time synchronization in modular collaborative robots. arXiv:1809.07295.
6. Karnapke, R., Richter, M., & Werner, M. (2024). Virtualization in robot swarms: Past, present, and future. In *2024 IEEE 21st Consumer Communications & Networking Conference (CCNC)* (pp. 1–6). IEEE.
7. ROS 2 Jazzy, <https://docs.ros.org/en/jazzy/index.html>, data ostatniego dostępu 12.05.2025
8. ZeroMQ, <https://zeromq.org>, data ostatniego dostępu 12.05.2025

SYMULACJA SYSTEMU GENEROWANIA CHMURY PUNKTÓW W ŚRODOWISKU ROS 2 Z UŻYCIEM GAZEBO

TOMASZ HAREŹŁAK,

Automatyka i Robotyka Przemysłowa, semestr IV, 1 stopień

MAKSYMILIAN MALAKA,

Automatyka i Robotyka Przemysłowa, semestr IV, 1 stopień

SZYMON PATER-ZIEMIĘCKI,

Automatyka i Robotyka Przemysłowa, semestr IV, 1 stopień

Opiekun naukowy: Dr inż. Piotr Michalski

Streszczenie. Artykuł przedstawia proces przygotowania symulacji komputerowej systemu generowania chmury punktów w środowisku ROS 2 (*Robot Operating System 2*) z użyciem oprogramowania symulacyjnego Gazebo. Praca polegała na wykonaniu symulacji komputerowej z użyciem uproszczonego, zaprojektowanego wcześniej modelu robota, która pozwoli na wygenerowanie chmury punktów potrzebnej do jednoczesnego mapowania i lokalizacji autonomicznego robota w zakładzie produkcyjnym. Wybrany czujnikiem generującym chmurę punktów jest LiDAR 3D.

Słowa kluczowe: LiDAR, ROS 2, Gazebo, AMR, SLAM

SIMULATION OF A POINT CLOUD GENERATION SYSTEM IN THE ROS 2 ENVIRONMENT USING GAZEBO

Abstract. The article presents the process of preparing a computer simulation of a point cloud generation system in the ROS 2 (*Robot Operating System 2*) environment using the Gazebo simulation software. The work involved conducting a computer simulation using a previously designed simplified robot model, which enables the generation of a point cloud necessary for simultaneous mapping and localization (SLAM) of an autonomous robot in a manufacturing plant. The chosen sensor for generating the point cloud is a LiDAR 3D.

Keywords: LiDAR, ROS 2, Gazebo, AMR, SLAM

1. Wprowadzenie

Automatyzacja procesów logistycznych jest istotnym zagadnieniem współczesnego przemysłu. Rosnące potrzeby zakładów przemysłowych prowadzą do rozwoju systemów wykorzystujących autonomiczne roboty mobilne (AMR, *Autonomous Mobile Robot*), których kluczową cechą jest szybkie dostosowywanie się do nieprzewidzianych przestojów, awarii oraz nagłych zmian typowych tras transportowych. Jednym z elementów autonomicznych systemów logistycznych jest możliwość jednoczesnego mapowania oraz lokalizacji robota w przestrzeni (SLAM, *Simultaneous Localization And Mapping*). Standardem przemysłowym jest wykonanie skanu budynku, a następnie porównanie punktów charakterystycznych z generowaną przez robota chmurą punktów, co pozwala na dokładne ustalenie lokalizacji urządzenia oraz wykrycie istotnych zmian lub przeszkód. Robot, aby mógł generować wspomniane punkty, musi być

wyposażony w odpowiednie sensory, w tym przypadku wykorzystano LiDAR 3D (*Light Detection and Ranging*).

Praca przedstawiona w artykule, jest elementem projektu realizowanego przez koła naukowe SKN „Mechatroniki napędów SEW Eurodrive” i MSKN Zastosowania Układów Sensorycznych i Sieci Przemysłowych „SENSO”, który polega na opracowaniu systemu transportu palet bazującego na parze współpracujących, niskoprofilowych robotów. Przygotowanie środowiska symulacyjnego, umożliwiającego generowanie chmury punktów, jest istotnym etapem w kontekście testowania algorytmów SLAM oraz przyspieszenia implementacji rozwiązań programowych potrzebnych do realizacji projektu.

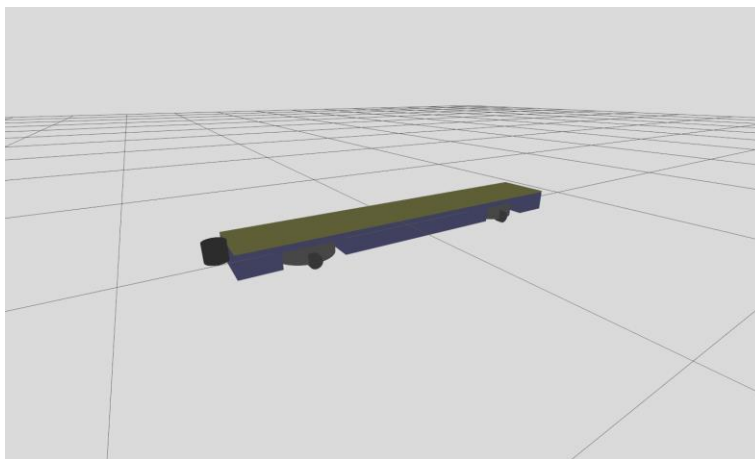
2. Wykorzystane metody

ROS 2 (*Robot Operating System 2*) to otwartoźródłowy zestaw bibliotek i narzędzi programistycznych, przeznaczony do tworzenia oprogramowania dla systemów robotycznych. Podstawowym elementem architektury ROS 2 jest węzeł – niezależna jednostka wykonawcza odpowiedzialna za realizację określonych zadań, takich jak przetwarzanie danych z czujników, sterowanie napędami lub podejmowanie decyzji. Węzły komunikują się ze sobą poprzez mechanizmy publikacji i subskrypcji. Modułarna architektura systemu umożliwia łatwą integrację różnych komponentów robotów. ROS 2 znajduje szerokie zastosowanie w badaniach naukowych, prototypowaniu oraz rozwoju autonomicznych systemów robotycznych [1].

Gazebo to zaawansowane narzędzie do symulacji robotów i środowisk 3D, które pozwala na realistyczne odwzorowanie fizyki, sensorów (np. LiDAR, kamery RGB-D) oraz interakcji z otoczeniem [2]. Jest ściśle zintegrowane z ROS 2, umożliwiając łatwe testowanie algorytmów sterowania, percepcji i planowania bez konieczności użycia rzeczywistego sprzętu. Gazebo jest szczególnie użyteczne w pracach badawczo-rozwojowych nad autonomicznymi robotami i systemami percepcji.

3. Wykonanie symulacji

Na podstawie uproszczonego modelu robota, przygotowano plik SDF (*Simulation Description Format*), który jest formatem XML odczytywanym przez Gazebo. Plik dokładnie opisuje geometrię robota, definiuje więzy par kinematycznych, parametry fizyczne (np. masa), z użyciem dodatkowych modułów pozwala na poruszanie się robota oraz symuluje działanie różnych sensorów (np. LiDAR 3D). Na rysunku 1. przedstawiono strukturę geometryczną robota po wczytaniu go do oprogramowania [2].



Rys. 1. Struktura geometryczna robota

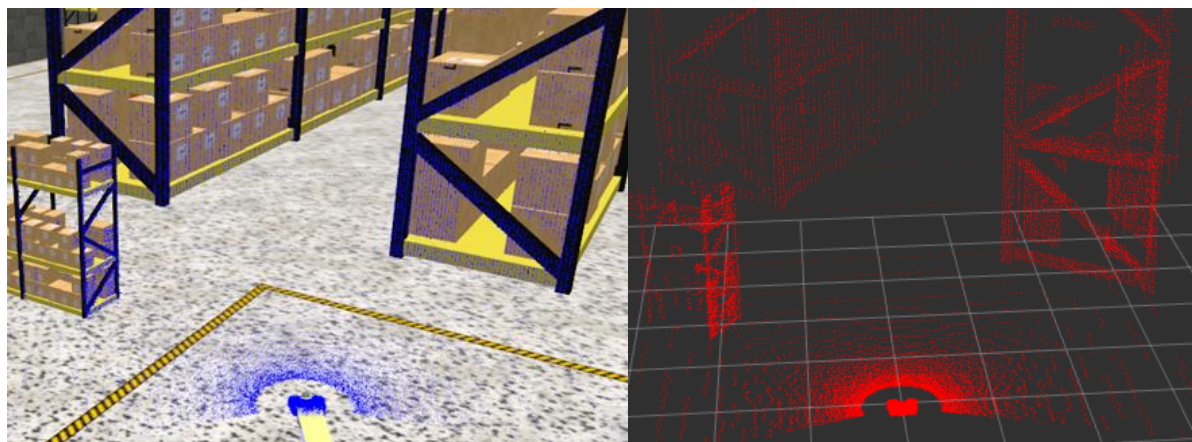
Fig. 1. Geometric structure of the robot

Model robota został umieszczony w środowisku testowym, z zastosowanym systemem symulacji fizycznej, proponowanym przez producenta oprogramowania, co zostało przedstawione na rysunku 2.



Rys. 2. Robot umieszczony w środowisku testowym
Fig. 2. Robot placed in the test environment

Kolejnym krokiem było wygenerowanie chmury punktów oraz przygotowanie węzła, pozwalającego na przesłanie jej z Gazebo do ROS 2. W celu sprawdzenia poprawności działania węzła porównano wygląd chmury punktów w programie Gazebo oraz w narzędziu wizualizacyjnym RViz2, które wchodzi w skład ROS 2, co zaprezentowano na rysunku 3. [3, 4].



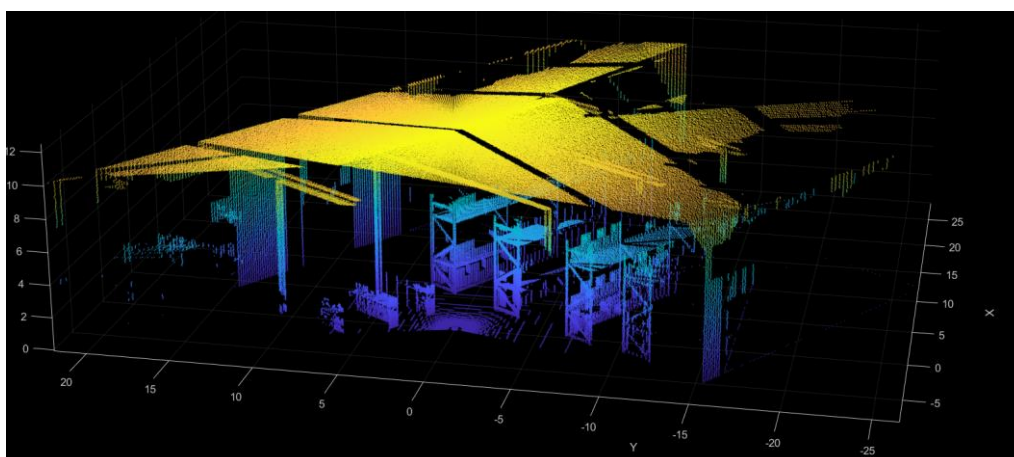
Rys. 3. Porównanie wizualizacji chmury punktów w RViz2 oraz w środowisku testowym
Fig. 3. Comparison of point cloud visualization in RViz2 and in the test environment

Następnie z użyciem innego węzła wyeksportowano wygenerowaną chmurę punktów w formacie .PCD (*Point Cloud Data*), pozwalając na wczytanie chmury w innych programach umożliwiających dalszą analizę.

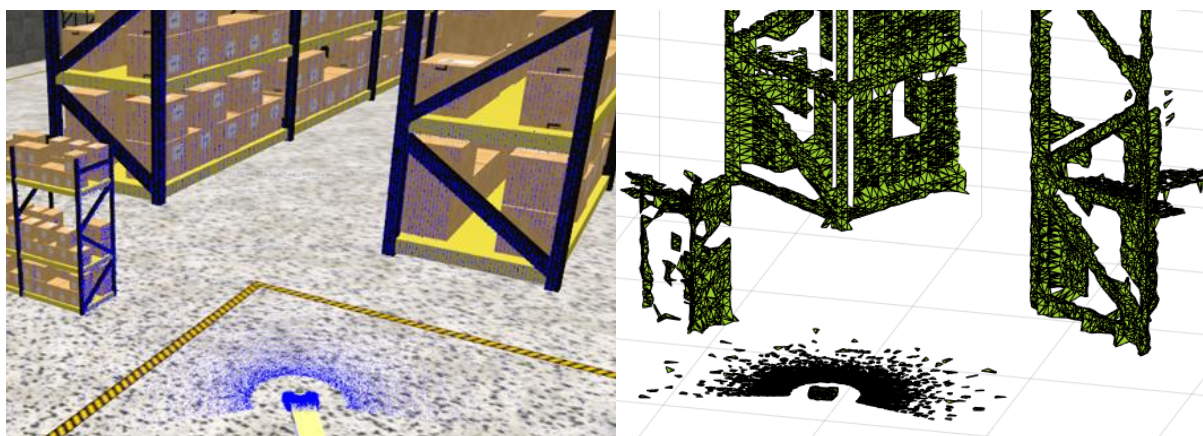
4. Wyniki symulacji

W celu sprawdzenia poprawności wyeksportowanego pliku, chmurę wgrano do programu Matlab, a następnie zwizualizowano ją [5], co zostało przedstawione na rysunku 4. Potwierdzenie użyteczności danych polegało na próbie odtworzeniu wyglądu środowiska

testowego z użyciem narzędzi wbudowanych w Matlab. Porównanie środowiska testowego z wygenerowaną siatką pokazano na rysunku 5.



Rys. 4. Wizualizacja chmury punktów w programie Matlab
Fig. 4. Point cloud visualization in Matlab



Rys. 5. Porównanie wygenerowanej siatki oraz środowiska testowego
Fig. 5. Comparison of the generated mesh and the test environment

5. Wnioski

Przeprowadzona symulacja jest istotnym etapem rozwoju projektu autonomicznego systemu transportu palet. Porównanie przedstawione na rysunku 5. potwierdziło poprawność i użyteczność generowanych danych, co umożliwia przejście do kolejnego etapu w postaci implementacji oraz testowania algorytmów SLAM.

Literatura

4. S. Macenski, T. Foote, B. Gerkey, C. Lalancette, W. Woodall, Robot Operating System 2: Design, architecture, and uses in the wild, Science Robotics vol. 7, 2022.
5. Dokumentacja Gazebo <https://gazebosim.org/docs/harmonic> (dostęp 22.04.2025)
6. S. Macenski, A. Soragna, M. Carroll, Z. Ge, Impact of ROS 2 Node Composition in Robotic Systems, IEEE Robotics and Autonomous Letters (RA-L), 2023.
7. Dokumentacja ROS2 <https://docs.ros.org/en/jazzy> (dostęp 22.05.2025)
8. Dokumentacja Matlab <https://www.mathworks.com/help/vision/point-cloud-processing.html> (dostęp 22.04.2025)

SZYBKIE PROTOTYPOWANIE PCB Z WYKORZYSTANIEM OPROGRAMOWANIA ECAD ORAZ CAM

RADOSŁAW KĘPA,

Mechatronika Przemysłowa, semestr IV, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr. inż. Andrzej Jałowiecki

Streszczenie. W niniejszym artykule skupiono się na procesie szybkiego prototypowania PCB (ang. Printed Circuit Board) z wykorzystaniem nowoczesnych metod wspomagania komputerowego takich jak ECAD (Electronic Computer-Aided Design) oraz CAM (Computer-Aided Manufacturing). Na etapie przeglądu dostępnych metod, wzięto pod uwagę czas jak i poziom skomplikowania wytworzenia prototypu. Porównano metody w pełni wspierane przez oprogramowanie CAM, jak i te częściowo wspierane, a następnie oceniono wpływ programów z rodziny CAX na cały proces.



Słowa kluczowe: PCB, CAM, ECAD, Szybkie prototypowanie

RAPID PCB PROTOTYPING USING ECAD AND CAM SOFTWARE

Abstract. This article focuses on the PCB rapid prototyping process using modern computer-aided design methods such as ECAD and CAM. At the stage of reviewing the available methods, time as well as the level of complexity of prototype manufacturing were taken into account. Methods fully supported by CAM software were compared, as well as those as well as those partially supported, and then the impact of CAX family programs on the prototyping process was evaluated.

Keywords: PCB, CAM, ECAD, Rapid prototyping

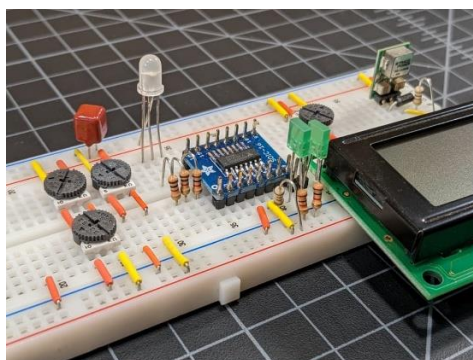
1. Wprowadzenie

Szybkie prototypowanie (ang. rapid prototyping) to proces projektowania, który skupia się na szybkim tworzeniu wstępnych, uproszczonych wersji produktu (prototypów) w celu ich testowania, oceny i udoskonalania. Coraz częściej jest stosowane w przemyśle, jako sposób testowania wielu nowych rozwiązań w krótkim czasie, przy małym nakładzie pracy oraz zasobów. Skraca ono czas rozwoju produktów, pozwala na wczesne przetestowanie funkcjonalności, wykrycie błędów czy niedoskonałości.

Jednym z filarów szybkiego prototypowania są technologie addytywne, znane bardziej powszechnie pod nazwą druk 3D. Ta gałąź wytwarzania pozwala m.in. na szybkie wykonywanie skomplikowanych modeli, bez potrzeby opracowywania skomplikowanego procesu technologicznego oraz redukcję kosztów, w porównaniu do konwencjonalnych sposobów wytwarzania takich jak wytwarzanie ubytkowe, formowanie wtryskowe czy odlewanie. Ograniczenia pojawiają się w momencie doboru tworzywa, jednak można zauważyć, że z czasem ich gama znacznie się powiększyła. Warto również wspomnieć, że druk

3D jest wysoce zautomatyzowany. Nowoczesne drukarki 3D wymagają niewiele uwagi ze strony użytkownika, a dobrze skalibrowane oprogramowanie służące do generowania warstw niezbędnych w procesie druku pozwala nam na skupienie się w pełni na procesie kreatywnym podczas tworzenia kolejnej iteracji prototypu [1].

Druk 3D skupia się jednak na warstwie mechanicznej prototypu. W przypadku projektu mechatronicznego, prototyp musi obejmować również elektronikę. Bardzo często stosuje się w tym celu gotowe moduły elektroniczne lub układy opracowane na tzw. płytkach prototypowych. Przykład takiego prototypowego układu zaprezentowano na Rys. 1. Układy takie spełniają potrzeby wstępnych układów, jednak w dalszych krokach konieczne jest zaprojektowanie układu dedykowanego do danego systemu. W tym przypadku, rozwiązanie nie jest takie oczywiste, ponieważ istnieją różne metody prototypowania PCB. Różnią się one od siebie nie tylko sposobem wykonania układu, ale także ilością etapów, czasem wykonania, a nawet potencjalną automatyzacją całego procesu [2].



Rys. 1. Przykład układu elektronicznego wykonanego na płytce prototypowej
Fig. 1. Example of circuit developed on prototyping board

2. Prototypowanie PCB

Na podstawie przeglądu dostępnych na rynku rozwiązań, określono 3 metody (metoda termotransferu, frezowanie ścieżek, druk przewodzący), które najlepiej nadają się do szybkiego prototypowania układów obwodów drukowanych. Każda z poniższych metod wymaga w pierwszym wykonaniu projektu w programie klasy ECAD. W projekcie zawarte są informacje o wymiarach i kształtach płytki, ścieżek jak i otworów razem z ich koordynatami.

Metoda termotransferu

Najprostsza metoda, jednak najbardziej czasochłonna. Wymaga wielu etapów takich jak przygotowanie płytki miedzianej, nałożenie tuszu za pomocą termotransferu czy wytrawienia samej płytki. Wymaga ciągłej uwagi osoby wykonującej przez co podatna jest na błędy. Elementy wymagane do tej metody takie jak laminat PCB, wytrawiacz czy papier termotransferowy są relatywnie tanie.

Frezowanie ścieżek

Metoda polegająca na wykorzystaniu frezarki CNC, której zadaniem jest wycięcie przerw pomiędzy ścieżkami w laminacie PCB. Metoda wymagająca od użytkownika znajomości obsługi oprogramowania klasy CAM oraz obsługi obrabiarki. Jednak po odpowiednim przygotowaniu urządzenia i kalibracji, pozwala na pewne i powtarzalne wykonywanie płytek PCB bez większego zaangażowania ze strony użytkownika podczas procesu. Do wad tej metody można zaliczyć konieczność posiadania odpowiedniego sprzętu oraz dużą podatność

procesu na wszelkie niedoskonałości związane z przygotowaniem procesu czy z jakością wykonania laminatu PCB.

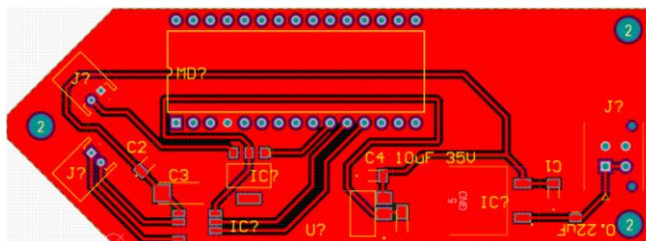
Druk przewodzący

Metoda wykorzystująca atrament przewodzący lub filament o podobnych właściwościach. Relatywnie nowa metoda, płytki wykonane tą metodą cechują się stosunkowo małymi wartościami maksymalnych prądów oraz dużą delikatnością prototypów, jednak sama metoda jest najszybsza ze wszystkich wymienionych [3].

3. Wykorzystane oprogramowanie CAx

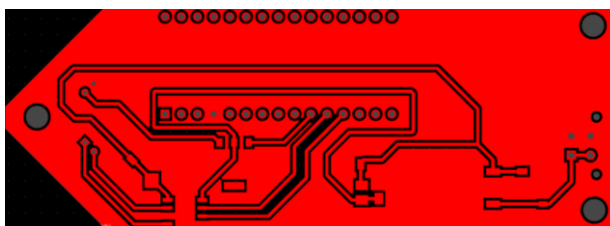
Oprogramowanie klasy ECAD

Do skorzystania z powyższych metod niezbędne jest oprogramowanie ECAD, jak np. Altium Designer, KiCAD czy Eagle. ECAD to grupa narzędzi komputerowych przeznaczonych do projektowania i dokumentowania układów elektronicznych. Za ich pomocą tworzone są schematy ideowe, rozłożenie elementów na płytce PCB. W programach możliwe jest również poprowadzenie ścieżek czy wygenerowanie plików produkcyjnych. Na Rys. 2 przedstawiono przykładowy widok rozkładu ścieżek na płytce PCB wygenerowany za pomocą oprogramowania Altium Designer.



Rys. 2. Przykład układu wykonanego w oprogramowaniu Altium Designer
Fig. 2. Example of circuit developed in Altium Designer software

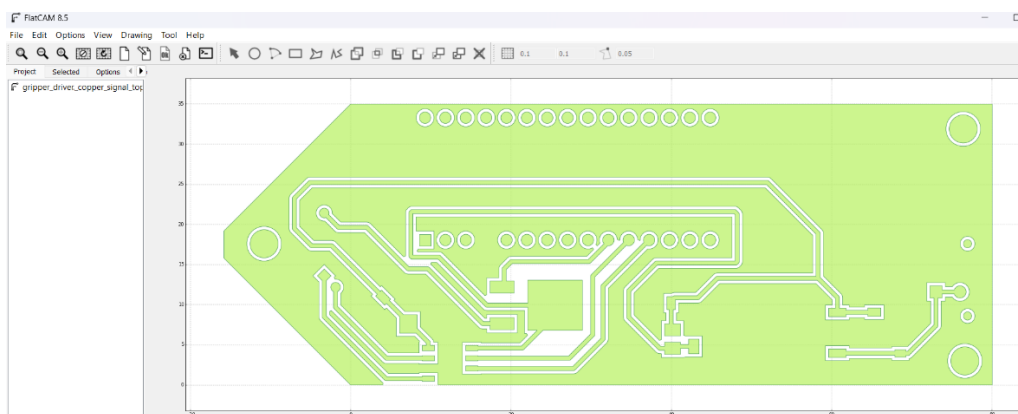
W przypadku szybkiego prototypowania, koniecznym jest wygenerowanie odpowiednich informacji wsadowych do dalszego procesu. W przypadku układów drukowanych standardowym formatem plików zawierającym wszystkie niezbędne informacje jest format Gerber. Na podstawie informacji zawartych w wygenerowanych plikach można wygenerować ścieżki przebiegu narzędzia w celu wycięcia obwodu, czy wygenerować pliki graficzne, które mogą posłużyć do procesu termotransferowego prototypowania obwodów. Na Rys. 3. Zaprezentowano przykładowy plik Gerber z widokiem warstwy wierzchniej obwodu drukowanego, który posłuży w dalszym procesie prototypowania.



Rys. 3. Przykładowy widok warstwy wygenerowany w ramach pliku Gerber
Fig. 3. Example of a layer view generated based on Gerber file

Oprogramowanie klasy CAM

Do wyznaczenia ścieżek przebiegu narzędzia na frezarce sterowanej CNC, konieczne jest wygenerowanie odpowiedniego kodu sterującego (G-code). Ze względu na złożoność geometrii obwodów drukowanych, wygenerowanie kodu ręcznie jest nieefektywne i powszechnie wykorzystuje się oprogramowanie do wspomagania procesów wytwarzania CAM. W przypadku płytek PCB mamy do czynienia z frezowaniem jedynie w dwóch osiach (płaszczyzna XY) co pozwala na wykorzystanie prostych generatorów G-code takich jak FlatCAM. Oprogramowanie to pozwala na wygenerowanie kodu sterującego dla obrabiarek pracujących w trybie 2D lub 2,5D. Na Rys. 4. zaprezentowano widok z oprogramowania FlatCAM dla omawianego projektu płytki PCB. W odróżnieniu od innych metod prototypowania PCB, frezowanie pozwala w jednym procesie na wycięcie przerw między ścieżkami, otworów przelotowych oraz wycięcie kształtu płytki w jednym procesie.



Rys. 4. Widok obszaru frezowania w oprogramowaniu FlatCAM

Fig. 4. Milling area view in FlatCAM software

4. Podsumowanie

Metody szybkiego prototypowania układów drukowanych elektroniki pozwala na szybkie wykonanie układu elektroniki w celu przeprowadzenia podstawowych testów funkcjonalnych, czy możliwości przymierzenia układu w przestrzeni gdzie ma być on zainstalowany. Korzystając z możliwości komputerowego wspomaganie procesu prototypowania PCB możliwym jest wykonanie w stosunkowo prosty i szybki sposób funkcjonalnego prototypu.

Literatura

1. E. Macdonald et al., "3D Printing for the Rapid Prototyping of Structural Electronics," in IEEE Access, vol. 2, pp. 234-242, Dec. 2014.
2. Myers, R.L. (1988). CAD/CAM for PCB Manufacturing.
3. Perelaer, Jolke & Hendriks, Chris & Laat, Antonius & Schubert, One-step inkjet printing of conductive silver tracks on polymer substrates.,Ulrich. (2009)

ALGORYTM KONTROLI RUCHU ZŁĄCZONYCH ZE SOBĄ DRONÓW

mgr inż. WITOLD KRAFCZYK,

Inżynieria Mechaniczna, semestr IV, III stopień

Opiekun naukowy: Dr hab. inż. Piotr Przyszałka, Prof. PŚ

Opiekun naukowy pomocniczy: Dr inż. Wawrzyniec Panfil

Streszczenie: Artykuł przedstawia badania nad sterowaniem zespołem dronów połączonych mechanicznie. Taka konfiguracja nadaje układowi nowe cechy dynamiczne, ale wiąże się z wyzwaniami w stabilizacji i sterowaniu. Przedstawiono model oraz symulacje w środowisku CoppeliaSim, oceniając zachowanie systemu w scenariuszu testowym i wpływ parametrów połączeń na skuteczność sterowania. Wyniki potwierdzają potencjał takiego układu w zastosowaniach wymagających większej nośności.



Słowa kluczowe: zespół dronów, system sterowania, symulacja komputerowa, Coppelia Sim

MOVEMENT CONTROL ALGORITHM OF CONNECTED DRONES

Abstract: The article presents research on the control of a system of mechanically connected drones. Such a configuration introduces new dynamic properties but also poses challenges in terms of stability and control. A model and simulations in the CoppeliaSim environment are presented, assessing the system's behavior in a test scenario and the impact of connection parameters on control effectiveness. The results confirm the potential of this setup for applications requiring increased payload capacity.

Keywords: swarm of drones, control system, computer simulation, Coppelia Sim

1. Wprowadzenie

Dynamiczny rozwój technologii bezzałogowych statków powietrznych (UAV – Unmanned Aerial Vehicles), powszechnie znanych jako drony, stwarza nowe możliwości w dziedzinie autonomicznych systemów latających. Klasyczne podejścia zakładają niezależne operowanie pojedynczymi jednostkami lub formacjami dronów, w których komunikacja odbywa się drogą bezprzewodową. Coraz częściej jednak pojawiają się koncepcje zakładające mechaniczne połączenie kilku dronów w jeden układ, tworząc strukturę o właściwościach zbliżonych do robota mobilnego z rozproszonym napędem.

Mechaniczne zespolenie dronów otwiera nowe perspektywy w zakresie zwiększenia nośności, poprawy stabilności czy realizacji zadań w trudnych warunkach środowiskowych [1]. Tego typu rozwiązania mogą znaleźć zastosowanie np. w misjach ratowniczych, transportowych czy obserwacyjnych. Jednocześnie, wprowadzenie sztywnych lub półsztywnych połączeń między dronami prowadzi do powstania złożonych układów dynamicznych, które wymagają nowego podejścia do modelowania i sterowania.

Celem niniejszego artykułu jest przedstawienie modelu matematycznego zespołu dronów połączonych mechanicznie oraz analiza działania systemu sterowania w środowisku symulacyjnym CoppeliaSim. W badaniach uwzględniono różne konfiguracje układu oraz wpływ parametrów połączeń mechanicznych na dynamikę całego systemu.

2. System sterowania zespołem dronów

System sterowania opiera się o dynamiczne równania ruchu dla pojedynczego drona. Sposób sterowania poszczególnymi silnikami w dronie o stałych odległościach od środka ciężkości odzwierciedlają równania (1):

$$\begin{aligned} motor1_forces &= thrust - roll + pitch + yaw \\ motor2_forces &= thrust + roll - pitch + yaw \\ motor3_forces &= thrust + roll + pitch - yaw \\ motor4_forces &= thrust - roll - pitch - yaw \end{aligned} \quad (1)$$

Wzór ogólny dla N silników rozmieszczonych we współrzędnych (X1, Y1), (X2, Y2),... (Xn, Yn) można zapisać równaniem (2):

$$\begin{aligned} \vec{W} = & \quad \quad \quad \mathbf{A} \quad \quad \quad \vec{u} \quad (2) \\ \begin{bmatrix} Thrust \\ MomentRoll \\ MomentPitch \\ MomentYaw \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & \dots & 1 \\ X_1 & X_2 & X_3 & \dots & X_n \\ Y_1 & Y_2 & Y_3 & \dots & Y_n \\ -\sqrt{X_1^2 + Y_1^2} & \sqrt{X_2^2 + Y_2^2} & -\sqrt{X_3^2 + Y_3^2} & \dots & \sqrt{X_n^2 + Y_n^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Motor_1 Thrust \\ Motor_2 Thrust \\ Motor_3 Thrust \\ \dots \\ Motor_n Thrust \end{bmatrix} \end{aligned}$$

gdzie W to zadane siły i momenty dla układu połączonych dronów, A to macierz mieszania (tzw. *mixer matrix*) [2], a u to siły ciągu poszczególnych silników. Po przekształceniu wzoru możliwe jest wyliczenie sił dla każdego z silników, wymaganych do wykonania ruchu zgodnie z zadaniem wymuszeniem (3):

$$\vec{u} = \mathbf{A}^+ \vec{W} \quad (3)$$

gdzie $+$ jest pseudo-odwrotnością Moore'a-Penrose'a. Po połączeniu się ze sobą dronów możliwe jest wyznaczenie środka ciężkości układu a następnie odległości każdego z silników od wyznaczonego środka ciężkości o współrzędnych x i y oraz ustalenie kierunku obrotów śmigła. Wartości te pozwolą na opracowanie macierzy mieszania A , a po odpowiednim przekształceniu wzorów na wyliczenie siły ciągu poszczególnych silników, dla wartości ciągu i momentów w osiach przechyłu, pochylenia i odchylenia.

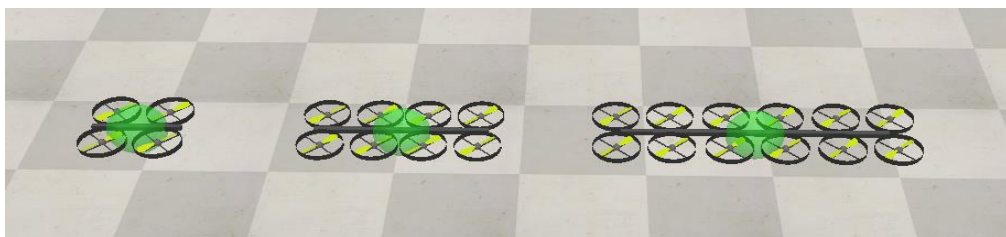
3. Symulator

CoppeliaSim (dawniej: V-REP) to zaawansowane środowisko symulacyjne opracowane przez firmę Coppelia Robotics. Umożliwia tworzenie, modelowanie oraz testowanie złożonych układów robotycznych w przestrzeni trójwymiarowej. Dzięki elastycznemu systemowi skryptów, integracji z zewnętrznymi platformami programistycznymi oraz bogatemu zestawowi wbudowanych sensorów i efektorów, CoppeliaSim znajduje szerokie zastosowanie w badaniach naukowych oraz edukacji [3].

System sterowania został zaimplementowany w języku programowania Lua poprzez tzw. *child script*, umożliwiając symulację lotu w czasie rzeczywistym oraz rejestrowanie ścieżki lotu. Zastosowany model uwzględnia zarówno siły grawitacyjne, jak i dynamiczne, co pozwala na uzyskanie wysokiego poziomu realizmu w symulowanych eksperymentach.

4. Badania weryfikacyjne

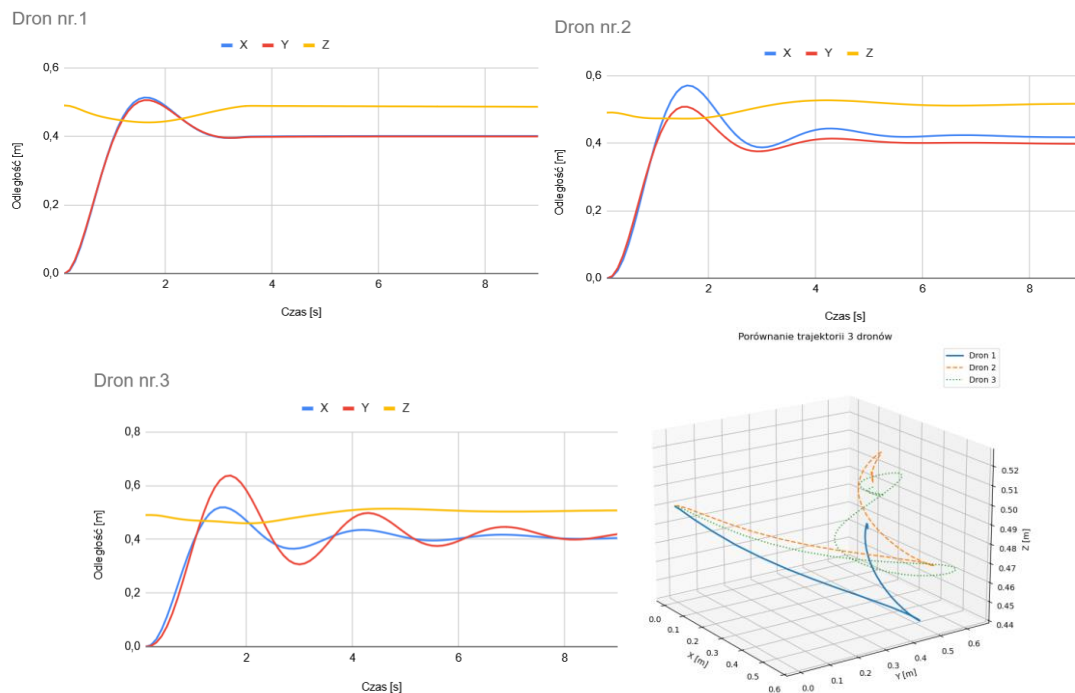
Badania weryfikacyjne polegały na analizie dokonanej ścieżki dla zespołów dronów złożonych z 1, 2, i 3 jednostek i porównania jej ze ścieżką wygenerowaną przez przelot pojedynczego drona. Scenariusz obejmował trzy testy dla różnych konfiguracji dronów - pojedynczego, dwóch związanych jednym bokiem oraz 3 związanych w jednej osi (rys. 1). Złączenie dronów w taki sposób pozwala na zwiększenie potencjału nośności układu, co przy przenoszeniu ładunku przez taką samą ilość pojedynczych dronów, stanowiłoby wyzwanie pod względem stabilności lotu jak i sterowania.



Rys. 1. Testowane kombinacje złożenia dronów

Fig. 1. Tested drones connection combination

Zadaniem każdego z nich był dolot w punkt oddalony o 40 cm w osi X oraz Y. Ścieżki lotu zostały odpowiednio zapisane na poniższych wykresach (rys. 2).



Rys. 2. Wykresy ścieżek wykonanych przez drony

Fig. 2. Graphs of drones paths

5. Podsumowanie

Badania weryfikacyjne pokazały skuteczne dotarcie do celu połączonych dronów, a także mniejsze zużycie energii potrzebnej na dotarcie do niego (zakładając liniową zależność ciągu silników od zużycia energii). Średni ciąg pojedynczego silnika wynosi odpowiednio 5,462 N dla pojedynczego drona, 4,834 N dla zespołu dwóch dronów i 4,626 N dla zespołu trzech dronów.

Wykres 4 na rysunku 2, pokazuje niewielką różnicę w osiągniętej pozycji docelowej dla zespołów złożonych z przynajmniej dwóch dronów [4]. Można zatem stwierdzić, że zaimplementowane równania i wzór ogólny, pozwalają na sterowanie dowolną konfiguracją zespołu dronów, złączonych ze sobą mechanicznie w płaszczyźnie XY. Wraz z dołożeniem do układu kolejnych jednostek, zmniejsza się średnia wartość siły ciągu, potrzebnej na dotarcie w wybrane miejsce. Należy również zwrócić uwagę, że prowadzi to do zwiększenia czasu ustabilizowania się dronów w docelowej pozycji jak i zwiększenia oscylacji w przebytych ścieżkach zespołów, co można zniwelować zmieniając dynamicznie nastawy regulatora PID, w zależności od aktualnej konfiguracji. Nastawy te należy wcześniej odpowiednio dobrać i zapisać w systemie sterowania. Badania symulacyjne pokazały słuszność założeń, co pozwala na kolejne testy już na fizycznych obiektach.

Literatura

1. Michael, N., Fink, J., Kumar, V., “Cooperative manipulation and transportation with aerial robots”, In *Autonomous Robots*, 30(1), 2010, 73–86, ISSN 0929-5593. <https://doi.org/10.1007/s10514-010-9205-0>.
2. Pounds, P., Mahony, R., Gresham, J., “Towards dynamically-favourable quad-rotor aerial robots”, In *Australasian Conference on Robotics and Automation*, 2004, 1–6.
3. Rohmer, E., Singh, S. P. N., Freese, M., “V-REP: A versatile and scalable robot simulation framework”, In *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2013, 1321–1326, ISBN 978-1-4673-6357-0. <https://doi.org/10.1109/IROS.2013.6696520>.
4. Karydis, K., Chang, Y., Kumar, V., “On the stability of collective transport using rigidly connected quadrotors”, In *IEEE Transactions on Robotics*, 31(2), 2015, 581–586, ISSN 1552-3098. <https://doi.org/10.1109/TRO.2015.2400731>.

ANALIZA PRZEMIESZCZEŃ PRZY UŻYCIU CYFROWEJ KORELACJI OBRAZU

inż. EMILIA LEWANDOWSKA,

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Grzegorz Kokot, Prof. PŚ

Streszczenie. Celem pracy było opracowanie algorytmu umożliwiającego estymację przemieszczenia dowolnego punktu na powierzchni sprężyny poddanej osiowemu ścisnaniu, na podstawie ograniczonego zbioru danych pomiarowych uzyskanych z cyfrowej korelacji obrazu (DIC). Przemieszczenia doświadczalnych punktów pomiarowych posłużyły do stworzenia algorytmu interpolacyjnego pozwalającego na przewidzenie przemieszczenia dowolnego punktu na sprężynie.



Słowa kluczowe: cyfrowa korelacja obrazu (DIC), analiza numeryczna, interpolacja IDW, optyczne śledzenie przemieszczeń

DISPLACEMENT ANALYSIS USING DIGITAL IMAGE CORRELATION

Abstract. This study aimed to develop an algorithm that enables the estimation of displacement at any point on the surface of a spring subjected to axial compression, based on a limited set of measurement data obtained from Digital Image Correlation (DIC). The displacements of experimental measurement points were used to create an interpolation algorithm that allows for predicting the displacement of any chosen point.

Keywords: digital image correlation (DIC), numerical analysis, IDW interpolation, optical displacement tracking

1. Wprowadzenie

Przedmiotem analizy była sprężyna o promieniu środkowym $R=61,425$ mm, długości swobodnej $L=469$ mm i liczbie zwojów $n=8,82$. Model matematyczny sprężyny został zapisany w postaci parametrycznej spirali, opisanej poniższymi wzorami [1]:

$$\begin{cases} x(t) = R \cdot \cos(t) \\ y(t) = R \cdot \sin(t) \\ z(t) = \frac{L}{2\pi n} t \end{cases} \quad (1)$$

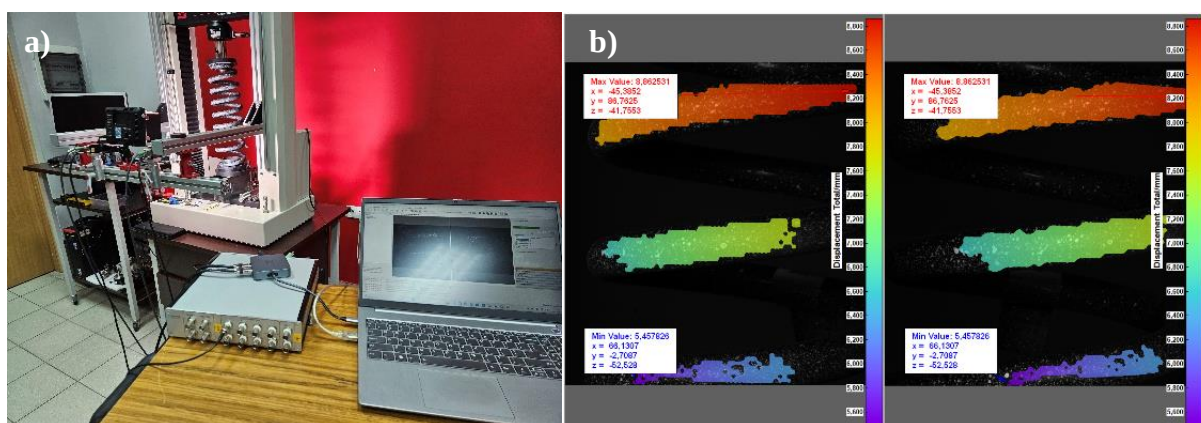
Dla $t \in [0, 2\pi n]$.

Na powierzchni sprężyny naniesiono wzór plamkowy do późniejszego odczytu przemieszczeń za pomocą cyfrowej korelacji obrazu (DIC). W kolejnych etapach pracy przeprowadzono pomiary przemieszczeń wybranych punktów, a następnie stworzono numeryczny model interpolacyjny umożliwiający estymację przemieszczenia dowolnego punktu na spirali. Ze względu na zastosowanie tylko dwóch kamer po jednej stronie sprężyny, jej część nie była widoczna podczas badań doświadczalnych. Celem pracy było opracowanie

w pełni działającego algorytmu numerycznego umożliwiającego przewidzenie przemieszczenia dowolnego punktu na powierzchni sprężyny ściskanej [2], który bazowałby na danych widocznych na kamerach. Weryfikacja skuteczności algorytmu odbywała się przez porównanie wyników interpolacji z ponownie przeprowadzaną analizą DIC.

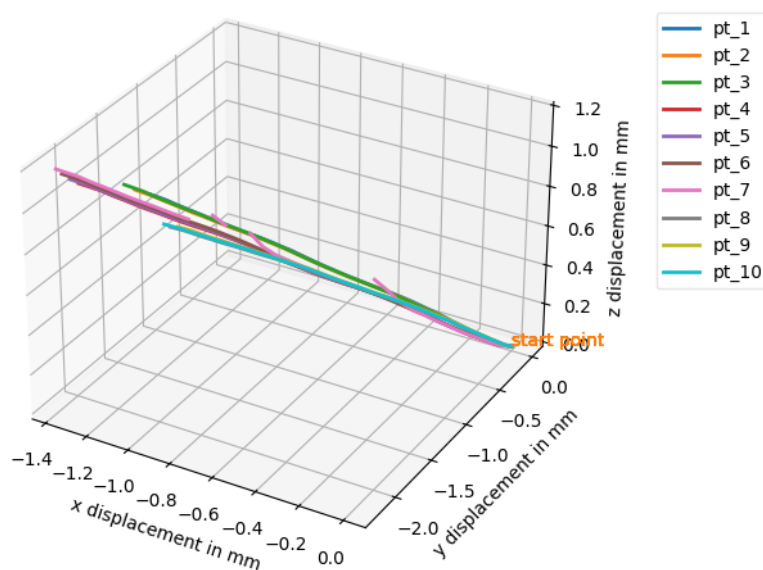
2. Badania laboratoryjne przemieszczeń sprężyny i wyniki pomiarów DIC

Doświadczalna część pracy została przeprowadzona w warunkach laboratoryjnych z użyciem dwóch kamer, tak jak pokazano na rysunku 1a. Sprężyna została jednostronnie zamocowana i poddana osiowemu ściskaniu w maszynie wytrzymałościowej [3]. Głowica odpowiedzialna za obciążenie przemieszczała się z prędkością 3 mm/min do wartości 15 mm, co odpowiadało sile ok. 1300 N.



Rys. 1. a) Stanowisko badawcze, b) Przesunięcie całkowite sprężyny przy zastosowaniu DIC
Fig. 1. a) Test rig, b) Total displacement of the spring using DIC

Za pomocą funkcji Point Tracking [4] zarejestrowano trajektorię kilku wybranych punktów na powierzchni sprężyny, których współrzędne przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Trajektorie wybranych punktów w 3D
Fig. 2. Trajectory of chosen points in 3D

3. Wyznaczenie równania przemieszczenia dowolnego punktu na sprężynie

Na podstawie punktów pomiarowych utworzono trójwymiarowy interpolator metodą odwrotnie proporcjonalną do odległości (IDW). Interpolacja IDW zakłada, że wpływ danego punktu pomiarowego maleje wraz z odległością od punktu, którego wartość należy oszacować. Interpolowana wartość funkcji $f(p)$ w dowolnym punkcie $p=(x, y, z)$ wyrażana jest wzorem [5]:

$$f(p) = \frac{\sum_{i=1}^N \frac{1}{d_i^k} f_i}{\sum_{i=1}^N \frac{1}{d_i^k}} \quad (2)$$

gdzie:

N – liczba punktów pomiarowych/doświadczalnych,

f_i – współrzędne w punkcie pomiarowym/doświadczalnym i po przemieszczeniu,

d_i – odległość euklidesowa od punktu p ,

$k=2$ – wykładnik odległości.

Interpolację wykonano dla przemieszczeń w osiach x, y, z , tworząc funkcje $f_x(p)$, $f_y(p)$, $f_z(p)$, które przyjmują współrzędne punktu wejściowego i zwracają odpowiednie przemieszczenia tego punktu.

Równanie pozwalające obliczyć nowe położenie dowolnego punktu wygląda następująco:

$$dx = f_x(x, y, z) \quad (3)$$

$$dy = f_y(x, y, z) \quad (4)$$

$$dz = f_z(x, y, z) \quad (5)$$

$$p_{nowy} = (x + dx, y + dy, z + dz) \quad (6)$$

W celu walidacji przetestowano algorytm, porównując wyniki interpolowane z rzeczywistymi wartościami przemieszczeń punktów pomiarowych. Zestawienie wyników przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Porównanie wyników interpolowanych z rzeczywistymi

Table 1. Comparison of interpolated and actual results

Nr. punktu	Współrzędne przed obciążeniem	Współrzędne po obciążeniu		Maks. błąd bezwzględny [%]
		Rzeczywiste (DIC)	Numeryczne	
1	(-2,19; -7,87; -23,62)	(-3,32; -9,77; -24,68)	(-3,32; -9,76; -24,66)	0,02
2	(3,90; 8,33; -27,97)	(2,58; 6,14; -29,11)	(2,66; 6,25; -29,07)	0,11
3	(10,05; 6,22; -23,22)	(8,71; 4,01; -24,38)	(8,87; 4,24; -24,28)	0,23
4	(17,69; 2,91; -20,77)	(16,32; 0,68; -21,96)	(16,53; 0,98; -21,81)	0,30
5	(-4,92; -23,82; -19,70)	(-5,92; -25,53; -20,56)	(-5,96; -25,58; -20,57)	0,05

4. Podsumowanie i wnioski

Opracowany algorytm pozwala na szybkie i intuicyjne prognozowanie przemieszczeń punktów na powierzchni sprężyny przy wykorzystaniu ograniczonego zbioru danych pomiarowych. Metoda IDW wykazuje wystarczającą dokładność w przypadku zastosowania do danych DIC. W przyszłości narzędzie może zostać rozwinięte o nowe dane, różne geometrie oraz analizę dynamiczną. Dodatkowo w dalszych planach jest ponowna weryfikacja algorytmu, tym razem z wykorzystaniem układu cztero-kamerowego DIC.

Literatura

1. Kreyszig, E., Advanced Engineering Mathematics, Wiley, 10th edition, 2011.
2. Hussein, M. F. M., Sedaghati, R., & Sadek, A. W. (2021). A review on the modeling of sandwich composite structures for dynamic analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 235(10), 1809–1830. <https://doi.org/10.1177/09544062211010210> [Data dostępu: 24 kwietnia 2025].
3. Gere, J. M., & Timoshenko, S. P. (2001). Mechanics of Materials (5th ed.). Brooks/Cole.
4. Dantec Dynamics. (n.d.). eLearning platform. <https://elearning.dantecdynamics.com> [Data dostępu: 24 kwietnia 2025].
5. Shepard, D., A two-dimensional interpolation function for irregularly-spaced data, Proceedings of the 1968 ACM National Conference, 1968, pp. 517–524.

MODELOWANIE TERMOELEKTRYCZNEGO PRZEWODZENIA CIEPŁA W PRZEWODZIE SMA

inż. JACEK MAĆKOWSKI,

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: Prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak

Streszczenie. Przedstawiono jednowymiarowy model matematyczny przewodzenia ciepła w przewodzie ze stopu NiTi, w którym uwzględniono składniki związane z ogrzewaniem oporowym oraz konwekcją zachodzącą między przewodem a otaczającym go powietrzem. Opracowano algorytm z wykorzystaniem metody różnic skończonych. Obliczenia przeprowadzono w środowisku MATLAB. Przedstawiono wyniki obliczeń dla różnych wartości współczynnika wymiany ciepła oraz zmiennego kierunku prądu i na tej podstawie sformułowano wnioski.



Słowa kluczowe: stopy z pamięcią kształtu, przewodzenie ciepła, przemiany fazowe

MODELING OF THERMOELECTRIC HEAT CONDUCTION IN SMA WIRE

Abstract. A one-dimensional mathematical model of heat conduction in a NiTi alloy wire is presented, in which the components related to resistance heating and convection occurring between the wire and the surrounding air are taken into account. An algorithm using the finite difference method is developed. Calculations are performed in the MATLAB environment. Calculation results for different values of the heat transfer coefficient and the variable current direction are presented, and conclusions are formulated on this basis.

Keywords: shape memory alloys, heat conduction, phase changes

1. Wprowadzenie

Stopy z pamięcią kształtu (SMA) to materiały inteligentne wykazujące zdolność odzyskiwania wcześniej zapamiętanego kształtu w odpowiedzi na zmiany bodźców zewnętrznych. Szczególną cechą tych stopów, czyli efekt pamięci kształtu, ma związek z termosprężystą przemianą martenzytyczną polegającą na zmianie struktury, czyli rekonfiguracji atomów w wyniku działania pola temperatury, naprężeń lub pola magnetycznego [1]. Stopy metali z pamięcią kształtu mają szerokie zastosowanie. Wykorzystywane są jako aktuatory, znajdują zastosowanie w transporcie (motoryzacja, lotnictwo, transport szynowy), medycynie, elektronice oraz budownictwie.

W pracy analizowano przewód o przekroju kołowym wykonany ze stopu NiTi (nitinol), nagrzewany prądem o zmiennym kierunku. W modelu matematycznym uwzględniono przemiany fazowe austenitu w martenzyt i martenzytu w austenit. Wyznaczono rozkłady temperatury dla różnych wartości współczynnika wymiany ciepła między przewodem a otaczającym go powietrzem.

2. Model matematyczny i metoda rozwiązania

W przypadku długich i cienkich przewodów SMA, rozkład temperatury jest równomierny na całej długości przewodów i w przekroju poprzecznym, za wyjątkiem dwóch jego końców. Rozkład temperatury można opisać następującym równaniem [2]

$$C(T) \frac{\partial T(t)}{\partial t} = \rho J^2(t) - \frac{4}{D} \alpha [T(t) - T_0] \quad (1)$$

gdzie $T(t)$ oznacza temperaturę, t czas, C jest objętościowym ciepłem właściwym, ρ rezystywnością elektryczną (oporem właściwym), J to gęstość prądu, D jest średnicą przewodu, α to konwekcyjny współczynnik wymiany ciepła między przewodem a powietrzem o temperaturze T_0 . Równanie (1) uzupełnia się warunkiem początkowym $T(0)=T_p$, gdzie T_p jest temperaturą początkową przewodu.

Przemiany fazowe austenitu w martenzyt i martenzytu w austenit są uwzględnione w objętościowym cieple właściwym, które opisane jest zależnościami

$$C(T) = 10^9 \begin{cases} C_0, & T < M_f \\ C_0 + \left[Q - C_0 (M_s - M_f) \right] \frac{\ln 100}{M_s - M_f} \cdot \exp \left(-2 \frac{\ln 100}{M_s - M_f} \left| T - \frac{M_s + M_f}{2} \right| \right), & M_f \leq T \leq M_s \\ C_0, & M_s < T < A_s \\ C_0 + \left[Q - C_0 (A_s - A_f) \right] \frac{\ln 100}{A_s - A_f} \cdot \exp \left(-2 \frac{\ln 100}{A_s - A_f} \left| T - \frac{A_s + A_f}{2} \right| \right), & A_s \leq T \leq A_f \\ C_0, & T > A_f \end{cases} \quad (2)$$

gdzie C_0 jest stałą, Q oznacza utajone ciepło przemiany, M_s, M_f to odpowiednio temperatura początkowa i końcowa przemiany martenzytu w austenit, natomiast A_s, A_f to odpowiednio temperatura początkowa i końcowa przemiany austenitu w martenzyt. Przebieg tej funkcji pokazano na rys. 1.

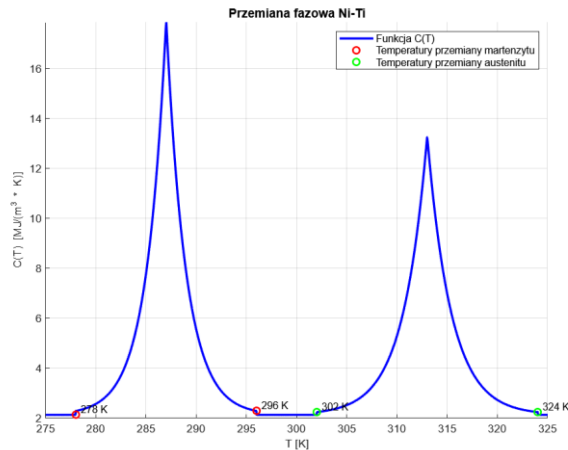
Zaproponowano następującą aproksymację różnicową równania (1)

$$C(t^{f-1}) \frac{T^f - T^{f-1}}{\Delta t} = \rho J^2(t^{f-1}) - \frac{4}{D} \alpha (T^f - T_0) \quad (3)$$

stąd

$$T^f = \left(1 - \frac{4\Delta t \alpha}{DC(t^{f-1})} \right) T^{f-1} + \frac{\rho \Delta t}{C(t^{f-1})} J^2(t^{f-1}) + \frac{4\Delta t \alpha}{DC(t^{f-1})} T_0 \quad (4)$$

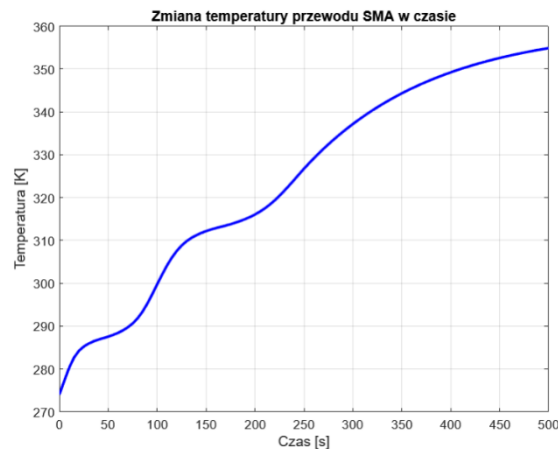
gdzie Δt jest krokiem czasu.



Rys. 1. Przemiany fazowe Ni-Ti SMA
Fig. 1. Phase transformations of Ni-Ti SMA

3. Wyniki obliczeń

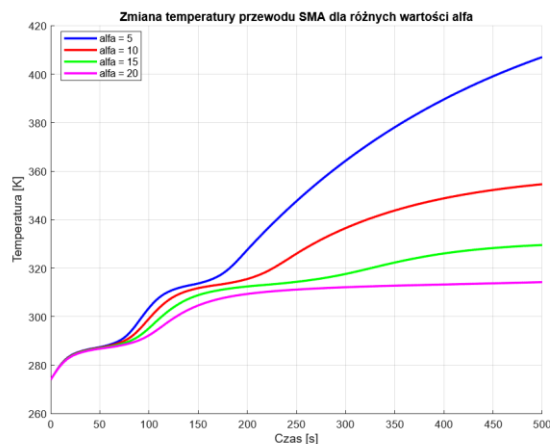
Obliczenia przeprowadzono dla przewodu o średnicy $D = 2.54 \cdot 10^{-3}$ m i następujących danych: $C_0 = 2.046 \cdot 10^6$ J/(m³K), $\rho = 80 \cdot 10^{-8}$ Ω m, $J = 1.3 \cdot 10^6$ A/m², $T_0 = 274$ K, $T_p = 274$ K. Na rysunku 2 przedstawiono zmianę temperatury przewodu w czasie dla współczynnika wymiany ciepła równego $\alpha = 10$ W/(m²K). Przyjęto krok czasu $\Delta t = 1$ s. Widoczne na wykresie zafalowania są związane z przemianami fazowymi, które zachodzą w przedziale temperatury [278 K, 296 K] (przemiana austenitu w martenzyt) oraz w przedziale [302 K, 324 K] (przemiana martenzytu w austenit).



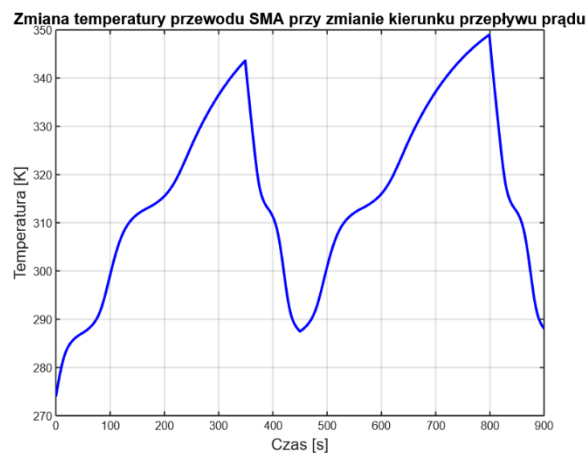
Rys. 2. Zmiana temperatury przewodu w czasie
Fig. 2. Change of the wire temperature over time

Na rysunku 3 przedstawiono przebiegi temperatury dla różnych wartości współczynnika wymiany ciepła. Im większa wartość tego współczynnika tym maksymalna temperatura jest niższa.

Następnie przeprowadzono obliczenia temperatury przewodu wykonanego z SMA dla zmiennego kierunku przepływu prądu. Wartość gęstości prądu wynosiła $J = 1.3 \cdot 10^6$ [A/m²], a kierunek przepływu prądu zmieniano po 350 s, 450 s i 800 s. Na rysunku 4 pokazano przebieg temperatury dla tego przypadku. Przykład ten pozwala na obserwację przemian fazowych zarówno na etapie nagrzewania przewodu jak i w trakcie jego chłodzenia.



Rys. 3. Porównanie zmiany temperatur dla różnych współczynników wymiany ciepła
Fig. 3. Comparison of temperature changes for different heat transfer coefficients



Rys. 4. Przebieg temperatury przy zmiennym kierunku przepływu prądu
Fig. 4. Course of temperature with changing current flow direction

4. Wnioski

Obliczenia przeprowadzono dla stałych wartości współczynnika wymiany ciepła. W ramach dalszych badań należy uwzględnić zmienność współczynnika wymiany ciepła wraz z temperaturą. Przedstawiony model przewodzenia ciepła zostanie rozszerzony na model termomechaniczny, który uwzględni występujące w przewodzie naprężenia wywołane zmianą temperatury.

Literatura

1. Morawiec H., Metale z pamięcią kształtu i ich zastosowanie, Wydawnictwo Uniwersytetu Śląskiego, Katowice (2014).
2. Lagoudas D.C, Ding Z., Modeling of thermoelectric heat transfer in shape memory alloy actuators: transient and multiple cycle solutions, Int. J. Eng. Sci., 33, 15, 2345-2364 (1995).

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA DEDYKOWANYCH MOCOWAŃ WAHACZY REGULOWANEGO ZAWIESZENIA INTEGRALNEGO Z MONOCOQUE BOLIDU WYŚCIGOWEGO FORMUŁY STUDENT

inż. MARCIN MAGACZEWSKI,

Mechanika i Budowa Maszyn, MC6, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: Dr hab. inż. Mirosław Szczepanik, Prof. PŚ

Streszczenie. Nowy projekt przedniego zawieszenia został wykonany ze względu na zmianę konstrukcji nośnej bolidu klasy Formuła Student w postaci ramy spawanej na konstrukcję typu monocoque. Zawieszenie zamodelowano w oprogramowaniu CAD zgodnie z regulaminem konkursu. Wprowadzono rozwiązania umożliwiające dodatkową regulację oraz dobrano odpowiednie amortyzatory. Wytrzymałość zastosowanych komponentów mocowania wahaczy została przeanalizowana przy wykorzystaniu MES w programie Ansys dla krytycznych obciążeń.



Słowa kluczowe: zawieszenie, Formuła Student, bolid, monocoque, CAD, metoda elementów skończonych, Ansys

STRENGTH ANALYSIS OF DEDICATED MOUNTINGS OF THE ADJUSTABLE INTEGRAL SUSPENSION MONOCOQUE OF A FORMULA STUDENT RACING CAR

Abstract. Design of the front suspension due to the transition from a welded frame structure to a monocoque structure in a Formula Student class race car was performed. The subsystem was modeled in CAD software in accordance with the competition regulations. Additional adjustment of the motion ratio and ride height using spacer plates was enabled. The shock absorbers in the suspension system were selected. The strength of the aluminum suspension mounting components were analyzed by use of FEM Ansys software for critical loadings.

Keywords: suspension, Formula Student, race car, monocoque, CAD, finite element method, Ansys

1. Wprowadzenie

Zawieszenie w pojeździe pełni kluczową rolę w zapewnieniu komfortu jazdy, bezpieczeństwa oraz przyczepności do nawierzchni. Jego głównym zadaniem jest minimalizowanie wpływu nierówności drogi na pojazd, co przekłada się na lepszą kontrolę nad samochodem. W motorsporcie zawieszenie odgrywa szczególnie istotną rolę, pozwalając osiągać wyższe prędkości przy jednoczesnym zachowaniu stabilności i precyzji prowadzenia. Różne rodzaje zawieszeń mają swoje zalety i wady, a ich dobór zależy od przeznaczenia pojazdu. Rozwiązania stosowane w bolidach Formuły 1 nie sprawdzą się w samochodach rajdowych, a te z kolei nie nadają się do pojazdów przeznaczonych do ruchu drogowego. Konstrukcja zawieszenia wpływa na takie parametry jak geometria czy tłumienie drgań. Praca

zawieszenia wpływa na odczucia kierowcy, który podejmuje decyzje odnośnie możliwości pojazdu przy określonym stanie nawierzchni.

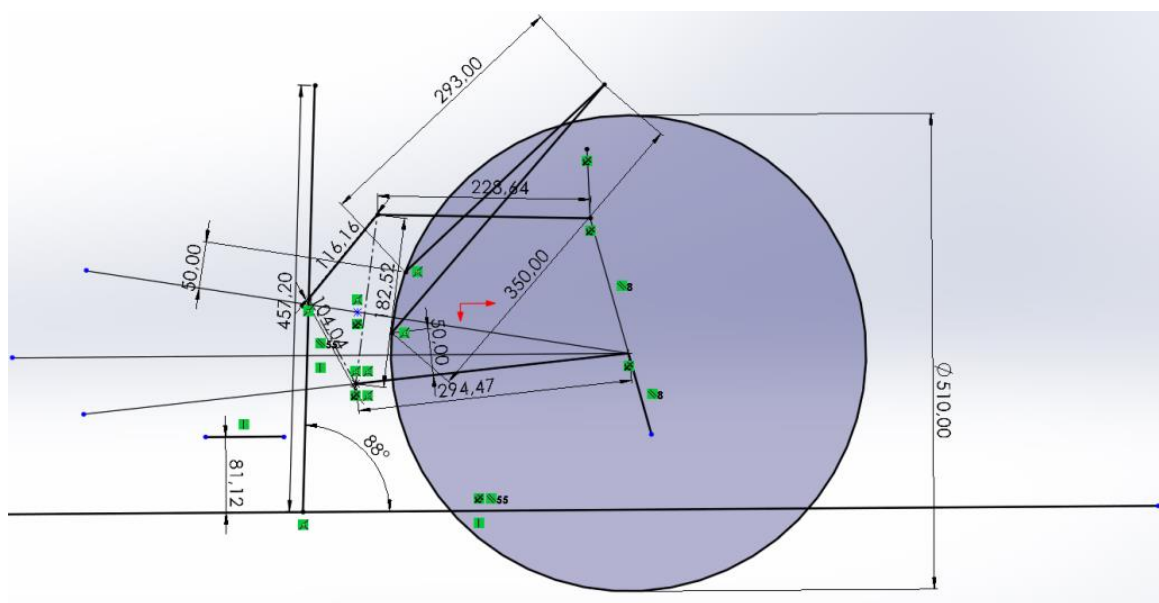
2. Założenia projektowe

Na potrzeby projektu przeprowadzono przegląd literatury [1] i rozwiązań koncepcyjnych [2]. Wykonano pomiary rzeczywistego zawieszenia w celu określenia stosunku ruchu koła do ruchu amortyzatora i oceny potrzeby regulacji. Przeprowadzono testy obecnego zawieszenia, porównując czasy przejazdu i opinie kierowców po demontażu przedniego stabilizatora. Jego brak nie wpłynął istotnie na prowadzenie pojazdu, a umożliwił redukcję masy. Etap ten pozwolił na ustalenie kryteriów dla nowej konstrukcji:

- typ zawieszenia: dwuwahaczowy,
- stosunek zakresu ruchu koła do zakresu ruchu amortyzatora (ang. *motion ratio*) równy 1,42 – taki sprawdził się w poprzedniej geometrii, więc nie został zmieniony,
- dodatkowa regulacja mocowania amortyzatora w celu możliwości zmiany stosunku zakresu ruchu koła do zakresu ruchu amortyzatora do wartości 1,47 oraz 1,53,
- możliwa regulacja wysokości pojazdu wraz z kierowcą w czasie jazdy (ang. *ride height*),
- dobór nowych amortyzatorów,
- spełnienie regulaminu FSG2025 [3].

3. Projekt

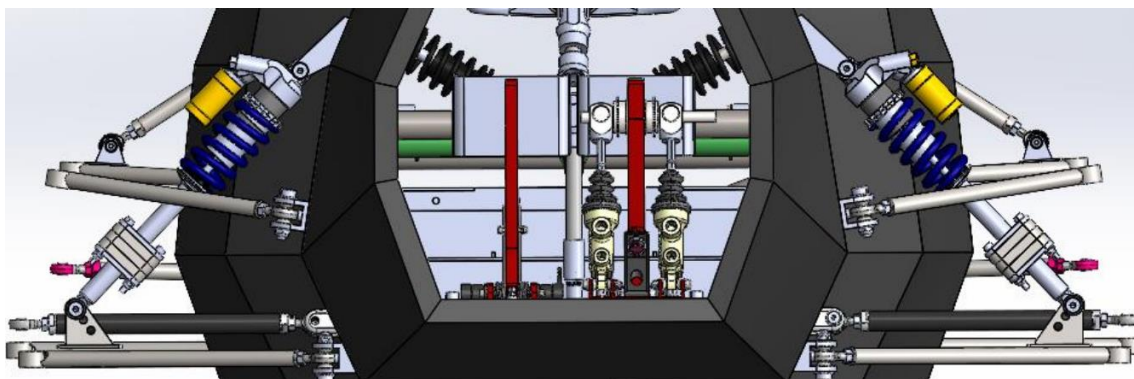
Nowa geometria bazuje na geometrii dolnego wahacza, który wyznacza trajektorię ruchu, gdyż do niego zamocowany został amortyzator. Płaszczyzna szkicu punktów mocowań musiała być zatem prostopadła do osi przechodzącej przez środki łożysk sferycznych na końcach drążków wahacza i umiejscowiona w połowie jego długości (rys.1).



Rys. 1. Szkic 2D przedniego zawieszenia, ustawienia punktów mocowania na płaszczyźnie pracy amortyzatora

Fig. 1. 2D sketch of the front suspension showing the mounting point positions on the damper's working plane

W celu uzyskania odpowiedniej odległości zdecydowano o wydłużeniu przednich amortyzatorów o 150 mm. Podniesiono punkt zamocowania na dolnym wahaczu, co pozwoliło na stworzenie nowych miejsc montażowych. Geometria ta została przeniesiona do szkicu 3D w pełnym złożeniu. Na podstawie tej geometrii stworzono projekt złożenia zawieszenia w programie SolidWorks (rys. 2).



Rys. 2. Finalne złożenie przedniego zawieszenia bolidu SW-06e
Fig. 2. Final assembly of the SW-06e front suspension

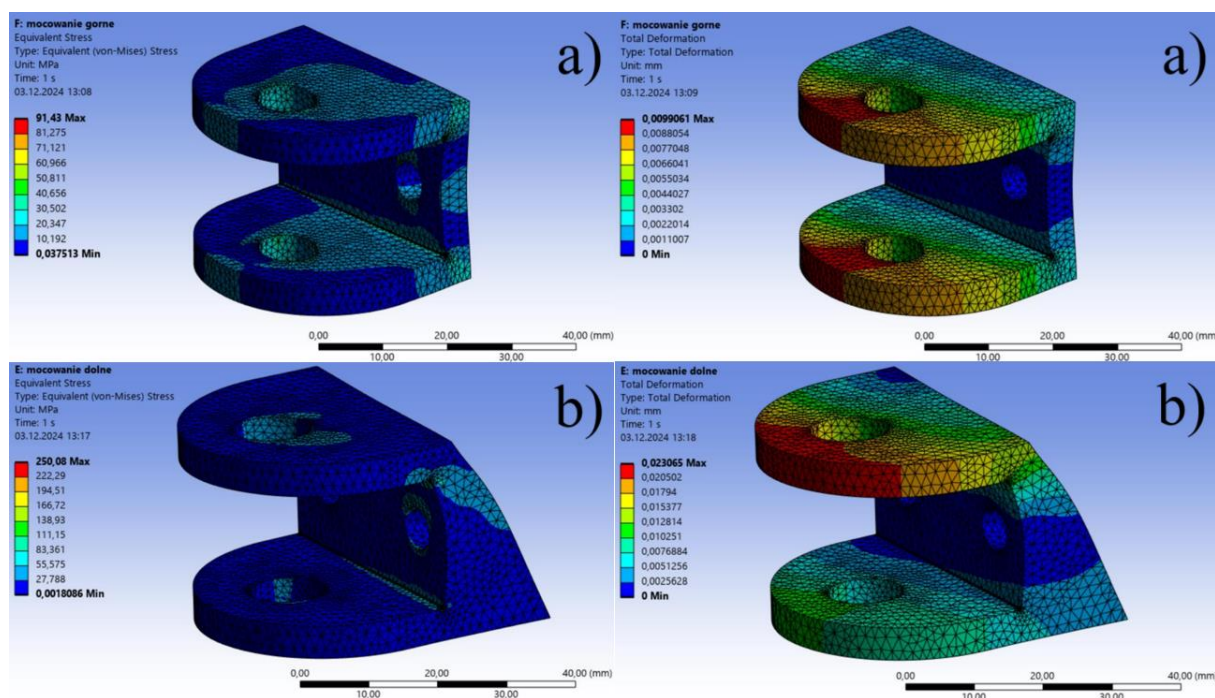
4. Analiza wytrzymałościowa wybranych elementów zawieszenia

Frezowane komponenty mocowań wahaczy zawieszenia mają za zadanie przenosić obciążenia oraz wpływają znacząco na geometrię, więc musiały zostać poddane analizie MES w celu oceny współczynnika bezpieczeństwa (SF). Zbadane zostały przypadki obciążenia wyznaczone na podstawie arkusza kalkulacyjnego SKN PolSl Racing (opracowanego wcześniej). Jako materiał wybrano stop aluminium PA9 (AW-7075).

	Przednie zawieszenie						Tylne zawieszenie					
	AB	AC	DE	DF	GH	IJ	KL	KM	NO	NP.	RS	TU
1 Maksymalne uderzenie [N]	-1567	-1196	435	249	170	2605	-3501	497	7054	-1929	1010	4462
2 Maksymalne przyspieszenie [N]	-1832	2671	4184	-4243	-83	-710	-2809	3072	5883	-4547	-914	124
3 Maksymalne hamowanie [N]	1193	1086	-1154	-1368	-639	-16	906	2380	816	-3695	-724	1571
4 Maksymalny skręt w lewo [N]	1702	-2770	-4148	4263	97	926	2616	-3047	-5492	4442	972	125
5 Maksymalne uderzenie + skręt w lewo [N]	-309	-61	-738	-1129	-475	2481	-2497	2863	7672	-5571	258	5908
6 Maksymalne uderzenie + hamowanie [N]	-3334	1525	4601	-4004	80	1787	-6212	3555	12739	-6423	68	4462
MAKSYMALNA WARTOŚĆ [N]	-3334	-2770	4601	4263	-639	2605	-6212	3555	12739	-6423	1010	5908

Rys. 3. Arkusz kalkulacyjny sił w prętach wahacza zawieszenia
Fig. 3. Spreadsheet of forces in the suspension arms

Warunki brzegowe zostały nałożone zgodnie z kierunkami, zwrotami oraz wartościami sił w prętach wahaczy (rys.3). Utwierdzenie przypisano w otworach mocujących do karoserii monocoque w dolnym mocowaniu, a w górnym mocowaniu dodatkowo na tylnej płaszczyźnie zakładając, że ściana karoserii usztywnia mocowanie na tyle, że nie dochodzi do odkształcenia w głąb monocoque. Na płaszczyznach wewnętrznych mocowania nałożono ograniczenie przemieszczeniowe, ponieważ zastosowano tam zestaw łożyska sferycznego i tulejek zaciśniętych razem śrubą.



Rys. 4. Wyniki symulacji numerycznych wybranych elementów zawieszenia przy zastosowaniu hipotezy Hubera-Misesa:

a) mocowanie górnego wahacza, b) mocowanie dolnego wahacza

Fig. 4. Results of numerical simulations of selected suspension elements using the Huber-Mises hypothesis:

a) upper wishbone mounting, b) lower wishbone mounting

5. Wnioski

Opracowano nowe przednie zawieszenie dla bolidu SW-06e bazowane na konstrukcji monocoque. Wybrano układ dwuwahaczowy z regulacją stosunku zakresu ruchu koła do zakresu ruchu amortyzatora: 1,42; 1,47; 1,53. Dzięki zaprojektowanemu dedykowanemu mocowaniu wybranego amortyzatora Öhlins TTX25 FSAE umożliwiono regulację wysokości pojazdu wraz z kierowcą w czasie jazdy, za pomocą dystansów. Zrezygnowano ze stabilizatora osi przedniej, co obniżyło masę bez znaczącego pogorszenia właściwości jezdnych bolidu.

Wyniki analizy MES w oprogramowaniu Ansys wybranych elementów zawieszenia wytworzonych ze stopu aluminium PA9 (AW-7075) przedstawiają się następująco (rys.4):

- dla mocowania górnego wahacza, maksymalne naprężenie redukowane wyniosło 91,43 MPa, przemieszczenie $\sim 0,01$ mm, SF= 4,703,
- dla mocowania dolnego wahacza, naprężenie redukowane wyniosło 250,08 MPa, przemieszczenie 0,023 mm, SF = 1,7195.

Zawieszenie spełnia więc kryteria wytrzymałościowe i regulaminowe Formuły Student.

Literatura

1. C. Smith: „Tune to win”, Aero Publishers, Fallbrook, CA (1978)
2. M. Gabryelewicz: „Podwozia i nadwozia pojazdów samochodowych cz II”, WKŁ, Warszawa (2011)
3. https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2025/rules/FS-Rules_2025_v1.1.pdf (Dostęp 14.05.2025)

MODUŁ STEROWANIA UKŁADEM SKRĘCANIA MOBILNEJ PLATFORMY PHOENIX III

MARIA MELER,

Automatyka i Robotyka Przemysłowa, semestr II, 1 stopień

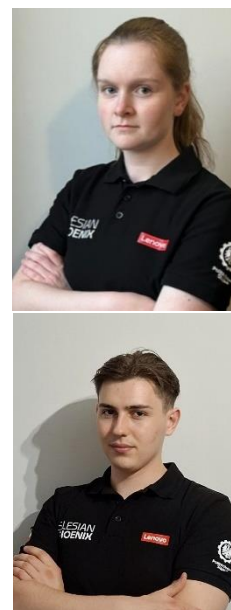
ANDRZEJ ŚLUSARSKI,

Automatyka i Robotyka, semestr VI, 1 stopień

Opiekun naukowy: Dr inż. Andrzej Jałowicki

Streszczenie. Artykuł opisuje wdrożenie modułu sterowania układem skręcania koła w platformie Phoenix III. Rozwiązanie opiera się na pomiarze kąta wychylenia koła za pomocą enkodera AS5600 oraz sterowania silnikiem krokowym przy użyciu TMC2209. Użyto mikrokontrolera z procesorem STM32 oraz zaprojektowanego obwodu płytki drukowanej w środowisku ECAD. Testy potwierdziły poprawność działania systemu, który ma być zaimplementowany do wszystkich czterech kół platformy. Rozwiązanie stanowi podstawę do dalszego rozwoju platformy Phoenix III.

Słowa kluczowe: elektronika, robot mobilny, Silesian Phoenix, mikrokontroler, system sterowania, ECAD, enkoder



TURNING CONTROL MODULE OF THE PHOENIX III MOBILE PLATFORM

Abstract. This paper presents the implementation process of a custom steering module for the mobile platform Phoenix III. The developed solution is based on precise measurement of wheel swing angle using the AS5600 encoder module and stepper motor control via the TMC2209 driver. The system was built using an STM32 microcontroller and a custom-designed PCB created in an ECAD environment. Bench tests confirmed the correct operation of the system, which is intended to control all four steering axes of the robot in its final configuration.

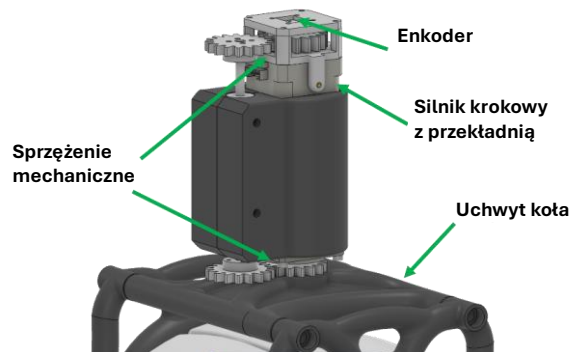
Keywords: electronics, mobile robot, Silesian Phoenix, microcontroller, control system, ECAD, encoder

1. Wprowadzenie

W ramach prac projektowych nad platformą eksploracyjną Phoenix III realizowaną przez Studenckie Koło Naukowe Silesian Phoenix [1], opracowano zaawansowany system sterowania układem skręcania kół, umożliwiający niezależny obrót każdego z kół robota w zakresie od 0° do 360° .

Celem zaprojektowanego układu było zapewnienie precyzyjnego i niezawodnego sterowania w warunkach terenowych poprzez zastosowanie pętli sprzężenia zwrotnego, co stanowi istotny element przewagi konkurencyjnej w zawodach klasy Rover Challenge. Moduł został przystosowany do współpracy z silnikiem krokowym zgodnym ze standardem NEMA 17 za pośrednictwem układu TMC2209 oraz absolutnym enkoderem magnetycznym AS5600, przeznaczonym do pomiaru kąta wychylenia koła względem płaszczyzny wzdłużnej platformy [3]. Układ systemu skręcania kołem zaprezentowano na rys. 1. Implementacja

oprogramowania została przeprowadzona przy użyciu środowisk STM32CubeIDE i Visual Studio Code, a kod napisano w języku C dla mikrokontrolera STM32. W kolejnym etapie zaprojektowano autorską płytkę PCB w programie Altium Designer, integrującą wszystkie niezbędne komponenty w kompaktowej formie, dostosowanej do montażu w docelowej konstrukcji robota.



Rys. 1. Układ mechaniczny skręcania kołem
Fig. 1. Mechanical system for wheel turning

2. Wymagania projektowe dotyczące modułu

Celem projektu było opracowanie modułu sterowania umożliwiającego niezależne skręcanie kołami platformy mobilnej Phoenix III, przystosowanego do pracy w trudnych warunkach terenowych. Opracowany moduł musi spełniać następujące wymagania: (1) możliwość kontrolowania silnika krokowego w standardzie NEMA 17 w zakresie napięcia od 20,0 V do 25,2 V i maksymalnym prądzie na pojedynczą cewkę wynoszącym do 2,0 A, (2) możliwość realizacji pomiaru kąta wychylenia koła bez każdorazowej kalibracji po uruchomieniu platformy, (3) zapewnić pętlę sprzężenia zwrotnego umożliwiającą wprowadzanie automatycznych korekt położenia koła w przypadku wytrącenia z pozycji zadanej [4], (4) możliwość komunikacji z jednostką nadrzędną będącą głównym komputerem pokładowym. Projekt zakładał również zaprojektowanie płytki PCB z myślą o niezawodnym połączeniu komponentów i wykorzystaniu ustandaryzowanych złączy.

3. Przegląd oraz wybór konkretnych rozwiązań

Na podstawie analizy wymagań oraz dostępnych rozwiązań zdecydowano się na wykorzystanie następujących komponentów w celu opracowania docelowego układu:

- mikrokontroler STM32 L432KC ze względu na wewnętrzny zegar o częstotliwości 80 MHz, możliwość obsługi zdarzeń za pomocą przerwań, obsługę komunikacji UART oraz kompaktowe wymiary;
- sterownik silnika krokowego BigTreeTech TMC2209 V1.3, który zgodnie ze specyfikacją umożliwia obsługę prądu do 2 A oraz pracę przy napięciu do 25,2 V;
- w roli enkodera absolutnego zdecydowano się na magnetyczny enkoder AS5600, który komunikuje się za pośrednictwem magistrali I2C i oferuje wysoką rozdzielczość pomiaru kąta do 12 bitów co daje dokładność rzędu 0,09°.

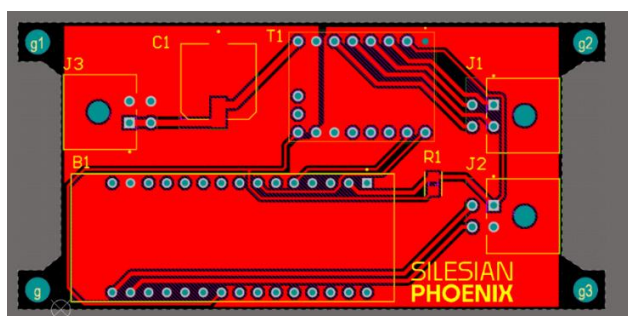
Jako złącza do układu wybrano kątowe złącza Molex 2x2, będące standardem stosowanym w łaziku oraz cechujące się wysoką wytrzymałością oraz odpornością na przypadkowe rozłączenie.

4. Projekt układu PCB

Projektowanie płytki PCB zostało zrealizowane z wykorzystaniem zaawansowanego środowiska Altium Designer [2], które odegrało kluczową rolę w całym procesie. Oprogramowanie to, dedykowane komputerowemu wspomaganiu projektowania układów elektronicznych, zapewnia dostęp do bogatych bibliotek elementów oraz zaawansowanych narzędzi weryfikacyjnych. Dzięki funkcjom tego środowiska możliwe było nie tylko precyzyjne odwzorowanie schematów i modeli PCB, ale także szczegółowa analiza poprawności układu już na etapie wirtualnego projektu.

Jednym z kluczowych aspektów było wykorzystanie narzędzi do rozplanowania rozmieszczenia komponentów na płytce, co pozwoliło na optymalne dopasowanie ich pozycji. Następnie, za pomocą komputerowych metod, poprowadzono ścieżki oraz zaprojektowano poligony, czyli rozległe pola miedzi przeznaczone dla masy zasilania oraz masy cyfrowej [3]. Takie rozwiązania nie tylko poprawiły właściwości elektryczne układu, ale również usprawniły proces produkcji, zarówno w przypadku wycinania płytki na CNC, jak i wytrawiania laminatów.

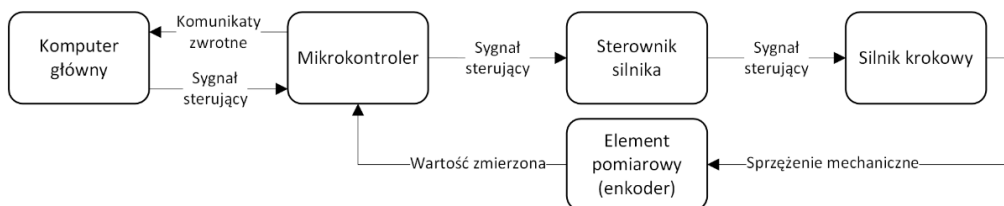
Dzięki wykorzystaniu nowoczesnych metod komputerowych projektowanie PCB stało się procesem bardziej efektywnym, precyzyjnym oraz elastycznym, co znacząco wpłynęło na jakość końcowego produktu. Zaawansowane funkcje Altium Designer pozwoliły na minimalizację błędów oraz redukcję kosztów, jednocześnie gwarantując pełną zgodność projektu z założeniami technicznymi.



Rys. 2. Cyfrowy model płytki PCB modułu do osi skrętnych
Fig. 2. Digital model of the PCB for the steering axis module

5. Tworzenie systemu sterowania

System sterowania oparty na mikrokontrolerze STM32 precyzyjnie pozycjonuje oś skrętną dzięki pętli sprzężenia zwrotnego, wykorzystując dane z enkodera oraz polecenia z komputera głównego. Mikrokontroler może także przekazywać informacje zwrotne, np. o aktualnym położeniu koła. Na rys. 3 przedstawiono schemat blokowy systemu.

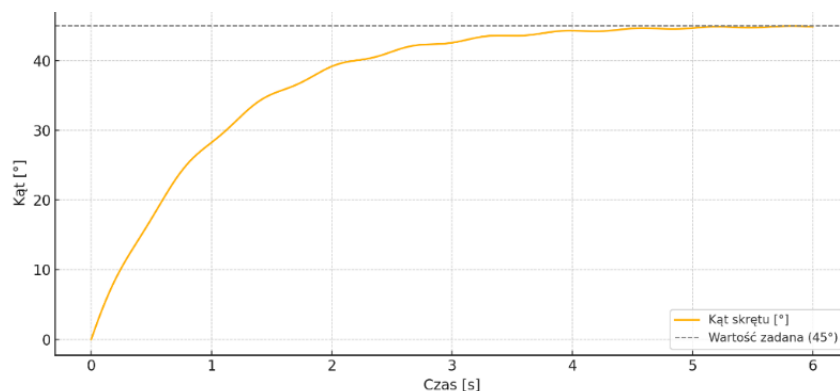


Rys. 3. Schemat blokowy programu sterującego
Fig. 3. Block diagram of the control program

Wykorzystując środowisko STM32CubeIDE, wygenerowano gotowy kod inicjalizujący niektóre funkcje procesora jak m.in. GPIO, UART i I2C. Większość programu została napisana w środowisku Visual Studio Code w języku C z wykorzystaniem biblioteki HAL (Hardware Abstraction Layer), która ułatwiła tworzenie programu, eliminując konieczność operowania na rejestrach mikrokontrolera, pozostawiając jednocześnie na wystarczającą elastyczność w tworzeniu oprogramowania. Implementacja systemu w formie programu została oparta na maszynie stanów, dzięki której mikrokontroler może dynamicznie reagować na wszelkie dane otrzymywane z komputera głównego oraz enkodera i na ich podstawie kontrolować działanie modułu skrętnego. Struktura ta ułatwia również rozbudowę systemu o nowe funkcje.

6. Podsumowanie

System sterowania modułem skrętnym, zaimplementowany na platformie mobilnej Phoenix III, na różnych etapach rozwoju był poddawany licznym i zróżnicowanym testom, mającym na celu weryfikację jego funkcjonalności oraz niezawodności w rzeczywistych warunkach pracy. W trakcie tych prób ujawniono wcześniej nieznane problemy, jak m.in. konieczność zastosowania kondensatora elektrolitycznego[3] przed sterownikiem silnika krokowego. Testy końcowe potwierdziły, że opracowany system sterowania spełnia wszystkie założenia projektowe. Umożliwia on precyzyjne pozycjonowanie koła w odpowiedzi na polecenia wysyłane z komputera głównego, a także zapewnia ciągłą kontrolę i korekcję położenia na podstawie informacji zwrotnych z enkodera. Dzięki temu system jest w stanie skutecznie kompensować odchylenia wynikające z obciążeń mechanicznych, wibracji lub innych zakłóceń pojawiających się w trakcie ruchu platformy. Odpowiedź układu na zadanie wartości docelowej wychylenia koła zaprezentowano na rys. 4.



Rys. 4. Wykres odpowiedzi układu dla zadanej wartości 45° wychylenia koła
Fig. 4. Plot of the system response for a given value of 45° of wheel swing

Literatura

1. SKN Silesian Phoenix, <https://portal.polsl.pl/silesianphoenix/>, data uzyskania ostatniego dostępu 24.04.2025
2. Altium Designer, <https://www.altium.com/altium-designer>, data uzyskania ostatniego dostępu 24.04.2025
3. Horowitz P., Hill W., Sztuka Elektroniki. Tom 1 i 2. Wydanie 12, WKŁ. (2017)
4. Skrush P., Mitkowski W., Bania P. i Długosz M. "Systemy dynamiczne i teoria sterowania w nowoczesnej automatyce." (2022): 33-41.

ANALIZA MES DRGAŃ SWOBODNYCH I WYMUSZONYCH KOMPOZYTÓW WZMACNIANYCH NANORURKAMI

inż. PATRYCJUSZ MOCZEK,

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, semestr III, stopień 2

Opiekun naukowy: Prof. dr hab. inż. Piotr Fedeliński

Streszczenie: W pracy analizowano wpływ wprowadzenia nanorurek węglowych na zachowanie dynamiczne materiału kompozytowego. Wykonano modele MES prostokątnej tarczy bez wzmocnienia, jak i wzmocnionej doskonale sztywnymi nanorurkami. Analizy statyczne, modalne i harmoniczne przeprowadzono za pomocą programu Ansys Mechanical. Wyniki wykazały, że obecność nanorurek prowadzi do wzrostu częstości drgań własnych oraz zmniejszenia wartości przemieszczeń, co wskazuje na znaczące zwiększenie sztywności materiału.



Słowa kluczowe: materiały kompozytowe, analiza harmoniczna, analiza statyczna, metoda elementów skończonych

FEM ANALYSIS OF NATURAL AND FORCED VIBRATIONS OF NANOTUBE-REINFORCED COMPOSITE MATERIALS

Abstract: The work shows an analysis of effect of introducing carbon nanotubes on the dynamic behavior of a composite material. Finite Element Method (FEM) models of a rectangular plate were created, both without reinforcement and reinforced with perfectly stiff nanotubes. Static, modal, and harmonic analyses were carried out using Ansys Mechanical software. The results showed that the presence of nanotubes leads to an increase in natural frequencies and a reduction in displacement values, indicating a significant enhancement in the material's stiffness.

Keywords composite materials, harmonic analysis, static analysis, finite element method

1. Wprowadzenie

Materiały kompozytowe to układy, w których łączy się co najmniej dwa składniki o odmiennych właściwościach, aby uzyskać materiał o lepszych parametrach mechanicznych, cieplnych czy funkcjonalnych niż poszczególne komponenty osobno [1,2]. Obecnie rosnące zainteresowanie budową kompozytów na poziomie nanometrycznym wynika z możliwości znacznej poprawy ich właściwości poprzez modyfikację struktury w skali nano.

Dodanie nanorurek węglowych do osnowy polimerowej znacząco wpływa na poprawę sztywności, wytrzymałości i odporności na pękanie kompozytów [3]. Nanorurki, dzięki swojej wysokiej wytrzymałości, sztywności i niewielkiej gęstości, mogą stanowić optymalny wariant wzmocnienia [3]. Wprowadzenie ich do kompozytu nie tylko poprawia właściwości mechaniczne, ale też może zwiększyć przewodność elektryczną i cieplną materiału [3].

Kluczowym wyzwaniem przy projektowaniu nowych kompozytów jest jednak uzyskanie jednorodnej dyspersji nanorurek w osnowie oraz zapewnienie dobrej adhezji w miejscu

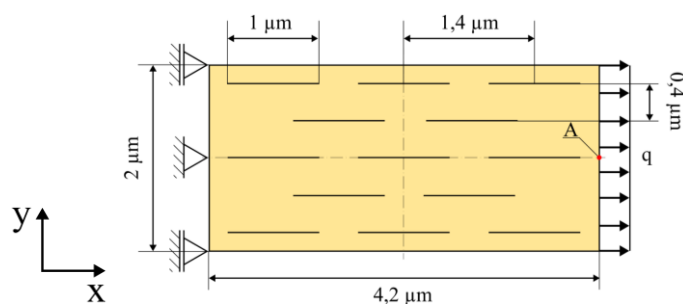
połączenia nanorurka-osnowa [2]. Nieodpowiednie rozmieszczenie lub aglomeracja nanorurek prowadzi do powstawania defektów osłabiających właściwości kompozytu. Ponadto, z powodu ogromnej powierzchni właściwej nanorurek, duża część osnowy może mieć zmienione właściwości w porównaniu do czystego polimeru [2]. W rezultacie, właściwości końcowe kompozytu zależą nie tylko od samej jakości nanorurek, ale także od ich rozmieszczenia, orientacji i oddziaływań z otaczającą osnową [1, 2].

Celem niniejszej pracy jest analiza zmiany parametrów mechanicznych osnowy spowodowana dodaniem cienkich i nieskończenie sztywnych nanorurek. Przyjęcie, że nanorurki są doskonale sztywne upraszcza modelowanie kompozytu za pomocą MES. Takie założenie jest uzasadnione ponieważ zastępczy moduł Younga nanorurek wynoszący około 1 TPa jest na ogół kilkaset razy większy niż moduł osnowy.

2. Analiza nanokompozytu

Obliczenia wykonano oprogramowaniem firmy ANSYS [4]. Analiza została przeprowadzona za pomocą modułów „Modal” do analizy modalnej, „Static Structural” do analizy statycznej oraz „Harmonic Response” do analizy harmonicznej w programie Ansys Mechanical. Procedura wprowadzenia nanorurek odbyła się za pomocą funkcji „remote point” oraz „named selection”. Funkcja „named selection” pozwala na wybranie węzłów, dla których ma być przypisane jakieś zachowanie. Funkcja „remote points” pozwala przypisać zachowanie, w tym wypadku „rigid”, do wybranej grupy. Rozpatrzono tarczę zawierającą 13 nanorurek. Wymiary kompozytu oraz rozmieszczenie włókien przedstawione jest na rysunku 1. Zamocowano lewą krawędź, a do prawej przyłożono siłę powierzchniową równomiernie rozłożoną o natężeniu q w kierunku x . Dla układu przyjęto płaski stan naprężenia oraz wartości materiałowe osnowy: moduł Younga $E=3$ GPa, gęstość $\rho=1200$ kg/m³ i współczynnik Poissona $\nu=0,3$. Zastosowano 840 elementów skończonych o kwadratowych funkcjach kształtu i rozmiarze $0,1$ μm .

W tabeli 1 przedstawiono częstotliwości drgań własnych samej osnowy i kompozytu. Kompozyt posiada większe częstotliwości drgań własnych.



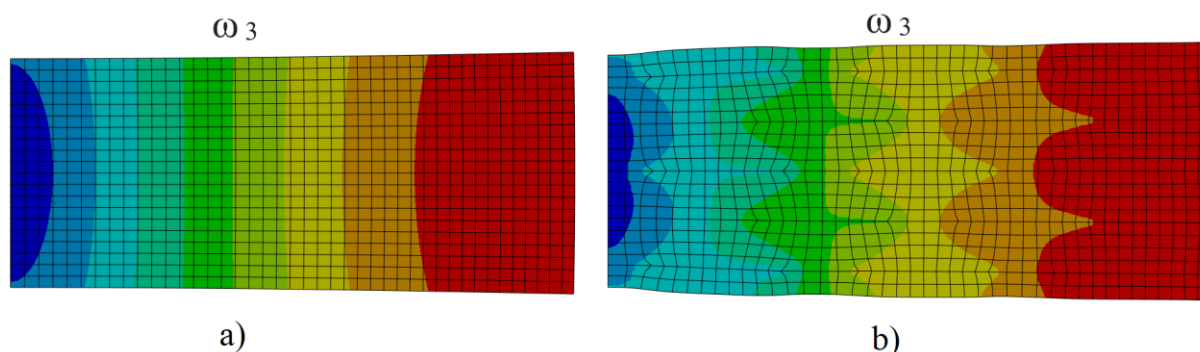
Rys. 1. Model tarczy prostokątnej z nanorurkami

Fig. 1. Rectangular plate model with nanotubes

Tabela 1. Częstotliwości drgań własnych badanych modeli osnowy i kompozytu
Table 1. Eigenfrequencies of the tested models of the matrix and composite

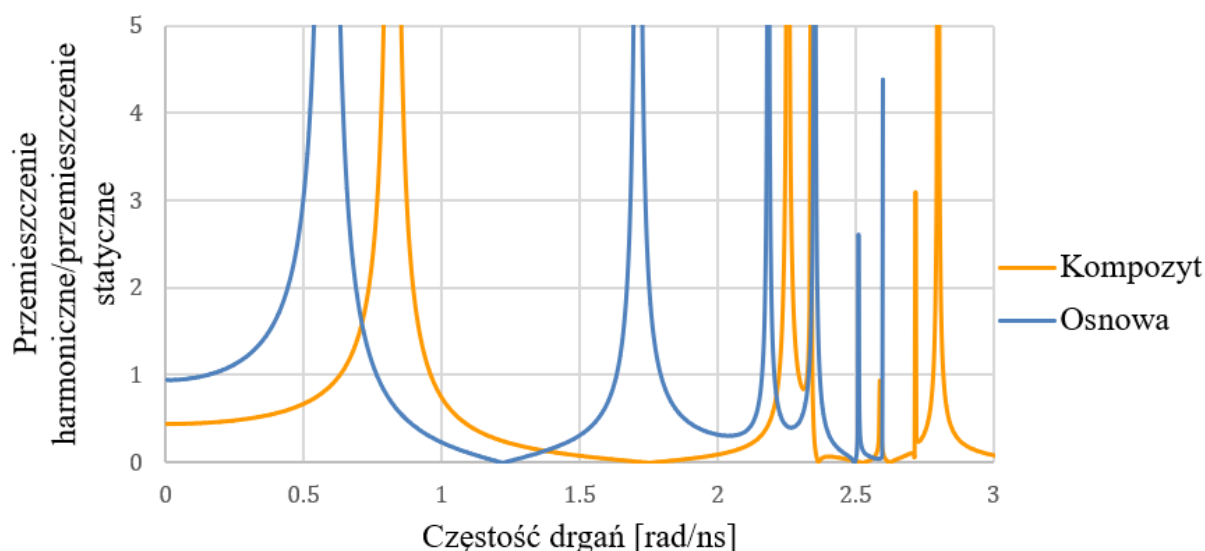
	Częstotliwości drgań własnych [rad/ns]					
Materiał	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	ω_6
Osnowa	0.148	0.479	0.590	1.043	1.587	1.713
Kompozyt	0.183	0.563	0.824	1.268	1.783	2.184

Na rysunku 2 przedstawiono pierwszą postać drgań wzdłużnych dla modelu bez wzmocnienia (a) oraz z wzmocnieniem (b).



Rys. 2. Pierwsza postać drgań wzdłużnych a) osnowa, b) kompozyt
Fig. 2. First longitudinal eigenmode of the models, a) matrix, b) composite

Na rysunku 3 przedstawiono charakterystyki znormalizowanej amplitudy w funkcji częstości dla tarczy bez i z nanorurkami. Normalizacja polega na podzieleniu wartości przemieszczeń punktu A w kierunku x (rys. 1) uzyskanych podczas analizy harmonicznej układu przez przemieszczenie uzyskane podczas analizy statycznej dla osnowy. Znormalizowane przemieszczenia dla osnowy i niskich częstości są równe 1. Dodatkowo ograniczono przedział wartości amplitudy od 0 do 5, żeby poprawić czytelność wykresu. Zaleca się, aby numeryczna analiza harmoniczna była wykonywana w zakresie 150% rozpatrywanego zakresu częstości [4].



Rys. 3. Znormalizowana charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa modeli
Fig. 3. Normalized amplitude–frequency response of the models

Z rysunku 3 wynika, że pierwsza częstość rezonansowa występuje przy 0.6 rad/ns dla osnowy i 0.8 rad/ns dla kompozytu, co pokrywa się z trzecimi częstościami drgań własnych modeli (tabela 1) i pierwszymi częstościami drgań wzdłużnych (rys. 2). Przemieszczenie kompozytu stanowi około 50% przemieszczenia osnowy dla punktu A przy niskich częstościach, co jest efektem zwiększonej sztywności kompozytu.

3. Wnioski

Przeprowadzone analizy numeryczne jednoznacznie wykazały korzystny wpływ zastosowania nanorurek węglowych na właściwości dynamiczne analizowanego materiału kompozytowego. Wprowadzenie nanorurek o nieskończonej sztywności doprowadziło do znaczącego wzrostu częstości drgań własnych układu, co jednoznacznie wskazuje na zwiększenie sztywności konstrukcji. Analiza harmoniczna oraz analiza statyczna wykazały również, że dodanie nanorurek skutkuje redukcją przemieszczeń w odpowiedzi na przyłożone obciążenia.

Zmniejszenie maksymalnych wartości przemieszczeń w porównaniu do układu niewzmocnionego potwierdza wysoką skuteczność nanowzmocnień w poprawie sztywności. Otrzymane wyniki są zgodne z literaturowymi doniesieniami dotyczącymi wpływu nanowypełniaczy na właściwości mechaniczne materiałów kompozytowych, w szczególności w kontekście poprawy sztywności oraz tłumienia drgań.

Zwiększone częstości własne oraz zmniejszona amplituda odpowiedzi dynamicznej wskazują, że odpowiednie wprowadzenie nanorurek w strukturę kompozytu może być efektywnym sposobem poprawy jego zachowania dynamicznego. W pracy przyjęto, że nanorurki są cienkie i nieskończenie sztywne, co pozwoliło na znaczne uproszczenie analizy MES kompozytu. Założenie, że rurki są nieskończenie cienkie nie pozwala uwzględnić wpływu ich udziału objętościowego i masowego na właściwości mechaniczne kompozytu. W praktycznych zastosowaniach rzeczywiste właściwości nanorurek oraz ich oddziaływanie z osnową mogą modyfikować otrzymane wartości, niemniej jednak obserwowane trendy pozostaną zachowane. W obecnym modelu nie jest możliwe uwzględnienie tych parametrów bez jego modyfikacji.

W świetle uzyskanych wyników można stwierdzić, że nanorurki węglowe, przy odpowiednim połączeniu z osnową, stanowią obiecujący kierunek w projektowaniu lekkich, wytrzymałych i odpornych na drgania struktur inżynierskich. Dalsze badania powinny koncentrować się na analizie wpływu takich parametrów, jak liczba, orientacja, udział objętościowy lub masowy nanorurek, stosunek ich długości do średnicy czy właściwości mechaniczne, ponieważ te parametry decydują o efektywności wzmocnień w kompozycie.

Literatura

1. Thonstenson E. T., Li C., Chou T-W., Nanocomposites in context, Composites Science and Technology, Vol. 65, s. 491–516 (2005).
2. Shaffer M. S. P., Sandler J. K. W., Carbon nanotube/nanofibre polymer composites. Chapter 1 in Advani S.G. Processing and Properties of Nanocomposites, World Scientific Publishing (2007).
3. Thonstenson E. T., Ren Z., Chou T-W., Advances in the science and technology of carbon nanotubes and their composites: a review, Composites Science and Technology, Vol. 61, s. 1899–1912 (2001).
4. ANSYS Mechanical Linear and Nonlinear Dynamics, Module 06: Harmonic Analysis.

ANALIZA NUMERYCZNA I OPTIMALIZACJA KSZTAŁTU WENTYLOWANEJ TARCZY HAMULCOWEJ SAMOCHODU

inż. ANNA NAWARA,

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Witold Beluch, Prof. PŚ

Streszczenie. Niniejszy artykuł dotyczy analizy numerycznej i optymalizacji kształtu wentylowanej tarczy hamulcowej samochodu osobowego. Przeprowadzone symulacje numeryczne dotyczą określenia rozkładu temperatur w tarczy podczas hamowania oraz zmniejszenia maksymalnej temperatury tarczy w końcowej fazie hamowania, poprzez optymalizację kształtu kanałów wentylacyjnych. Do przeprowadzenia analiz numerycznych oraz optymalizacji wykorzystano oprogramowanie ANSYS.



Słowa kluczowe: tarcza hamulcowa, analiza numeryczna, optymalizacja kształtu, przepływ ciepła

NUMERICAL ANALYSIS AND SHAPE OPTIMIZATION OF A VENTILATED AUTOMOTIVE BRAKE DISC

Abstract. This paper presents a numerical analysis and shape optimization of a ventilated brake disc for a passenger car. The conducted numerical simulations focus on determining the temperature distribution within the disc during braking, as well as on reducing the maximum disc temperature in the final phase of braking, through shape optimization of the cooling holes. The numerical analyses and optimization were carried out using ANSYS software.

Keywords: brake disc, numerical analysis, shape optimization, heat flow

1. Wprowadzenie

Typowym układem hamulcowym, stosowanym w pojazdach osobowych, jest hydrauliczny układ tarczowy. W takim układzie naciśnięcie pedału hamulcowego powoduje tłoczenie płynu do tłoków, znajdujących się w zaciskach hamulcowych, co przekłada się na dociskanie klocków do tarcz hamulcowych. Prowadzi to do spowolnienia ruchu obrotowego tarcz oraz kół pojazdu, przy czym generowane jest ciepło. Hamowanie polega więc na zamianie energii kinetycznej jadącego pojazdu na energię cieplną, która jest uwalniana do otoczenia. Ponieważ hamowanie zachodzi zazwyczaj w krótkim czasie, tarcza hamulcowa szybko nagrzewa się do wysokich temperatur.

Przedmiotem niniejszej pracy jest analiza numeryczna i optymalizacja struktury tarczy hamulcowej wentylowanej, stosowanej w samochodach osobowych. Celem analizy jest wyznaczenie pola temperatur w tarczy w końcowej fazie hamowania. Celem optymalizacji jest uzyskanie kształtu kanałów wentylacyjnych, pozwalającego na minimalizację maksymalnych temperatur występujących w tarczy podczas hamowania.

2. Zagadnienia ciepłno-przepływowe w opisie matematycznym tarczy hamulcowej

Podstawowym prawem dotyczącym przepływu ciepła jest prawo Fouriera, określające strumień ciepły q [W/m²] w punkcie X i w czasie t [s]. W przypadku modelu matematycznego wentylowanej tarczy hamulcowej równanie opisujące przepływ ciepła przyjmuje formę:

$$c(T)\rho(T)\frac{\partial T(X,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda(T)\frac{\partial T(X,t)}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda(T)\frac{\partial T(X,t)}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda(T)\frac{\partial T(X,t)}{\partial z}\right) + Q(X,t), \quad (1)$$

gdzie: T – temperatura [K, °C], c – ciepło właściwe [J/(kg·K)], ρ – gęstość materiału [kg/m³], λ – współczynnik przewodzenia ciepła [W/(m·K)], Q – funkcja źródła [W/m³], X – punkt o współrzędnych (x, y, z) .

W miejscu styku tarczy z klockiem hamulcowym występuje warunek brzegowy drugiego rodzaju, czyli występuje strumień ciepła q_b [W/m²], o kierunku prostopadłym do powierzchni tarczy i znanej wartości, określonej równaniem:

$$q_b = \frac{P_c}{A_k} = \frac{\eta_o E_c}{2A_k t_h} = \frac{\eta_o \eta_E E_k}{2A_k t_h} = \frac{\eta_o \eta_E m_p v_p^2}{4A_k t_h} = \frac{\eta_o \eta_E m_p v_p a}{4A_k}, \quad (2)$$

gdzie: P_c – moc cieplna [W], A_k – pole powierzchni kontaktu tarczy z klockami hamulcowymi [m²], η_o – udział energii dla danej osi pojazdu [%], E_c – energia cieplna [J], t_h – czas hamowania [s], η_E – udział energii kinetycznej zamienianej na ciepło [%], E_k – energia kinetyczna [J], m_p – masa pojazdu [kg], v_p – prędkość pojazdu przed rozpoczęciem hamowania [m/s], a – opóźnienie hamowania [m/s²].

Na powierzchniach tarczy wymieniających ciepło z otoczeniem występuje warunek brzegowy trzeciego rodzaju (konwekcja), przy temperaturze otoczenia T_a [K, °C] oraz współczynniku wymiany ciepła α [W/(m²·K)], określanym jako:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_g}{d} = \frac{C \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot \lambda_g}{d}, \quad (3)$$

gdzie: Nu – liczba Nusselta, d – wymiar charakterystyczny [m], λ_g – współczynnik przewodzenia ciepła ośrodka [W/(m·K)], Re – liczba Reynoldsa, Pr – liczba Prandtla, a, b, C – stałe charakterystyczne dla analizowanego przypadku [4].

Czas hamowania określa równanie:

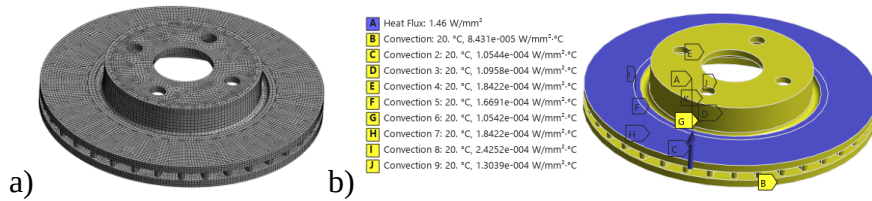
$$t_h = \frac{v_p}{a}. \quad (4)$$

3. Analiza numeryczna przepływu ciepła w tarczy hamulcowej

Model tarczy hamulcowej (Rys. 1. a), wykonany w programie SOLIDWORKS, był wzorowany na tarczy 09.A913.11 firmy Brembo, wykorzystywanej w samochodzie Toyota Yaris. Tarcza ta współpracuje z klockami hamulcowymi P 83 085 tego samego producenta. Jako materiał tarczy przyjęto żeliwo szare.

Do przeprowadzenia symulacji numerycznych wykorzystano program ANSYS Workbench w wersji 2024 R2. Wykorzystano moduły Transient Thermal oraz Direct Optimization. Dyskretyzacja modelu została wykonana z zastosowaniem w głównej mierze elementów sześciociennych o kwadratowych funkcjach kształtu, stosując lokalne zagęszczenia siatki (Rys. 1 a). Utworzona siatka składała się z 49960 elementów i 241746 węzłów. Parametry analizy określono na podstawie wzorów (2), (3) i (4) dla różnych prędkości samochodu przed hamowaniem (Tabela 1). Do obliczeń przyjęto masę pojazdu 1490 kg, opóźnienie hamowania

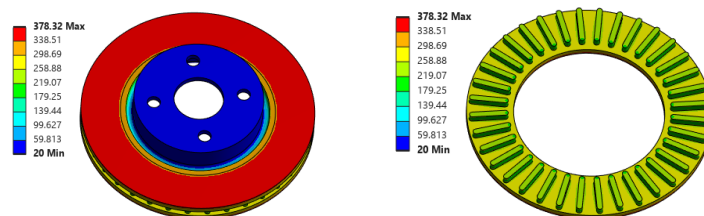
8 m/s² [3] i pole powierzchni styku tarczy z klockami hamulcowymi $6,02 \cdot 10^{-2}$ m². Założono, że 95% energii kinetycznej jest zamieniane na energię cieplną, a 80% tej energii przetwarza przednia oś pojazdu. Przyjęto, że występuje konwekcja wymuszona oraz przepływ turbulentny, a ośrodkiem jest powietrze o temperaturze 20°C i ciśnieniu 101,3 kPa. Temperatura początkowa oraz temperatura otoczenia wynosiły 20°C. Miejsca występowania warunków brzegowych przedstawia Rys. 1 b. Maksymalne temperatury T_{max} występujące w tarczy hamulcowej w końcowej fazie hamowania zostały przedstawione w Tabeli 1. Rozkład temperatur w postaci mapy konturowej dla przypadku hamowania z prędkości początkowej 140 km/h prezentuje Rys. 2.



Rys. 1. Model CAD: a) po dyskretyzacji, b) z zaznaczeniem warunków brzegowych
Fig. 1. CAD model: a) after discretization, b) with boundary conditions marked

Tabela 1. Wyniki analizy dla różnych prędkości pojazdu przed hamowaniem
Table 1. Analysis results for different vehicle speeds before braking

v_p [km/h]	T_{max} [°C]	v_p [km/h]	T_{max} [°C]
50	83,39	100	221,75
60	105,05	110	256,71
70	129,97	120	294,18
80	157,57	130	335,90
90	188,12	140	378,32

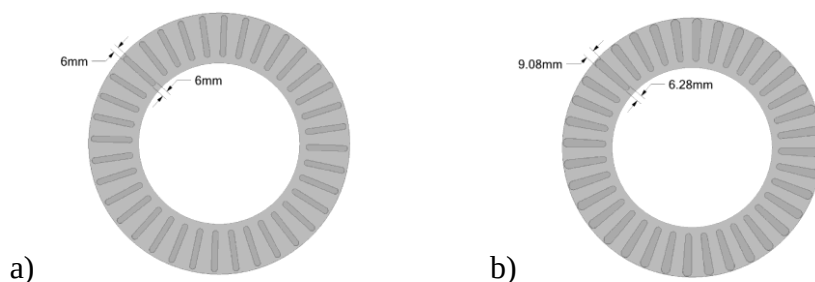


Rys. 2. Rozkład temperatur w tarczy hamulcowej w końcowej fazie hamowania ze 140 km/h
Fig. 2. Temperature distribution in the brake disc at the end of braking from 140 km/h

4. Optymalizacja kształtu tarczy hamulcowej

Optymalizacja została wykonana dla hamowania z prędkości początkowej pojazdu 140 km/h. Jako zmienne optymalizacji przyjęto promienie zakończeń żeber, wyznaczających kanały wentylacyjne, po wewnętrznej $r_{we w}$ oraz zewnętrznej r_{zew} stronie tarczy hamulcowej (Rys. 3). Zakres zmian tych wartości został ustalony na od 1 do 5 mm. Kryterium optymalizacji była minimalizacja temperatury maksymalnej uzyskiwanej przez tarczę hamulcową podczas hamowania. Optymalizacja została przeprowadzona z użyciem algorytmu MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm). Algorytm genetyczny zakończył działanie po 282 pokoleniach proponując trzy rozwiązania, zestawione w Tabeli 2 z rozwiązaniem oryginalnym. Należy

również zauważyć, że podczas optymalizacji wielu zestawom zmiennych odpowiadały temperatury wyższe, niż dla parametrów pierwotnych, z których najwyższe wyniosły ok. 389°C.



Rys. 3. Kształt kanałów wentylacyjnych: a) przed optymalizacją, b) po optymalizacji
Fig. 3. Shape of cooling holes: a) before optimization, b) after optimization

Tabela 2. Wyniki optymalizacji
Table 2. Optimization results

Nr punktu	1	2	3	Parametry oryginalne
r_{wew} [mm]	4,54	4,51	4,44	3,00
r_{zew} [mm]	3,14	3,14	3,14	3,00
T_{max} [°C]	376,85	376,86	376,88	378,32

5. Podsumowanie

Przeprowadzone analizy numeryczne pozwoliły na określenie rozkładu temperatur w tarczy hamulcowej po hamowaniu z różnych prędkości do zera, a także na stwierdzenie występowania znaczących różnic pomiędzy tymi temperaturami. Maksymalne temperatury wystąpiły w miejscach styku tarczy z klockami hamulcowymi. Również w kanałach wentylacyjnych pojawiły się temperatury znacząco wyższe niż temperatura otoczenia.

W wyniku optymalizacji kształtu kanałów wentylacyjnych, temperatura maksymalna, powstała w wyniku hamowania, uległa zmniejszeniu o ok. 2°C. Uzyskany niski spadek temperatury wskazuje na to, że pierwotny kształt kanałów był w analizowanym przypadku korzystny. Pojawienie się podczas optymalizacji temperatur znacząco wyższych niż oryginalne pokazuje, że kształt kanałów chłodzących ma wpływ na wysokość osiąganych przez tarczę temperatur.

Dalsze badania nad omawianym tematem będą obejmować przeprowadzenie analizy mechanicznej, w celu określenia naprężeń występujących w tarczy podczas hamowania. Planowane jest również rozwinięcie części optymalizacyjnej poprzez zwiększenie liczby zmiennych projektowych, a także wprowadzenie dodatkowych kryteriów optymalizacji.

Literatura

1. Akyüz R., Jafari R., Optimization and thermal analysis of radial ventilated brake disc to enhance the cooling performance, Case Studies in Thermal Engineering (2021).
2. Belhocine A., Patil R., Shinde D., Thermo-Mechanical Coupled Analysis-Based Design of Ventilated Brake Disc Using Genetic Algorithm and Particle Swarm Optimization, SAE International Journal of Passenger Cars (2021).
3. Mikus D., Tarkowski S., Opóźnienie hamowania pojazdów w różnych warunkach ruchu, Autobusy (2016).
4. Pudlik W., Wymiana i Wymienniki Ciepła, Politechnika Gdańska, Gdańsk (2012).

DOŚWIADCZALNA ORAZ NUMERYCZNA ANALIZA MODALNA MATERIAŁU KOMPOZYTOWEGO

inż. ANNA NAWARA¹, KAJA OSADNIK², PAWEŁ SZCZEPANIK²,
JAKUB GURGUL³, ŁUKASZ SŁONKA³

¹Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, semestr III, 2 stopień

²Mechanika i Budowa Maszyn, semestr VI, 1 stopień

³Automatyka i Robotyka, semestr VI, 1 stopień

Opiekunowie naukowci: dr hab. inż. Adam Długosz, Prof. PŚ, dr inż. Waldemar Mucha

Streszczenie. Przedmiotem niniejszego artykułu jest wykorzystanie metod eksperymentalnych i symulacyjnych w badaniach częstotliwości drgań własnych materiałów kompozytowych. Przeprowadzone badania umożliwiły wyznaczenie odpowiedzi częstotliwościowych płyty kompozytowej w sposób numeryczny oraz eksperymentalny, a następnie porównanie uzyskanych wyników. Do przeprowadzenia analiz numerycznych wykorzystane zostało oprogramowanie ANSYS, natomiast w badaniach eksperymentalnych wykorzystano zestaw pomiarowy LMS Scadas oraz oprogramowanie LMS Test.Xpress.

Słowa kluczowe: analiza modalna, materiał kompozytowy, metoda elementów skończonych, badania eksperymentalne

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL MODAL ANALYSIS OF A COMPOSITE MATERIAL

Abstract. The subject of this article is the use of experimental and simulation methods in the study of the natural vibration frequencies of composite materials. The conducted research allowed to determine the frequency responses of a composite plate using both numerical and experimental approaches, and to compare the obtained results. ANSYS software was used to conduct the numerical analyses, while LMS Test.Xpress software and LMS Scadas measurement kit were employed in the experimental studies.

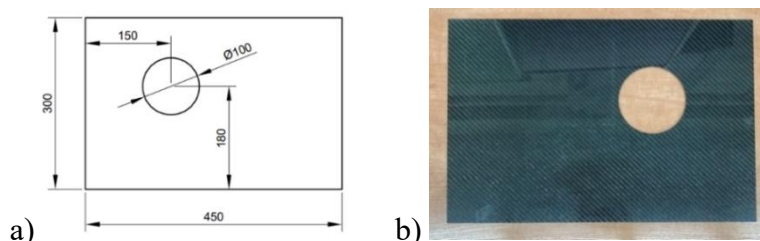
Keywords: modal analysis, composite materials, finite element method, experimental studies

1. Wprowadzenie

Materiały kompozytowe to tworzywa składające się z co najmniej dwóch różnych komponentów, z których każdy zachowuje swoje indywidualne własności. Po ich połączeniu powstaje materiał o lepszych parametrach, niż którykolwiek ze składników osobno. Unikalna struktura kompozytów umożliwia dostosowanie własności materiału do specyficznych wymagań aplikacyjnych. Badania materiałów kompozytowych są kluczowe dla oceny ich własności mechanicznych oraz zachowania w różnych warunkach obciążenia, w wielu przypadkach ze szczególnym uwzględnieniem charakterystyk dynamicznych. W procesie badawczym zazwyczaj stosuje się dwie główne metody: eksperymentalną oraz symulacyjną. Metoda eksperymentalna polega na przeprowadzaniu testów fizycznych na rzeczywistych próbkach materiałów. W kontekście badań opisanych w niniejszym artykule oznacza to obciążanie płyty kompozytowej impulsowymi siłami w celu wzbudzenia drgań. Z kolei metody symulacyjne, wykorzystujące zaawansowane narzędzia komputerowe, umożliwiają

modelowanie zachowania materiałów i przeprowadzanie analiz numerycznych bez potrzeby stosowania fizycznych próbek. Przedstawiony projekt dotyczy analizy drgań własnych, czyli oscylacji układu fizycznego wywołanych jednorazowym pobudzeniem, przebiegających bez dalszego oddziaływania sił zewnętrznych. Drgania te zachodzą z charakterystyczną dla danego układu częstotliwością własną, która zależy od geometrii układu, jego zamocowania, gęstości i własności sprężystych materiału.

Celem przeprowadzonych badań było wyznaczenie częstotliwości drgań własnych płyty kompozytowej (Rys. 1) w sposób eksperymentalny oraz poprzez analizę numeryczną, a następnie porównanie uzyskanych wyników badań i ocena skuteczności zastosowanych metod. Płyta została wykonana z 12 warstw tkaniny z włókna węglowego, ułożonych naprzemiennie, o orientacji $0^\circ/90^\circ$ i $-45^\circ/45^\circ$. Warstwy te zostały połączone za pomocą żywicy epoksydowej. Grubość płyty wynosiła 3,05 mm.



Rys. 1. Geometria płyty kompozytowej: a) wymiary, b) rzeczywisty element
Fig. 1. Geometry of the composite plate: a) dimensions, b) physical part

2. Badanie eksperymentalne

Do przeprowadzenia badań eksperymentalnych wykorzystano oprogramowanie LMS Test.Xpress, stanowiące część portfolio Simcenter firmy Siemens Digital Industries Software. Narzędzie to dedykowane jest analizie drgań oraz akustyki. Próbką w postaci płyty kompozytowej została sztywno zamocowana do stołu laboratoryjnego. Badania zostały przeprowadzone dla trzech miejsc zamocowania akcelometru. Wzbudzenie drgań realizowano za pomocą młotka modalnego, uderzając w wyznaczone punkty, przedstawione na Rysunku 2.



Rys. 2. Stanowisko do badań eksperymentalnych
Fig. 2. Experimental research station

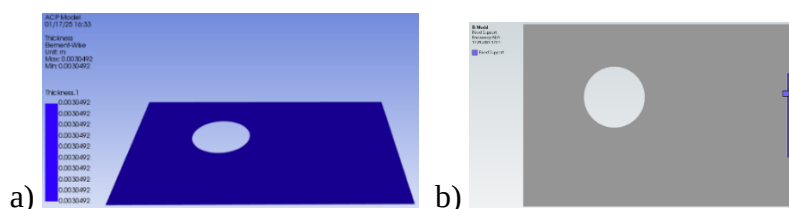
Sygnały z akcelometru były rejestrowane i przetwarzane przy pomocy oprogramowania LMS Test.Xpress. Do uzyskania widma częstotliwościowego, umożliwiającego identyfikację charakterystycznych częstotliwości drgań własnych, zastosowano szybką transformację Fouriera (FFT).

3. Analiza numeryczna

Do przeprowadzenia analizy numerycznej wykorzystany został program ANSYS Workbench w wersji 2024 R2. Jako materiał pojedynczej warstwy kompozytu wybrano Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Wet. W celu dokładniejszego odwzorowania własności rzeczywistego elementu, wartości modułu Younga w kierunkach X i Y zostały zmienione z charakterystycznych dla wybranego materiału 59,16 GPa na 37,00 GPa. Strukturę materiału kompozytowego odwzorowano za pomocą modułu ACP (Pre) (Rys. 3 a). Analizę modalną drgań własnych przeprowadzono w module Modal, utwierdzając model w sposób analogiczny do utwierdzenia podczas badania eksperymentalnego (Rys. 3 b). Analiza numeryczna została przeprowadzona z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES). W analizowanym przypadku rozwiązywane było równanie opisujące drgania własne bez tłumienia w postaci:

$$\mathbf{K}\Phi = \mathbf{M}\Phi\Omega^2, \quad (1)$$

gdzie: $\mathbf{M}$ – macierz bezwładności, $\mathbf{K}$ – macierz sztywności, Φ – macierz postaci drgań własnych, Ω – diagonalna macierz częstości drgań własnych.



Rys. 3. Model płyty: a) w module ACP (Pre), b) z zaznaczeniem miejsca utwierdzenia
Fig. 3. Model of the plate: a) in ACP (Pre), b) with indication of fixation area

4. Porównanie wyników

Część eksperymentalna obejmowała dziewięć prób, dla różnych konfiguracji punktu wzbudzenia drgań oraz lokalizacji akcelerometru. Tabela 1 przedstawia wyniki pomiarów (odczytywane z dokładnością do 1Hz), średnie arytmetyczne $\bar{f}$ i odchylenia standardowe σ dla kolejnych częstotliwości charakterystycznych.

Tabela 1. Wyniki badań eksperymentalnych
Table 1. Results of the experimental studies

Nr próby	Wartość częstotliwości [Hz]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	14	32	62	103	164	215	262	328	363	423
2	11	33	64	106	165	217	263	326	361	415
3	11	33	64	109	170	220	265	337	368	412
4	10	34	65	104	170	217	261	335	365	413
5	12	34	65	106	168	218	262	340	366	425
6	10	33	64	104	169	217	260	350	365	425
7	11	33	64	107	167	218	258	315	355	420
8	18	35	66	107	180	215	259	320	354	427
9	11	34	65	107	165	210	257	318	353	420
$\bar{f}$	11,25	33,44	64,33	105,89	168,67	216,33	260,78	329,89	361,11	420,00
σ	1,28	0,83	1,05	1,79	4,52	2,67	2,39	10,87	5,36	5,23

Dla porównania skuteczności obu metod, wyniki uzyskane w badaniach eksperymentalnych zestawiono z rezultatami analizy numerycznej w Tabeli 2.

Tabela 2. Porównanie wyników badań
Table 2. Comparison of the test results

Numer częstotliwości	Wynik eksperymentu [Hz]	Wynik symulacji [Hz]	Błąd względny [%]
1	11,25	11,32	0,62
2	33,44	33,51	0,21
3	64,33	64,32	0,02
4	105,89	109,34	3,16
5	168,67	155,27	8,63
6	168,67	176,60	4,49
7	216,33	222,06	2,58
8	260,78	245,19	6,36
9	329,89	322,80	2,20
10	361,11	346,72	4,15

5. Podsumowanie

Porównanie wyników badań eksperymentalnych i analizy numerycznej dla pierwszych dziesięciu częstotliwości drgań własnych płyty kompozytowej wykazało dużą zgodność. Dla trzech pierwszych częstotliwości błąd względny nie przekroczył 1%, co potwierdza poprawność zarówno modelu numerycznego, jak i procedury pomiarowej. Szczególnie istotne są niższe częstotliwości, ponieważ ich identyfikacja jest prostsza i bardziej jednoznaczna.

W przypadku wyższych częstotliwości zaobserwowano większe rozbieżności. W badaniach eksperymentalnych nie zarejestrowano częstotliwości 155,27 Hz i 176,60 Hz uzyskanych numerycznie, lecz pojedynczą wartość 168,67 Hz. W związku z tym, piąta częstotliwość nie posiada jednoznacznego odwzorowania. Wskazuje to na ograniczenia metody eksperymentalnej i wpływ warunków wykonywania eksperymentu.

Dla każdej z prób wykonanych w części eksperymentalnej uzyskano zbliżone wyniki. Potwierdza to odchylenie standardowe, którego wartości dla każdej częstotliwości charakterystycznej są niskie w porównaniu z odpowiednimi średnimi arytmetycznymi częstotliwości.

Zastosowanie opisanych metod umożliwiło uzyskanie spójnych wyników, szczególnie dla niższych częstotliwości, co potwierdza ich wiarygodność i skuteczność. Uzupełnieniem badań mogłoby być eksperymentalne wyznaczenie parametrów materiałowych (np. poprzez próbę rozciągania), co pozwoliłoby na dokładniejsze odwzorowanie właściwości materiału w modelu numerycznym.

Literatura

1. Lara-Prieto V., Kęsy Z., Parkin R. i in., Symulacja drgań belki kompozytowej z cieczą magnetyczną, XVII Konferencja nt. Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo, Krasieczyn (2009)
2. Pietrzak K., Klasik A., Makowska K., O tłumieniu drgań w materiałach kompozytowych, Prace Instytutu Odlewnictwa, Warszawa (2012)
3. Dokumentacja oprogramowania LMS Test.Xpress, Siemens PLM Software

PORÓWNANIE PRZEPŁYWU ŚCISLIWEGO I NIEŚCISLIWEGO NA PODSTAWIE MODELU CFD DYSZY ZBIEŻNO-ROZBIEŻNEJ

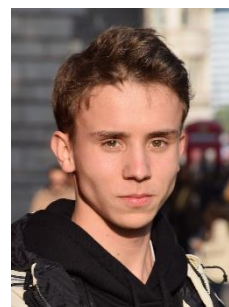
KRZYSZTOF PASTERNAK,

Inżynieria Pojazdów i Napędów Niskoemisyjnych, semestr IV, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Maciej Zawisławski, Prof. PWr

Streszczenie. W ramach artykułu porównano przepływ ściśliwy i nieściśliwy powietrza przez dyszę zbieżno-rozbieżną, której model obliczeniowy poddano eksperymentalnej walidacji dla nieściśliwej i nielepkiej wody. Na podstawie map prędkości i ciśnień przedstawiono charakterystyczne zjawiska. Analizę wykonano w oprogramowaniu Ansys.

Słowa kluczowe: przepływ ściśliwy, zwężka Venturi'ego, dysza de Laval, CFD, fala uderzeniowa



COMPARISON OF COMPRESSIBLE AND INCOMPRESSIBLE FLOW BASED ON A CONVERGENT-DIVERGENT NOZZLE CFD MODEL

Abstract. The article discusses the comparison between compressible and incompressible air flow in a convergent-divergent duct, for which a numerical model was experimentally validated for incompressible and inviscid water flow. Characteristic phenomena were identified based on velocity and pressure contours. The analysis was conducted using Ansys software.

Keywords: compressible flow, Venturi's duct, de Laval's nozzle, CFD, shockwave

1. Wprowadzenie

Dysza zbieżno-rozbieżna to urządzenie przepływowe, którego pole przekroju poprzecznego zmienia się na długości. Płyn trafia przez wlot do zwężającej się części, przepływa przez gardziel i wydostaje się ze zwężki częścią rozbieżną. W zależności od pożądanego rezultatu przepływu płynu i rodzaju tego płynu wyróżnia się dwa rodzaje dysz zbieżno-rozbieżnych: zwężka Venturi'ego i dysza de Laval. Pierwszą z nich posługuje się w kontekście płynów nieściśliwych [1]. Jej działanie opiera się na zasadzie zachowania energii w płynach nieściśliwych, co określa prawo Bernoulliego oraz na zasadzie zachowania masy określanym przez równanie ciągłości dla płynów nieściśliwych [2].

Zachowanie ciągłości wymusza wzrost prędkości przepływu tam, gdzie maleje jego przekrój poprzeczny. Gdy rośnie prędkość (a zatem energia kinetyczna) należy spodziewać się zmniejszenia innej formy energii – brak różnicy wysokości osi wlotu i wylotu sugeruje, że będzie to energia ciśnienia. Zatem wraz ze zbliżaniem się do gardzieli spadać będzie ciśnienie statyczne. Przy części rozbieżnej zależność ta będzie odwrotna.

Dysza de Laval jest wykorzystywana przy przepływach ściśliwych. Od zwężki Venturi'ego odróżnia ją wydłużona część wylotowa. Dopóki gaz w przewężeniu porusza się z prędkością $Ma < 0,3$, ściśliwość jest zaniedbywalna, przebieg parametrów wygląda tak, jak

w przypadku zwężki Venturi’ego. Gdy $0,3 < Ma < 0,8$ pojawiają się zagęszczenia cząstek, gdyż prędkość zbliża się do maksymalnej prędkości oddziaływań między nimi – prędkości dźwięku. W gardzieli gaz może osiągnąć prędkość maksymalnie $Ma = 1$ – przepływ zdławiony [3]. Wówczas, zgodnie z równaniem de Laval’a, gaz przyspiesza do prędkości naddźwiękowych za zwężeniem aż do końca dyszy lub wystąpienia fali uderzeniowej [4, 5]. Za przewężeniem ciśnienie gazu spada, co jest związane z brakiem oddziaływania w płynie w kierunku przepływu przy prędkościach okołodźwiękowych [3].

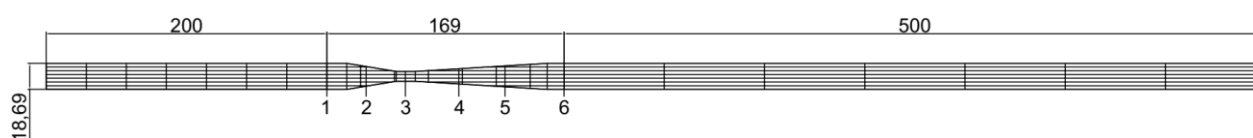
2. Cel i metodyka

Praca ma na celu porównanie zjawisk zachodzących w zwężce Venturi’ego oraz dyszy de Laval’a. Mimo, że takie zestawienia są obecne w literaturze, to raczej niespotykanym jest dokonywanie tego rodzaju porównania na jednym modelu geometrycznym zwężki.

W ramach badań wykonano pomiary parametrów przepływu wody przez zwężkę Venturi’ego na stanowisku HM150.07 firmy GUNT. W sześciu miejscach ze zwężki zostały wyprowadzone rurki do pomiaru ciśnienia statycznego. Ciśnienie całkowite zmierzono za pomocą wsuwanej w oś przepływu rurki spiętrzającej. Wykonano serię jednokrotnych pomiarów, każdy dla innego ciśnienia dławienia ustalanego zaworem. Dla każdego wariantu ciśnienia dławienia jednokrotnie mierzono natężenie przepływu. Do walidacji wybrano wariant, w którym prędkość wlotowa wynosi 0,42 m/s.

Tabela 1. Geometria zwężki.
Table 1. Duct’s dimensions.

Przekrój/Punkt pomiarowy	1	2	3	4	5	6
powierzchnia [mm ²]	338,6	233,5	84,6	170,2	255,2	338,6
wysokość [mm]	18,69	12,89	4,67	9,39	14,08	18,69
szerokość [mm]	18,12					
odległość od przekroju 1 [mm]	0	28	56	94	127	169
Kąt rozwarcia wlotu 10,5°, wylotu 4°.						



Rys. 1. Model zwężki w programie AutoCAD.
Fig. 1. Model of a Venturi-tube in AutoCAD.

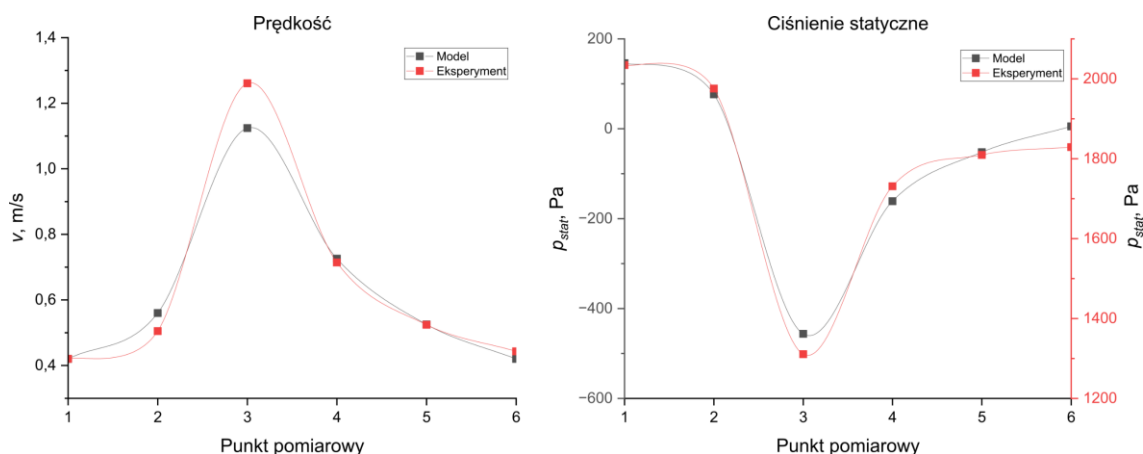
Model geometryczny wykonano w programie AutoCAD (Rys. 1), natomiast siatkę nałożono w programie Ansys Meshing; wykorzystano elementy prostokątne, a liczbę komórek w przekroju dostosowano tak, by parametr y^+ oscylował wokół 1.

Obliczenia zostały wykonane w programie Ansys Fluent – model $k-\omega$ SST – dla wody przyjętej jako ciecz lepka i nieściśliwa. W warunku *velocity inlet* wprowadzono prędkość 0,42 m/s, intensywność turbulencji 2% i obliczoną średnicę hydrauliczną 18,39 mm.

3. Wyniki i analiza

3.1. Walidacja

Prędkość rzeczywista została wyznaczona z równania Bernoulliego dla płynów nieściśliwych i nielepkich na podstawie wartości ciśnienia dynamicznego.



Rys. 2. Wykresy prędkości (z lewej) i ciśnienia statycznego (z prawej).

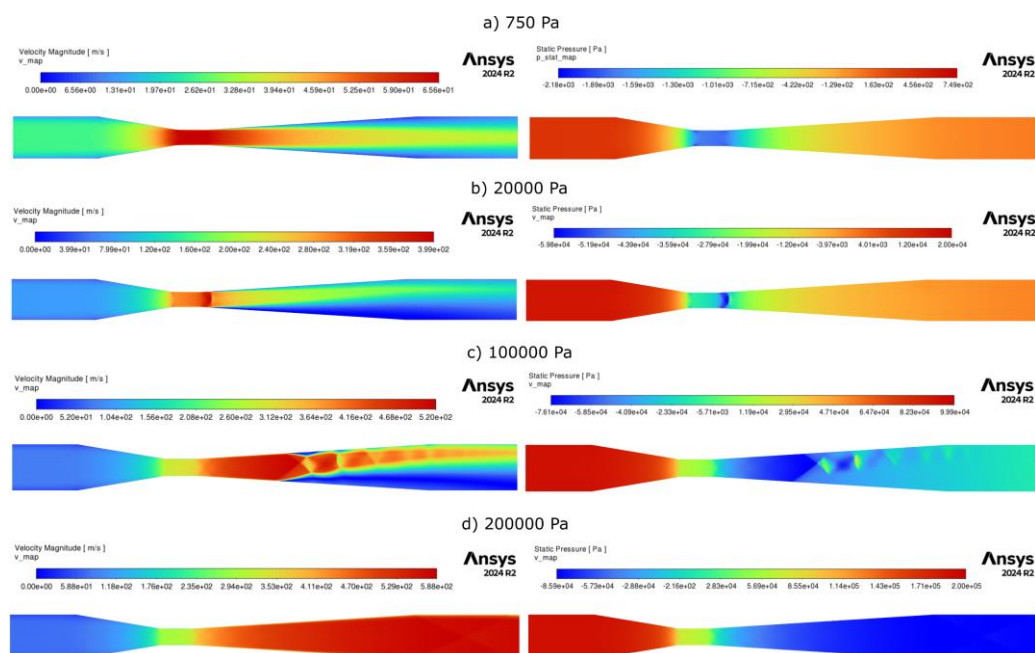
Fig. 2. Graphs of average velocity (left) and static pressure (right).

Wykres ciśnienia posiada dwie skale ze względu na nieuwzględnienie przy obliczeniach numerycznych ciśnienia strat miejscowych powstających przez obecność zaworów i kolan w układzie (Rys. 2). Krzywa zamodelowana jest więc przesunięta, ale jej kształt odzwierciedla wyniki eksperymentalne. Ujemne ciśnienie statyczne w niektórych punktach świadczy o spadku poniżej ciśnienia odniesienia – atmosferycznego.

Numeryczny przebieg prędkości wykazuje zgodność z danymi doświadczalnymi. Największa rozbieżność występuje w punkcie 3, eksperyment wykazuje wyższą prędkość. Analogicznie przy ciśnieniu statycznym; eksperyment wykazuje niższą wartość. Jest to spowodowane nieuwzględnieniem rurki spiętrzającej w obliczeniach numerycznych. W punkcie 3 udział przekroju wrzeczona w przekroju dyszy, a zatem też wpływ na przepływ, jest największy.

3.2. Porównanie przepływów

W porównaniu do modelu, który posłużył walidacji, wprowadzone zostały następujące modyfikacje: włączono równanie energii, jako warunek brzegowy na wlocie wykorzystano *pressure inlet*, liczbę Couranta ustawiono na 20. Wykorzystano powietrze o gęstości gazu idealnego z biblioteki programu Fluent. Ciśnienie *Supersonic/Initial Gauge Pressure* ustawiono na 8000 Pa. Na wylocie *Gauge Pressure* ustawiono na 0 Pa. Zrealizowano obliczenia dla wybranych wartości ciśnień (Rys. 3). Wyznaczono mapy prędkości i ciśnień statycznych.



Rys. 3. Mapy prędkości (z lewej) i ciśnień statycznych (z prawej).

Fig. 3. Velocity (left) and static pressure (right) contours.

4. Obserwacje i wnioski

Przy niewielkiej różnicy ciśnień i stabilnym osiągnięciu prędkości $Ma < 0,3$ przepływ zachowuje się zgodnie z prawem Bernoulliego (Rys. 3a). Wyższa różnica ciśnień powoduje przekroczenie prędkości dźwięku, a przez niedopasowanie ciśnienia wyjściowego do ciśnienia otoczenia powstaje fala uderzeniowa prosta (Rys. 3b). Dalszy wzrost ciśnienia wywołuje serię skośnych fal uderzeniowych – niestabilnych struktur powodujących straty (Rys. 3c). W obu przypadkach (b i c) występuje efekt Coandy – przywarcie rdzenia przepływu do ścianek dyszy – tutaj zjawisko niekorzystne powodujące jej asymetryczne obciążenie, któremu można zapobiec przez zwiększenie kąta rozwarcia dyfuzora. Odpowiednio duża różnica ciśnień umożliwia osiągnięcie prędkości rzędu $Ma = 1,5$ bez zakłóceń w postaci fali uderzeniowej (Rys. 3d) – efekt pożądaný we wszelkiego rodzaju silnikach odrzutowych.

Jednym z głównych czynników różnicujących przepływy ściśliwy i nieściśliwy jest zatem ich stabilność i sprawność, która ze względu na zjawiska termodynamiczne w przepływie ściśliwym jest trudna do utrzymania na określonym poziomie.

Literatura

1. Klainerman S., Majda A., Compressible and incompressible fluids, Commun. Pure Appl. Math., Vol. 35, No. 5, s. 629–651 (1982).
2. Jeżowiecka-Kabsch K., Szewczyk H., Mechanika płynów, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław (2001).
3. Munson B.R., Okiishi T.H., Huebsch W.W., Rothmayer A.P., Fundamentals of Fluid Mechanics, 7th ed., John Wiley & Sons, Inc. (2013).
4. Nakayama Y., Flow of a Compressible Fluid, w: Introduction to Fluid Mechanics, s. 255–275 (2018).
5. Panaras A.G., Aerodynamic principles of flight vehicles (2012).

WPLYW PARAMETRÓW OBLODZENIA ATMOSFERYCZNEGO NA MINIMALNY STRUMIEŃ CIEPŁA DLA OBSZARU ANTYOBLODZENIOWEGO

mgr inż. MATEUSZ PAWŁUCKI,

Inżynieria Mechaniczna, semestr VI, 3 stopień

Opiekun naukowy: Dr hab. inż. Andrzej Katunin, Prof. PŚ

Streszczenie. Artykuł przedstawia wyniki badań symulacyjnych, których celem było wyznaczenie minimalnego wymaganego strumienia ciepła, przypadającego na strefę antyoblodzeniową krawędzi natarcia skrzydła. W tym celu opracowano parametryczny układ analiz w pakiecie Ansys, w którym zmieniano temperaturę, koncentrację wody oraz średnią średnicę kropel, zgodnie z obwiednią oblodzenia CS-25 – Appendix C-CM dla chmur warstwowych niskiego i średniego szczebla. Skorzystano ze zwalidowanego modelu bazowego względem danych eksperymentalnych.



Słowa kluczowe: oblodzenie w lotnictwie, modelowanie wielofizyczne, przepływ masy i ciepła, metoda elementów skończonych, metoda objętości kontrolnych, analiza wrażliwości

THE INFLUENCE OF INFLIGHT ICING CONDITIONS ONTO MINIMUM HEAT FLUX REQUIRED FOR ANTI-ICING PARTING STRIP

Abstract. This article is a summary of numerical studies on minimum required heat flux for anti-icing operation of parting strip located on wing leading edge. The parametric workflow has been set using Ansys software, for which the parameters such as air temperature, liquid water content and median volume diameter were investigated, following CS-25 – Appendix C-CM document describing icing envelope for stratiform clouds. The validated numerical model against experimental data from icing wind tunnel has been used from prior research.

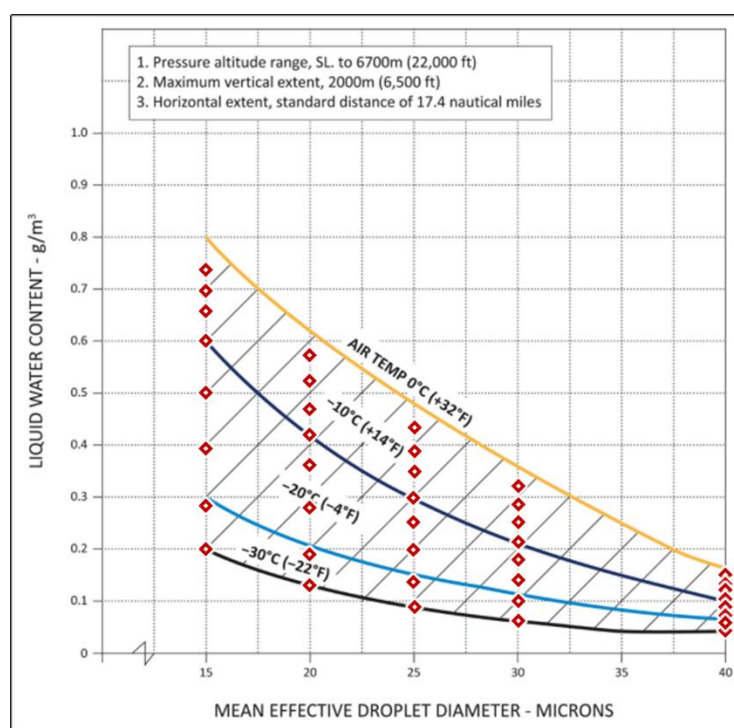
Keywords: inflight icing, multiphysics modeling, mass and heat transfer, finite element method, finite volume method, sensitivity analysis

1. Wprowadzenie

Współczesne systemy przeciwooblodzeniowe stosowane w lotnictwie dzielą się obecnie na wiele kategorii i podgrup [1], jednakże ich podstawowe zadanie sprowadza się do całkowitego przeciwdziałania powstaniu warstwy lodu (ang. anti-icing, A-I), lub do zdolności cyklicznego usuwania takiej warstwy (ang. de-icing, D-I), z zachowaniem określonych limitów bezpieczeństwa, takich jak maksymalna grubość pomiędzy cyklami, czy masa zrzucanego lodu. Bardzo popularnym rozwiązaniem, zdolnym do zapewnienia ochrony zarówno pierwszego i drugiego typu są systemy bazujące na dostarczaniu ciepła do powierzchni zewnętrznej skrzydła. Mogą to być zarówno systemy elektrotermiczne wykorzystujące zjawisko rezystywnego grzania i przewodzenia ciepła wewnątrz struktury, systemy pneumatyczne, w których wykorzystywany jest gorący strumień powietrza z ciepła odpadowego silnika, jak i inne rozwiązania.

W procesie projektowania systemu przeciwooblodzeniowego decyduje się o warunkach, do jakich dopuszczona będzie możliwość wykonywania lotu dla danej konstrukcji lotniczej. Oprócz parametrów samego lotu, związanych z wysokością, prędkością i kątami natarcia, czy też konfiguracji lotu np. z awarią jednego z silników, rozważa się dodatkowo tzw. obwiednie oblodzenia. Określających one jakościowe i ilościowe warunki występujące w chmurach sprzyjających powstawaniu oblodzenia, wprowadzonych przez organy regulacyjno – certyfikacyjne takie jak FAA czy EASA. Do jakościowych cech należą np. fazy takie jak przechłodzona woda (Appendix C i O) [2,3], kryształy lodu, dwie fazy jednocześnie (Appendix D/P) [4]. Do ilościowych cech należą np. zakresy wysokości występowania danych warunków, zakresy średnic średnic kropel wody (MVD – Median Volume Diameter), zakresy temperatur czy maksymalna koncentracja wody (LWC / TWC – Liquid / Total Water Content [g/m^3]) będąca funkcją MVD i temperatury.

W elektrotermicznych systemach przeciwooblodzeniowych należy dokładnie określić minimalną moc, która zapewni ochronę w całym zakresie danej obwiedni oblodzenia, dla której statek powietrzny będzie w przyszłości certyfikowany. Zwykle certyfikuje się statki powietrzne, jako zdolne do wykonywania lotu w warunkach chmur warstwowych zgodnie z Appendix C – Continuous Maximum (CM), (Rys.1) – jest to najczęściej spotykany typ oblodzenia powierzchni zewnętrznych. Co więcej, dostarczonej mocy nie może być też zbyt dużo, ponieważ implikuje to ciężar systemu, przede wszystkim wielkość generatora, który trzeba zapewnić na pokładzie. Ponadto prowadziłoby to do możliwości przekroczenia dozwolonych temperatur, w szczególności dla struktur kompozytowych lub wykorzystujących technologie klejenia, dla których temperatura mięknięcia często nie przekracza $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Wprawdzie można korzystać z materiałów odpornych na podwyższone temperatury, ale znacząco wpływa to na koszt systemu i jego konkurencyjność.



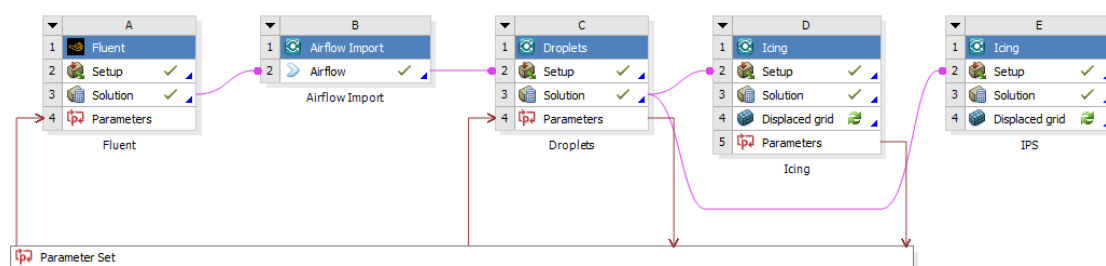
Rys. 1. Obwiednia oblodzenia wg Appendix C-CM [2] z zaznaczonymi badanymi punktami
Fig. 1. Icing envelope according to Appendix C-CM [2] with examination points marked

Elektrotermiczny system przeciwołodzienny zainstalowany na krawędzi natarcia posiada jeszcze jeden wyróżnik pod względem konstrukcji. Nawet gdy jest to system typu D-I, to powinien posiadać on pewien wąski pas rozdzielający na krawędzi natarcia (ang. parting strip), w którym całkowicie zapobiega się powstawaniu lodu (ta niewielka część jest zatem typu A-I), tak aby rozdzielać warstwy lodu po stronie ssącej i tłoczącej. W przypadku jego braku dochodziłoby do nabudowania najgrubszej warstwy lodu wokół krawędzi natarcia, co uniemożliwiłoby efektywne jego zrzucanie, gdyż oddziaływania aerodynamiczne powodowałyby ciągły docisk w tym obszarze, klinując lód, a jego całkowite przetopienie byłoby czasochłonne i trudne.

W niniejszej pracy skorzystano z referencyjnego modelu numerycznego, który został wcześniej zwalidowany w stosunku do danych eksperymentalnych [5-7]. W modelu tym uwzględniono dodatkowo sprzężony przepływ ciepła (CHT – Conjugate Heat Transfer), uzyskując wysoki poziom zgodności dla dynamiki nagrzewania krawędzi natarcia [8]. Następnie przebadano wartość średniego oraz maksymalnego strumienia ciepła wymaganego dla pasa rozdzielającego dla punktów przedstawionych na Rys.1, oraz dokonano analizy wrażliwości i wizualizacji obszarów o najwyższych wymaganiach gęstości mocy.

2. Model numeryczny

Modele numeryczne zbudowano i zintegrowano w oprogramowaniu Ansys Workbench, wykorzystując wtyczkę ACT, integrującą to środowisko z solverami pakietu FENSAP ICE (Rys. 2). W sposób parametryczny modyfikowano parametry podstawowe oraz parametry zależne. Model 2.5D, którego szczegóły podano w pracy [8], obliczany był najpierw pod kątem przepływu aerodynamicznego w oprogramowaniu Fluent. Następnie rozwiązywane było jednokierunkowe sprzężenie w przepływie dwufazowym z dystrybucją kropli wody wg rozkładu Langmuir-D i Rys.1 w narzędziu Drop3D, a na koniec, na bazie tych rozwiązań obliczany był wzrost lodu z użyciem metody ALE i jawnego całkowania równań bilansu masy i energii w narzędziu ICE3D

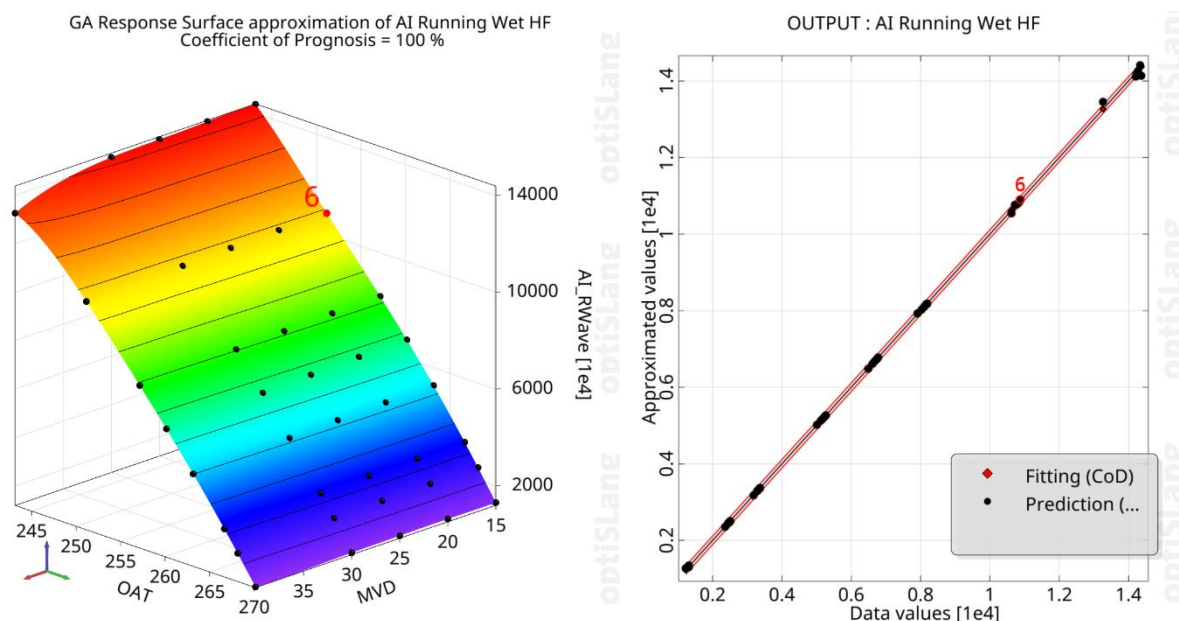


Rys. 2. Schemat parametrycznego układu analiz w oprogramowaniu Ansys Workbench
Fig. 2. Project schematic for parametric analysis workflow in Ansys Workbench software

3. Wyniki obliczeń i wnioski

Po przeprowadzeniu obliczeń wykonano post-processing modeli z użyciem makra w CFD Post, napisanym w języku CCL/Perl. Średnie i maksymalne strumienie ciepła dla pasa rozdzielającego wypisano do pliku dla każdego przypadku. Dalszej obróbki danych z próbą dopasowania optymalnego metamodelu dokonano w postprocesorze Ansys Optislang, który w sposób ewidentny pokazał, iż najważniejszym parametrem jest temperatura. Wszystkie z dostępnych podstawowych metamodeli uzyskiwały wysoki parametr predykcji, wyznaczany na bazie autokorelacji danych treningowych i danych sprawdzających.

Zgodnie z oczekiwaniami dla chmur o specyfikacji zgodnej z Appendix C – CM, największy wymagany strumień ciepła przypada dla najniższych temperatur i to temperatura jest parametrem o największym wpływie. Przy okazji, jedynie model Genetic Aggregation uzyskiwał ponadto wysoką tzw. jakość dopasowania (Rys. 3). Model ten był w stanie uchwycić subtelny wpływ wielkości kroplel wody, pokazując, że większe i cięższe krople wpływają korzystnie na zapotrzebowanie mocy na pasie rozdzielającym. Jest to spowodowane większą ilością wody zamarzającej w tej strefie, która uwalnia dodatkowe ciepło utajone, kompensując nieco straty ciepła.



Rys. 3. Powierzchnia odpowiedzi dla uśrednionego wymaganego strumienia ciepła (po lewej) oraz wykres jakości dopasowania metamodelu (po prawej)

Fig. 3. Response surface for averaged required anti-ice heat flux (left) and chart of goodness of fit of the metamodel (right)

Literatura

1. Moir I., Seabridge A., Aircraft Systems, Third Edition, Wiley, Chichester (2006)
2. Easy Access Rules for Large Aeroplanes (CS-25) – Appendix C, EASA (2023)
3. Easy Access Rules for Large Aeroplanes (CS-25) – Appendix O, EASA (2023)
4. Easy Access Rules for Large Aeroplanes (CS-25) – Appendix P, EASA (2023)
5. Miller D., Bond T., Sheldon D., Wright W., Al-Khalil K., Broughton H., "Validation of NASA thermal ice protection computer codes. Part 1: Program overview" AIAA Paper 97-0049 (1997).
6. Wright W., Al-Khalil K., Miller D., "Validation of NASA thermal ice protection computer codes: Part 2: The validation of LEWICE/Thermal" AIAA Paper 97-0050 (1997).
7. Al-Khalil K., Horvath C., Miller D., Wright W., "Validation of NASA thermal ice protection computer codes. Part 3: The validation of ANTICE" AIAA Paper 97-0051 (1997).
8. Pawłucki M., Katunin A., "Thermomechanical behavior of aircraft composite structures in the icing conditions" Mechanics of Composite Materials, Vol. 61, No. 2, May, 2025

ZASTOSOWANIE STRUKTUR AUKSETYCZNYCH W BUDOWIE PROFILI AERODYNAMICZNYCH

inż. OSKAR PIERŚCIONEK,

Mechanika i Budowa Maszyn, MC6, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Grzegorz Kokot, Prof. PŚ.

Streszczenie. Praca dotyczy analizy numerycznej skrzydła o strukturze auksetycznej do zastosowań motorsportowych. Celem pracy było zbadanie deformacji pod wpływem naporu powietrza oraz porównanie ze skrzydłem całkowicie wypełnionym, aby ustalić charakter deformacji i wytyczyć kierunek dalszych badań. Opisano symulację przepływu powietrza wokół skrzydła, analizę mechaniczną oraz ocenę końcową wyników.

Słowa kluczowe: Aerodynamika, auksetyk, sporty motorowe, metoda elementów skończonych



USE OF AUXETIC STRUCTURES IN THE CONSTRUCTION OF AIRFOILS

Abstract. This work concerns the numerical analysis of a motorsport wing with an auxetic structure. The aim of the study was to investigate deformation under air pressure and to compare it with a fully filled wing in order to determine the nature of the deformation and to guide further research. The simulation of airflow around the wing, the mechanical analysis and the final evaluation of the results are described.

Keywords: Aerodynamics, auxetic, motorsport, finite element method

1. Wprowadzenie

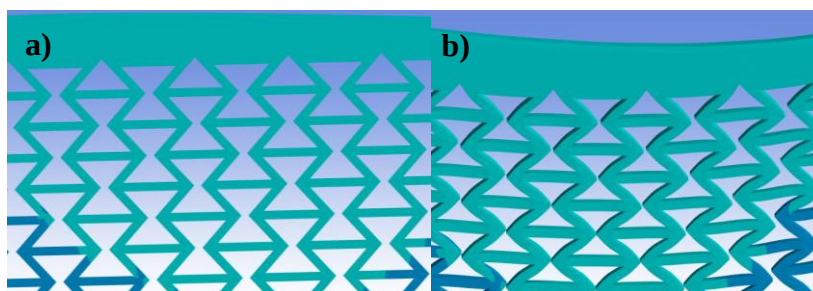
Typowe wykonania elementów aerodynamiki samochodowej w przemyśle produkcyjnym i sportach motorowych ograniczają się do profili cienkościennych ze stopów metali lekkich, kształtek z tworzyw sztucznych i kompozytów – laminatów włókien szklanych i węglowych. Ze względu na swobodę formowania i szeroki zakres własności wytrzymałościowych, najpopularniejszą grupą materiałów pozostają jednak tworzywa sztuczne. Technologia zakłada zazwyczaj całkowite wypełnienie profilu [1, 2].



Rys. 1. Audi R18, samochód sportowy klasy LMP [3]

Fig. 1. Audi R18, LMP class sports car

Materiały auksetyczne, charakteryzujące się ujemnym współczynnikiem Poissona, posiadają korzystne dla elementów aerodynamiki własności, takie jak tłumienie drgań. Wprowadzają także stopień kontroli podatności. Naturalnie występujące materiały auksetyczne sprowadzają się do niektórych kryształów, tkanek kostnych i polimerów. Możemy indukować własności auksetyczne wyrobów z materiałów o dodatnim współczynniku Poissona, wprowadzając odpowiednią geometrię wypełnienia w strukturę wewnętrzną elementu, uzyskując w ten sposób własności auksetyczne [4, 5].

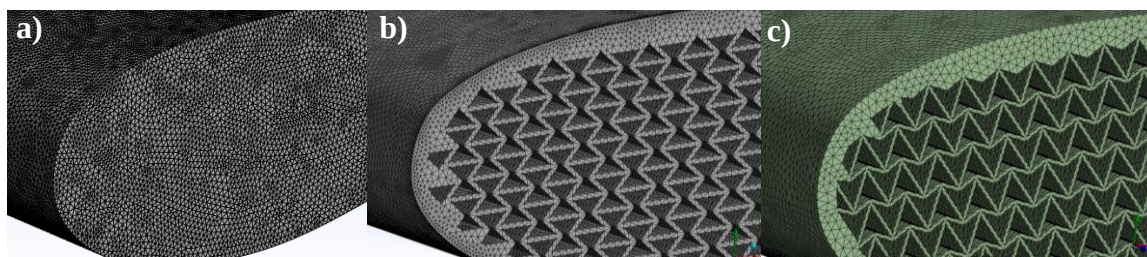


Rys. 2. Struktura auksetyczna; a) nieobciążona, b) obciążona

Fig. 2. Auxetic structure; a) unloaded, b) loaded

2. Modelowanie i geometria

Profil skrzydła został dobrany na podstawie literaturowych źródeł traktujących o sportach motorowych oraz własnych doświadczeń. Wybrano standardowy profil lotniczy GEO 652, dostępny w internetowych źródłach. Modelowanie przeprowadzono w programie Ansys SpaceClaim. Całkowitą długość profilu ustalono na 481 mm, a szerokość fragmentu skrzydła to 100 mm. Rozmiar modelu jest ograniczony ze względu na złożoność geometrii i idący za nią czas obliczeń. Do przygotowanego wycinka skrzydła zaaplikowano strukturę auksetyczną przez wycięcie konturu komórki elementarnej.

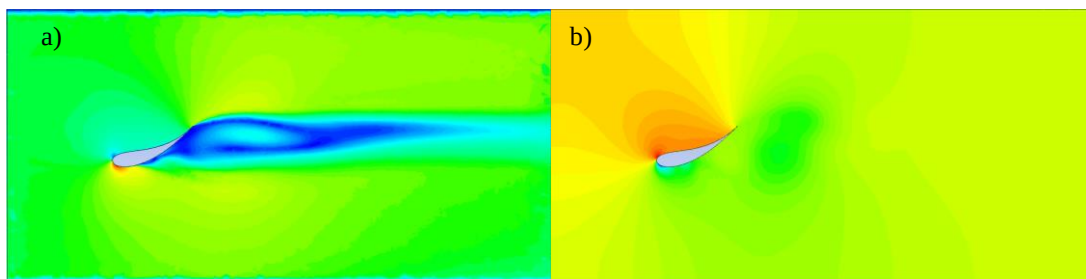


Rys. 3. Skrzydło z wypełnieniem; a) pełnym, b) „klepsydra”, c) „trójkąt”

Fig. 3. Wing with filling; a) full, b) „hourglass”, c) „triangle”

3. Analiza przepływu

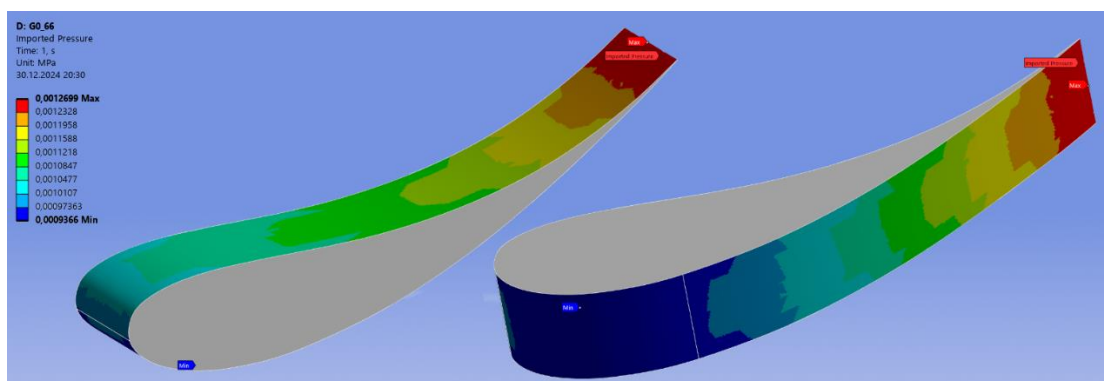
W oprogramowaniu Ansys Fluent przeprowadzono symulację przepływu płynu wokół wycinka skrzydła dla 3 różnych prędkości przepływu, odpowiadających prędkościom osiąganym przez samochody sportowe: 22 m/s, 38 m/s, 66 m/s. Uzyskano w ten sposób charakterystykę przepływu, którą można było zaobserwować dzięki konturom prędkości i ciśnienia. Ze względu na identyczność obrysów skrzydeł, analiza przyprływu dla każdej prędkości mogła się odbyć tylko raz.



Rys. 4. Kontur przepływu powietrza; a) prędkości, b) ciśnienia
Fig. 4. Airflow contour; a) velocity, b) pressure

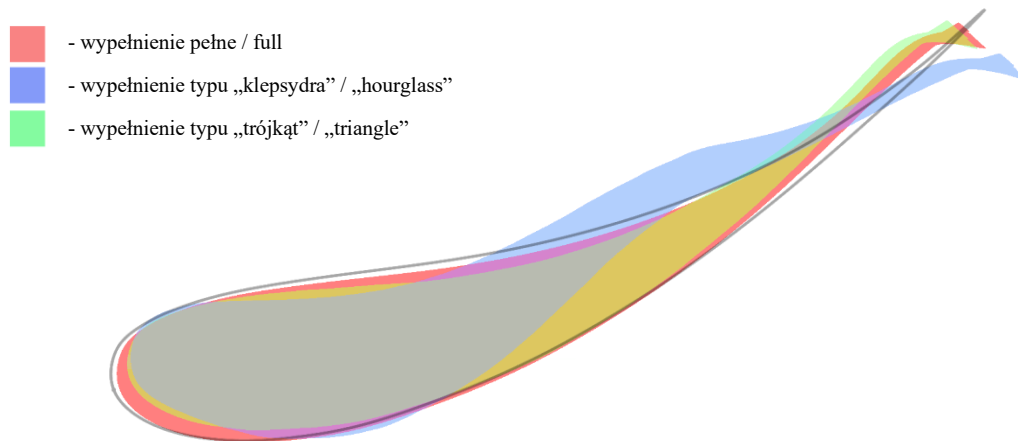
4. Analiza odkształcenia statycznego

Wynikową strefę ciśnienia oddziałującą na płaszczyznę pośrednią skrzydła i płynu celem dalszych badań nad charakterem deformacji. Przeniesienie sił oddziałujących na wspólną dla wszystkich skrzydeł powierzchnię, pozwoliło na zbadanie deformacji skrzydła, niezależnie od zastosowanego wypełnienia. Jako warunek brzegowy podpory, zdefiniowano utwierdzenie z możliwością odkształcenia na krawędziach skrzydła, co uniezależnia profilu od charakteru zamocowania w przypadku konstrukcji rzeczywistej.



Rys. 5. Ciśnienie zaimportowane na płaszczyznę skrzydła
Fig. 5. Pressure imported on wing surface

Wyniki symulacji stanowią kontury deformacji oraz naprężeń. Z punktu widzenia wytrzymałości, żaden z nich nie osiągnął naprężeń istotnych do uwzględnienia przy projektowaniu tego typu elementów, jedynie ich rozkład może posłużyć jako narzędzie oceny zachowania się struktury. Najważniejszym z punktu widzenia badań jest deformacja skrzydła, która zależnie od struktury przedstawia inny charakter.



Rys. 6. Zestawienie konturów deformacji skrzydeł
dla prędkości przepływu 66 m/s, powiększenie x13000
Fig. 6. Deformation contours comparison of wings
for wind speed 66 m/s, magnification x13000

5. Wnioski

Zależnie od zastosowanego wypełnienia, deformacja przedstawia inny charakter. Skrzydło pełne posiada największą sztywność, przez co jego kształt pozostaje stały, niezależnie od prędkości przepływu. Skrzydło wypełnione strukturą auksetyczną typu „klepsydra”, posiada dużą podatność, co widać w szczególności wyraźnie w środkowej części profilu, gdzie komórek auksetycznych jest najwięcej. Może to powodować zmianę własności aerodynamicznych skrzydła. Struktura auksetyczna typu trójkąt spowodowała zachowanie sztywności skrzydła, przy jednoczesnym stanowczym obniżeniu masy elementu, co może być korzystnym zjawiskiem, jednak bez znaczącego wpływu na finalny kształt zdeformowanego profilu.

Literatura

1. J. Katz, Race Car Aerodynamics, Designing for Speed, Massachusetts Avenue, Cambridge: Bentley Publishers, (1995).
2. K. Kurzec, „Numerical Study of the Sports Car Aerodynamic Enhancements,” *Energies*, tom 15, nr 18 (Future of Road Vehicle Aerodynamics), 13 09 2022.
3. T. Kelshikar, „TheSupercarBlog (Audi R18),” 30 11 2015. [Online]. Available: <https://www.thesupercarblog.com/2016-audi-r18-le-mans-racer-an-f1-with-headlights/>. [Data uzyskania dostępu: 01 11 2025].
4. T.-C. Lim, Auxetic Materials and Structures, Springer, 2015.
5. Z. Qicheng, Y. Xindi, X. Yuying, Z. Dayi, K. Wojciechowski, S. Fabrizio i R. Lakes, „The shear performance of uniaxially thermoformed auxetic polymer foams,” *Composites Part B: Engineering*, tom 286, (2024)

DIAGNOSTYKA PROCESÓW PRZEPŁYWOWYCH Z WYKORZYSTANIEM SYMULACJI I WIZUALIZACJI STANU

inż. MICHAŁ PUZOŃ,

Automatyka i Robotyka Przemysłowa, AC4, semestr I, 2 stopień

inż. JAKUB KONSEK,

Automatyka i Robotyka Przemysłowa, AC4, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: Dr inż. Sebastian Rzydzik

Streszczenie. Artykuł przedstawia rozwiązania z zakresu diagnostyki uszkodzeń w zbiornikach cieczy oraz zaworach regulacyjnych, opracowane w ramach przeprowadzonej modernizacji stanowiska demonstracyjnego Przemysłu 4.0. Zrealizowane prace obejmowały integrację czujników i zaworów z systemem sterowania opartym na sterowniku Siemens S7-1200 oraz wykonaniu symulacji numerycznej procesu w środowisku TIA Portal. W artykule opisano wykonane prace modernizacyjne oraz przeprowadzone testy, które potwierdziły poprawność działania systemu diagnostycznego w warunkach rzeczywistych oraz symulowanych.



Słowa kluczowe: przemysł 4.0, diagnostyka procesów, integracja systemów, symulacja numeryczna

FLOW PROCESS DIAGNOSTICS USING SIMULATION AND STATE VISUALIZATION



Abstract. The article presents solutions for diagnosing faults in liquid tanks and control valves, developed as part of the modernization of the industry 4.0 demonstration stand. The completed work included the integration of sensors and valves with a control system based on the Siemens S7-1200 controller and the execution of numerical process simulations in the TIA Portal environment. The article describes the modernization works performed and the tests conducted, which confirmed the correct operation of the diagnostic system in real and simulated conditions.

Keywords: Industry 4.0, process diagnostics, system integration, numerical simulation

1. Wprowadzenie

W artykule przedstawiono rezultaty dwóch prac inżynierskich, które koncentrowały się na zagadnieniach uszkodzeń występujących w zbiornikach cieczy oraz zaworach regulacyjnych z wykorzystaniem narzędzi komputerowych [1, 2]. Celem prac było m.in. opracowanie w środowisku komputerowym TIA Portal symulacji numerycznej wybranych scenariuszy awarii zachodzących na stanowisku demonstratora technologii Przemysłu 4.0. Tego rodzaju demonstrator umożliwia m.in. symulowanie różnorodnych scenariuszy awarii, takich jak uszkodzenia czujników poziomu, czy problemy z zaworami regulacyjnymi oraz ocenę wpływu tych awarii na funkcjonowanie całego systemu. Testy wykonane z użyciem fizycznego demonstratora oraz jego cyfrowych odpowiedników pozwalają na zadawanie różnych

wymuszeń przepływu cieczy, kontrolę jej przepływu oraz monitorowanie i zbieranie danych procesowych, co jest istotne w kontekście rozwoju metod diagnostyki, optymalizacji i usprawniania procesów przemysłowych w ramach Przemysłu 4.0.

2. Fizyczne stanowisko Demonstratora Technologii Przemysłu 4.0

W [1] opisano wykonaną modernizację układu trzech połączonych ze sobą zbiorników, stanowiących istotę demonstratora (Rys. 1). Modernizacja polegała na wyposażeniu zbiorników w radarowe i ultradźwiękowe przetworniki poziomu firmy Endress+Hauser: Levelflex M, Prosonic M [4] oraz proste sygnalizatory pływakowe. W [2] opisano wykonane prace modernizacyjne w zakresie integracji z systemem sterowania zaworów regulacyjnych TZIDC-110 firmy ABB [5], przeznaczonych do precyzyjnego sterowania przepływem cieczy. Ponadto modernizacja objęła testy czujników przepływu i ciśnienia. System sterowania oparto na sterowniku Siemens S7-1214FC (seria S-1200), który został zintegrowany z magistralami PROFIBUS oraz PROFINET, do których zostały dołączone czujniki i elementy wykonawcze.

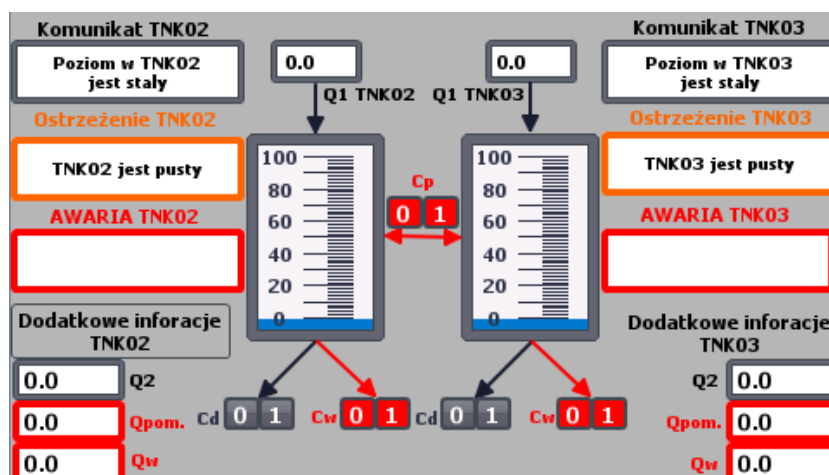


Rys. 1. Stanowisko Demonstratora Technologii Przemysłu 4.0 [1]

Fig. 1. Industry 4.0 Technology Demonstrator Stand [1]

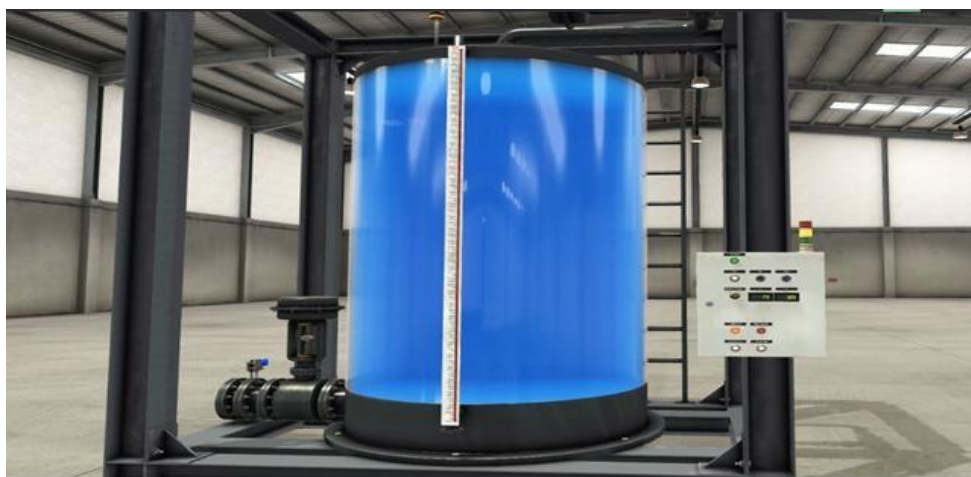
3. Modele numeryczne elementów systemu diagnostycznego

W celu przeprowadzenia symulacji numerycznych obejmujących testy diagnostyczne opracowano modele numeryczne najważniejszych elementów stanowiska. W przypadku zbiorników cieczy bazowano na ich rozmiarach fizycznych oraz przyłączach doprowadzających i odprowadzających ciecz. Opracowane modele zostały zaimplementowane w sterowniku, a dla zwiększenia użyteczności przygotowano wizualizację dla panelu HMI umożliwiającą podgląd stanu układu w czasie rzeczywistym (Rys. 2).



Rys. 2. Wizualizacja stanu systemu diagnostycznego na panelu HMI [1]
 Fig. 2. Visualization of the diagnostic system status on the HMI panel [1]

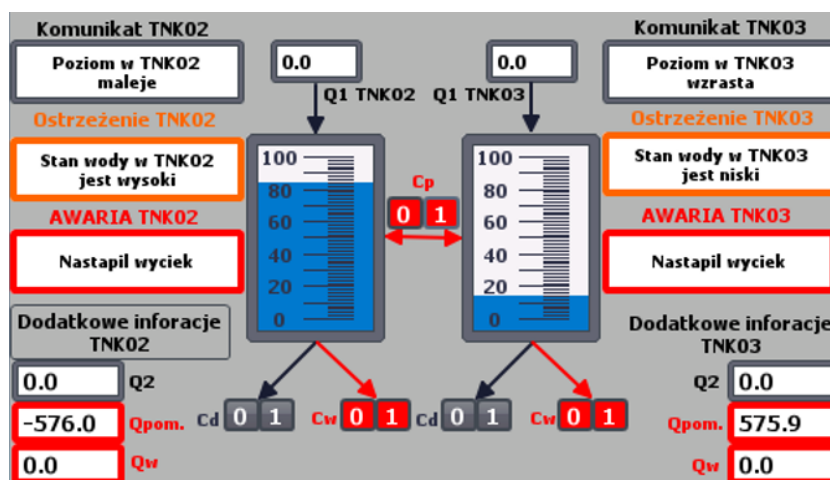
W analogiczny sposób opracowano numeryczny model stanowiska z zaworami regulacyjnymi w środowisku Factory IO współpracującym z programem TIA Portal [2], w którym symulowano wybrane scenariusze awarii, takie jak zakłócenia przepływu cieczy, czy nieprawidłowe pozycjonowanie zaworów (Rys. 3).



Rys. 3. Model stanowiska z zaworami regulacyjnymi w środowisku Factory IO [2]
 Fig. 3. Model of a workstation with control valves in the Factory IO environment [2]

4. Testy weryfikacyjne

Weryfikacja systemu diagnostycznego objęła testy układu zbiorników i zaworów regulacyjnych w środowisku TIA Portal. Sprawdzano wykrywanie awarii, takich jak wycieki, błędne wskazania poziomu cieczy i nieprawidłowe pozycjonowanie zaworów [1]. Na przykład symulacja nieszczelności instalacji pomiędzy zbiornikami (Rys. 4) polegała na otwarciu zaworu łączącego dwa zbiorniki, przy czym algorytm monitorujący poziom cieczy w zbiornikach nie był o tym informowany. W efekcie poziom cieczy w zbiorniku TNK03 podniósł się, a w zbiorniku TNK02 spadł, aż do osiągnięcia równych poziomów. Ostrzeżenia prawidłowo informowały o zmianach poziomów. Wzory szacujące strumień przyrostu i spadku poziomu cieczy dla TNK02 i TNK03 określiły ich wartości na podobnym poziomie $576 \text{ cm}^3/\text{s}$, co uznano za poprawny wynik testu.



Rys. 4. Wynik symulacji nieszczelności w instalacji hydraulicznej [1]
Fig. 4. Result of the leak simulation in hydraulic system [1]

5. Podsumowanie

Symulacje potwierdziły skuteczność systemów diagnostycznych w wykrywaniu awarii oraz generowaniu odpowiednich komunikatów. Testy zaworów regulacyjnych umożliwiły ocenę działania czujników i elementów wykonawczych, co pozwala na monitorowanie przepływu i ciśnienia – kluczowych parametrów, np. przy detekcji przecieków. Należy dodać, że model zakładał stały przekrój zbiorników oraz uproszczony przepływ cieczy i działanie zaworów, co zapewniło szybkość i stabilność obliczeń, ale nieznacznie pogorszyło ich dokładność. Dlatego też dalszy rozwój systemu powinien obejmować uszczegółowienie modelu w kierunku dokładniejszego odwzorowania rzeczywistych właściwości.

6. Nota informacyjna

Opisane prace zostały wykonane w ramach projektów IDUB „Demonstrator technologii dla Przemysłu 4.0 – układ symulacji uszkodzeń zbiorników cieczy” oraz „Demonstrator technologii dla Przemysłu 4.0 – układ symulacji uszkodzeń sensorów ciśnienia”. Integrował on działania członków sekcji AI-DIAG, łącząc ich wiedzę i umiejętności w zakresie automatyki, programowania systemów sterowania oraz symulacyjnych metod komputerowych.

Literatura

1. Puzoń M.: Projekt stanowiska do symulacji uszkodzeń zbiorników cieczy, Praca inżynierska, Politechnika Śląska, Gliwice 2025.
2. Konsek J.: Projekt stanowiska do symulacji uszkodzeń zaworów regulacyjnych, Praca inżynierska, Politechnika Śląska, Gliwice 2025.
3. Profibus Nutzerorganisation e.V.: Proceedings of PROFIBUS and PROFINET International Conference, PI Konferencja Techniczna, 2022.
4. Endress+Hauser: Podstawy pomiarów poziomu – przetworniki radarowe i ultradźwiękowe w praktyce przemysłowej, Endress+Hauser Polska, 2019.
5. Samoraj M., Kowalski T.: Zawory regulacyjne w układach przemysłowych – budowa, działanie, diagnostyka, Wydawnictwo PAK, Warszawa 2021.

PROJEKT I ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA PODPORY SKRUBERA

inż. RAFAŁ RZEPKA,

Mechanika i Budowa Maszyn, MB2, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Arkadiusz Poteralski, Prof. PŚ

Streszczenie. Celem pracy było zaprojektowanie podpory skrubera stosując obowiązujące normy europejskie związane z projektowaniem tego rodzaju konstrukcji, przeprowadzenie analizy wytrzymałościowej, oraz optymalizacji topologicznej zaproponowanej konstrukcji w celu redukcji jej masy.

Słowa kluczowe: metoda elementów skończonych, analiza wytrzymałościowa, konstrukcja wsporcza, skruber, model, optymalizacja topologiczna



DESIGN AND STRENGTH ANALYSIS OF SCRUBBER SUPPORT

Abstract. The aim of the study was to design a scrubber support following the current European standards related to the design of this type of structure, carry out a static strength analysis and topological optimization of the proposed structure in order to reduce its weight.

Keywords: finite element method, strength analysis, support structure, scrubber, topological optimization

1. Wprowadzenie

W dobie rosnącej świadomości ekologicznej i zaostrzających się norm emisji spalin, coraz większy nacisk kładzie się na technologie wspomagające ochronę środowiska i oczyszczanie spalin. Jednym z takich rozwiązań są skrubery, zwane także płuczkami czy absorberami. Urządzenia te przeznaczone są do oczyszczania gazów odlotowych z wykorzystaniem zjawiska absorpcji, przez co rozwiązanie te znajduje powszechne zastosowanie w przemyśle energetycznym. Ich efektywne i bezpieczne działanie wymaga odpowiednio zaprojektowanych konstrukcji wsporczych, które muszą spełniać zarówno kryteria mechaniczne, jak i eksploatacyjne.

2. Cel pracy

Celem pracy było zaprojektowanie podpory poziomego absorbera, która spełni wymagania norm europejskich i zostanie dopuszczona do eksploatacji na rzeczywistym obiekcie. Zadaniem konstrukcji jest stabilne utrzymanie skrubera w poziomej pozycji, uwzględniając przy tym różne warunki eksploatacji m.in. obciążenia wywołane parciem wiatru ($27 \frac{m}{s}$). Następnie przeprowadzono optymalizację topologiczną w celu redukcji masy podpory.

3. Wymagania konstrukcyjne

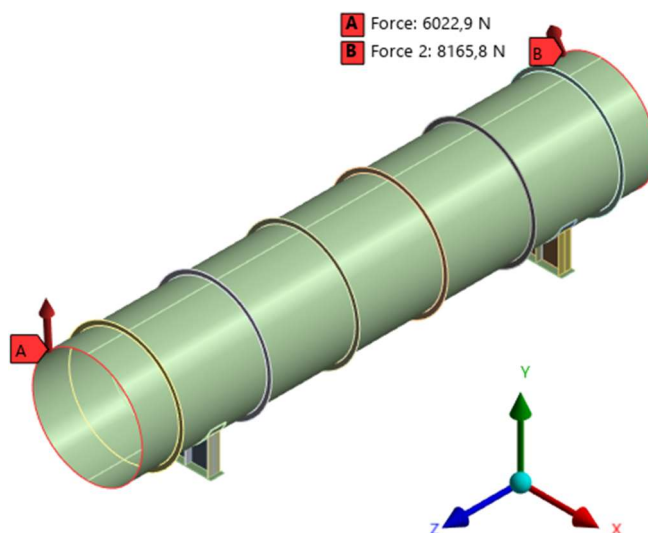
W branży energetycznej obowiązuje ściśle przestrzeganie norm i dyrektyw zapewniających bezpieczne projektowanie i eksploatację urządzeń. Geometrię podpory skrubera zaprojektowano zgodnie z normą DIN 28080, dotyczącą konstrukcji wsporczych dla poziomych zbiorników cylindrycznych [1].

Siły na kołnierzach skrubera wyznaczono z wykorzystaniem oprogramowania Rohr2. Wspomniane oprogramowanie służy m.in. do przeprowadzania złożonych analiz wytrzymałościowych systemów rurociągowych. Stworzono model układu absorbera wraz z orurowaniem. Po przeprowadzonej analizie wytrzymałościowej, odczytano wartości sił na kołnierzach. Siłę parcia wiatru wyznaczono również w oprogramowaniu Rohr2, wprowadzając jego prędkość i kierunek, a następnie wyliczono siłę zgodnie z normą EN 1991-1-4 [2]. W obliczeniach uwzględniono również masę skrubera i znajdującego się wewnątrz czynnika. Jako materiał podpory wybrano stal X5CrNi18-10. Naprężenia dopuszczalne wyznaczono zgodnie z normą DIN EN 13445-3.

Wartości naprężeń dopuszczalnych wyznaczono z użyciem hipotezy wyężeniowej Hubera-von Misesa. Obliczone naprężenia dopuszczalne wyniosły 180,42MPa [3].

4. Model CAD

Podpora skrubera została w pełni zaprojektowana z elementów dwuwymiarowych o znormalizowanej grubości. Konstrukcja składa się z blachy podstawy, środnika, żeber i siodła. Zamodelowano także cały układ tj. skruker z dwoma podporami (Rys. 1), w celu uwzględnienia w analizie wytrzymałościowej takich czynników jak parcie wiatru, masa czynnika i masa własna skrubera. W punktach A oraz B (Rys. 1) przyłożono wyznaczone wcześniej siły których wartości wynoszą odpowiednio: 6022,9N oraz 8165,8N.

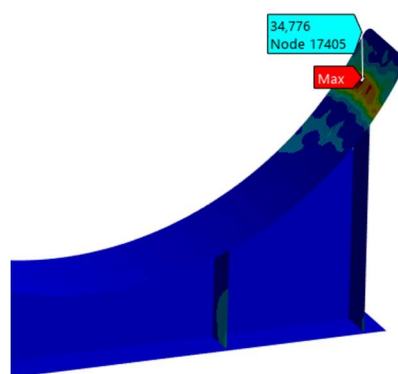


Rys. 1. Model 3D skrubera z podporami oraz sposobem obciążenia
Fig. 1. 3D model of the scrubber with supports and the method of loading

5. Analiza statyczna MES

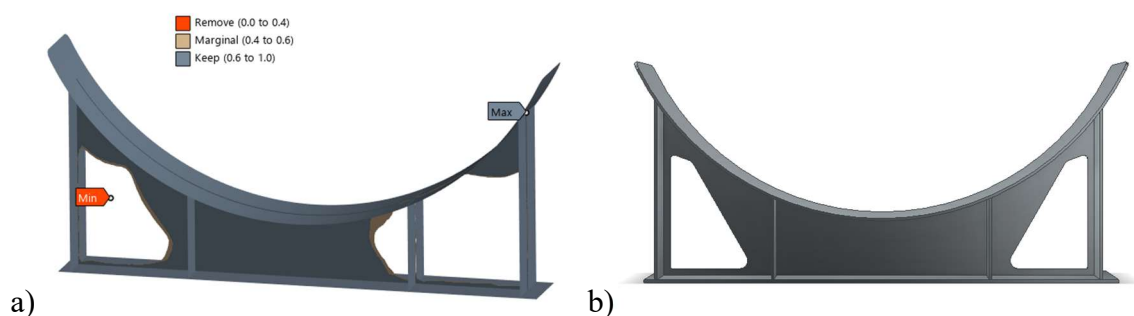
Do przeprowadzenia analizy wytrzymałościowej i optymalizacji topologicznej wykorzystano oprogramowanie Ansys [4]. W modelu geometrycznym, który wykonany został

jako układ powierzchniowy zdefiniowano występujące wszystkie warunki brzegowe. Wygenerowano siatkę MES, stosując dla skrubera dwuwymiarowe elementy prostokątne, a dla podpory dwuwymiarowe elementy trójkątne. Siły na kołnierzach zadano na krawędziach skrubera. Parcie wiatru jako siłę całkowitą uwzględniono na jednej powierzchni bocznej skrubera. Dolne powierzchnie podpór ograniczono wiązaniem *Fixed Support*. Zadano działanie grawitacji na układ oraz ciśnienie hydrostatyczne wewnątrz absorbera. Kontakt pomiędzy podporą, a skrubem ustanowiono jako *Bonded*, co odzwierciedla połączenie spawane. Przeprowadzona analiza MES [5] umożliwiła wyznaczenie maksymalnych naprężeń redukowanych, które wyniosły 34,78MPa. Wystąpiły one w miejscu połączenia siodła z blachą pionową (Rys. 2). Nierównomierny rozkład naprężeń, z wyraźnym wzrostem po jednej stronie podpory, wyniknął z kierunku działania wiatru.



Rys. 2. Rozkład naprężeń redukowanych w podporze
Fig. 2. Equivalent stresses distribution in the support

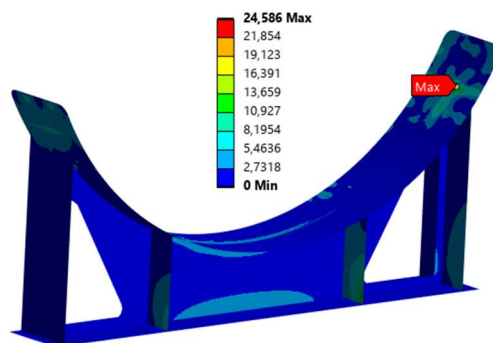
Podczas optymalizacji topologicznej skupiono się na środku podpory. Funkcją celu podczas optymalizacji była masa układu, natomiast ograniczenia zostały nałożone na maksymalne naprężenie redukowane (25MPa). Wynikiem optymalizacji została konstrukcja, w której zachowano obszary narażone na największe naprężenia, natomiast usunięto materiał z rejonów mało obciążonych (Rys. 3a). Brak symetrii pierwotnego modelu wyniknął z jednostronnego działania wiatru. W celu zapewnienia przenoszenia obciążeń z różnych kierunków wiatru, zoptymalizowaną geometrię zmodyfikowano, nadając jej symetryczny kształt (Rys. 3b). Efekt optymalizacji oraz poprawy geometrii przedstawiono na Rys. 3.



Rys. 3. a) Model podpory po optymalizacji, b) Model podpory po poprawie geometrii

Fig. 3. a) Support model after optimisation, b) Support model after improvement

W celu weryfikacji zoptymalizowanej konstrukcji, przeprowadzono ponowną analizę wytrzymałościową. Maksymalne naprężenia osiągnęły wartość mniejszą niż przed optymalizacją. Jest to skutek modyfikacji konstrukcji, która stała się bardziej szkieletowa, przez co zmienił się sposób rozkładu obciążeń, co jest widoczne na mapie naprężeń (Rys. 4). Wszystkie wyniki przed i po optymalizacji przedstawiono w Tabeli 1.



Rys. 4. Rozkład naprężeń w podporze po optymalizacji i poprawie geometrii
Fig. 4. Stress distribution in the support after optimization and improvement of geometry

Tabela 1. Zestawienie wyników
Table. 1 Summary of results

Wariant	Masa [kg]	Maks. naprężenia [MPa]	Maks. przemieszczenia [mm]
Przed optymalizacją	327,50	34,78	0,51
Po optymalizacji i poprawie geometrii	302,57	24,59	0,28

6. Wnioski

Na podstawie wyników analizy wytrzymałościowej stwierdzono poprawność wykonanej konstrukcji pod kątem wytrzymałości. Przeprowadzenie optymalizacji topologicznej podpory umożliwiło redukcję masy konstrukcji o 24,93 kg (7,6%), przy zachowaniu pełnej funkcjonalności i wytrzymałości konstrukcji. Optymalizacja wykazała potencjał do zmniejszenia zużycia materiału, co może być szczególnie korzystne w produkcji seryjnej. W produkcji jednostkowej konieczna jest jednak analiza opłacalności ze względu na koszty inżynierskie.

Literatura

1. DIN 28080:2015-06. Sättel für liegende Apparate.
2. EN 1991-1-4:2005. Eurokod 1 Oddziaływania na konstrukcje. Część 1-4: Oddziaływania ogólne. Oddziaływania wiatru.
3. DIN EN 13445-3:2018. Unbefeuerte Druckbehälter – Teil 3: Konstruktion.
4. S. Łaczek: Przykłady analizy konstrukcji w systemie MES Ansys-Workbench v.12.1. Kraków: Politechnika Krakowska, 2012.
5. G. Krześciński i in.: Metoda Elementów Skończonych w mechanice materiałów i konstrukcji. Rozwiązywanie wybranych zagadnień za pomocą systemu Ansys. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2015.

PROJEKT MOCOWAŃ PROFILI AERODYNAMICZNYCH W BOLIDZIE FORMULA STUDENT Z WYKORZYSTANIEM OPTYMALIZACJI TOPOLOGICZNEJ

DAMIAN SOCHA,

Mechanika i Budowa Maszyn (studia dualne), semestr IV, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Mirosław Szczepanik, Prof. PŚ

Streszczenie. Artykuł zawiera opis procesu projektowego mocowań profili aerodynamicznych, na przykładzie głównego profilu wchodzącego w skład konstrukcji tylnego skrzydła bolidu Formula Student. Przeprowadzono analizy wytrzymałościowe w celu optymalizacji masy mocowań uwzględniając technologię produkcji oraz wymagania regulaminowe Formuły Student Germany. W pracy zastosowano oprogramowanie SolidWorks oraz Ansys z wykorzystaniem modułów Static Structural, Structural Optimization oraz Ansys ACP.



Słowa kluczowe: metoda elementów skończonych, optymalizacja topologiczna, materiały kompozytowe

PROJECT OF AERODYNAMIC PROFILES MOUNTINGS IN FORMULA STUDENT CAR BY USE OF THE TOPOLOGY OPTIMIZATION

Abstract. The article describes a project process of aerodynamic profiles mountings, on the example of main aerodynamic profile contained in rear wing structure of a Formula Student bolide. Strength analyses were carried out to optimize the weight of the mountings taking into consideration production technology capabilities and requirements stated in Formula Student Germany rules. Such programs like SolidWorks and Ansys, with the use of modules Static Structural, Structural Optimization, Ansys ACP, were applied in the work.

Keywords: finite element method, topology optimization, composite materials

1. Wprowadzenie

Priorytetowym założeniem projektowym pojazdów wykorzystywanych w sportach motorowych jest uzyskanie możliwie dobrych parametrów jezdnych [1], kluczowych dla danej dyscypliny, jednocześnie mieszcząc się w regulaminowych wytycznych [2]. Poprawę parametrów jezdnych pojazdu można uzyskać, np. poprzez zastosowanie elementów aerodynamicznych, zwiększających siłę docisku i minimalizujących siły oporu powietrza. Jednym z głównych parametrów wpływających na wydajność bolidu jest jego masa i jej rozłożenie, które wpływa na położenie środka ciężkości charakteryzującego zachowanie się bolidu jak i na jego przyspieszenie. Dąży się więc do możliwej minimalizacji masy bolidu oraz uzyskanie odpowiednich parametrów aerodynamiki.

Tylne skrzydło w bolidzie Formula Student jest elementem zapewniającym największą siłę docisku, jednak ze względu na swoje położenie tylne skrzydło przesunęło w górę położenie środka ciężkości względem podłoża, dlatego zminimalizowanie jego masy jest ważnym

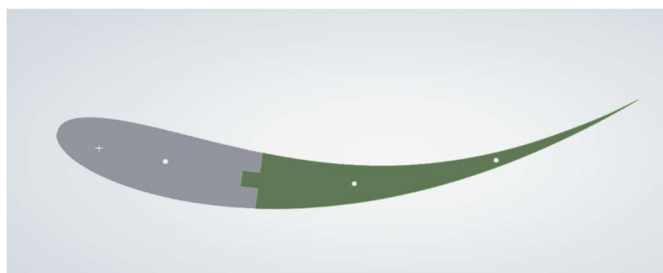
parametrem uwzględnianym w procesie jego projektowania. Może być to osiągnięte poprzez zastosowanie materiałów kompozytowych [1] w postaci włókien węglowych w osnowie żywicznej do wykonania samych powierzchni profili aerodynamicznych, oraz wykorzystanie odpowiednich konstrukcji wewnętrznych profili, aby mogły przenosić odpowiednie obciążenia. W skład takich konstrukcji wchodzi mocowania profili w postaci wkładek umieszczonych po zewnętrznych stornach profili, umożliwiających ich montowanie do elementów łączących profile z konstrukcją nośną bolidu.

2. Założenia projektowe konstrukcji profilu aerodynamicznego

Mocowania wraz z profilami aerodynamicznymi muszą spełnić wymogi regulaminu Formula Student Germany na rok 2025 [2].

Wymagania konstrukcyjne dla elementów aerodynamicznych w Regulaminie Formula Student Germany 2025 określają, że każdy element aerodynamiczny musi wytrzymać nacisk siły 200 N na minimalnej powierzchni 225 cm², nie odginając się przy tym o więcej niż 10 mm w kierunku przyłożonej siły [2].

Mocowania wyprodukowane zostaną z wykorzystaniem drukarek 3D, którymi dysponuje zespół PolSI Racing. Rozmiar głównego płata skrzydła wymaga podzielenia mocowań na dwie części (Rys.1), ze względu na wymiary pola roboczego wykorzystanych drukarek które nie jest wystarczające do drukowania elementów przekraczających długość 350 mm. Założenia te zostały uwzględnione przy tworzeniu modelu mocowań oraz w procesie optymalizacji topologicznej.

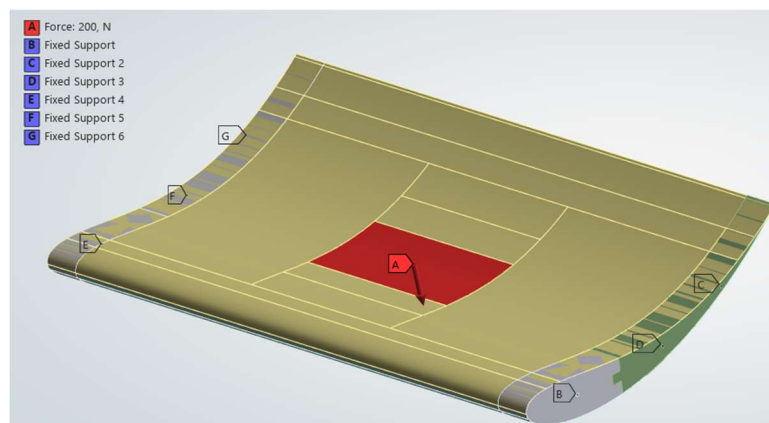


Rys. 1. Podzielone mocowanie przed optymalizacją topologiczną
Fig. 1. Divided mounting before topology optimization

3. Analiza konstrukcji profilu aerodynamicznego

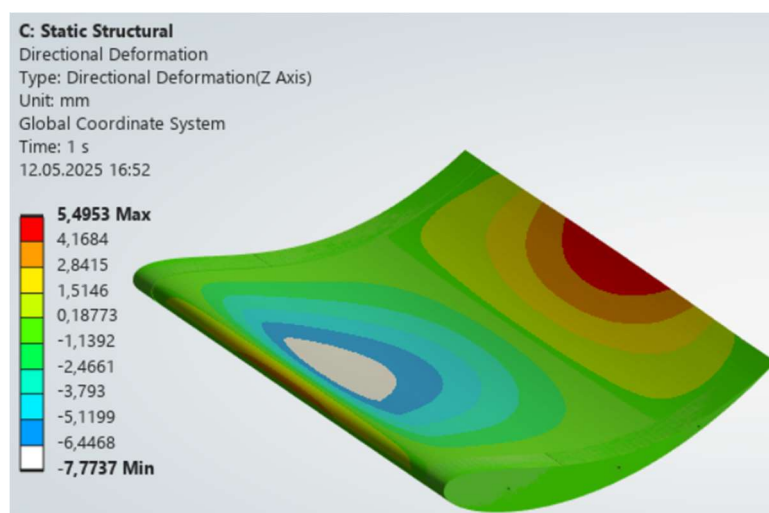
Analizy wytrzymałościowe i optymalizacja topologiczna zostały przeprowadzone w programie Ansys 2024 z wykorzystaniem modułów Static Structural, Structural Optimization oraz Ansys ACP. Testowany profil został podzielony na 6 podobszarów w celu odpowiedniego odwzorowania warunków testów przeprowadzanych przez sędziów podczas zawodów (Rys.2), materiały zostały dobrane z biblioteki materiałów w programie Ansys. Parametry materiałowe zostały przypisane zgodnie z założeniami produkcyjnymi skrzydła:

- o powierzchnie płatów stworzone jako struktura przekładkowa Epoxy Carbon woven o grubości 0,1 mm oraz pianka PVC 4 mm w układzie C/C/PVC/C,
- o mocowaniom został przypisany materiał ABS.



Rys. 2. Warunki brzegowe dla symulacji przyłożenia siły 200N na powierzchni 225 cm² profilu

Fig. 2. Boundary conditions for the simulation of a 200N force application 225 cm² area of the profile



Rys. 3. Wynik symulacji przedstawiający przemieszczenie płatu w kierunku przyłożenia siły

Fig. 3. Simulation result showing the airfoil displacement in the direction of force application

Wynik symulacji (Rys.3) odwzorującej warunki testu, który przeprowadzają sędziowie podczas zawodów pokazały, że zaprojektowana wcześniej struktura kompozytowa mieści się w normach regulaminowych maksymalne przemieszczenie wynosi 7,8 mm i nie przekracza normy regulaminowej wynoszącej 10 mm. Jednocześnie można zauważyć, że przemieszczenie mocowań jest niezauważalne.

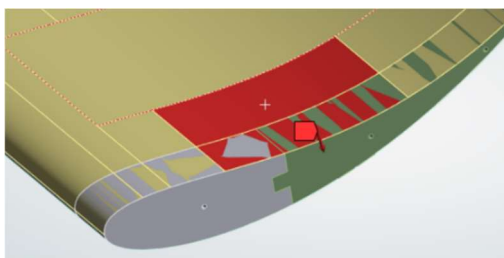
W celu przeprowadzenia optymalizacji topologicznej strukturę obciążono bliżej samego mocowania (Rys.4), dla następujących założeń:

- metoda optymalizacji objętościowej „density based” [3], wykonująca optymalizację w oparciu o gęstość każdego elementu modelu dla, którego wymusza zbliżenie się gęstości materiału izotropowego do 0 lub 1 jej wartości,
- przyjęto redukcję masy do poziomu w przedziale 35% - 40% masy początkowej,
- wprowadzono ograniczenia technologiczne związane z drukiem 3D.

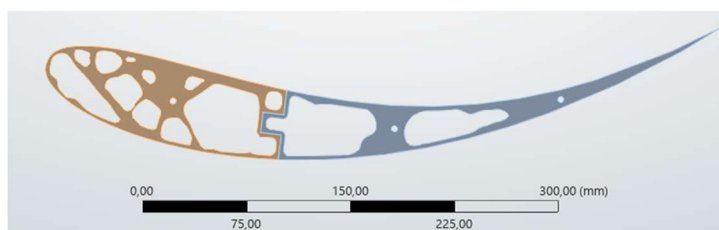
Zastosowanie procesu optymalizacji topologicznej dla przyjętego kryterium minimalizacji masy pozwoliło na zmniejszenie masy po wykonaniu elementów mocowań w programie CAD SpaceClaim do:

- przednia część mocowania 203,65 g,
- tylna część mocowania 191,53 g.

W efekcie masa pojedynczego mocowania zmniejszyła się o 435,08 g z 830,26 g (52%) (Rys.5). Ostateczna masa elementów nie mieści się w założonym w optymalizacji przedziale, ponieważ dodano dodatkową masę w procesie wykonywania mocowań w programie CAD. Mocowanie spełnia założenia regulaminowe przemieszczając się maksymalnie o 0,5 mm w kierunku przyłożenia siły.



Rys. 4. Obszar obciążenia struktury przy mocowaniu
Fig. 4. Load area of the structure at the mounting



Rys. 5. Mocowanie po optymalizacji topologicznej wykonane w programie CAD
Fig. 5. Mount after the topology optimization made in a CAD program

4. Wnioski

Otrzymane wyniki ukazują podobzary konstrukcji mocowania, których materiał jest mało wytrzymały, a więc jest niepotrzebny. W tych obszarach materiał jest zatem usuwany, co prowadzi do zmniejszenia masy rozpatrywanej konstrukcji i w efekcie zredukowania masy profilu. Wpływa to na usprawnienie bolidu poprzez redukcję jego masy, co przekłada się na poprawę ogólnych osiągnięć.

Literatura

1. Michael T., Complete Vehicle, Springer Vieweg, Wiesbaden (2023).
2. Regulamin Formula Student Germany (2025).
https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2025/rules/FS-Rules_2025_v1.1.pdf.
3. Ansys Structural Optimization Overview (2024).
https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v242/en/mech_struct_opt/mech_struct_opt_intro.html.

ANALIZA NAPRĘŻEŃ W KORBOWODZIE WYBRANEGO SILNIKA SPALINOWEGO

inż. RAFAŁ STOSUR,

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Mirosław Szczepanik, Prof. PŚ

Streszczenie. W pracy analizowano pole naprężeń powstające w korbowodzie wybranego silnika spalinowego podczas jego pracy. Opisano sposób, w jaki dany element konstrukcyjny podlega obciążeniom oraz wyznaczono konkretną wartość tego obciążenia dla wybranego przypadku. Obliczenia wykonano przy zastosowaniu metody elementów skończonych w środowisku Ansys Workbench. Przedstawiono sposób zamodelowania obciążonego korbowodu oraz zaprezentowano otrzymane wyniki.



Słowa kluczowe: metoda elementów skończonych, silnik spalinowy, korbowód, hipoteza wyczerpania Hubera – Misesa

STRESS ANALYSIS OF THE CONNECTING ROD OF A SELECTED INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Abstract. The study analyzed the stress field occurring in the connecting rod of a selected internal combustion engine during its operation. The manner in which this structural component is subjected to loads was described, and the specific value of the load was determined for a selected case. Calculations were carried out using the finite element method in the Ansys Workbench environment. The modeling approach for the loaded connecting rod was presented, and the obtained results were shown.

Keywords: finite element method, internal combustion engine, connecting rod, Huber – Mises yield criterion

1. Wprowadzenie

Tłokowy silnik spalinowy jest powszechnym źródłem napędu pojazdów samochodowych. Energia mechaniczna generowana jest poprzez przemianę energii chemicznej zawartej w paliwie. Kluczowym układem silnika spalinowego jest układ korbowy, który odpowiada za zamianę ruchu posuwisto – zwrotnego na ruch obrotowy. Tłok przyjmuje ciśnienie gazów spalinowych oraz wykonuje ruch posuwisto – zwrotny. Jest połączony poprzez korbowód z wałem korbowym, który przekazuje ruch obrotowy na koło zamachowe [1].

Korbowód połączony jest z tłokiem za pomocą sworznia tłokowego oraz jest łożyskowany na wale korbowym poprzez panewki łożyska korbowodu. Najczęściej jest wykonywany z odkuwek ze stali stopowej. Produkuje się także korbowody z proszków spiekanych. Konstrukcja korbowodu powinna zapewniać niską masę, która zredukuje wpływ bezwładności oraz odpowiednie własności wytrzymałościowe. Najkorzystniejszym przekrojem jest przekrój

dwuteowy. Ze względu na występowanie cyklicznie zmiennych obciążeń podczas pracy silnika obciążenie korbowodu ma charakter typowo zmęczeniowy [1].

2. Obciążenie korbowodu

Siła F_t obciążająca układ korbowy pochodzi od ciśnienia gazów spalinowych napierających na denko tłoka oraz od siły bezwładności elementów poruszających się ruchem postępowym. Może być obliczona następującym wzorem [1]:

$$F_t = \frac{\pi d^2 \Delta p}{4} + m_p a \quad (1)$$

gdzie: d – średnica denka tłoka [mm], Δp – różnica ciśnienia nad i pod denkiem tłoka [MPa], m_p – masa elementów poruszających się ruchem postępowym [kg], a – przyspieszenie tłoka [m/s^2].

Za różnicę ciśnień do obliczeń przyjmuje się ciśnienie panujące w komorze spalania. W całym cyklu pracy jest ono zmienne i osiąga największą wartość równą do 12 MPa w silnikach doładowanych w położeniu $10 - 20^\circ$ obrotu wału korbowego po rozpoczęciu suwu pracy [1]. Jako masę elementów poruszających się ruchem postępowym można przyjąć sumę mas tłoka ze sworzniem tłokowym i pierścieniami tłokowymi oraz jednej czwartej masy korbowodu. Przyspieszenie tłoka jest drugą pochodną jego położenia względem czasu oraz jest funkcją kąta obrotu wału korbowego [2]:

$$a(\alpha) = r \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \left(\cos \alpha + \frac{r}{l} \cos \alpha \right) \quad (2)$$

gdzie: α – kąt obrotu wału korbowego [$^\circ$], r – promień wykorbienia wału [m], l – odległość między osią tulei sworznia tłokowego a osią łożyska korbowodu [m], n – prędkość obrotowa wału korbowego [obr/min].

Siła F_t ulega rozkładowi na składową F_k działającą wzdłuż korbowodu oraz siłę N nacisku tłoka na ścianę cylindra [1]. Siłę F_k powodującą ściskanie korbowodu wyznacza się według wzoru [2]:

$$F_k = \frac{F_t}{\cos \beta} \quad (3)$$

gdzie: β – kąt między osią korbowodu a osią cylindra [$^\circ$].

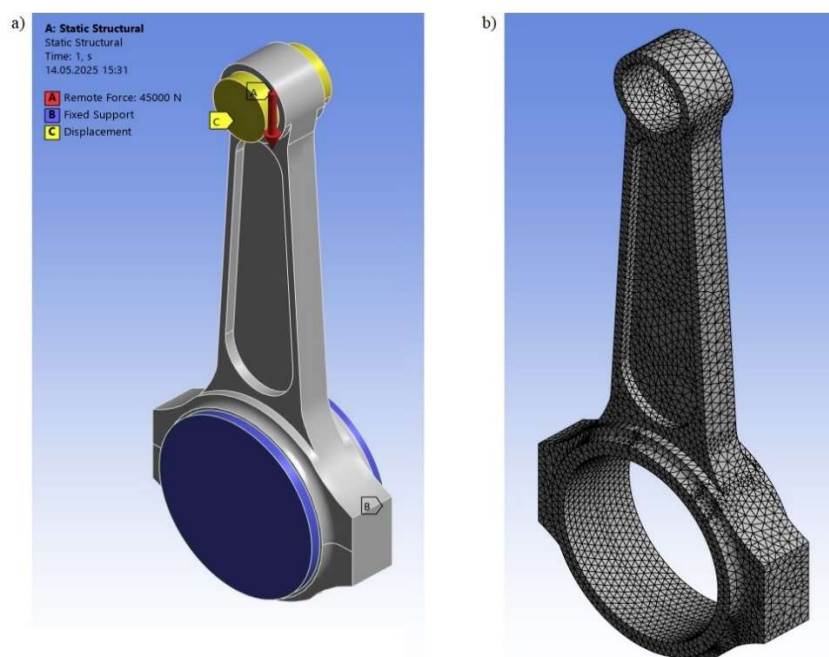
Na potrzeby wykonanej analizy rozważano pole naprężenia wywołane działaniem największej siły ścisniającej podczas cyklu pracy silnika. Przyjęto maksymalne ciśnienie spalania $\Delta p = 8$ MPa, które jest osiąganego po obrocie wału korbowego o kąt $\alpha = 10^\circ$. Założono, że prędkość obrotowa wynosi $n = 3600$ obr/min. W analizie przyjęto model CAD [3] korbowodu silnika o oznaczeniu 2JZ – GTE produkcji koncernu Toyota. Cechy geometryczne niezbędne do wyznaczenia siły F_k wynoszą: promień wykorbienia $r = 43$ mm, odległość $l = 138$ mm, średnica denka tłoka $d = 83$ mm. Dla wybranej geometrii w analizowanym przypadku kąt $\beta = 3,1^\circ$. Na podstawie modeli CAD [3] elementów tłoka, sworznia tłokowego oraz korbowodu wyznaczono $m_p = 0,453$ kg.

W rozważanym przypadku przyspieszenie tłoka wyznaczone według równania (2) ma wartość $7894,1 \text{ m/s}^2$. Składowa równania (1) pochodząca od ciśnienia gazów wynosi $46446,9$ N, a siła bezwładności – 3576 N. W równaniu (1) składową bezwładności zapisuje się ze

znakiem minus, ponieważ ma ona przeciwny zwrot do wektora przyspieszenia. Ostatecznie, siła ściskająca według równania (3) ma wartość 42933,7 N. Do analizy przyjęto $F_k = 45000$ N.

3. Model MES

Obciążony układ zamodelowano w środowisku Ansys. Za model geometryczny przyjęto zaimportowany plik CAD, który poddano uproszczeniu poprzez usunięcie zbędnych szczegółów. Na model została nałożona siatka elementów skończonych o kwadratowych funkcjach kształtu oraz globalnym rozmiarze elementu 1,7 mm z włączoną opcją automatycznego zagęszczania. Określono właściwości materiałowe odpowiadające stali 36CrNiMo4: moduł Younga $E = 190$ GPa, liczba Poissona $\nu = 0,29$, granica plastyczności $R_e = 880$ MPa [4]. Według założeń przedstawionych w [5], zamodelowano sworzeń tłokowy oraz fragment korbowodu oraz zdefiniowano kontakt beztarciowy między powierzchniami styku tych komponentów. Element wału korbowego utwierdzono sztywno, natomiast sworzniowi umożliwiono ruch jedynie w osi pionowej. Siłę F_k przyłożono w środku ciężkości sworznia. Rysunek 1. przedstawia stworzony model układu.



Rys. 1. Model MES korbowodu: a) warunki brzegowe, b) siatka elementów skończonych

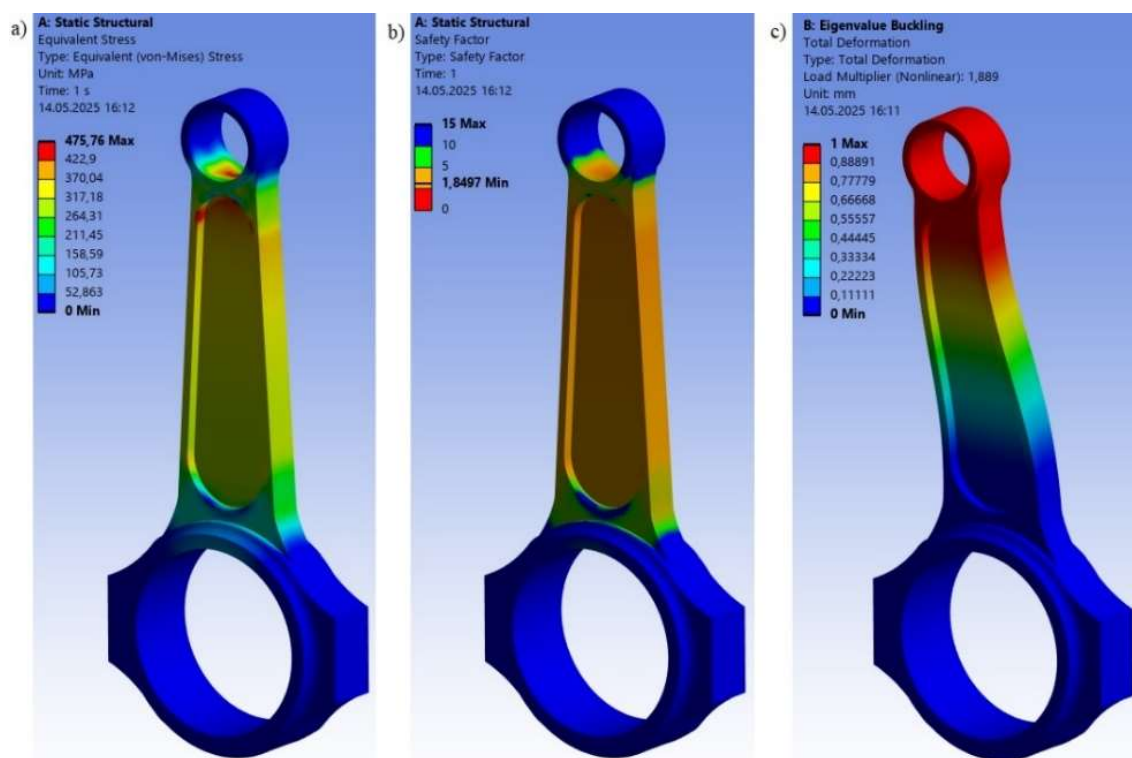
Fig. 1. FEM model of a connecting rod: a) boundary conditions, b) finite elements mesh

4. Wyniki analizy

Wyniki symulacji zostały pokazane na rysunku 2. Za miarę wyężenia przyjęto naprężenia redukowane obliczane według hipotezy Hubera – Misesa. Model był analizowany przy użyciu modułu *Static Structural*. Ze względu na występowanie siły ściskającej o dużej wartości, korbowód poddano również analizie wyboczeniowej [5]. W oprogramowaniu Ansys przy użyciu modułu *Eigenvalue Buckling* siła krytyczna jest wyznaczana z zależności [6] :

$$F_{cr} = F\lambda \quad (4)$$

gdzie: F – obciążenie układu, λ – wartość własna opowiadająca pierwszej postaci wyboczenia.



Rys. 2. Wyniki analizy: a) napężenie redukowane, b) współczynnik bezpieczeństwa, c) pierwsza postać wyboczenia

Fig. 2. Analysis results: a) equivalent stress, b) safety factor, c) first buckling mode

5. Podsumowanie

Maksymalna wartość napężenia redukowanego wyniosła 475 MPa, natomiast najniższy współczynnik bezpieczeństwa wyniósł 1,85. W analizowanym korbowodzie nie dochodzi zatem do uplastycznienia w trakcie pracy. Ze względu na zmienny charakter obciążenia, przy pełnej analizie pracy elementu należy ocenić także wytrzymałość zmęczeniową.

Dla uzyskanej wartości własnej równej 1,89, obliczona z zależności (4) siła krytyczna ma wartość 85 000 N. Zadane obciążenia nie przekraczają tej wartości. Przy zwiększonym obciążeniu silnika korbowód może być jednak narażony na wyboczenie. W rzeczywistości dokładna postać wyboczenia oraz siła krytyczna może różnić od tej uzyskanej w symulacji.

Literatura

1. Zając P., Silniki pojazdów samochodowych. Tom 1. Podstawy budowy oraz główne zespoły i układy mechaniczne, WKŁ (2009).
2. Kluczyk M., Analiza kinematyki i dynamiki układu korbowo-tłokowego jednocylinrowego czterosurowego silnika ZS, Zeszyty naukowe Akademii Marynarki Wojennej, nr 3 (198), Gdynia (2014).
3. Baza modeli CAD grabcad.com, <https://grabcad.com/library/2jz-gte-motor-built-by-kdp-2024-1> (dostęp 31.01.2025).
4. Strona internetowa firmy Virgamet, <https://virgamet.pl/oferta/36hnm-36crnimo4-16511-35ncd4-35nicrmo4-stal-do-ulepszania-cieplnego> (dostęp: 25.04.2025).
5. Lee M. K., Lee H., Lee T. S., Jang H., Buckling sensitivity of a connecting rod to the shank sectional area reduction, Materials & Design, Volume 31, Issue 6, Pages 2796-2803 (2010).
6. Dokumentacja programu Ansys, <https://ansyshelp.ansys.com/> (dostęp: 12.05.2025).

PORÓWNANIE KLASYCZNEGO I HIPERBOLICZNEGO MODELU PRZEWODZENIA CIEPŁA W KONTEKŚCIE HIPERTERMII ONKOLOGICZNEJ

inż. KRYSTIAN TEISTER,

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: Prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak

Streszczenie. Porównanie klasycznego modelu Pennesa, opartego na natychmiastowej odpowiedzi cieplnej, z hiperbolicznym modelem z dwoma czasami opóźnień, który uwzględnia rzeczywiste opóźnienia w propagacji ciepła, pokazuje, że model DPL umożliwia dokładniejszą analizę procesów termicznych w tkankach biologicznych. Numeryczne symulacje nagrzewania tkanek promieniowaniem laserowym, przeprowadzone metodą różnic skończonych, ujawniły istotne różnice w dynamice rozkładu temperatury.



Słowa kluczowe: hipertermia onkologiczna, model Pennesa, model z dwoma czasami opóźnień, metoda różnic skończonych

COMPARISON OF CLASSICAL AND HYPERBOLIC HEAT CONDUCTION MODELS IN THE CONTEXT OF ONCOLOGICAL HYPERTHERMIA

Abstract. A comparison of the classical Pennes model, based on the instantaneous thermal response, with a hyperbolic model with two delay times, which considers the actual delays in heat propagation, shows that the DPL model allows for a more accurate analysis of thermal processes in biological tissues. Numerical simulations of tissue heating with laser radiation, conducted using the finite difference method, revealed significant differences in the dynamics of temperature distribution.

Keywords: oncological hyperthermia, Pennes model, dual-phase lag model, finite difference method

1. Wprowadzenie

Hipertermia onkologiczna jako metoda wspomagająca leczenie nowotworów, polega na kontrolowanym podniesieniu temperatury tkanek zmienionych chorobowo do wartości, które sprzyjają ich uszkodzeniu lub eliminacji [1,2]. Ze względu na wyższą wrażliwość komórek nowotworowych na podwyższoną temperaturę w porównaniu do zdrowych tkanek, hipertermia znajduje zastosowanie jako uzupełnienie terapii konwencjonalnych, takich jak radioterapia czy chemioterapia [1]. W celu optymalizacji terapii hipertermicznej istotne jest precyzyjne modelowanie rozkładu temperatury w organizmach biologicznych. Klasyczne podejście do przewodzenia ciepła w tkankach opiera się na modelu Pennesa, który rozszerza prawo Fouriera, uwzględniając efekty perfuzji krwi oraz ciepło generowane przez metabolizm [1]. Model ten zakłada jednak natychmiastowe dostosowanie się strumienia ciepła do zmieniającego się gradientu temperatury, co nie odzwierciedla w pełni złożonych procesów zachodzących w rzeczywistych układach biologicznych [1].

W odpowiedzi na te ograniczenia opracowano hiperboliczny model przewodzenia (DPL), który wprowadza dwa czasy opóźnień: związane z reakcją strumienia ciepła oraz odpowiedzią gradientu temperatury [1,3]. Uwzględnienie tych efektów pozwala na dokładniejsze odwzorowanie dynamiki procesów cieplnych, szczególnie w kontekście krótkotrwałego, intensywnego nagrzewania, jakie występuje w terapii laserowej [1,3].

2. Opis matematyczny przewodzenia ciepła oraz dyfuzji światła w tkankach biologicznych

W celu opisanego przewodzenia ciepła w tkankach biologicznych zastosowano dwa modele matematyczne. Modele przekształcono do postaci w cylindrycznym układzie współrzędnych (r, z) . Model Pennesa bazuje na klasycznym równaniu Fouriera, uwzględniając dodatkowo perfuzję krwi i ciepło metaboliczne [1]. Równanie przedstawia się następująco:

$$c\rho \frac{\partial T(r, z, t)}{\partial t} = \lambda \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T(r, z, t)}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T(r, z, t)}{\partial z} \right) \right] + Q_{perf}(r, z, t) + Q_{met} + Q_{ex}(r, z, t) \quad (1)$$

gdzie c [J/(kgK)] jest ciepłem właściwym tkanki, ρ [kg/m³] gęstością, λ [W/(mK)] współczynnikiem przewodzenia ciepła, T [°C] to temperatura tkanki, $Q_{perf}(r, z, t)$ [W/m³] oznacza funkcję źródła pochodzącą od perfuzji krwi, Q_{met} to funkcja źródła związana z metabolizmem oraz $Q_{ex}(r, z, t)$ [W/m³] to funkcja źródła związana z zewnętrznym nagrzewaniem. Wartość funkcji źródła Q_{met} jest traktowana jako stała.

Model z dwoma czasami opóźnień modyfikuje podejście Fouriera, wprowadzając dwa czasy opóźnień: dla strumienia ciepła τ_q [s] i dla gradientu temperatury τ_T [s]. Uwzględnienie tych opóźnień zmienia charakter równań z parabolicznych na hiperboliczne, co oznacza skończoną prędkość propagacji ciepła [1,3]. Czasy opóźnienia odgrywają istotną rolę w modelowaniu procesów cieplnych w materiałach heterogenicznych. W materiałach jednorodnych możliwe jest założenie $\tau_q = \tau_T = 0$ co upraszcza równanie do klasycznej postaci Fouriera. W materiałach biologicznych należy przyjąć niezerowe czasy opóźnień i stosować równanie DPL:

$$\begin{aligned} C \frac{\partial T(r, z, t)}{\partial t} + \tau_q C \frac{\partial^2 T(r, z, t)}{\partial t^2} = & \lambda \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T(r, z, t)}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T(r, z, t)}{\partial z} \right) \right] + \\ & \lambda \tau_T \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T(r, z, t)}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T(r, z, t)}{\partial z} \right) \right] + Q_{perf}(r, z, t) + Q_{ex}(r, z, t) + \\ & Q_{met} + \tau_q \left[\frac{\partial Q_{perf}(r, z, t)}{\partial t} + \frac{\partial Q_{ex}(r, z, t)}{\partial t} \right] \end{aligned} \quad (2)$$

gdzie C [J/(m³K)] jest objętościowym ciepłem właściwym.

W celu opisanego rozkładu promieniowania w tkance biologicznej zastosowano ustalone równanie dyfuzji światła [1,2], które przedstawia się następująco:

$$(r, z) \in \Omega: \quad D \nabla^2 \phi_d(r, z) - \mu_a \phi_d(r, z) + \mu'_s \phi_c(r, z) = 0 \quad (3)$$

gdzie $\phi_d(r, z)$ [W/m²] oznacza część rozproszoną fluencji, $\phi_c(r, z)$ [W/m²] skolimowaną część promieniowania, D [m²/s] jest współczynnikiem dyfuzji, μ_a [1/m] współczynnikiem absorpcji, natomiast μ'_s [1/m] to efektywny współczynnik rozpraszania. Skolimowana część promieniowania opisana jest zależnością [2]

$$\phi_c(r, z) = I \exp(-\mu'_l z) \exp\left(-\frac{r^2}{r_D^2}\right) \quad (4)$$

gdzie I [W/m²] jest natężeniem promieniowania laserowego, r_D [m] promieniem wiązki lasera oraz μ'_l [1/m] to współczynnik tłumienia.

Źródło ciepła $Q_{ex}(r, z, t)$ w równaniu przewodzenia ciepła wynika z absorpcji energii świetlnej i opisane jest jako [3]

$$Q_{ex}(r, z, t) = \mu_a \phi(r, z) p(t) \quad (5)$$

gdzie $\phi(r, z)$ [W/m²] jest całkowitą fluencją światła (rozproszoną + skolimowaną), $p(t)$ określa czasowy profil impulsu laserowego.

Funkcję źródła związaną z perfuzją krwi określa zależność [3]

$$Q_{perf}(r, z, t) = G_b C_b [T_b - T(r, z, t)] \quad (6)$$

gdzie G_b [1/s] jest współczynnikiem perfuzji krwi, C_b [J/(m³K)] objętościowym ciepłem właściwym krwi, T_b [°C] to temperatura krwi.

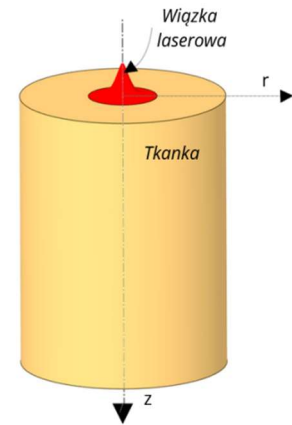
3. Opis zagadnienia obliczeniowego

Przeprowadzono numeryczną symulację procesu nagrzewania tkanki biologicznej (próbka w kształcie walca) pod wpływem promieniowania laserowego. Rys. 1 przedstawia rozważany układ. Rozkład promieniowania opisano modelem dyfuzji światła z rozkładem Gaussa w kierunku radialnym. W wyniku absorpcji energii generowano lokalne źródło ciepła $Q_{ex}(r, z, t)$ występujące w równaniu przewodzenia ciepła [3]. W symulacji przyjęto natężenie wiązki lasera $I = 0.4$ MW/m² oraz promień wiązki $r_D = 0.001$ m. Analizowano obszar o wymiarach 0.2×0.2 m. Przyjęta siatka różnicowa zawiera 100×100 węzłów. Czasy opóźnień zostały przyjęte następująco $\tau_q = 14$ s oraz $\tau_T = 10$ s. Parametry fizyczne i optyczne zastosowane w obliczeniach zostały przyjęte na podstawie literatury [1, 2].

Równanie przewodzenia ciepła (2) uzupełniono warunkami brzegowymi drugiego rodzaju, odpowiadającymi izolacji cieplnej na wszystkich powierzchniach oraz warunkami początkowymi [2]. Na podstawach i bocznej powierzchni walca przyjęto warunki brzegowe opisujące częściowy przepływ światła natomiast na osi walca zastosowano warunek symetrii

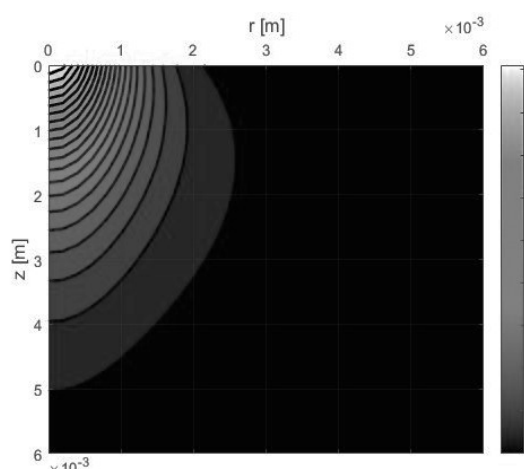
$$\begin{aligned} (r, z) \in \Gamma : \quad -D \mathbf{n} \cdot \nabla \phi_d(r, z) &= \frac{\phi_d(r, z)}{2} \\ (r, z) \in \Gamma_0 : \quad -D \mathbf{n} \cdot \nabla \phi_d(r, z) &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

gdzie Γ to podstawa i pobocznica walca, Γ_0 oznacza oś walca, natomiast $\mathbf{n}$ to wektor normalny. Problem rozwiązano stosując metodę różnic skończonych.



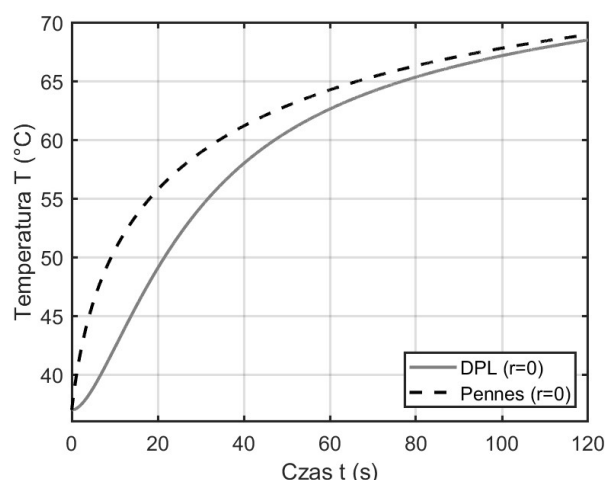
Rys. 1. Rozważany układ
Fig. 1. Considered layout

Rysunek 2 przedstawia rozkład funkcji źródła ciepła w tkance pochodzący od działania wiązki lasera. Na rysunku 3 zaprezentowano porównanie zmian temperatury w centralnym punkcie (0,0) dla dwóch modeli matematycznych: modelu Pennes'a oraz modelu DPL.



Rys. 2. Rozkład funkcji źródła ciepła [kW/m³]

Fig. 2. Heat source distribution [kW/m³]



Rys. 3. Porównanie rozkładu temperatury w czasie w centralnym punkcie nagrzewania

Fig. 3. Comparison of the temperature distribution over time at the central heating point

4. Wnioski

Analiza rozkładu temperatury w czasie wykazała wyraźne różnice w dynamice nagrzewania tkanki pomiędzy klasycznym modelem Pennesa a hiperbolicznym modelem DPL. Model Pennesa, oparty na założeniu natychmiastowej odpowiedzi cieplnej, przewiduje szybki wzrost temperatury i osiąganie wyższych wartości w krótszym czasie, co może prowadzić do przeszacowania efektu terapeutycznego w warunkach krótkotrwałego nagrzewania. W przeciwieństwie do tego, model DPL, uwzględniający czasy opóźnień w reakcji strumienia cieplnego i gradientu temperatury, opisuje proces nagrzewania w sposób bardziej rozłożony w czasie, lepiej odwzorowując rzeczywiste zachowanie tkanek biologicznych. Wyniki wskazują, że w symulacjach hipertermii onkologicznej, zwłaszcza przy intensywnym i krótkotrwałym oddziaływaniu źródła ciepła, konieczne jest stosowanie modeli uwzględniających efekty bezwładności cieplnej w celu uzyskania wiarygodnych prognoz rozkładu temperatury.

Literatura

1. Turchan Ł., Analiza numeryczna sztucznej hipertermii z wykorzystaniem różnych modeli przepływu biociepła. Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice. (2014).
2. Majchrzak, E., Turchan, Ł., & Jasiński, M., Identification of laser intensity assuring the destruction of target region of biological tissue using the gradient method and generalized dual-phase lag equation. Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering, 43, 1–12. (2018).
3. Stryczyński M, Majchrzak E., Numerical modelling of the laser high-temperature hyperthermia using the dual-phase lag equation. Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 62(2):389-401(2024).

FUNKCJONALNA ANALIZA DANYCH EMPIRYCZNYCH POZIOMU KOMPETENCJI INŻYNIERSKICH PODCZAS SZKOLENIA CA_x

mgr inż. PATRYK WARZYBOK,

Inżynieria Mechaniczna, semestr VI, 3 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Grzegorz Działkiewicz, Prof. PŚ

Streszczenie. Praca przedstawia elementy funkcjonalnej analizy danych empirycznych dynamiki zmian poziomu kompetencji inżynierskich podczas szkolenia indywidualnego z zakresu systemów CA_x. Omówiono cechy funkcjonalnej analizy danych oraz wygładzanie, imputację i konstrukcję portretu fazowego procesu na podstawie danych empirycznych. Zastosowane metody stanowią wstęp do identyfikacji modeli dynamiki zmian poziomu kompetencji, wymagany ze względu na niewielką liczbę pozyskanych danych pomiarowych dla pojedynczego uczestnika szkolenia.



Słowa kluczowe: funkcjonalna analiza danych, wygładzanie danych, imputacja, portret fazowy

FUNCTIONAL ANALYSIS OF EMPIRICAL DATA OF THE ENGINEERING COMPETENCE LEVEL DURING CA_x TRAINING

Abstract. The paper presents the elements of functional data analysis of empirical data of the dynamics of changes in the level of engineering competence during individual training. Features of functional data analysis are discussed, as well as smoothing, imputation and construction of a phase portrait of the process on the basis of empirical data. The methods used are an introduction to the identification of models of the dynamics of changes in the level of competence, required due to the small number of acquired measurement data for a single trainee.

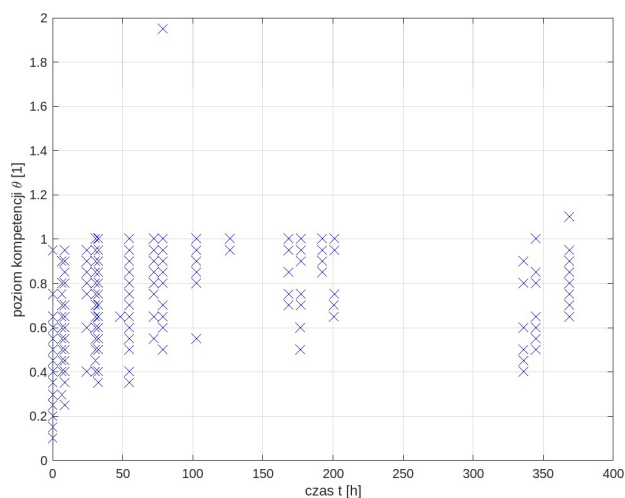
Keywords: functional data analysis, data smoothing, imputation, phase portrait

1. Wprowadzenie

Planowanie, sterowanie i optymalizacja szkoleń zawodowych inżynierów wymaga znajomości dynamiki procesu zmian kompetencji inżynierskich, stanowiących przedmiot danego szkolenia. Dane dotyczące dynamiki zmian kompetencji są trudne do uzyskania, ponieważ wymagają zaprojektowania i wdrożenia narzędzia pomiarowego, którym najczęściej jest test poziomu kompetencji, a następnie przeprowadzenie badań panelowych, celem zebrania empirycznych tzw. danych podłużnych [1], obrazujących zmiany poziomu kompetencji w czasie. Należy zauważyć, że dane te mają charakter funkcyjny, mimo niewielkich rozmiarów próbek pomiarowych. Oznacza to, że przeprowadzenie analizy takich danych wymaga zastosowania metod tzw. funkcjonalnej analizy danych [1]. W niniejszej pracy przedstawiono wybrane aspekty modelowania zebranych funkcjonalnych danych empirycznych jak: wygładzanie, imputację i tzw. analizę różniczkową danych, która pozwala na stosowanie pochodnych modeli danych funkcyjnych.

2. Empiryczne dane zmian poziomu kompetencji a funkcjonalna analiza danych

Klasyczna analiza danych statystycznych jest oparta o dyskretne ich zbiory, które mają formę próbek, dla których można stosować aparat statystyki matematycznej [1]. Jednak w wielu przypadkach, te dyskretne zbiory są przybliżeniem zależności funkcyjnych. W przypadku jednowymiarowym, dane mogą przedstawiać funkcje jednej zmiennej [1]. Na Rys. 1 przedstawiono surowe dane empiryczne, pochodzące z badań panelowych zmian poziomu kompetencji inżynierskich podczas szkolenia indywidualnego z zakresu obsługi systemu klasy CAX. Pozyskano wyniki dla 96 uczestników, biorących udział w 8 szkoleniach, o tym samym zakresie, ale o różnej organizacji czasowej zajęć szkoleniowych. Na osi poziomej przedstawiono czas mierzony od początku szkolenia, natomiast na osi pionowej pokazano poziom kompetencji zmierzony za pomocą dychotomicznego testu, zaprojektowanego dla rozważanego zakresu szkolenia, a który był przeprowadzany kilka razy podczas danego szkolenia, przy czym liczba przeprowadzonych testów była różna dla różnych szkoleń.



Rys. 1. Surowe dane empiryczne badania zmian poziomu kompetencji inżynierskich
Fig. 1. Raw empirical data of the study of changes in the level of engineering competence

Do najważniejszych cech uzyskanych danych empirycznych można zaliczyć niewielką liczbę punktów pomiarowych (<10) dla danego uczestnika oraz nieregularność rozmieszczenia tych punktów pomiarowych w czasie [1]. Można zauważyć również, że surowe dane zawierają obserwacje odstające, wynikające z błędów grubych. To te o wartościach przekraczających 1, przy czym 1 oznacza uzyskanie 100% kompetencji przewidzianych dla szkolenia. Dodatkowo można założyć, że zależność poziomu kompetencji θ podczas szkolenia od czasu t wyraża się tzw. gładką krzywą wzrostu. Test poziomu kompetencji jest niedoskonały, dlatego wprowadza błąd pomiarowy, który wpływa na wartości poziomu kompetencji, otrzymywane podczas pomiarów. Powyższe cechy sprawiają, że analiza zgromadzonych danych może przebiegać w ramach metod funkcjonalnej analizy danych [1].

3. Wygładzanie danych, imputacja i konstrukcja portretu fazowego dla krzywej wzrostu poziomu kompetencji

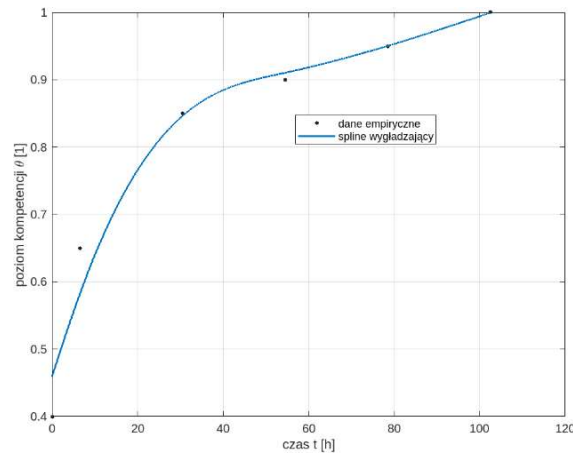
Funkcjonalna analiza danych zakłada, że dane funkcyjne poziomu kompetencji $\theta(t)$ mogą być reprezentowane za pomocą uogólnionego szeregu Fouriera w bazie znanych funkcji $\phi(t)$, np. wielomianów, wielomianów Bernsteina lub radialnych funkcji bazowych, przy czym stosuje się obcięcie szeregu do K wyrazów [1]:

$$\theta(t) = \sum_{i=1}^K c_i \phi_i(t), \dot{\theta}(t) = \sum_{i=1}^K c_i \dot{\phi}_i(t), \ddot{\theta}(t) = \sum_{i=1}^K c_i \ddot{\phi}_i(t), \dots \quad (1)$$

gdzie c_i to współczynniki rozwinięcia. Reprezentacja (1) umożliwia wyznaczenie pochodnych funkcji $\theta(t)$. W odróżnieniu od klasycznej analizy regresji, w funkcjonalnej analizie danych narzuca się dodatkowe kryterium aproksymacji, celem wyznaczenia wektora współczynników $\mathbf{c}$. Równanie (2) przedstawia typowy mieszany problem wariacyjny dla aproksymacji danych empirycznych w ramach funkcjonalnej analizy danych [1]:

$$\mathbf{c}_{opt} = \arg \min_{\mathbf{c} \in \mathbb{R}^K} \left\{ p \sum_{i=1}^N w_i (\theta_i^{\text{exp}} - \theta(t_i))^2 + (1-p) \int_0^{t_{\max}} [\ddot{\theta}(t)]^2 dt \right\}, \quad (2)$$

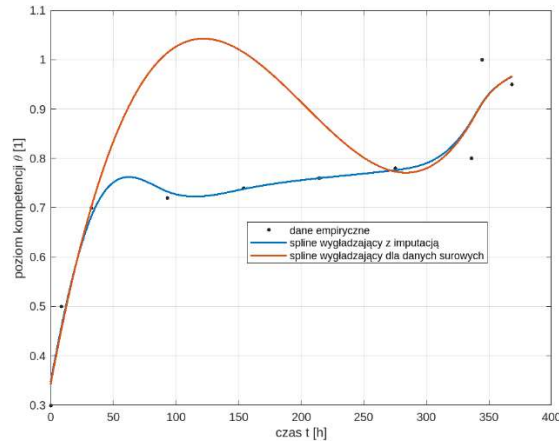
gdzie p oznacza parametr wygładzający, $\mathbf{w}$ to wektor wag, θ^{exp} to wektor zmierzonych empirycznie poziomów kompetencji, N to liczba punktów pomiarowych, a przedział $<0; t_{\max}>$ oznacza zakres czasowej zmiennej niezależnej. Pierwszy składnik funkcjonału (2) to klasyczne kryterium najmniejszych kwadratów, które stosowane samodzielnie ograniczałoby liczbę wyrazów szeregu K , ze względu na niewielką liczbę punktów pomiarowych N . Dodanie drugiego składnika całkowego umożliwia rozwiązanie problemu optymalizacyjnego dla $K \gg N$. Drugi składnik odpowiada za minimalizację krzywizny funkcji aproksymującej dane empiryczne w rozważanym przedziale zmiennej niezależnej. Rozwiązanie problemu wariacyjnego (2) jest określane jako spline wygładzający [1] dane empiryczne. W niniejszej pracy zastosowano rozwinięcie w bazie wielomianowych funkcji giętych 3-go stopnia, z automatycznym doбором węzłów i wartości parametru wygładzającego [1]. Dodatkowo założono jednakową wagę wszystkich punktów pomiarowych. Rys. 2 przedstawia przykład wygładzenia (filtracji) danych pomiarowych.



Rys. 2. Przykład wygładzenia danych empirycznych za pomocą splinu
Fig. 2. Example of smoothing empirical data using spline

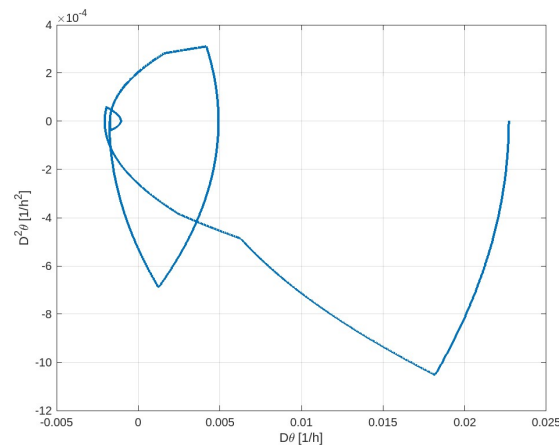
Widać, że wygładzone dane pokazują wyższą wartość początkowego poziomu kompetencji dla rozważanego uczestnika, niż uzyskano z pomiarów. Ponadto krzywa ma gładki przebieg, a punkty pomiarowe leżą blisko funkcji aproksymującej, co świadczy o poprawnym rozwiązaniu problemu optymalizacji (2). Pewną podgrupę danych empirycznych zebrano dla szkolenia, które wymagało długiej przerwy między blokami szkoleniowymi. Krzywa przedstawiona linią czerwoną na Rys. 3 pokazuje zastosowanie splinu wygładzającego dla oryginalnych danych empirycznych. Można zauważyć dużą krzywizną funkcji wygładzającej,

co wynika z przerwy w szkoleniu i braku danych w tym przedziale czasu. Dlatego zastosowano procedurę imputacji danych [2], czyli uzupełnienia brakujących danych empirycznych, w tym przypadku, przeprowadzając interpolację liniową między wynikami pomiarów określającymi granice czasowe przerwy w szkoleniu. Założono, że podczas przerwy w szkoleniu, nie obserwuje się znaczących zmian poziomu kompetencji. Niebieska linia na Rys. 3 pokazuje spline wygładzający po zastosowaniu imputacji danych, która wyraźnie zmniejsza krzywiznę funkcji aproksymującej.



Rys. 3. Wpływ imputacji na postać splinu wygładzającego
Fig. 3. Effect of imputation on the form of smoothing spline

Znajomość pochodnych zidentyfikowanej funkcji, jak w (1), umożliwia konstrukcję empirycznego portretu fazowego, obrazującego relacje między pochodnymi funkcji stanu, jak pokazano na Rys. 4. Analiza dynamiki procesu zmian poziomu kompetencji na płaszczyźnie fazowej daje więcej informacji niezbędnych w dalszych etapach modelowania.



Rys. 4. Przykład empirycznego portretu fazowego zmian poziomu kompetencji
Fig. 4. An example of an empirical phase portrait of changes in the level of competence

Literatura

1. Ramsay J.O., Hooker G., Graves S., Functional data analysis with R and MATLAB, Springer, New York (2009).
2. Van Buren S., Flexible imputation of missing data, Chapman and Hall/ CRC Press, Boca Raton (2018).

PROCES DOBORU TWORZYWA ŁĄCZNIKA RAMIENIA ROBOTYCZNEGO

DOMINIK WŁODARCZYK,

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr VI, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Andrzej Jałowicki

Streszczenie. W ramach artykułu opisano proces doboru tworzywa łącznika ramienia robotycznego stosowanego na platformie Phoenix III. Proces selekcji tworzywa został wsparty z wykorzystaniem analiz numerycznych z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych. W ramach prowadzonych badań przeprowadzono analizę wytrzymałościową dla czterech tworzyw i dokonano porównania wyników w celu wyboru optymalnego tworzywa.



Słowa kluczowe: metoda elementów skończonych, dobór tworzywa, materiały metalowe, polimery, optymalizacja

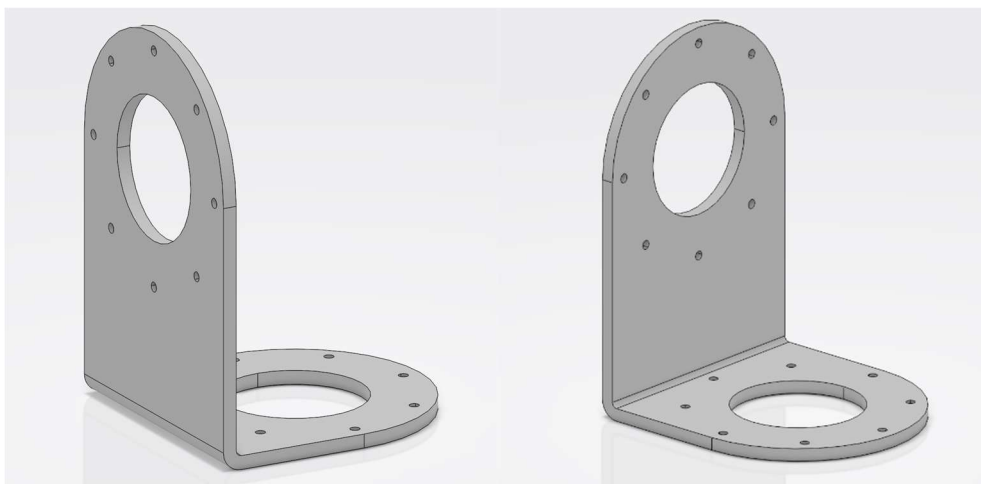
MATERIAL SELECTION PROCESS FOR A ROBOTIC ARM'S BRACKET

Abstract. This paper describes the process of selecting the material of the robotic arm bracket used on the Phoenix III platform. The material selection process was supported with numerical analyses using the Finite Element Method. As part of the research conducted, strength analysis was carried out for four materials and the results were compared to select the optimum one.

Keywords: finite elements method, material selection, metals, polymers, optimisation

1. Wprowadzenie

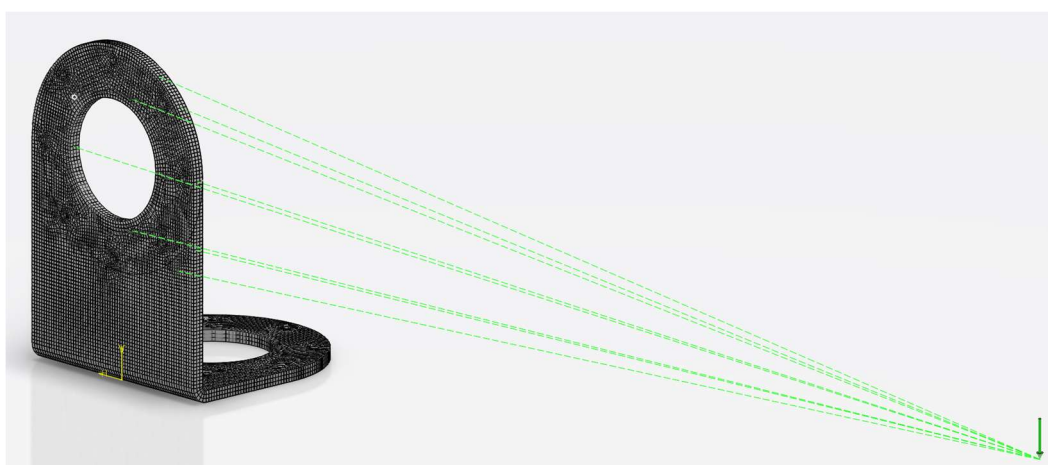
W ramach prowadzonych prac projektowych nad opracowaniem nowego ramienia robotycznego do zastosowania na platformie robotycznej Phoenix III, napotkano potrzebę przeprowadzenia doboru tworzywa elementu stanowiącego łącznik pomiędzy podstawom ramienia, a pierwszym członem obrotowym. Jest to istotny z punktu widzenia przenoszenia obciążenia element, stąd też postanowiono poświęcić więcej uwagi na jego poprawne zaprojektowanie i znalezienie optymalnego rozwiązania. Platforma Phoenix III rozwijana jest w ramach działalności Studenckiego Koła Naukowego Silesian Phoenix. Na rys. 1. zaprezentowano postać konstrukcyjną łącznika, który stanowi główny obiekt zainteresowania prowadzonego procesu doboru tworzywa.



Rys. 1. Postać konstrukcyjna łącznika ramienia robotycznego
Fig. 1. Robotic arm's bracket design

2. Założenia dotyczące optymalizacji

Analizowany element stanowiący łącznik pomiędzy podstawą ramienia robotycznego, a pierwszym członem obrotowym musi umożliwiać poprawny montaż, z jednej strony samego łącznika do podstawy oraz montaż układu napędowego członu ramienia. Element ten stanowi jeden z najbardziej obciążonych elementów w trakcie pracy ramienia. W trakcie operowania ramieniem łącznik musi być w stanie przenieść obciążenie wynikające z przesunięcia obciążenia względem punktów montażowych, co powoduje powstawanie momentów gnących w dwóch płaszczyznach. W celu odwzorowania tego zjawiska zastosowano odpowiednie warunki brzegowe oraz obciążenia w modelu dyskretnym. Utwierdzenie realizowane jest za pośrednictwem warunku brzegowego typu „zawias” (Hinge) za pośrednictwem otworów montażowych w dolnej części łącznika. Jeśli chodzi o obciążenie to posłużono się „obciążeniem zdalnym” (Remote Force) przyłożonym za pośrednictwem otworów montażowych w górnej części łącznika, gdzie punkt działania siły był oddalony o 600 mm w płaszczyźnie łącznika oraz o 90 mm w kierunku normalnym do płaszczyzny łącznika. Do dyskretyzacji modelu zastosowano elementy typu HEX. Na rys. 2. zaprezentowano model dyskretny wraz z widocznym obciążeniem zdalnym.



Rys. 2. Model dyskretny z obciążeniem zdalnym
Fig. 2. Discreate model with remote load

W związku z niedużym obciążeniem, które jest wymagane do przeniesienia przez ramię kluczowym w analizie łącznika staje się zapewnienie możliwie dużej sztywności, gdyż kwestie nośności materiału nie stanowią tutaj istotnego problemu. Zapewniając wysoką sztywność poszczególnych łączników jesteśmy w stanie zagwarantować większą precyzję w trakcie operowania ramieniem co jest kluczowe z punktu widzenia realizacji misji w trakcie zawodów. Stąd też w pierwszej kolejności postanowiono przeprowadzić proces doboru tworzywa dla omawianego elementu. Tworzywo to powinno zapewnić dużą sztywność, a jednocześnie umożliwić wykonanie elementu możliwie jak najlżejszego. Masa poszczególnych elementów ramienia robotycznego czy innych elementów platformy Phoenix III jest istotnym czynnikiem brany pod uwagę w całym procesie projektowania. Zapewniając niską masę elementów, zespół zyskuje dodatkowe punkty w ramach udziału w misjach w trakcie zawodów klasy Rover Challenge.

W ramach prowadzonego procesu przyjęto do rozważenia cztery tworzywa: stal konstrukcyjną ogólnego przeznaczenia S235JR [1], stop aluminium 1060 [2] oraz dwie żywice fotopolimerowe firmy Formlabs, odpowiednio Rigid 4K [3] oraz Rigid 10K [4]. Wybór tych konkretnych tworzyw związany był z możliwościami technologicznymi późniejszego wykonania zaprojektowanego łącznika. Dla każdego z tworzyw odczytano podstawowe dane wytrzymałościowe i na ich podstawie opracowano odpowiednie modele materiałowe w środowisku CAX 3DEXPERIENCE. Modele materiałowe zostały opracowane z wykorzystaniem modułu Material Definition.

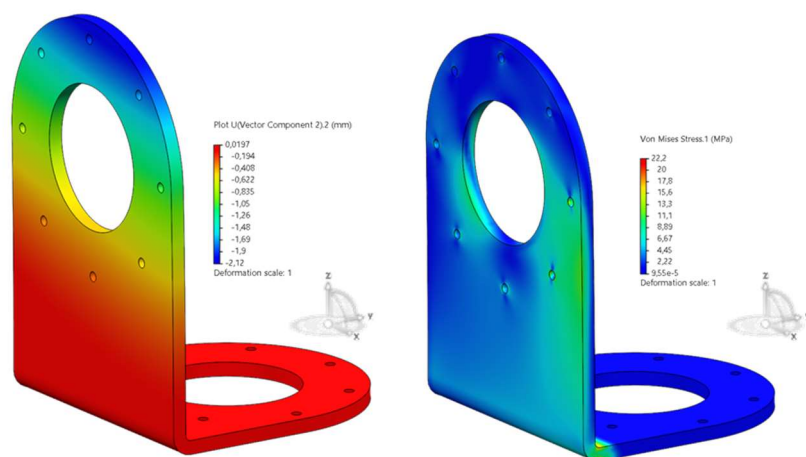
3. Przebieg doboru tworzywa łącznika

W celu doboru optymalnego tworzywa łącznika postanowiono posłużyć się analizą numeryczną z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych (MES) [5, 6]. Założeniem prowadzonych badań było przeprowadzenie analizy MES dla łącznika wykonanego z czterech różnych tworzyw i porównaniu uzyskanych wyników. W tym celu przyjęto jednakową grubość analizowanego elementu w każdym z analizowanych przypadków. Jeśli chodzi o zadane warunki brzegowe oraz obciążenia, są one również identyczne w wszystkich rozpatrywanych przypadkach.

W wyniku przeprowadzonych obliczeń numerycznych uzyskano wyniki, które zestawiono w tab. 1. Jak można zauważyć element wykonany z stali S235JR wykazuje największą sztywność, jednak jednocześnie jest on najcięższy. Elementy wykonane z żywicy fotopolimerowej wykazują mniejszą sztywność, jednak są znacząco lżejsze od swoich odpowiedników wykonanych z metalu. Wyniki są zgodne z przypuszczeniami, jednak jednym z celów pobocznych przeprowadzonych badań było określenie różnicy w zachowaniu między metalami oraz polimerami. Na rys. 3. Zaprezentowano przykładowe uzyskane wyniki.

Tab. 1. Wyniki przeprowadzonych analiz dla różnych tworzy łącznika
Tab. 1. Results of performer analysis for bracket' different materials

	Stal S235JR		Aluminium 1060		FormLabs Rigid 4K		FormLabs Rigid 10K	
Przemieszczenie X [mm]	0,000	0,008	-0,001	0,025	-0,002	0,435	-0,001	0,175
Przemieszczenie Y [mm]	-0,097	0,001	-0,294	0,003	-6,020	0,050	-2,120	0,200
Przemieszczenie Z [mm]	-0,006	0,005	-0,018	0,015	-0,443	0,226	-0,135	0,099
Naprężenia zredukowane wg. Von Misesa [MPa]	22,7		22,1		23,7		22,2	
Masa [kg]	0,667		0,232		0,099		0,140	



Rys. 3. Przykładowe wyniki uzyskane dla żywicy FormLabs Rigid 10K. Po lewej przemieszczenia w kierunku Y, po prawej naprężenia zredukowane wg. Von Misesa
 Fig. 3. Examples of results for FormLabs Rigid 10K resin. On left displacements in Y direction, on right Von Mises stress distribution

4. Omówienie wyników i podsumowanie

Z przeprowadzonej analizy wynika, że zastosowanie stali konstrukcyjnej S235JR zapewnia największą sztywność elementu. Jednak zasadnym wydaje się wykorzystanie stopu aluminium jako tworzywa łącznika. Stosunek przemieszczenia oraz masy elementu jest najkorzystniejszy dla stopu aluminium. Dodatkowo z przeprowadzonych analiz wynika, że element może zostać wykonany z cieńszej blachy. Bazując na uzyskanych wynikach planuje się w dalszych etapach przeprowadzenie optymalizacji mającej na celu dostosowanie postaci konstrukcyjnej, np. poprzez wykonanie procesu optymalizacji topologicznej, co pozwoli jeszcze bardziej obniżyć masę elementu przy zachowaniu wysokiej sztywności wynikającej z własności tworzywowych zastosowanego materiału.

Literatura

1. Strona internetowa MatWeb dla stali S235JR, <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=96a3d2463ccb43e3a6c4a48eb0417f13&ckck=1>, data uzyskania ostatniego dostępu 27.04.2025
2. Strona internetowa MatWeb dla stopu aluminium 1060, <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=0df660ac8b87434ca82af7681a6098e1>, data uzyskania ostatniego dostępu 27.04.2025
3. Karta katalogowa żywicy FormLabs Rigid 4000, <https://formlabs-media.formlabs.com/datasheets/1801088-TDS-ENUS-0.pdf>, data uzyskania ostatniego dostępu 25.04.2025
4. Karta katalogowa żywicy FormLabs Rigid 10K, <https://formlabs-media.formlabs.com/datasheets/2001479-TDS-ENUS-0.pdf>, data uzyskania ostatniego dostępu 27.04.2025
5. Zienkiewicz, O.C., Taylor, R.L. The Finite Element Method. 5th Edition. London: Butterworth Heinemann, 2000.
6. Różyło P., Dębski H. Metoda elementów skończonych. Praktyczne przykłady zagadnień statycznych i dynamicznych w programie Abaqus. Część 1. Lublin: Politechnika Lubelska, 2023.

ANALIZA PRZEPŁYWU CIEPŁA W TARCZY HAMULCOWEJ W STANIE PRZEGRZANIA

inż. ARTUR WOLIŃSKI,

Inżynieria i Technologie Materiałowe, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: Dr hab. inż. Alicja Piasecka-Belkhat, Prof. PŚ

Streszczenie. Artykuł przedstawia analizę zjawisk cieplnych występujących w tarczy hamulcowej poddanej intensywnemu nagrzewaniu podczas pracy układu hamulcowego. Przeprowadzone badania oparto na równaniu przewodnictwa ciepła uzupełnionego o odpowiednie warunki brzegowo-początkowe. Zastosowana metodologia obejmowała przygotowanie modeli CAD oraz przeprowadzenie analiz numerycznych z wykorzystaniem oprogramowania ANSYS. Artykuł prezentuje analizę uzyskanych wyników symulacji numerycznych oraz proponowane rozwiązania konstrukcyjne mające na celu poprawę efektywności termicznej tarcz hamulcowych.



Słowa kluczowe: przepływ ciepła, równanie przewodnictwa ciepła, przegrzewanie, tarcza hamulcowa, analiza numeryczna

HEAT TRANSFER ANALYSIS OF THE BRAKE DISC UNDER OVERHEATING CONDITION

Abstract. The article presents an analysis of thermal phenomena occurring in a brake disc subjected to intense heating during brake system operation. The research conducted was based on the heat conduction equation supplemented with appropriate boundary and initial conditions. The methodology used included the preparation of CAD models and conducting numerical analyses using ANSYS software. The article presents an analysis of the obtained results of numerical simulations and proposed design solutions to improve the thermal efficiency of brake discs.

Keywords: heat transfer, heat conduction equation, overheating, brake disc, numerical analysis

1. Wprowadzenie

Tarcza hamulcowa stanowi kluczowy element układu hamulcowego pojazdu, który jest odpowiedzialny za redukcję prędkości lub całkowite zatrzymanie. Działanie hamulców tarczowych polega na dociskaniu klocków do tarczy, co generuje tarcie i przekształca energię kinetyczną w energię cieplną. Wydzielane w tym procesie ciepło jest rozpraszane do otoczenia przez tarczę. Intensywne nagrzewanie, prowadzące do stanu przegrzania, może skrócić żywotność tarcz i prowadzić do ich uszkodzeń [1]. Celem pracy była analiza nieustalonego przepływu ciepła w tarczy hamulcowej samochodu osobowego w stanie przegrzania, ze szczególnym uwzględnieniem wpływu materiału wykonania tarczy na efektywność cieplną. W artykule analizowano tarcze hamulcowe wykonane z żeliwa szarego oraz ceramiki węglowej.

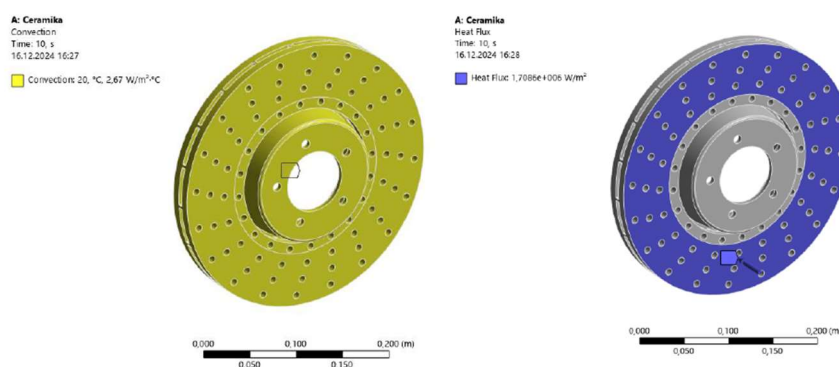
2. Budowa układu hamulcowego i przepływ ciepła

Układ hamulcowy jest jednym z podstawowych podzespołów samochodu, służącym do zmniejszania prędkości lub zatrzymywania pojazdu. Jego zadaniem jest zmiana energii kinetycznej w ciepło, które następnie jest oddawane do atmosfery. Wyróżnia się dwa mechanizmy hamowania: hamulce tarczowe posiadające tarczę na piaście koła oraz hamulce bębnowe wyposażone w bęben hamulcowy. Tarcza hamulcowa jest podstawowym elementem układu tarczowego, który odpowiedzialny jest za absorpcję ciepła. Istnieją różne rodzaje tarcz, m.in. pełne, wentylowane i ceramiczne. Materiały stosowane do produkcji tarcz to najczęściej żeliwo szare, ceramika węglowa, stal nierdzewna oraz materiały kompozytowe.

Przepływ ciepła jest zjawiskiem zachodzącym na skutek różnicy temperatur i prowadzącym do wyrównania temperatury w danym układzie termodynamicznym. Ciepło przepływa z obszarów o wyższej temperaturze do obszarów o niższej temperaturze [2]. Stan przegrzania to termin opisujący elementy poddane zbyt wysokiej temperaturze przez dłuższy czas lub też niewystarczająco chłodzone. Przegrzanie tarcz hamulcowych może prowadzić do spadku efektywności hamowania, m.in. w wyniku utleniania materiału [3]. Mechanizmy przekazywania ciepła obejmują przewodzenie, konwekcję i promieniowanie. Przewodzenie to transport energii wewnątrz materiałów, konwekcja zachodzi w płynach w wyniku ruchu cząsteczek, a promieniowanie to transfer ciepła za pomocą fal elektromagnetycznych. Podstawą opisu teoretycznego przewodzenia ciepła jest prawo Fouriera i równanie przewodnictwa ciepła.

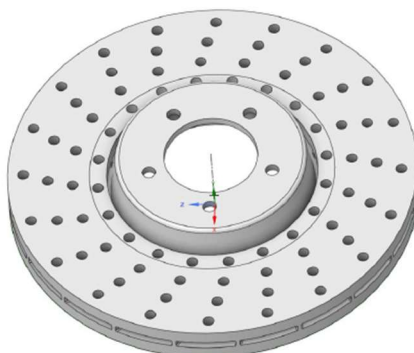
3. Analiza MES

Analizę przeprowadzono na podstawie symulacji pełnego wyhamowania pojazdu. Badanie objęło analizę nagrzewania (do ok. 440 °C), jak i analizę przegrzewania (do ok. 700 °C) tarcz hamulcowych wykonanych z żeliwa szarego SAE J431 (automotive gray cast iron, SAE grade G3000) oraz ceramiki węglowej. Symulacje numeryczne przeprowadzono z wykorzystaniem oprogramowania ANSYS Thermal Transient, opartego na metodzie elementów skończonych (MES). W analizie numerycznej uwzględniono odpowiednie warunki brzegowe: warunek III rodzaju (konwekcja) na całej powierzchni tarczy (współczynnik wnikania ciepła $\alpha = 2,67 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, temperatura otoczenia $T_{ot} = 20 \text{ °C}$) oraz warunek II rodzaju (strumień ciepła $q = 1,7086 \times 10^6 \text{ W}/\text{m}^2$) w obszarze styku z klockami hamulcowymi, odzwierciedlający intensywny proces hamowania. Zadane warunki brzegowe przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Zadane warunki brzegowe
Fig. 1. Given boundary conditions

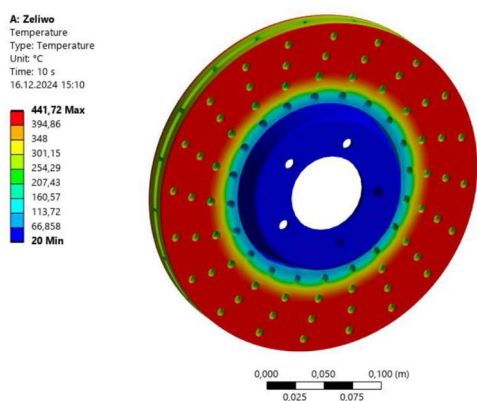
Model CAD (rys. 2) tarczy hamulcowej został opracowany na podstawie danych literaturowych i odwzorowuje tarczę wentylowaną z perforacjami. Siatkę elementów skończonych dobrano z odpowiednim zagęszczeniem w części roboczej tarczy, aby zwiększyć dokładność obliczeń w obszarze największych obciążeń termicznych.



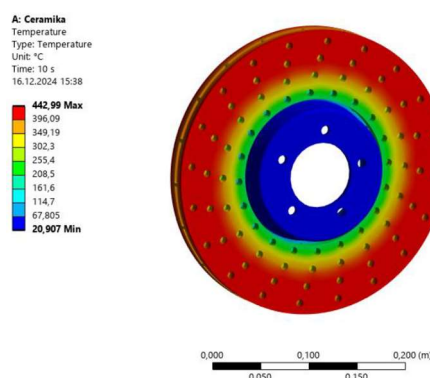
Rys. 2. Model tarczy hamulcowej przygotowany do analizy numerycznej
Fig. 2. Brake disc model prepared for numerical analysis

4. Wyniki symulacji numerycznej

Symulacje nagrzewania przeprowadzono dla tarcz żeliwnych i ceramicznych, uzyskując rozkłady temperatury i strumienia ciepła. Dla tarczy żeliwnej maksymalna temperatura wyniosła 441,7 °C na styku z klockami hamulcowymi, natomiast dla tarczy ceramicznej 442,99 °C na części roboczej. Wyniki symulacji przedstawiono na rysunkach 3 i 4.

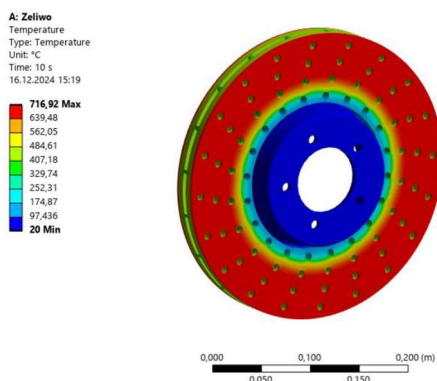


Rys. 3. Rozkład temperatury dla tarczy żeliwnej – nagrzewanie
Fig. 3. Temperature distribution for cast iron disc – heating

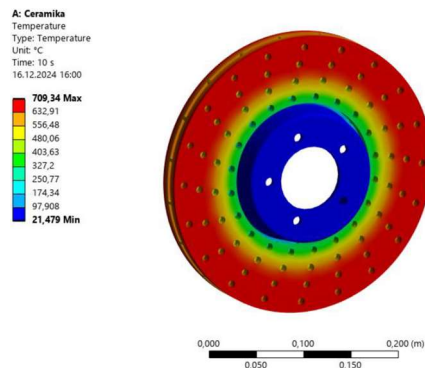


Rys. 4. Rozkład temperatury dla tarczy ceramicznej – nagrzewanie
Fig. 4. Temperature distribution for ceramic disc – heating

Przeprowadzono również symulacje dotyczące przegrzewania. Dla tarczy żeliwnej maksymalna temperatura uzyskana podczas przegrzewania wyniosła 716,92 °C na styku z klockami. Z kolei dla tarczy ceramicznej maksymalna temperatura osiągnęła 709,34 °C na części roboczej tarczy. Wyniki symulacji zostały przedstawione na rysunkach 5 i 6.



Rys. 5. Rozkład temperatury dla tarczy żeliwnej – przegrzewanie
Fig. 5. Temperature distribution for cast iron disc – overheating



Rys. 6. Rozkład temperatury dla tarczy ceramicznej – przegrzewanie
Fig. 6. Temperature distribution for ceramic disc – overheating

5. Analiza wyników i wnioski

Analiza wyników przeprowadzonych symulacji wykazała, że przegrzewana tarcza żeliwna charakteryzuje się stromym gradientem temperatur w obszarze styku z klockami hamulcowymi, co może prowadzić do większych naprężeń termicznych oraz szybszej degradacji tarczy. Zjawisko to wynika z niższej przewodności cieplnej żeliwa. Tarcza ceramiczna wykazała łagodniejszy gradient temperatur, lecz wyższe temperatury wewnątrz materiału, co sugeruje lepsze przewodnictwo cieplne. W obu przypadkach środkowa część tarczy utrzymywała znacznie niższe temperatury. Jest to zjawisko korzystne, ponieważ nawet podczas przegrzewania tarczy, piasta i łożyska nie są narażone na wysoką temperaturę. Wynika to z konstrukcji tarczy – znaczna odległość pomiędzy obszarem środkowym a strefą przegrzewaną skutecznie ogranicza ilość ciepła docierającego do centralnego obszaru. Rozkład strumienia ciepła w tarczy żeliwnej podczas przegrzewania był bardziej nierównomierny w porównaniu do tarczy ceramicznej. Dodatkowo średnia wartość strumienia ciepła na powierzchni zewnętrznej tarczy była wyższa w porównaniu do materiału ceramicznego. Może to wynikać z większej przewodności cieplnej lub wyższej pojemności cieplnej żeliwa, co wskazuje, że materiał ten gorzej reaguje na dynamiczne zmiany temperatury.

Literatura

1. Sau S.K. , Pulinat K.G. , Moss P.N. , Ranjeet P. , Prabu S.S., A comparative study on the thermal and dynamic analysis of a disc brake using Ansys, Materials Today: Proceedings, Vol. 65, s. 3714 – 3723 (2022).
2. Jemioło S., Prawo Fouriera i jego uogólnienia, Warszawa, s. 31 – 42 (2019).
3. Wooldridge M. , Luebbbers R.H., Heat transfer, McGraw Hill's AccessScience, s. 1 – 3 (2020).

MODERNIZACJA DEMONSTRATORA PRZEMYSŁU 4.0: INTEGRACJA SYSTEMU STEROWANIA I SYMULACJA CZUJNIKÓW CIŚNIENIA

inż. KAMIL ZIELONKA,

Automatyka i Robotyka Przemysłowa, AC4, semestr I, 2 stopień

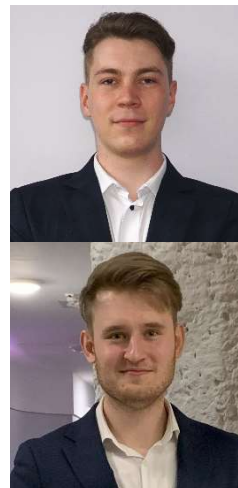
inż. KAROL LECH,

Automatyka i Robotyka Przemysłowa, AC4, semestr I, 2 stopień

Opiekun koła naukowego: dr hab. inż. Piotr Przyszałka, Prof. PŚ

Streszczenie. W artykule przedstawiono modernizację demonstratora technologii Przemysłu 4.0, obejmującą przebudowę instalacji hydraulicznej, integrację czujników ciśnienia oraz wdrożenie systemu sterowania w środowisku TIA Portal. Opracowano modele symulacyjne komponentów, umożliwiające bezpieczne testowanie scenariuszy diagnostycznych i rozwój funkcji badawczych stanowiska.

Słowa kluczowe: Przemysł 4.0, automatyka, sterowanie, symulacja, diagnostyka.



MODERNIZATION OF AN INDUSTRY 4.0 DEMONSTRATOR: CONTROL SYSTEM INTEGRATION AND PRESSURE SENSOR SIMULATION

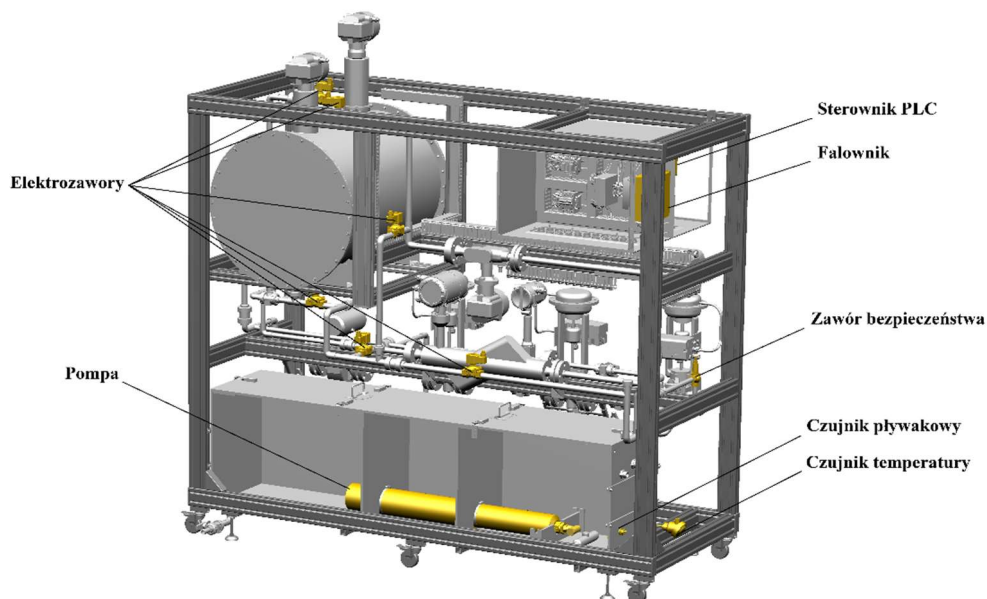
Abstract. The article presents the modernization of an Industry 4.0 demonstrator, including hydraulic system upgrades, pressure sensor integration, and implementation of a control system in TIA Portal. Simulation models were developed to enable safe testing of diagnostic scenarios and to enhance the station's research capabilities.

Keywords: Industry 4.0, automation, control, simulation, diagnostics.

1. Wprowadzenie

Modernizacja stanowiska badawczego do symulacji uszkodzeń sensorów ciśnienia oraz zaworów hydraulicznych [1] miała na celu utworzenie nowoczesnego systemu, który pozwala na bezpieczne testowanie awarii w kontrolowanych warunkach. W ramach modernizacji wymieniono przestarzałe komponenty, naprawiono uszkodzone elementy i zintegrowano je z nowym środowiskiem sterowania opartym na platformie TIA Portal firmy SIEMENS. Zrealizowane prace obejmowały również konfigurację komunikacji sieciowej oraz opracowanie symulacji uszkodzeń w dedykowanym środowisku programistycznym.

Projekt znacząco podniósł funkcjonalność i niezawodność stanowiska, dostosowując je do współczesnych standardów automatyki. Zostało ono przygotowane do pełnienia roli nowoczesnego demonstratora technologii Przemysłu 4.0, z możliwością dalszej rozbudowy, np. przy użyciu algorytmów sztucznej inteligencji. Pokazano, że starsze instalacje mogą być efektywnie przystosowane do potrzeb współczesnych systemów przemysłowych, umożliwiając rozwój zarówno w zakresie badań naukowych, jak i edukacji.



Rys. 1. Wizualizacja stanowiska do symulacji procesów hydraulicznych [2]

Fig. 1. Visualization of hydraulic process simulation station [2]

2. Modernizacja fizycznego obiektu testowanego

Zaprojektowane stanowisko testowe, odwzorowujące rzeczywiste procesy przemysłowe, pełni funkcję platformy do weryfikacji systemów diagnostycznych. Niestety, ze względu na brak wystarczającej dokumentacji technicznej oraz ograniczoną sprawność instalacji, niemożliwe było jej natychmiastowe wykorzystanie. W związku z tym podjęto decyzję o przeprowadzeniu szeregu prac modernizacyjnych, mających na celu przywrócenie funkcjonalności układu i jego integrację z nowym systemem sterowania. W pierwszej kolejności postanowiono od początku zamodelować układ elektryczny stanowiska tak, aby można było odwzorować jego działanie za pomocą symulacji. Następnie wymieniono sterownik na nowy, z rodziny SIMATIC S7-1200, pozwalający na pełną integrację w środowisku TIA Portal. Wprowadzono także panel operatorski HMI KTP 400, który stanowi znaczące usprawnienie dla komunikacji pomiędzy operatorem a stanowiskiem. Ponadto uwagę poświęcono renowacji układu hydraulicznego, który ze względu na nieszczelności i degradację elementów uszczelniających został uznany za niezdalny do użytku. Taki stan rzeczy mógł prowadzić do sporych rozbieżności pomiędzy wynikami symulacji, a rzeczywistymi warunkami panującymi w instalacji. Szczegóły tych działań zostały opisane w projekcie inżynierskim [2].

Zrealizowano również działania związane z obsługą czujników ciśnienia. Przeprowadzono ich dokładne sprawdzenie, kalibrację oraz wymieniono połączenia kablowe sieci Profibus. Skonfigurowano również komunikację w sieci Profibus, obejmującą utworzenie topologii sieci, parametryzację urządzeń, weryfikację prędkości transmisji oraz przypisanie adresów komunikacyjnych. Umożliwiło to pełną integrację czujników z nowym sterownikiem SIEMENS PLC, zapewniając kompatybilność z nowoczesnymi systemami sterowania. Modernizacja objęła dostosowanie czujników ABB serii 2600T do współpracy ze środowiskiem TIA Portal. Dzięki temu możliwe jest precyzyjne zbieranie danych diagnostycznych w czasie rzeczywistym oraz dokładny pomiar ciśnienia w różnych punktach układu hydraulicznego. Takie rozwiązanie zwiększa funkcjonalność systemu i pozwala lepiej kontrolować procesy technologiczne. Prace w tym zakresie były przedmiotem projektu inżynierskiego [3].

3. Symulacja działania obiektu

W ramach projektu opracowano cyfrowe modele komponentów stanowiska, w tym symulacyjny model pompy hydraulicznej oparty na danych technicznych pompy Nocchi SCM 4 PLUS. Przyjęto założenie synchronicznej pracy silnika, a charakterystyki pompy wyznaczono metodą interpolacji wielomianowej. Model zaimplementowano jako blok funkcyjny w środowisku TIA Portal i zintegrowano z systemem sterowania pompą, umożliwiając realistyczną symulację działania przy użyciu wirtualnego sterownika PLC SIM (Rys. 2). Dodatkowo opracowano modele symulacyjne czujników ciśnienia: różnicowego i względnego, bazujące na uproszczonych założeniach matematycznych i uwzględniające dynamiczne przepływy cieczy oraz scenariusze awarii. Modele pozwalały na ocenę stabilności i reakcji sensorów na różne zakłócenia.

33	DPG 01 - różnica ciśnień	Real	%ID208	☐	☒	☒	☒	0.2966869
34	DPG 01 - temperatura	Real	%ID213	☐	☒	☒	☒	23.47913
35	PSG 01 - wartość ciśnienia	Real	%ID188	☐	☒	☒	☒	-1.222774
36	PSG 01 - temperatura	Real	%ID193	☐	☒	☒	☒	21.67181
37	PSG 02 - wartość ciśnienia	Real	%ID198	☐	☒	☒	☒	-0.8110731
38	PSG 02 - temperatura	Real	%ID203	☐	☒	☒	☒	21.79556

Rys. 2. Dane odczytywane w czasie rzeczywistym [3]

Fig. 2. Data read in real time [3]

Weryfikacja systemu sterowania pompą, przeprowadzona z wykorzystaniem narzędzia *Tracer*, potwierdziła zgodność działania z założeniami projektowymi (Rys. 3). Po zasymulowaniu określonych stanów logicznych oraz zadaniu odpowiednich wartości imitujących sygnały z czujników, system zareagował zgodnie z założeniami. Testy funkcjonalne czujników ciśnienia również zakończyły się sukcesem, wykazując poprawną pracę, komunikację z systemem i przesyłanie danych w czasie rzeczywistym.



Rys. 3. Wykres przedstawiający symulowane zachowanie poszczególnych elementów stanowiska [2]

Fig. 3. Diagram of the simulated response of key system components [2]

Dla sensorów ciśnienia testy funkcjonalne zostały przeprowadzone zgodnie z ustalonym planem przedstawionym w pracy inżynierskiej [3]. Potwierdziły poprawność działania systemu w każdym z badanych aspektów. Po podaniu zasilania czujnik uruchomił się prawidłowo. Nie stwierdzono żadnych błędów w działaniu urządzenia. Potwierdzono, że wyświetlacz działa poprawnie. Wyświetlane wartości były czytelne i zgodne z oczekiwaniami. Komunikacja z TIA Portal przebiegła bezproblemowo. Sensor został prawidłowo wykryty przez system, a jego status był poprawnie odczytywany w środowisku sterownika. Kolejne testy wykazały, że czujnik poprawnie przesyłał dane do TIA Portal w czasie rzeczywistym. Odczytane wartości były zgodne z danymi. Wszystkie przeprowadzone testy zakończyły się zgodnie z oczekiwaniami. Świadczy to o poprawnym działaniu systemu.

4. Podsumowanie

Zrealizowany projekt modernizacji stanowiska demonstratora technologii Przemysłu 4.0 zwiększył jego wartość dydaktyczną i badawczą. Dzięki przebudowie układów hydraulicznych i elektrycznych oraz integracji komponentów SIEMENS, utworzono funkcjonalne środowisko do analizy scenariuszy diagnostycznych. Zastosowanie symulatora PLC SIM umożliwiło bezpieczne testowanie systemu i weryfikację algorytmu przed implementacją. Opracowane modele symulacyjne pompy i czujników ciśnienia pozwalają na lepsze zrozumienie dynamiki układu i ocenę reakcji systemu na zmienne parametry. Artykuł stanowi podsumowanie prac przedstawionych w [1, 2, 3] oraz przeprowadzonych w związku z projektami IDUB *“Demonstrator technologii dla Przemysłu 4.0 - układ symulacji uszkodzeń zbiorników cieczy”* oraz *“Demonstrator technologii dla Przemysłu 4.0 - układ symulacji uszkodzeń sensorów ciśnienia”*. Integrował on działania członków sekcji AI-DIAG, łącząc ich wiedzę i umiejętności w zakresie automatyki, programowania systemów sterowania oraz symulacyjnych metod komputerowych.

Literatura

1. Konsek J., Puzoń M., Korzonek M., Zielonka K., Lech K., Dokumentacja techniczno ruchowa Stanowiska Demonstratora Technologii dla Przemysłu 4.0, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska, 2025.
2. Zielonka K.: Projekt systemu sterowania pompy hydraulicznej do demonstratora technologii Przemysłu 4.0, praca inżynierska, Politechnika Śląska, Gliwice 2025.
3. Lech K.: Projekt stanowiska do symulacji uszkodzeń sensorów ciśnienia, praca inżynierska, Politechnika Śląska, Gliwice 2025.
4. Gilewski, T., "Podstawy programowania sterowników SIMATIC S7-1200 w języku SCL", Wydawnictwo BTC, Legionowo, 2015.