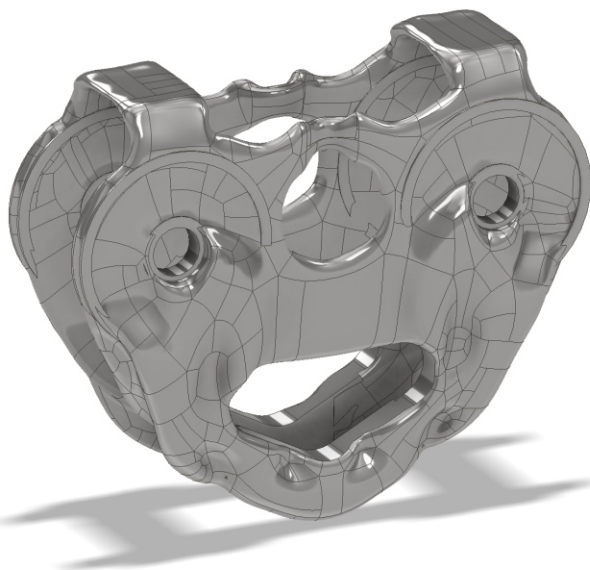




**KATEDRA MECHANIKI  
I INŻYNIERII OBLICZENIOWEJ**  
WYDZIAŁ MECHANICZNY TECHNOLOGICZNY POLITECHNIKA ŚLĄSKA

**Studencka Konferencja Naukowa**

**METODY  
KOMPUTEROWE  
2021**



**Gliwice 2021**

**Katedra Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej**  
**Wydział Mechaniczny Technologiczny**  
**Politechnika Śląska**

**Studencka Konferencja Naukowa**  
**„METODY KOMPUTEROWE – 2021”**

**Gliwice, wrzesień 2021 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

### **Komitety 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. Waław 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

### **Komitety 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

Mgr inż. Natalia Molęda

Mgr inż. Olaf Popczyk

Mgr inż. Tomasz Schlieter

Mgr inż. Anna Skorupa

Mgr inż. Mikołaj Stryczyński

Mgr inż. Barbara Ciszynska

Inż. Katarzyna Tomiczek

Mgr inż. Maria Zadoń

### **Komitety Redakcyjny:**

Dr hab. inż. Grzegorz Działkiewicz, Prof. PŚ

Dr hab. inż. Jacek Ptaszny, Prof. PŚ

Wydanie zeszytów naukowych zostało sfinansowane przez MESco Sp. z o. o. w Bytomiu.

Rysunek na okładce wykonał inż. Wojciech Kokot, Autor artykułu na stronie 65.

ISBN 978-83-951185-2-4

Artykuły opublikowano na podstawie oryginałów dostarczonych przez Autorów.

Druk i oprawę wykonano w Wydawnictwie Politechniki Śląskiej.

Nakład 100 egz. Druk ukończono we wrześniu 2021 r.

## Wstęp

Zeszyt naukowy zawiera 37 artykułów prezentowanych na piętnastej Studenckiej Konferencji Naukowej „Metody Komputerowe”, odbywającej się 23 września 2021 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,
- wytrzymałość materiałów,
- termodynamika,
- robotyka,
- mechatronika,
- aerodynamika,
- 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 MESco 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, wrzesień 2021 r.

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

**Zarząd Koła** w roku akademickim 2020/2021:

Przewodnicząca: mgr inż. Barbara Ciszewska, Mechanika i Budowa Maszyn  
Wiceprzewodnicząca: inż. Katarzyna Tomiczek, Automatyka i Robotyka  
Sekretarz: mgr inż. Maria Zadoń, 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

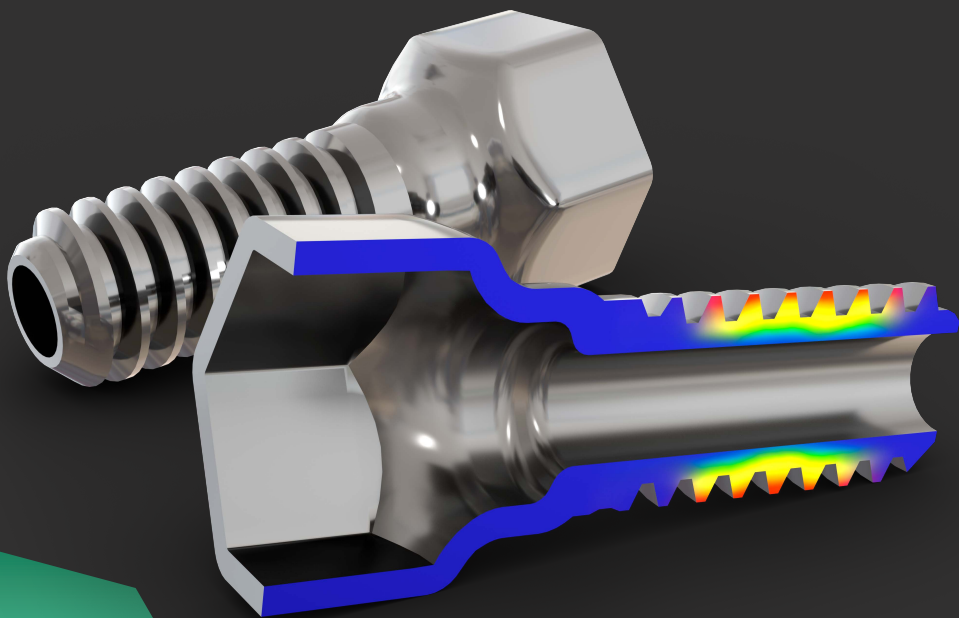
Studenckie Koło Naukowe „Metod Komputerowych” zostało zarejestrowane w dniu 6.12.2001 r. Głównym celem Koła jest poszerzanie wiedzy studentów na temat metod komputerowych i ich zastosowań w technice.

**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.



# MESCO Ansys

CERTIFIED ELITE CHANNEL PARTNER

## Symulacja w nauce i przemyśle

- dynamika liniowa
- analizy zmęzeniowe
- analizy kompozytów
- analizy explicit
- analizy kinematyczne
- analizy termiczne i termomechaniczne

Firma MESco jest biurem inżynierskim zajmującym się symulacją komputerową. Od ponad 25 lat wspieramy przemysł i ośrodki badawcze poprzez wykonywanie analiz numerycznych z zakresu mechaniki, terminiki, dynamiki płynów, elektromagnetyzmu, a także optyki. Jesteśmy przedstawicielem firmy ANSYS Inc. na Polskę o statusie Elite. To, co wyróżnia naszą firmę to indywidualne podejście do każdego tematu oraz ogromne doświadczenie naszych inżynierów w zakresie symulacji komputerowej.



al. Legionów 4  
41-902 Bytom



+48 32 768 36 36



info@mesco.com.pl



www.mesco.com.pl



## Spis treści

### **BOBROWSKI KAMIL**

Mobilna platforma do kontroli bezpieczeństwa w pomieszczeniach ..... 1

### **BUDZIŃSKI MATEUSZ**

Analiza MES tarcz ze wzmocnieniami wewnętrznymi obciążonych dynamicznie ..... 5

### **CISZYŃSKA BARBARA**

Opracowanie pre- i postprocesora dla programu MEB w środowisku

ANSYS Workbench Mechanical ..... 9

### **CZARNECKI GRZEGORZ**

Optymalizacja topologiczna i analiza wytrzymałościowa tarczy prostokątnej ..... 13

### **DUDEK MICHAŁ**

Optymalizacja ramy dla wybranego kryterium przy wykorzystaniu

sztucznego systemu immunologicznego ..... 17

### **FIUK MICHAŁ**

Sterowanie parametrami lasera podczas modelowania mikroobróbki nanowarstwy Cu ..... 21

### **FROŃ MICHAŁ**

Prototyp chwytaka robota eksploracyjnego ..... 25

### **GAJ SZYMON**

Wybrane aspekty modelowania numerycznego oraz optymalizacji cięgien

na przykładzie sieci pajęczych ..... 29

### **GAJDA KAROL**

Układ podnośnika dla modelu naczepy ciągnika siodłowego ..... 33

### **GAJDZIK MARCIN**

Zastosowanie metody okien czasowych do zabezpieczenia danych podczas transmisji

magistralą CAN w pojazdach samochodowych ..... 37

### **GNACY-GAJDZIK ANNA**

Analiza częstości występowania fałszywie negatywnych wyników automatycznych

testów układów wbudowanych ..... 41

### **JAROSZ JOACHIM**

Optymalizacja kształtu przetłoczeń osłony układu wydechowego silnika spalinowego ..... 45

### **JUSZCZAK MATEUSZ**

Optymalizacja belki dla wybranego kryterium przy użyciu sztucznego systemu

immunologicznego ..... 49



<b>KALINOWSKI MARCIN, ZADOROŻNY TOMASZ</b> Wpływ metody modelowania MES na otrzymane wyniki ugięcia dla kompozytu warstwowego .....	53
<b>KISIEL ŁUKASZ</b> Analiza termiczna rotora w silniku rotacyjnym Renesis .....	57
<b>KITA MATEUSZ</b> Analiza termiczna oleju przekładniowego na przykładzie reduktora przemysłowego .....	61
<b>KOKOT WOJCIECH</b> Projekt bloczka linowego z zastosowaniem modelowania generatywnego .....	65
<b>KRZEMPEK KAROL</b> Optymalizacja topologiczna rockera samochodu wyścigowego .....	69
<b>NIEMCZYK DAGMARA</b> Zastosowanie metody elementów skończonych w zagadnieniach przepływu ciepła .....	73
<b>NITKA WOJCIECH</b> Model i analiza koła robota eksploracyjnego .....	77
<b>OLSZÓWKA PRZEMYSŁAW</b> Układ komunikacji i system wizyjny mobilnego robota dezynfekującego .....	81
<b>OTRZĄSEK DAMIAN</b> Wyznaczanie strat ciepła w domu jednorodzinnym .....	85
<b>PAŹDZIÓR MACIEJ</b> Analiza wpływu warstwy izolacyjnej na rozkład temperatury w przegrodach zewnętrznych .....	89
<b>PIETRUSZKA KATARZYNA</b> Ocena wpływu koloru samochodu na nagrzewanie się jego wnętrza .....	93
<b>PIETYRA MATEUSZ, KOCYAN EWA</b> System redukcji oporu aerodynamicznego .....	97
<b>POLNIK PAWEŁ, KOBIELSKI MICHAŁ</b> System wizualizacji procesu przemysłowego w dobie Przemysłu 4.0 .....	101
<b>POPCZYK OLAF</b> Modelowanie dwuwymiarowego przepływu ciepła w niejednorodnym metamateriale termicznym metodą Kansy .....	105
<b>POPIEL RAFAŁ</b> Zastosowanie kryterium AIC do identyfikacji uplastyczniającego momentu dokręcania w połączeniach gwintowych .....	109

**PYKA WOJCIECH**

Porównawcze badanie wytrzymałościowe dwóch prototypów  
serwonapędu cykloidalnego ..... 113

**SMOŁKA JAKUB**

Układ wykonawczy skrętu kół dla modelu naczepy ciągnika siodłowego ..... 117

**STERNAL KAMIL**

Algorytm wyszukujący tablicę kluczy dla protokołu E2E ..... 121

**SUCHOJAD SZYMON**

Optymalizacja wskaźnika wytrzymałości na zginanie dla wybranego profilu belki  
przy użyciu sztucznego systemu immunologicznego ..... 125

**TATAREK MILENA**

Analiza wytrzymałościowa ósemki ratowniczej do akrobatyki powietrznej ..... 129

**UCHYŁA DAMIAN**

Analiza układu chłodzenia baterii wysokiego napięcia ..... 133

**WAWRZYCZEK PIOTR**

Czujnik kąta skrętu dla modelu naczepy ciągnika siodłowego ..... 137

**ZADOŃ MARIA**

Modelowanie zmian poziomu ciśnienia parcjalnego w tkance biologicznej  
podczas jej nagrzewania ..... 141

**ZADOROŻNY TOMASZ, KALINOWSKI MARCIN**

Wpływ różnych metod modelowania procesu spawania w środowisku CAE  
na uzyskiwane wyniki deformacji ..... 145



# MOBILNA PLATFORMA DO KONTROLI BEZPIECZEŃSTWA W POMIESZCZENIACH

**inż. KAMIL BOBROWSKI**

Automatyka i Robotyka, AB3, semestr III, 2 stopień

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

**Streszczenie.** Celem pracy było zaprojektowanie, wykonanie oraz zaprogramowanie mobilnej platformy do kontroli bezpieczeństwa w pomieszczeniach. Do realizacji zadania użyto środowiska komputerowego Autodesk Inventor. Elementy nośne całej konstrukcji zostały wykonane z PLA za pomocą technologii druku 3D. System poruszania platformą został zaimplementowany na płycie Arduino Uno. Zbieranie danych z otoczenia i wizualizacja otrzymanych informacji zostały zrealizowane z wykorzystaniem platformy komputerowej Raspberry Pi 3B+.



## MOBILE PLATFORM FOR SECURITY CONTROL IN ROOMS

**Abstract.** The aim of the work was to design, manufacture, and program a mobile platform for security control in rooms. Autodesk Inventor computer software environment was used to carry out the task. The supporting elements of the entire structure were made of PLA, using 3D printing technology. The motion system was implemented on an Arduino Uno board. Data collection from the environment and visualization of the obtained information were performed on a Raspberry Pi 3B+ computer platform.

### 1. Wprowadzenie

Platformy mobilne umożliwiają pracę z bezpiecznej odległości dla życia i zdrowia człowieka w czasie wykonywania niebezpiecznych czynności [1]. Między innymi są to inspekcje pomieszczeń budynków z możliwym skażeniem biologicznym, którym grozi zawalenie.

Wykonywanie skomplikowanych zadań przez platformę mobilną jest możliwe dzięki zamontowanemu wyposażeniu, które ma za zadanie zbierać informacje z otoczenia i przekazywać je do urządzenia sterowniczego a operator oddalony od badanego obszaru może wprowadzić poprawki w wykonywanym zadaniu. Najczęstszym montowanym na platformach mobilnych wyposażeniem są czujniki odległości i kamery systemu wizyjnego. Konfiguracja wyposażenia platformy mobilnej jest uwarunkowana przez specyfikę wykonywanego zadania.

Proces projektowania platformy mobilnej poprzedzony był przeprowadzeniem przeglądu komercyjnych rozwiązań, w celu przygotowania możliwie uniwersalnej konstrukcji.

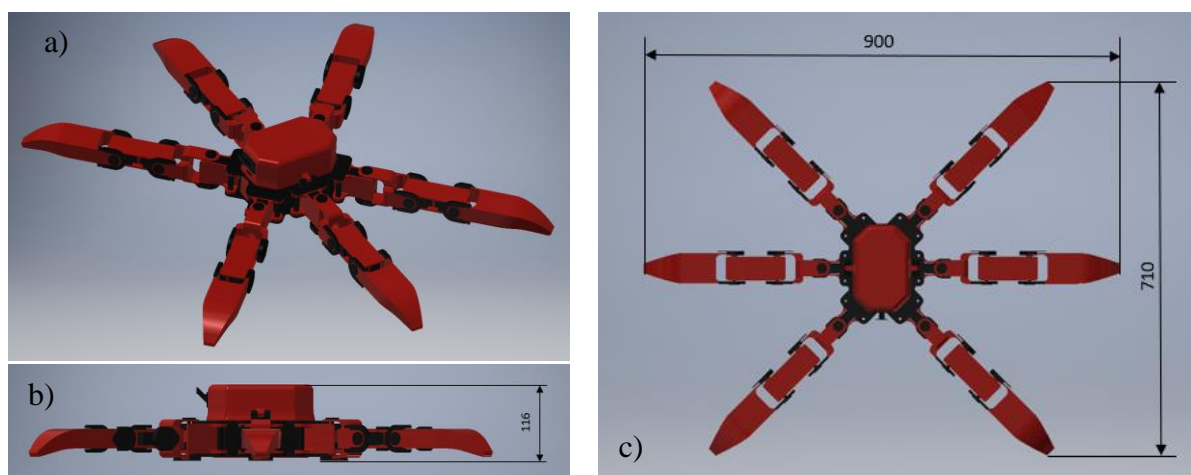
### 2. Proces projektowania

Podczas opracowywania koncepcji mobilnej przyjęto następujące założenia projektowe:

- a) stabilność platformy na równej, pochylej i grząskiej powierzchni,
- b) możliwość wspinania się i pokonywania różnych przeszkód,

c) stabilność ruchu i możliwie równomierny nacisk na podłoże.

Do zaprojektowania mobilnej platformy użyto systemu wspomagania komputerowego Autodesk Inventor [2]. Konstrukcja (Rys.1) posiada centralny korpus i sześć nóg. Wysoka stabilność ruchu jest wynikiem zastosowania liczby nóg, która pozwala na uzyskanie równomiernego nacisku na podłoże w sześciu oddalonych od siebie punktach (co najmniej trzy nogi są zawsze w kontakcie z podłożem).



Rys. 1. Projekt mobilnej platformy: a) widok izometryczny, b) minimalna wysokość konstrukcji, c) maksymalny rozstaw nóg

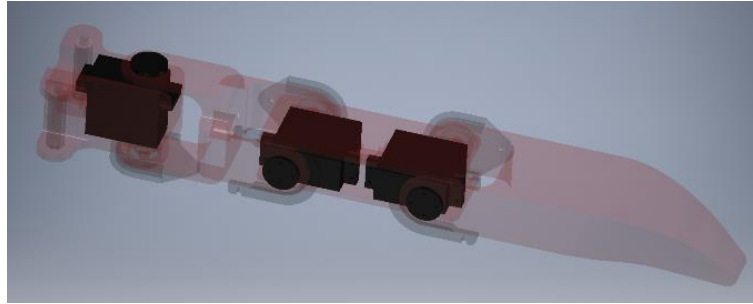
Fig. 1. Mobile platform layout: a) isometric view, b) minimum structure height, c) maximum leg spacing

Zaprojektowane elementy powstały z użyciem technologii wytwarzania przyrostowego (tzw. druku 3D). Technologia ta umożliwia wykonanie skomplikowanych elementów o nieregularnym kształcie w relatywnie krótkim czasie, co byłoby bardzo utrudnione lub nawet niemożliwe do uzyskania z wykorzystaniem innych technologii. Przed procesem druku pliki zaprojektowanych elementów zostały zaimportowane do jednego z popularnych programów przeznaczonych do druku 3D, Ultimaker Cura [3].

### 3. Układ sterowania

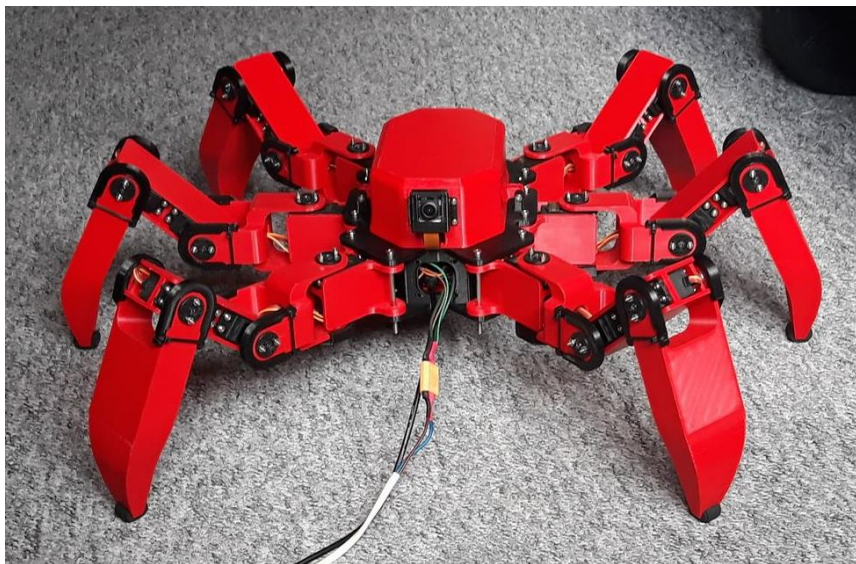
Do sterowania konstrukcji zostały użyte Arduino Uno [4] i Raspberry Pi 3B+ [5], co pozwoliło na podzielenie zadań systemu na dwie płytki i ułatwiło zadanie tworzenia oprogramowania. Został także zastosowany sterownik serwomechanizmów z komunikacją I2C [6], który umożliwia równoległe sterowanie wieloma silnikami. Dodatkowo pozwoliło to na zmniejszenie ilości przewodów wewnątrz mobilnej platformy. Jako główne zasilanie zastosowano zasilacz POS-100-5-C [7], który dostarcza energię elektryczną do 18 serwomechanizmów. Do zasilenia układów logicznych, kamery i czujników zastosowano przenośny akumulator, tzw. powerbank, który został umieszczony wewnątrz platformy mobilnej.

Na Rys. 2 przedstawiono rozmieszczenie serwomechanizmów w jednej z nóg platformy mobilnej. Podnoszenie nogi jest możliwe dzięki poziomemu ułożeniu dwóch silników. Silnik umieszczony w nodze odpowiedzialny za przemieszczanie platformy mobilnej jest ustawiony pionowo przy korpusie.

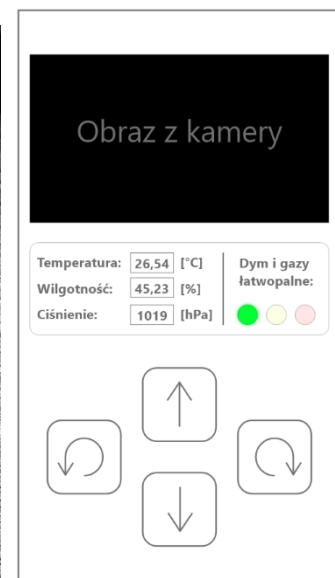


Rys. 2. Widok układu serwo mechanizmów w pojedynczej nodze  
 Fig. 2. View of servo system in a single leg

Na Rys. 3 został przedstawiony gotowy do pracy model platformy mobilnej wraz z zainstalowaną elektroniką.



a)



b)

Rys. 3 a) Widok gotowej platformy mobilnej, b) rozmieszczenie elementów na stronie internetowej

Fig. 3 a). View of the ready-to-use mobile platform, b) arrangement of elements on the website

Sterowanie platformą mobilną odbywa się przy pomocy dedykowanej strony internetowej (Rys. 3b), wyświetlanej na ekranie urządzenia mobilnego, takiego jak smartfon lub tablet. Na stronie w czasie rzeczywistym są wyświetlane informacje w postaci obrazu z kamery i danych z czujników, w tym pokazany w sposób graficzny (trzy kółka w różnych kolorach) stan powietrza i zagrożenie wybuchem. Zielony kolor oznacza strefę bezpieczną, żółty oznacza możliwe zagrożenie, a czerwony kolor oznacza strefę niebezpieczną z dużym stężeniem gazu łatwopalnego.

Strona internetowa została zaprojektowana z wykorzystaniem biblioteki React.js [7], który jest rozszerzeniem języka programistycznego JavaScript. Za wygląd strony odpowiada kaskadowy arkusz stylów (CSS), który odpowiada za ułożenie, jak i kolorystykę wyświetlanych elementów. Za opis struktury informacji zawartej na stronie internetowej odpowiada hipertekstowy język znaczników (HTML).

Sekwencje ruchów zostały napisane w języku C++ i zostały wgrane do pamięci płytki Arduino Uno. Wyzwolenie konkretnej akcji odbywa się na ekranie, gdzie następnie za pośrednictwem Raspberry Pi 3B+ i komunikacji UART [8] akcja jest przekazywana do płytki Arduino Uno a stąd do sterownika serwomechanizmów.

#### 4. Podsumowanie

Celem pracy było opracowanie mobilnej platformy do zdalnej kontroli bezpieczeństwa w pomieszczeniach. Zdecydowano się na stabilną konstrukcję, która posiada łącznie sześć punktów podparcia, przy czym podczas chodzenia są to zawsze minimum trzy punkty. Całość została zaprojektowana w środowisku CAD, w programie Autodesk Inventor. Na etapie projektowania należało uwzględnić liczne aspekty, na które platforma mobilna musi być przygotowana podczas docelowej pracy.

Platforma mobilna została wykonana za pomocą technologii druku 3D. Wszystkie elementy nośne zostały wykonane z filamentu z PLA, który jest lekki i bezpieczny dla użytkownika podczas procesu druku oraz nie wydziela gazów drażniących drogi oddechowe.

System został podzielony na dwa różne mikrokontrolery. Pozwoliło to na przyspieszenie procesu programowania i kompilowania całego systemu wraz z podziałem odpowiedzialności konkretnych modułów. Zaprogramowane moduły odpowiedzialne za system poruszania zostały wgrane do pamięci płytki Arduino Uno, a moduły odpowiedzialne za komunikację bezprzewodową i zbieranie informacji z otoczenia zostały zainstalowane na platformie komputerowej Raspberry Pi 3B+.

Zaprojektowano również intuicyjny w użyciu interfejs do obsługi platformy z wykorzystaniem urządzeń mobilnych, takich jak smartfon czy tablet.

#### Literatura

1. Roboty mobilne do zastosowań specjalnych, <https://piap.pl/produkt/roboty-mobilne-do-zastosowan-specjalnych/> (dostęp: 14.06.2021).
2. Oprogramowanie Autodesk Inventor, <https://www.autodesk.pl/products/inventor/overview?term=1-YEAR> (dostęp: 14.06.2021).
3. Ultimaker Cura: Powerful, easy-to-use 3D printing software, <https://ultimaker.com/software/ultimaker-cura> (dostęp: 11.06.2021).
4. Arduino Uno, <https://www.arduino.cc/en/guide/introduction> (dostęp: 11.06.2021).
5. Raspberry Pi 3B+, <https://www.raspberrypi.org/products/raspberry-pi-3-model-b-plus/> (dostęp: 11.06.2021).
6. Sterownik serwomechanizmów, <https://www.adafruit.com/product/1411> (dostęp: 11.06.2021).
7. Dokumentacja biblioteki React.js, <https://pl.reactjs.org/docs/getting-started.html> (dostęp: 11.06.2021).
8. Kurs Arduino - #3 - UART (komunikacja z PC), <https://forbot.pl/blog/kurs-arduino-uart-komunikacja-z-komputerem-pc-zmienne-id3836> (dostęp: 11.06.2021).

# ANALIZA MES TARCZ ZE WZMOCNIENIAMI WEWNĘTRZNYMI OBCIĄŻONYCH DYNAMICZNIE

**inż. MATEUSZ BUDZIŃSKI**

Mechanika i Budowa Maszyn, Semestr III, 2 stopień

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

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono sposób modelowania metodą elementów skończonych (MES) oraz analizy przemieszczeń tarcz ze sztywnymi wzmocnieniami wewnętrznymi obciążonych statycznie i dynamicznie. Rozważano dwa przypadki: tarczę kołową z włóknem pionowym oraz tarczę prostokątną z wielokrotnymi włóknami. Wyniki dla tarczy kołowej porównano z rozwiązaniami otrzymanymi metodą elementów brzegowych (MEB) i uzyskano bardzo dobrą zgodność przemieszczeń. Zbadano wpływ wzmocnienia na sztywności tarcz.



## FEM ANALYSIS OF PLATES WITH INTERNAL REINFORCEMENTS UNDER DYNAMIC LOADS

**Abstract.** In this article modeling by the finite element method (FEM) and an analysis of displacements of plates with rigid internal reinforcements under static and dynamic loads were presented. Two cases were considered: a circular disc with vertical fibre and a rectangular plate with multiple fibres. The results for the circular disc were compared with the solutions obtained by the boundary element method (BEM) and a very good agreement was obtained. The influence of the reinforcement on the stiffness of the plates was investigated.

### 1. Wprowadzenie

Materiały kompozytowe to materiały o strukturze niejednorodnej złożone z dwóch lub więcej komponentów (faz) o różnych właściwościach [1]. Komponenty kompozytu są połączone w odpowiedni sposób, pozwalając na uzyskanie materiału o nowych właściwościach, innych niż właściwości składników kompozytu. Wyróżniamy kilka rodzajów materiałów kompozytowych, takich jak kompozyty strukturalne, laminaty, mikro i nanokompozyty, czy stopy strukturalne. Każdy z materiałów kompozytowych posiada unikalne właściwości materiałowe zależne m. in. od materiałów składowych, czy udziału procentowego osnowy i wzmocnienia wewnętrznego. Aby ustalić właściwości materiałowe danego połączenia kompozytowego można przeprowadzić analizy numeryczne, sprawdzające, jakie połączenie jest bardziej odpowiednie dla danego zastosowania.

W artykule rozpatrywano kompozyty strukturalne, wzmocnione idealnie sztywnymi włóknami wewnętrznymi. Włókna mogą być traktowane jako idealnie sztywne jeżeli ich sztywność jest znacznie większa niż osnowy. Taki podejście znacznie upraszcza sposób modelowania kompozytów. Do analizy kompozytów wykorzystano metodę elementów skończonych [2]. Poprawność rozwiązań sprawdzono przez porównanie przemieszczeń wyznaczonych MES z rozwiązaniami MEB. Porównano przemieszczenia przy obciążeniu statycznym z maksymalnymi przemieszczeniami przy obciążeniu dynamicznym.



## 2. Analiza kompozytów w programie ANSYS

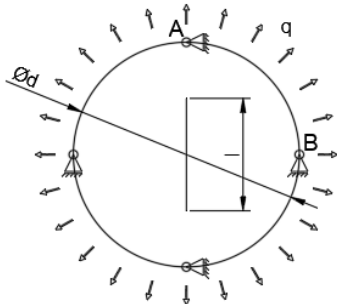
Badania kompozytów w programie metody elementów skończonych ANSYS rozpoczynają się od przygotowania geometrii badanego układu [3]. Należy zamodelować tarczę jako układ dwuwymiarowy o ustalonych wymiarach i właściwościach materiałowych. Następnie korzystając z funkcji programu ANSYS, jakimi są funkcje „named selection” oraz „remote point”, należy zamodelować wzmocnienie wewnętrzne. ANSYS umożliwia modelowanie włókien zarówno idealnie sztywnych jak i takich, którym przypisane są określone właściwości materiałowe. Dzięki odpowiedniemu modelowaniu włókien możliwe jest badanie materiałów kompozytowych o dowolnym usytuowaniu, długości oraz liczbie włókien wewnętrznych.

## 3. Przykłady numeryczne

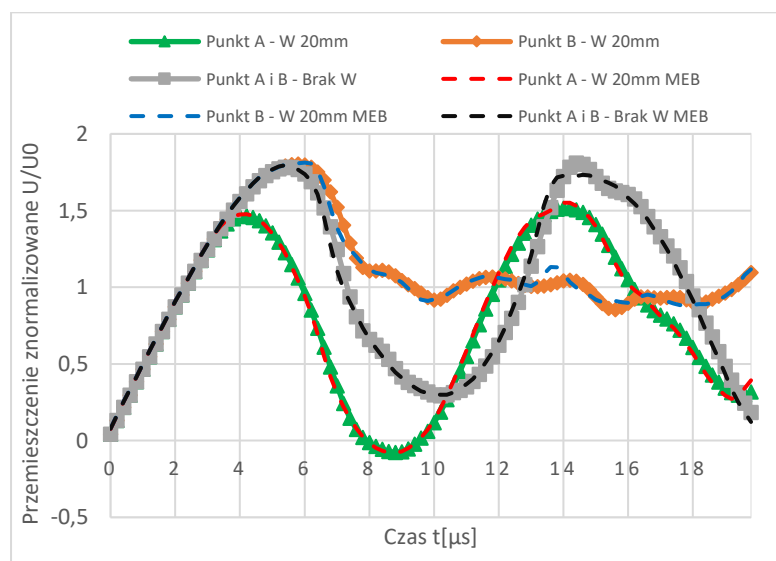
W ramach pracy zbadano dwie tarcze obciążone statycznie i dynamicznie. Tarcze wykonane są z materiału o module Younga  $E=2 \cdot 10^5$  MPa, współczynnika Poissona  $\nu=0.3$  oraz gęstości  $\rho=8000$  kg/m<sup>3</sup>, które znajdują się w płaskim stanie odkształcenia. Wartość siły powierzchniowej rozciągającej tarczę wynosi  $q=10^5$  Pa. W przypadku obciążenia dynamicznego przyjęto, że obciążenie jest nagle przyłożone w chwili początkowej, a następnie ma stałą wartość.

### 3.1. Analiza tarczy kołowej

Zbadano zachowanie rozciąganej tarczy kołowej z włóknem wewnętrznym skierowanym pionowo. Rozpatrywano tarczę o średnicy  $d=40$  mm. Tarcza zawiera idealnie sztywne włókno o długości  $l$ , która jest zmienna w przedziale od 12 do 32 mm (rys. 1) [4]. Tarczę utwierdzoną na czterech podporach przesuwnych znajdujących się w osiach symetrii tarczy poddano rozciąganiu siłami skierowanymi w kierunku promieniowym. Usztywnienie modelowano w dwojaki sposób. Pierwszy sposób modelowania to wprowadzenie sztywnego włókna, a drugi to wprowadzenie utwierdzenia węzłów w miejscu wprowadzenia włókna. Wyniki analiz zaprezentowano w tabeli 1. Przemieszczenia tarczy  $U$  znormalizowano tj. podzielono przez wartość przemieszczenia punktu A dla obciążenia statycznego tarczy bez włókna  $U_0$ .



Rys.1. Model tarczy kołowej  
Fig.1. Model of circular plate



Rys.2. Przemieszczenia punktów A i B  
Fig.2. Displacements of points A and B

Tabela 1. Znormalizowane przemieszczenia punktów A i B tarczy kołowej obciążonej statycznie

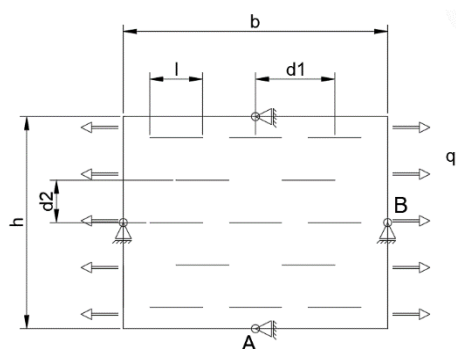
Table 1. Normalized displacements of points A and B of the circular plate statically loaded

Długość włókna	Utwardzenie		Włókno	
	A	B	A	B
12mm	0,916	1,050	0,916	1,051
16mm	0,854	1,081	0,854	1,082
20mm	0,775	1,114	0,775	1,114
24mm	0,680	1,146	0,680	1,146
28mm	0,566	1,173	0,566	1,173
32mm	0,430	1,195	0,430	1,195

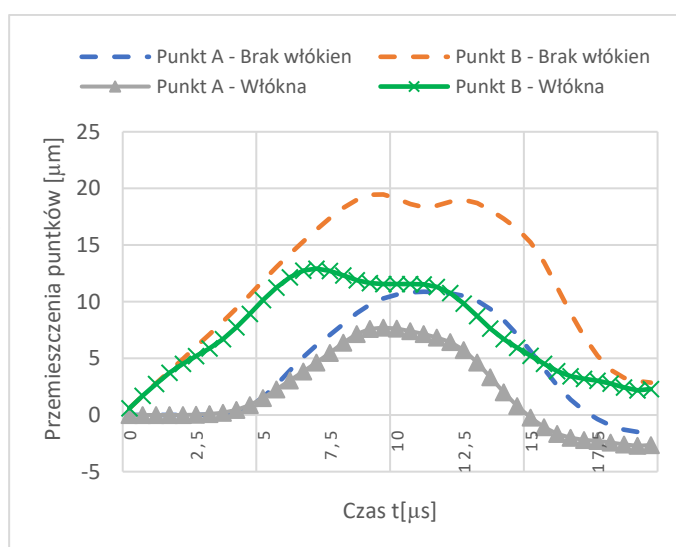
Przemieszczenia punktów A i B przy sztywnym utwierdzeniu obszaru włókna i sztywnego modelu włókna są zgodne. Zależność od czasu przemieszczeń punktów A i B przedstawiono dla włókna o długości  $l=20$  mm na rys. 2. Przemieszczenia punktów w przypadku obciążenia statycznego i dynamicznego zmieniają się wraz ze wzrostem długości włókna. Na osi włókna, w punkcie A następuje zmniejszenie przemieszczeń, tym samym wzrost sztywności materiału. W punkcie B, który leży na osi symetrii normalnej do osi włókna, przemieszczenia rosną. Wyniki analiz MES pokrywają się z dużą dokładnością z wynikami uzyskanych metodą elementów brzegowych [4].

### 3.2. Analiza tarczy prostokątnej

Zbadano zachowanie rozciąganej tarczy prostokątnej posiadającej większą liczbę włókien. Tarcza ma wymiary  $b=50$  mm oraz  $h=40$  mm. W tarczy znajduje się 13 idealnie sztywnych włókien, o rozmieszczeniu jak zaprezentowano na rys. 3. Długość włókien jest stała i wynosi  $l=10$  mm. Odległość włókien w kierunku poziomym jest równa  $d1=15$  mm, a w kierunku pionowym  $d2=8$  mm [5]. Wyniki analiz zaprezentowano w tabeli 2.



Rys.3. Model tarczy prostokątnej  
Fig.3. Model of rectangular plate



Rys.4. Przemieszczenia punktów A i B  
Fig.4. Displacements of points A and B

Tabela 2. Przemieszczenia punktów A i B [ $\mu\text{m}$ ]  
 Table 2. Displacements of points A and B [ $\mu\text{m}$ ]

Punkt	Obciążenie statyczne		Obciążenie dynamiczne	
	Bez włókien	Z włóknami	Bez włókien	Z włóknami
A	3,90	2,44	10,9	7,72
B	11,4	7,84	19,5	12,9

W przypadku obciążenia dynamicznego przedstawiono maksymalne wartości przemieszczeń w rozpatrywanym okresie czasu. Zależność od czasu przemieszczeń punktów A i B przedstawiono na rys. 4. Wartości przemieszczenia punktów A i B po wprowadzeniu włókien do tarczy maleją. Tym samym sztywność kompozytu wzrasta. Przemieszczenia punktu B na osi wzdłuż, której skierowane są włókna i obciążenie maleje niemal o połowę. Przemieszczenia punktu A także maleją nieznacznie. Wprowadzenie włókien do tarczy spowodowało zwiększenie jej sztywności.

#### 4. Podsumowanie i wnioski

Na podstawie przedstawionych przykładów zastosowania wzmocnienia wewnętrznego w tarczach, wyciągnąć można następujące wnioski:

- Przedstawiony sposób modelowania włókien wewnętrznych jest poprawny. Wyniki uzyskane metodą elementów skończonych są zgodne z wynikami uzyskanymi metodą elementów brzegowych. W przypadku nieruchomego włókna przemieszczenia są zgodne z przemieszczeniami dla tarczy ze sztywno utwierdzonymi węzłami wzdłuż wzmocnienia.
- Przemieszczenia przy obciążeniu dynamicznym są znacznie większe niż przy obciążeniu statycznym.
- Wprowadzenie włókien do tarczy, a także zwiększenie ich długości, powoduje wzrost sztywności kompozytu w kierunku włókien.
- Zaprezentowany sposób modelowania włókien pozwala na badanie układów o dowolnym usytuowaniu, długości oraz liczbie włókien wewnętrznych.

#### Literatura

1. Rajczyk M., Stachecki B. Współczesne materiały kompozytowe. Wybrane kierunki rozwoju nowych technologii, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa (2011).
2. Rakowski G., Kacprzyk Z., Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2016).
3. ANSYS Theory Reference, Release 5.6, ANSYS Inc. Canonsburg, 1999.
4. Fedeliński P., Effective elastic properties of composites with randomly distributed thin rigid fibres, Archive of Applied Mechanics, Vol. 91, No 1, s. 135-149 (2020).
5. Fedeliński P., Computer modeling and analysis of microstructures with fibres and cracks, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, Vol. 54, No. 2, s. 242-249 (2012).

## OPRACOWANIE PRE- I POSTPROCESORA DLA PROGRAMU MEB W ŚRODOWISKU ANSYS WORKBENCH MECHANICAL

inż. BARBARA CISZYŃSKA

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Jacek Ptaszny, prof. PŚ

**Streszczenie.** Celem pracy jest opracowanie pre- i postprocesora dla programu metody elementów brzegowych (MEB) w środowisku ANSYS Workbench Mechanical. Jest to narzędzie, które umożliwia zapisanie wszystkich potrzebnych danych do wykonania obliczeń z bazy programu Mechanical oraz uruchomienie programów MEB, a następnie pozwala wyświetlić wszystkie wyniki analizy z wykorzystaniem uzyskanych plików wyjściowych w sposób graficzny. Działanie rozszerzenia jest przedstawione na podstawie analizy modelu pustki sferycznej w obszarze nieograniczonym.



### DEVELOPMENT OF PRE- AND POSTPROCESSOR FOR BEM PROGRAM IN THE ANSYS WORKBENCH MECHANICAL ENVIROMENT

**Abstract.** This work aimed to develop pre- and postprocessor for a boundary element method (BEM) code in ANSYS Workbench Mechanical. This tool enables saving all the necessary data to perform calculations by the boundary element method from the Mechanical program database and to execute the BEM programs, then displays all the results graphically. The operation of the extension is presented in an example of a solid body with spherical cavity.

#### 1. Wprowadzenie

Metoda elementów brzegowych (MEB) jest ogólną metodą numeryczną, której istotą jest sprowadzenie matematycznego opisu problemu brzegowego, czy też brzegowo początkowego (zadania opisanego równaniem różniczkowym i warunkami jednoznaczności), do postaci równania całkowego, które jest mu równoważne [1]. MEB może być metodą konkurencyjną do MES i posiada wiele zalet. MEB wymaga dyskretyzacji jedynie brzegu obszaru, co może znacznie przyspieszyć przygotowanie modelu i obliczenia numeryczne. Metoda umożliwia również analizę układów w obszarze nieograniczonym. W wielu przypadkach rozwiązanie tą metodą może okazać się dokładniejsze od MES [1, 3]. Wadą MEB jest mała liczba ogólnych programów komputerowych, które pozwalają na przystępne przygotowanie modelu i wizualizację wyników. Należy stwierdzić, że środowisko ANSYS Workbench oferuje rozbudowane możliwości w zakresie pre- i postprocessingu. Z tego powodu zdecydowano się na przygotowanie rozszerzenia dla programu MEB z wykorzystaniem narzędzia ANSYS ACT.

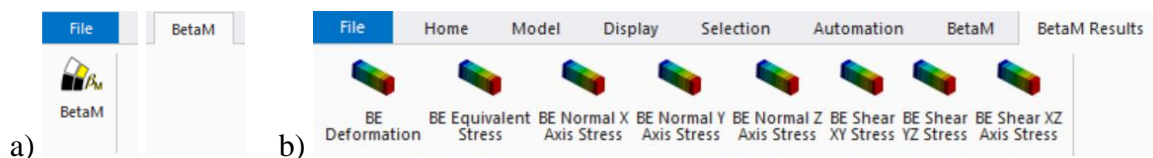
Application Customization Toolkit (ACT) to dodatkowy moduł środowiska ANSYS Workbench oparty na języku programowania Python oraz języku znaczników XML, który jest dostępny dla różnych produktów ANSYS [2]. Rozszerzenie ACT składa się z co najmniej jednego pliku XML oraz pliku skryptowego w języku programowania Python. Plik XML

definiuje właściwości rozszerzenia, konfiguruje interfejs użytkownika oraz wiąże aplikację z funkcjami skryptowymi, a także odpowiada za konfigurację niestandardowych obciążeń i wyników. Plik skryptowy w języku Python, który jest umieszczany w folderze o tej samej nazwie jak plik XML, zawiera funkcje, które odpowiadają za działanie i funkcjonalność rozszerzenia oraz obsługują dostęp do zewnętrznych bibliotek [2].

## 2. Rozszerzenie Boundary Element Tool for ANSYS Mechanical - BetaM

Praca nad rozszerzeniem jest kontynuacją pracy [2] dotyczącej przygotowania modułu do modelowania układów metodą elementów brzegowych w środowisku ANSYS Workbench. Rozszerzenie uwzględnia analizę przestrzennych układów liniowosprężystych przy zastosowaniu elementów powierzchniowych 8-węzłowych o kwadratowych funkcjach kształtu. Zadaniem opracowanego narzędzia jest przygotowanie danych do analizy MEB zgodnie z odpowiednim formatem, który wraz z kodem, na którym jest ono testowane są opisane w książce [1].

Po załadowaniu rozszerzenia jest ono dostępne w programie ANSYS Workbench Mechanical. W pasku narzędzi pojawiają się dwie dodatkowe zakładki o nazwach „BetaM” oraz „BetaM Results” (Rys. 1). Pierwsza zakładka zawiera ikonę, która odpowiada za utworzenie obiektu w drzewie projektu, o nazwie „Boundary element analysis”. Po przygotowaniu odpowiedniego modelu powierzchniowego z zadanymi warunkami brzegowymi (aktualnie istnieje możliwość zadania podpory stałej „Fixed Support”, przemieszczenia „Displacement” oraz ciśnienia „Pressure” jako siły powierzchniowej) możliwe jest uruchomienie akcji „Generate INPUT files and solve”, która odpowiada za zapisanie plików wejściowych analizy oraz uruchomienie obliczeń MEB i zapisanie wyników. Po wykonaniu obliczeń numerycznych i wyznaczeniu przemieszczeń oraz naprężeń MEB możliwe jest wyświetlenie wyników i legend w sposób graficzny. Po przejściu do zakładki „BetaM Results” użytkownik może wybrać obiekty odpowiedzialne za wyświetlenie wyników przemieszczeń, naprężeń zredukowanych Hubera-Misesa oraz poszczególnych składowych tensora stanu naprężenia. W celu wyświetlenia wyników należy najpierw uruchomić rozwiązanie modelu wybierając polecenie „Solve”. Wyświetlenie wyników przy odkształconym modelu jest możliwe, jeśli użytkownik skorzysta z obiektu „External Data”, do którego konieczne jest wgranie plików wygenerowanych przez rozszerzenie z posortowanymi wynikami przemieszczeń dla poszczególnych węzłów. Dzięki takiemu rozwiązaniu możliwe jest wyświetlenie wyników MEB oraz poszczególnych map przemieszczeń i naprężeń przy odkształconym modelu.



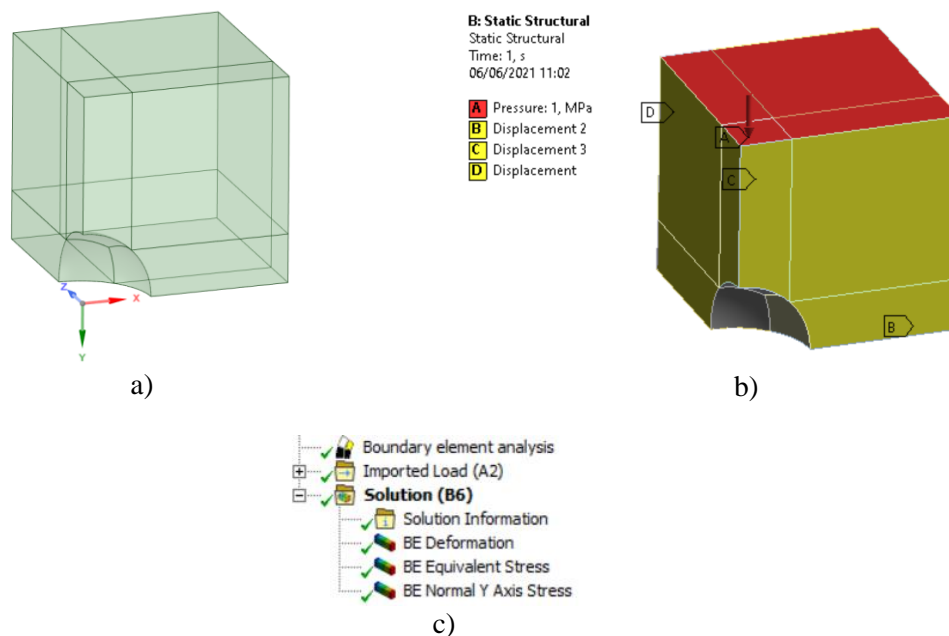
Rys. 1. Nowe zakładki interfejsu programu Mechanical: a) BetaM b) BetaM Results

Fig. 1. New tabs of the Mechanical program: a) BetaM b) BetaM Results

## 3. Analiza modelu pustki sferycznej w obszarze nieograniczonym

W celu sprawdzenia poprawności działania rozszerzenia została przygotowana analiza modelu obszaru nieograniczonego zawierającego pustkę sferyczną, który jest ściskany

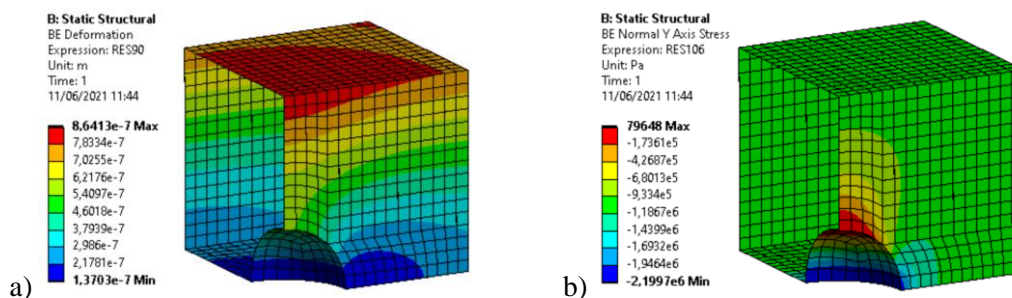
w jednym kierunku [1]. Cały obszar był modelowany jako sześcian. Średnica pustki była 3 razy mniejsza od krawędzi sześcianu. Ze względu na symetrię analizowana była 1/8 modelu. Przygotowana geometria powierzchniowa (Rys. 2a) została podzielona na powierzchnie biparametryczne w celu utworzenia regularnej siatki powierzchniowych elementów skończonych, która składa się z elementów typu „Quad8”. Zadano materiał „Structural Steel”. Każdej powierzchni symetrii został odebrany z wykorzystaniem funkcji „Displacement” jeden stopień swobody odpowiadający symetrii, natomiast na górnej powierzchni zostało przyłożone ciśnienie o wartości  $p = 1$  MPa (Rys. 2b). Aktualnie rozszerzenie nie posiada możliwości zapisania danych dla obciążenia zależnego od wektora normalnego do brzegu w danym punkcie, stąd analiza MEB jest przeprowadzana dla obszaru ograniczonego. Zamodelowanie układu jako nieograniczonego jest możliwe przez zastosowanie metody superpozycji i zadanie sił powierzchniowych zależnych od wektora normalnego na powierzchni pustki [1]. Wybrane elementy rozszerzenia widoczne są w drzewie projektu jako nowe obiekty (Rys. 2c).



Rys. 2. Model układu: a) brzeg, b) warunki brzegowe, c) drzewo projektu z nowymi obiektami

Fig. 2. Model of the structure: a) boundary, b) boundary conditions, c) project tree with new objects

Po zapisaniu plików wejściowych, przeprowadzeniu obliczeń MEB i zapisaniu plików wyjściowych, a także skorzystaniu z narzędzia „External Data” wyświetlone zostały wyniki przemieszczeń „BE Deformation” oraz naprężenia normalne w kierunku osi, wzdłuż której zostało przyłożone ciśnienie – osi Y (Rys. 3). Uzyskane wyniki przemieszczeń oraz naprężeń zostały porównane z wynikami analizy MES oraz z rozwiązaniem analitycznym (Tabela 1). Maksymalne przemieszczenia występują na powierzchni, do której zostało przyłożone obciążenie siłą powierzchniową i skupiają się nad pustką znajdującą się wewnątrz obszaru. Najmniejsze przemieszczenia występują na przecięciu powierzchni sfery i płaszczyzny prostopadłej do zadanego obciążenia. Największe co do wartości bezwzględnej naprężenia normalne  $\sigma_Y$  w kierunku osi Y występują w tym samym miejscu. Liczba węzłów siatki MEB jest ponad sześciokrotnie mniejsza w stosunku do MES.



Rys. 3. Wyniki: a) mapa przemieszczeń wypadkowych, b) mapa naprężeń normalnych  $\sigma_Y$   
 Fig. 3. Results: a) resultant displacements map, b) map of normal stress  $\sigma_Y$

Tabela 1. Porównanie wyników analiz MEB oraz MES  
 Table 1. Comparison of the BEM and FEM results

	MEB – obszar ograniczony	MES – obszar ograniczony	Rozwiązanie analityczne – obszar nieograniczony [4]
Maksymalne przemieszczenie [m]	$8,6413 \cdot 10^{-7}$	$8,6413 \cdot 10^{-7}$	–
$\max( \sigma_Y )/p$	2,1997	2,2199	2,04545
Liczba węzłów siatki	4 610	30 179	–

#### 4. Wnioski

Opracowane rozszerzenie „BetaM” umożliwia przeprowadzenie obliczeń numerycznych MEB w sposób poprawny. Uzyskane wyniki MEB są zbliżone do wyników MES oraz do rozwiązania analitycznego. Różnica w stosunku do rozwiązania analitycznego wynika z braku zaimplementowanej procedury zadawania obciążenia zależnego od wektora normalnego do brzegu. Będzie to jedno z kolejnych zadań do rozwiązania w celu poprawienia funkcjonalności rozszerzenia. Dalsze prace nad rozszerzeniem będą dotyczyły dodania możliwości zadania większej ilości warunków brzegowych oraz automatyzacji wprowadzania danych przemieszczeń.

#### Literatura

1. Beer G., Smith I., Duenser Ch., The Boundary Element Method with Programming, SpringerWienNewYork, Verlag/Wien (2008).
2. Mazur A., Moduł do modelowania układów metodą elementów brzegowych w środowisku ANSYS Workbench, Praca dyplomowa magisterska, Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej, Politechnika Śląska, Gliwice (2018).
3. Ptaszny J., Analiza przestrzennych układów liniowosprężystych za pomocą szybkiej wielobiegunowej metody elementów brzegowych, Monografia, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2019).
4. Timoshenko S., Goodier JN, Theory of elasticity, McGraw-Hill, New York-Toronto-London (1951).

# OPTIMALIZACJA TOPOLOGICZNA I ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA TARCZY PROSTOKĄTNEJ

**inż. GRZEGORZ CZARNECKI**

Automatyka i Robotyka, AB5, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Witold Ogierman

**Streszczenie.** W ramach badań przeprowadzono optymalizację topologiczną i analizę wytrzymałościową tarczy prostokątnej. Założonym celem optymalizacji topologicznej jest minimalizacja podatności układu z uwzględnieniem ograniczenia związanego z narzuconym poziomem redukcji masy. Jako wyniki optymalizacji topologicznej wyłonione zostały kształty spełniające zadane kryteria i ograniczenia optymalizacji. Na ich podstawie utworzono modele numeryczne i przeprowadzono obliczenia wytrzymałościowe z zastosowaniem metody elementów skończonych.



## TOPOLOGY OPTIMIZATION AND STRENGTH ANALYSIS OF THE RECTANGULAR PLATE

**Abstract.** This study is devoted to topology optimization and strength analysis of rectangular plate. The objective of the optimization is a minimization of the compliance with respect to the constraint related to the desired mass reduction level. The optimal shapes of the plate which meet the optimization requirements have been determined. The numerical models for the strength analysis have been generated on the basis of the obtained shapes. The strength analysis was conducted by using the finite element method.

### 1. Wprowadzenie

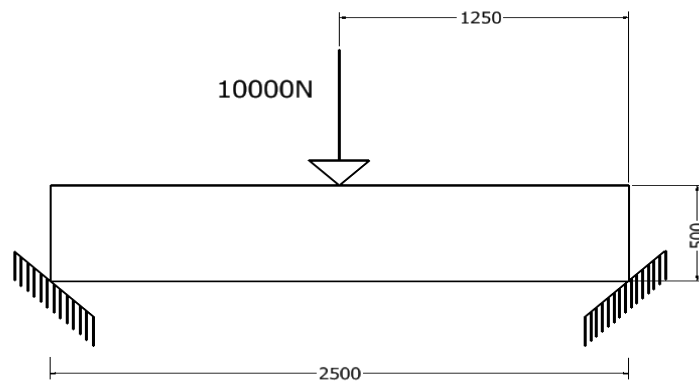
Celem pracy jest przeprowadzenie optymalizacji topologicznej tarczy prostokątnej oraz jej analiza wytrzymałościowa. Optymalizacja topologiczna polega na wyznaczeniu rozmieszczenia materiału w zadanej przestrzeni w taki sposób, aby dla zadanych warunków brzegowych uzyskany kształt był optymalny. W procesie optymalizacji poszukiwana jest minimalna lub maksymalna wartość funkcji celu z równoczesnym spełnieniem warunków ograniczających [1]. Z punktu widzenia mechaniki konstrukcji, często rozpatruje się zagadnienie minimalizacji podatności układu przy założeniu ograniczenia związanego z narzuconym poziomem redukcji masy. Optymalizacja prowadzona jest najczęściej w zadanym obszarze projektowym, który nie zmienia się w trakcie obliczeń. W trakcie iteracyjnej procedury optymalizacji w analizowanym obszarze pojawiają się podobszary, z których jest usuwany materiał, a wynikowy kształt jest określany przez pozostały materiał. W ramach pracy przeprowadzono również analizę wytrzymałościową, której celem jest określenie pól naprężeń oraz przemieszczeń dla modelu geometrycznego będącego wynikiem optymalizacji topologicznej. Do wykonania analizy wytrzymałościowej i optymalizacji topologicznej zostało zastosowane specjalistyczne oprogramowanie ANSYS, które jest oparte



na metodzie elementów skończonych [2,3]. Przedmiotem optymalizacji jest tarcza o prostokątnym obszarze początkowym, wykonana z jednorodnego, izotropowego materiału. Zostały wzięte pod uwagę trzy różne ograniczenia związane z poziomem redukcji masy tarczy. Wyniki uzyskane dla optymalnych modeli geometrycznych zostały porównane z wynikami odpowiadającymi geometrii bazowej (przed optymalizacją). Efektem realizacji obliczeń numerycznych jest zatem wyłonienie optymalnego kształtu tarczy w zależności od przyjętych kryteriów oraz określenie pól naprężeń i przemieszczeń.

## 2. Założenia optymalizacji

Celem przeprowadzenia optymalizacji topologicznej jest minimalizacja podatności układu przy założeniu ograniczenia związanego z narzuconym poziomem redukcji masy. Analizie poddana została tarcza utwierdzona w dwóch punktach oraz obciążona siłą skupioną o wartości 10000 N (rys. 1). Jako obszar optymalizacji topologicznej brana była pod uwagę cała powierzchnia tarczy z wyłączeniem punktów związanych z zadanymi warunkami brzegowymi. W ramach niniejszej pracy zostały dobrane trzy różne poziomy redukcji masy, odpowiednio 25%, 50% i 75%.

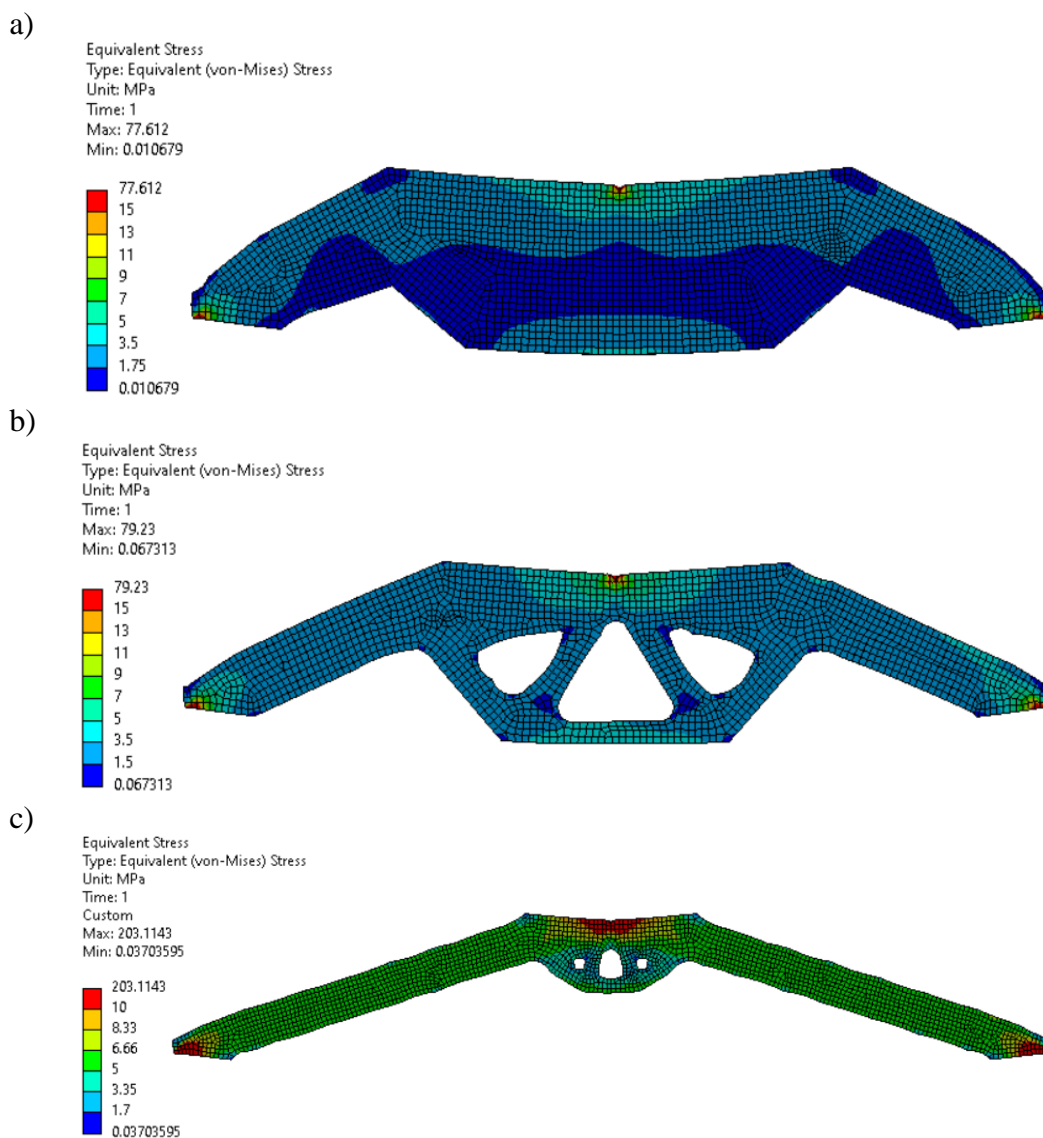


Rys. 1. Wymiary obszaru optymalizacji oraz schemat przyjętych warunków brzegowych

Fig. 1. Dimensions of the optimization domain and scheme of the applied boundary conditions

## 3. Wyniki optymalizacji topologicznej oraz analizy wytrzymałościowej

Na rys. 2 przedstawione zostały wyniki w postaci map naprężenia zredukowanego uzyskane dla modeli geometrycznych o kształcie będącym wynikiem optymalizacji topologicznej. Wyniki przedstawiono dla trzech założonych poziomów redukcji masy. Można zaobserwować odmienny charakter rozkładu naprężenia dla poszczególnych wariantów, natomiast wyniki są symetryczne względem osi przyłożenia siły. Maksymalne wartości naprężenia zredukowanego oraz przemieszczenia wypadkowego dla poszczególnych wariantów zestawiono w tabeli 1. Dodatkowo, szczegółowej analizie poddane zostały cztery wybrane punkty tarczy (rys. 3). Punkty zostały zlokalizowane w charakterystycznych obszarach szczególnie narażonych na koncentrację naprężenia, każdy punkt ma określone współrzędne względem układu globalnego usytuowanego w lewym dolnym rogu modelu. Dla każdego wariantu redukcji masy punkty są umieszczone w tym samym miejscu. Wartości naprężenia zredukowanego wyznaczone dla wspomnianych punktów zawarto w tabeli 2.

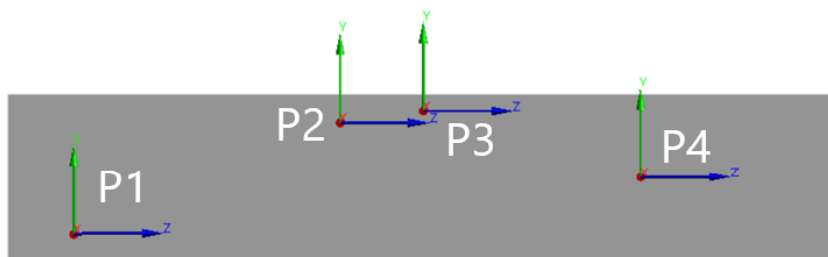


Rys. 2. Rozkład naprężenia zredukowanego wg. hipotezy Hubera-Misesa dla modeli geometrycznych będących wynikiem optymalizacji topologicznej z uwzględnieniem poziomu redukcji masy: a) 25%, b) 50%, c) 75%

Fig. 2. Distribution of Huber-Mises stress for geometrical models obtained as a result of the topology optimization involving the following mass reduction levels: a) 25%, b) 50%, c) 75%

Tabela 1. Zestawienie maksymalnych naprężeń zredukowanych i maksymalnych przemieszczeń wypadkowych w zależności od zastosowanej redukcji materiału  
 Table 1. Summary of maximum stresses and resultant displacements depending on the mass reduction level

	Poziom redukcji masy			
	0%	25%	50%	75%
Maksymalne naprężenie zredukowane, MPa	52.56	77.61	79.23	203.11
Maksymalne przemieszczenie wypadkowe, mm	0.057	0.064	0.079	0.141



Rys. 3. Charakterystyczne punkty, dla których przeprowadzono szczegółową analizę wartości naprężenia

Fig. 3. Characteristic points for a detailed stress analysis

Tabela 1. Naprężenia redukowane wyznaczone dla punktów zaznaczonych na rys. 3  
Table 1. Huber-Mises stresses for points presented in Fig. 3.

Poziom redukcji masy	Naprężenie redukowane dla poszczególnych punktów			
	P1	P2	P3	P4
Geometria bazowa (bez redukcji masy)	2.19	3.14	5.51	1.52
25%	2.47	3.22	5.78	1.88
50%	3.26	3.41	5.82	2.69
75%	5.74	5.43	6.32	5.66

#### 4. Wnioski

W ramach niniejszego artykułu zaprezentowane zostały wyniki optymalizacji topologicznej w postaci kształtów spełniających zadane kryteria i ograniczenia optymalizacji. Na bazie wygenerowanych kształtów utworzono modele numeryczne i przeprowadzono analizy wytrzymałościowe z zastosowaniem metody elementów skończonych. Wyniki analiz wytrzymałościowych przedstawiono w postaci map naprężenia redukowanego. Szczególną uwagę poświęcono na porównanie otrzymanych wartości naprężenia w zależności od założonego poziomu redukcji masy co pozwala na ocenę własności poszczególnych wariantów kształtów w odniesieniu do ich masy. Istotnym aspektem pracy było porównanie nie tylko maksymalnych otrzymanych wartości naprężenia i przemieszczenia, ale wzięto pod uwagę ich analizę w kilku charakterystycznych punktach co pozwoliło na kompleksowe porównanie poszczególnych wariantów kształtu. Można zauważyć, że różnica w wartościach naprężeń i przemieszczeń jest znacznie mniejsza pomiędzy wariantami o redukcji masy 25% i 50% niż różnica pomiędzy wariantami o redukcji masy 50% i 75%.

#### Literatura

1. Kutylowski R., Optymalizacja topologii kontinuum materialnego, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław (2004)
2. Zienkiewicz O.C., Metoda Elementów Skończonych, Arkady, Warszawa, (1972)
3. Łaczek S., Wprowadzenie do systemu elementów skończonych ANSYS (Ver. 5.0 i 5-ED), Wydaw. Politechniki Krakowskiej, Kraków (1999)

## OPTIMALIZACJA RAMY DLA WYBRANEGO KRYTERIUM PRZY WYKORZYSTANIU SZTUCZNEGO SYSTEMU IMMUNOLOGICZNEGO

**inż. MICHAŁ DUDEK**

Automatyka i Robotyka, semestr I, 2 stopień

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

**Streszczenie.** Artykuł poświęcony jest przeprowadzeniu minimalizacji największych naprężeń zredukowanych występujących w ramie, przy użyciu sztucznego systemu immunologicznego. W artykule wykorzystane zostały analityczne obliczenia wytrzymałościowe. Przeprowadzono również obliczenia za pomocą metody elementów skończonych, następnie porównano otrzymane wyniki. Dla wybranej ramy napisany został program do obliczeń wytrzymałościowych w języku programowania C++, który w połączeniu z sztucznym systemem immunologicznym posłużył do jej optymalizacji.



### OPTIMALIZATION OF A FRAME FOR THE SELECTED CRITERION USING AN ARTIFICIAL IMMUNE SYSTEM

**Abstract.** The article is devoted to performing the minimalization of the highest equivalent stresses occurring in the rigid frame, using an artificial immune system. The article includes strength calculations and calculations by using the finite element method are made. The program written in the C++ programming language with artificial immune system in optimization process was used.

#### 1. Wprowadzenie

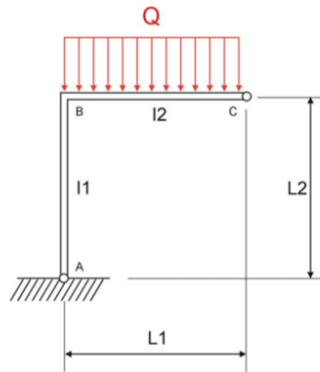
Optymalizacja jednokryterialna jest to proces znalezienia najlepszego rozwiązania w przeszukiwanym obszarze dopuszczalnych rozwiązań, z punktu widzenia określonego kryterium. W związku z tym należy określić funkcję celu, która będzie podlegać minimalizowaniu lub maksymalizowaniu. Jest to kryterium optymalizacyjne. Funkcja ta zależy od zmiennych projektowych. W niniejszym przypadku są to wymiary konstrukcyjne, jednak mogą być to również zadane obciążenia w postaci sił, momentów lub obciążeń ciągłych. Obszar poszukiwań określany jest za pomocą ograniczeń, które są zapisane w formie równania lub nierówności. Ograniczenia te mają duży wpływ na otrzymane rozwiązanie optymalne. Przykładami takich zmiennych mogą być m.in. długości prętów, parametry przekrojów dla których podawany jest przedział wartości, bądź masa układu albo ugięcia. Pewna grupa algorytmów optymalizacyjnych [1] wykorzystuje zastosowanie deterministycznych procedur. Algorytmy te swoją pracę rozpoczynają zwykle od losowo wybranego rozwiązania, po czym algorytm określa kierunek poszukiwań na podstawie informacji lokalnych oraz przeprowadza poszukiwanie optymalnego rozwiązania w wybranym kierunku [1]. Są to metody, które mogą doprowadzić jednak do rozwiązania lokalnego. Inną grupą algorytmów są algorytmy niedeterministyczne jak np. sztuczny system

immunologiczny. Zawierają one element losowości, nie ma gwarancji, że procedura uruchamiana wiele razy z tego samego punktu startowego oraz z tymi samymi parametrami metody, osiągnie za każdym razem ten sam punkt bliski optimum [5]. Przy odpowiednio dobranych parametrach metody te są odporniejsze na utknięcie w ekstremum lokalnym.

## 2. Obliczenia oraz założenia wstępne dla optymalizowanej ramy

Problem optymalizacji zdefiniowany był dla ramy, dla której kryterium optymalizacji dotyczyło minimalnych naprężeń redukowanych przy nałożonych ograniczeniach na maksymalne ugięcia wypadkowe oraz maksymalną masę.

Optymalizowanym układem jest dwuczęściowa rama z zadaniem obciążeniem ciągłym na jej poziomej części oraz utwierdzona w podstawie, wykonanej z materiału: stal konstrukcyjna S235 o gęstości wynoszącej  $7900 \frac{kg}{m^3}$  oraz module Younga 210 GPa, o prostokątnym przekroju ramy. Zmiennymi projektowymi były wymiary geometryczne ramy: długości poszczególnych ramion (rys. 1) oraz parametry profilu prostokątnego o wymiarach  $b \times h$ .



Rys. 1. Optymalizowana rama  
Fig. 1. Frame to optimize

Podczas optymalizacji ramy spełniony musiał być następujący warunek brzegowy:

$$Q = q \cdot L1 = \text{const} \quad (1)$$

gdzie:

- Q- całkowite obciążenie ciągłe,
- q- intensywność obciążenia ciągłego rozłożonego równomiernie,
- L1- długość ramienia na którym zadane jest obciążenie,
- L2- wysokość ramienia pionowego,
- I1- osiowy moment bezwładności przekroju poziomego ramienia,
- I2- osiowy moment bezwładności przekroju pionowego ramienia.

Funkcja celu dla podanego przypadku wyrażona była następującym wzorem:

$$J = \min [\max(\sigma_{\text{red}})] \quad (2)$$

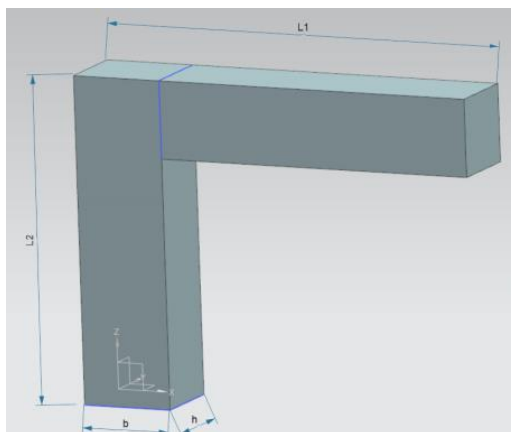
gdzie:

$\sigma_{\text{red}}$ - naprężenie redukowane.

Ograniczenia zostały narzucone na maksymalną masę nieprzekraczającą 35 kg oraz maksymalną strzałkę ugięcia na końcu ramy nieprzekraczającą 0.5 mm.

Optymalizacja ramy (rys. 2) przebiegła w zadanych przedziałach wyrażonych w [mm]:

$$\begin{aligned} 1 &\leq b \leq 100, \\ 1 &\leq h \leq 100, \\ 200 &\leq L1 \leq 500, \\ 100 &\leq L2 \leq 500. \end{aligned}$$



Rys. 2. Geometria ramy wraz z poszczególnymi parametrami  
Fig. 2. Geometry of the frame with individual parameters

Wielkości ugięcia oraz masy przy przyjęciu skrajnych wartości maksymalnych przedziałów to 1.19 mm i 79 kg. Przy przyjęciu wszystkich skrajnych wartości nie spełniony jest warunek ograniczający na masę układu oraz na ugięcie ramy, natomiast w procesie optymalizacji taki przypadek nie mógłby być brany do kolejnych obliczeń. Zatem możemy mieć taką sytuację, że pewne grupy zmiennych projektowych mogą dać rozwiązanie nie mieszczące się w obszarze dopuszczalnych rozwiązań.

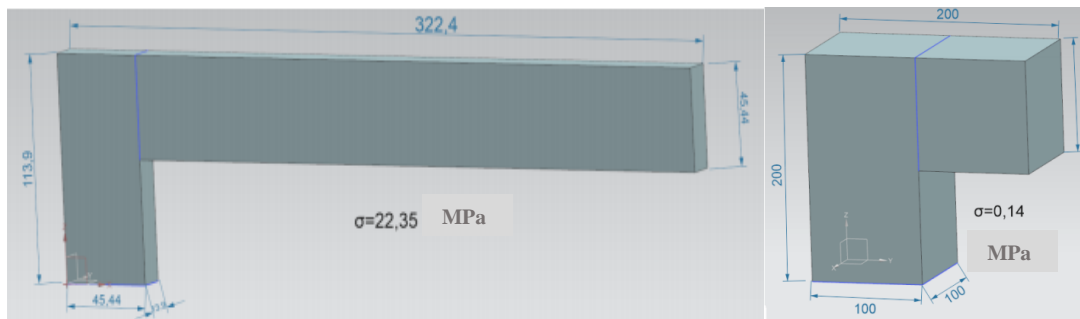
Wszystkie wyprowadzone równania analityczne dla danej ramy [3], posłużyły do napisania programu komputerowego, który liczył ugięcia wypadkowe oraz naprężenie redukowane dla tej ramy. Nazwa tego programu to solver.exe. Wyniki tego autorskiego programu porównano z wynikami otrzymanymi przy użyciu programu MES RAMA2D pobranego ze strony Katedry Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej ([www.mes.polsl.pl](http://www.mes.polsl.pl)). Program ten wykorzystuje metodę elementów skończonych [4] do wykonywania obliczeń. Model MES wykorzystywał liniowe elementy skończone. Liczba elementów skończonych wynosiła 50. Wyniki tego porównania przedstawiono w tabeli 1. Porównanie to miało na celu sprawdzenie czy wyprowadzone równania analityczne nie zawierają błędów.

Tabela 1. Porównanie wartości otrzymanych w programie MES oraz w sposób analityczny  
Table 1. Comparison of the values obtained in the MES program and analytic method

	Obliczenia analityczne	Obliczenia za pomocą programu MES	Błąd względny %
Największe ugięcie ramy [mm]	0,00769661	0,00763023	0,86
Największe naprężenia występujące w ramie [MPa]	22,35	22,708447	1,60

### 3. Optymalizacja

W celu wykonania optymalizacji ramy za pomocą sztucznego systemu immunologicznego [5] wykorzystano program solver.exe do obliczeń wytrzymałościowych. Program napisany był w języku C++ [6] by uzyskać kompatybilność z programem optymalizującym. W trakcie optymalizacji dla każdego przypadku wykonywane są obliczenia wytrzymałościowe tzn. wyznaczane są naprężenia redukowane [2] oraz ugięcia wypadkowe i obliczana jest masa. Dla każdego przypadku liczona jest również funkcja celu oraz sprawdzony jest warunek ograniczający. Działanie programu optymalizacyjnego przedstawiono dla ramy o odpowiednio dobranych parametrach sztucznego systemu immunologicznego. Parametrami tymi były: liczba komórek pamięci: 8, liczba klonów: 8, współczynnik zatłoczenia: 0,5 oraz prawdopodobieństwo mutacji Gaussa: 50 % [5]. Parametry te były dobrane na podstawie informacji uzyskanych z pozycji literaturowej [5]. Optymalizację przeprowadzono 10 razy uzyskując za każdym razem zbliżone wyniki. Na rysunku 3 przedstawiono przykładową ramę, dla której spełnione są wszystkie warunki ograniczające oraz ramę po optymalizacji.



Rys. 3. Ramy przed i po optymalizacji z zaznaczonymi otrzymanymi naprężeniami.  
Fig. 3. Frames before and after optimization with obtained stresses marked

### 4. Wnioski

Porównując rozwiązanie otrzymane po optymalizacji z przykładową ramą przedstawioną na rysunku 3 uzyskano zadowalające wyniki. Naprężenia redukowane zmniejszyły się z wartości 22,35 MPa dla przykładowej ramy do wartości 0,14 MPa dla optymalnej ramy. Strzałka ugięcia oraz masa w zoptymalizowanym układzie wynosiły odpowiednio 0.019 mm oraz 23.7 kg. Wartości te mieszczą się w zakresie dopuszczalnym nałożonych ograniczeń.

Na podstawie przedstawionych w artykule wyników optymalizacji ramy można stwierdzić, iż dzięki zastosowaniu sztucznego systemu immunologicznego można osiągnąć rozwiązanie optymalne. Wniosek taki można uzasadnić tym, że optymalizacja przeprowadzona była 10 razy dając za każdym razem zbliżone wyniki końcowe.

### Literatura

1. Figielska E., Algorytmy ewolucyjne i ich zastosowania, (2006).
2. Pietrzykowski M., Wytrzymałość materiałów. Wydawnictwo Polit. Warszawskiej (2010).
3. Misiak J., Mechanika ogólna. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne (2005).
4. Łodygowski T., Kąkol W., Metoda elementów skończonych w wybranych zagadnieniach mechaniki konstrukcji inżynierskich. Politechnika Poznańska (2003).
5. Poteralski A., Optymalizacja immunologiczna układów mechanicznych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej (2015).
6. Grębosz J., Symfonia C++. Wydawnictwo Edition (2008).

## STEROWANIE PARAMETRAMI LASERA PODCZAS MODELOWANIA MIKROOBRÓBKI NANOWARSTWY Cu

inż. MICHAŁ FIUK,

Mechatronika, semestr VII, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Jolanta Dziatkiewicz

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono analizę oddziaływań lasera na nanowarstwę miedzi do momentu uzyskania temperatury topnienia materiału. W trakcie badania zmieniano następujące parametry: intensywność wiązki lasera, liczbę ultrakrótkich impulsów lasera oraz czas trwania impulsów laserowych. Zamieszczono podstawowe informacje dotyczące mikroobróbki laserowej oraz zaprezentowano metodę obliczeń, tj. Metodę Różnic Skończonych. Omówiono dyskretyzację, model matematyczny źródła ciepła pochodzącego z wiązki lasera oraz wyniki badań uzupełnione odpowiednimi wnioskami.

## CONTROL OF LASER PARAMETERS DURING MODELING OF MICROMACHINING OF Cu NANOLAYER

**Abstract.** The article presents the analysis of laser interactions on the copper nanolayer until the material melting point is reached. The following parameters were changed during the study: laser beam intensity, number of ultrashort laser pulses and laser pulse duration. The article provides information on the thermophysical parameters of copper and models of lasers used for micromachining. The computation method, i.e. the Finite Difference Method, and the test results supplemented with appropriate conclusions are also presented.

### 1. Wprowadzenie

Wraz z postępowaniem technologicznym zmieniają się metody obróbki mechanicznej. Jednym z kierunków, jaki obiera rozwój tej branży są technologie laserowe. Pozwalają one na uzyskanie w procesach produkcyjnych zautomatyzowanych, precyzyjnych i dokładnych operacji technologicznych na tworzywach o różnorodnych właściwościach (np. tworzywa ceramiczne, polimerowe, metale, drewno) oraz skomplikowanej strukturze w czasie często znacznie niższym od innych standardowych metod obróbczych. Dzięki pełnej automatyzacji tego rodzaju procesów technologicznych, lasery gwarantują produkcję nieograniczonej liczby wyrobów o dokładnie wykonanych kształtach zadanych. Kolejną zaletą to zdecydowanie niższy hałas w porównaniu do tradycyjnych metod. Wady to przede wszystkim koszt pozyskania oraz utrzymania lasera, jak również koszt związany z wyszkoleniem wykwalifikowanych pracowników do obsługi maszyny oraz ograniczenia w kwestiach grubości obrabianego materiału. Specjalną dziedziną obróbki laserowej jest mikroobróbka, stosowana przede wszystkim do obróbki powierzchniowej. Ten proces najczęściej dotyczy



usuwania wierzchnich, cienkich powłok obrabianego materiału poprzez proces ablacji laserowej. Mikroobróbka metali znajduje swoje zastosowanie w całym szeregu bardzo zróżnicowanych branż przemysłowych (między innymi w: elektronice, medycynie, motoryzacji oraz fotowoltaice). Umożliwia operacje takie jak: teksturowanie nadmiarowe, mikroteksturowanie ubytkowe oraz teksturowanie bezubytkowe i nadtapianie [1].

## 2. Własności oraz zastosowanie miedzi w przemyśle

Miedź ma wiele cech odróżniających ją od innych metali i materiałów. Analizując własności przedstawione w tabeli 1 oraz porównując je z innymi metalami, można zauważyć, że miedź cechuje się stosunkową niską temperaturą topnienia oraz wrzenia, bardzo dobrą przewodnością cieplną i elektryczną, a także parametrami mechanicznymi (granica plastyczności, twardość) umożliwiającymi szerokie zastosowanie w obróbce plastycznej oraz mechanicznej miedzi. Miedź jest głównym składnikiem przewodów elektrycznych. Oprócz okablowania pojazdów i innej elektroniki, okablowanie miedziane jest wykorzystywane do wytwarzania i przesyłania energii elektrycznej. Oprócz doskonałej przewodności, miedź jest również bardzo plastyczna, więc bardzo łatwo poddaje się obróbce.

Tabela 1. Własności fizyczne, mechaniczne oraz termiczne miedzi [3]

Table 1. Physical, mechanical and thermal properties of copper [3]

Parametr	Symbol	Wartość	Jednostka
Masa atomowa	$M$	63.5463	g/mol
Temperatura topnienia miedzi	$T_{top}$	1084.88	°C
Temperatura wrzenia miedzi	$T_w$	2595	°C
Wytrzymałość na rozciąganie	$R_m$	200÷250	MPa
Granica plastyczności	$R_e$	35	MPa
Przewodność cieplna	$\lambda$	370	W/(m·K)
Przewodność elektryczna właściwa	$\sigma$	$58.5 \cdot 10^6$	S/m

## 3. Metoda obliczeń

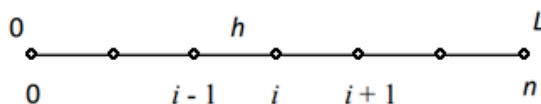
W trakcie obliczeń zastosowano metodę różnic skończonych. Dyskretyzację obszaru 1D zaprezentowano na rysunku 1. Równanie Fouriera, stosując schemat jawny metody różnic skończonych dla problemu 1D przyjmuje postać [2]:

$$T_i^f = \frac{a\Delta t}{h^2} T_{i-1}^{f-1} + \left(1 - 2 \frac{a\Delta t}{h^2}\right) T_i^{f-1} + \frac{a\Delta t}{h^2} T_{i+1}^{f-1} + \frac{Q_i^{f-1+\Delta t}}{c_p} \quad (1)$$

gdzie:  $a = \lambda/c_p$  [ $m^2/s$ ],  $T$  [K] to temperatura,  $Q$  [ $W/m^3$ ] to funkcja źródła,  $t$  [s] to czas,  $c$  [ $J/(kgK)$ ] – ciepło właściwe,  $i$  to numer węzła,  $h = L/n$ , gdzie  $L$  to długość obszaru badanego podzielonego na  $n$  węzłów. W celu uzyskania symulacji oddziaływania wiązki lasera na miedziane płyty zdefiniowano następującą postać źródła ciepła:

$$Q = I_0 \cdot e^{-\frac{1}{\beta}t} \quad (2)$$

gdzie:  $Q$  to źródło ciepła pochodzące z wiązki lasera [ $W/m^3$ ],  $I_0$  - intensywność wiązki lasera [ $W/m^2$ ],  $\beta$  - parametr czasowy oddziaływania wiązki lasera [ $1/s$ ],  $t$  - czas [s].

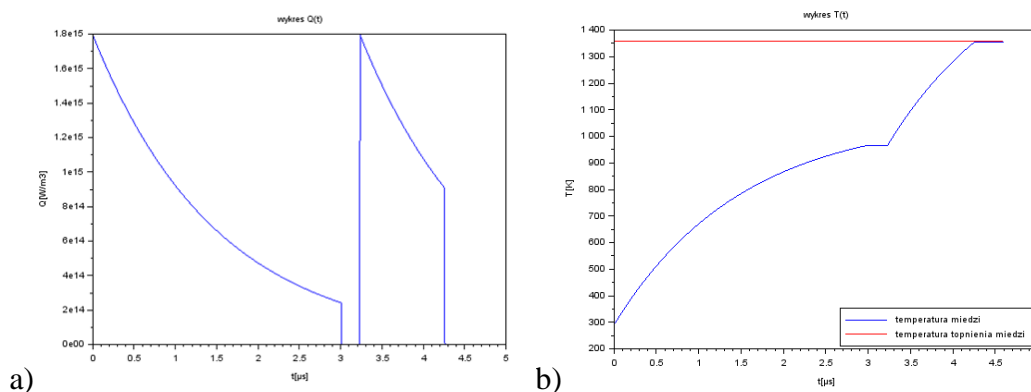


Rys. 1. Dyskretyzacja obszaru jednowymiarowego.  
Fig. 1. Discretization of the 1D domain.

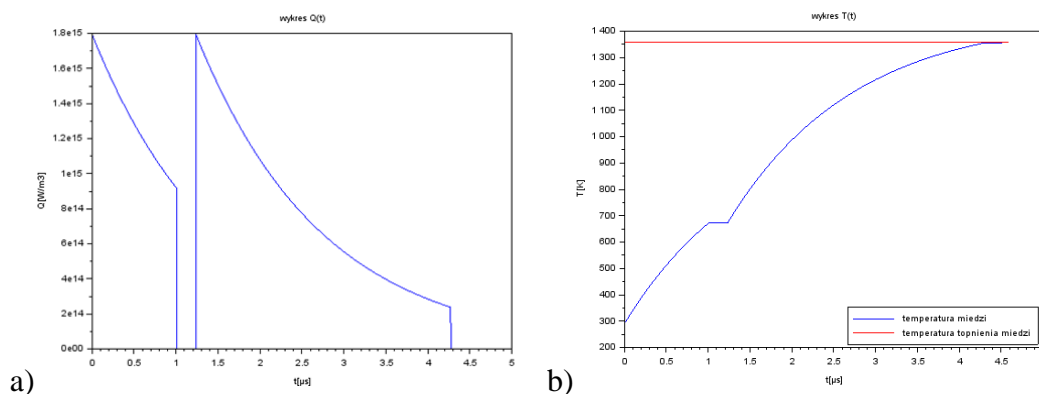
#### 4. Wyniki obliczeń

W ramach pracy przeprowadzono 2 analizy dla płytki o grubości 100 nm podzielonej na 101 węzłów. Dla każdej z nich zadano następujące warunki brzegowe: na lewym brzegu warunek pierwszego rodzaju  $T_0 = 290$  K, natomiast na prawym brzegu warunek trzeciego rodzaju ( $T_{ot} = 290$  K,  $\alpha = 50$  W/(m<sup>2</sup>K) ). Warunkiem początkowym w obu analizach była temperatura  $T_p = 290$  K.

Analiza 1. – W trakcie tego badania analizowano wpływ kolejności dwóch impulsów laserowych o różnym czasie ich trwania na moment uzyskania temperatury topnienia płytki miedzi. Parametry użyte podczas analizy miały wartości:  $\beta = 1.5 \cdot 10^{-6}$  1/s, intensywność impulsów laserowych była taka sama i wynosiła  $1.8 \cdot 10^{15}$  W/m<sup>2</sup>, natomiast czas trwania impulsów laserowych miała wartość 3  $\mu$ s oraz 1  $\mu$ s. Na rysunku 2 zaprezentowano funkcję źródła oraz przebieg temperatury podczas nagrzewania, gdzie pierwszy impuls laserowy jest dłuższy od drugiego, natomiast na rysunku 3 zmieniono kolejność impulsów laserowych.

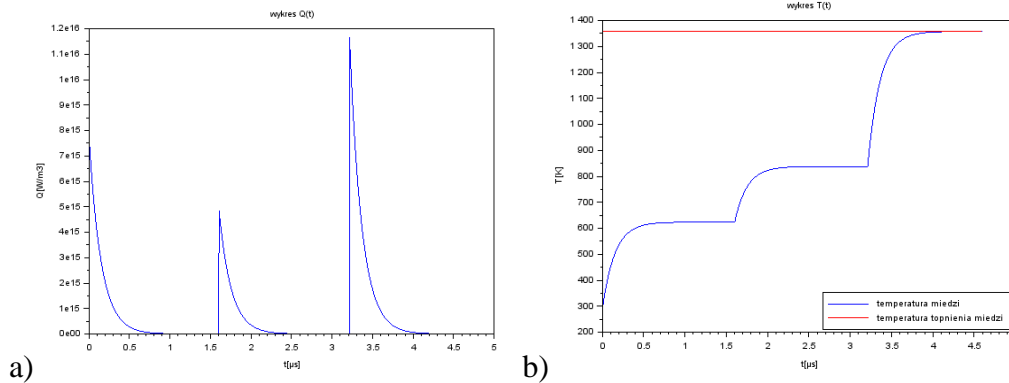


Rys. 2. a) Funkcja źródła ciepła, b) przebieg temperatury  
Fig. 2. a) Heat source, b) temperature distribution.

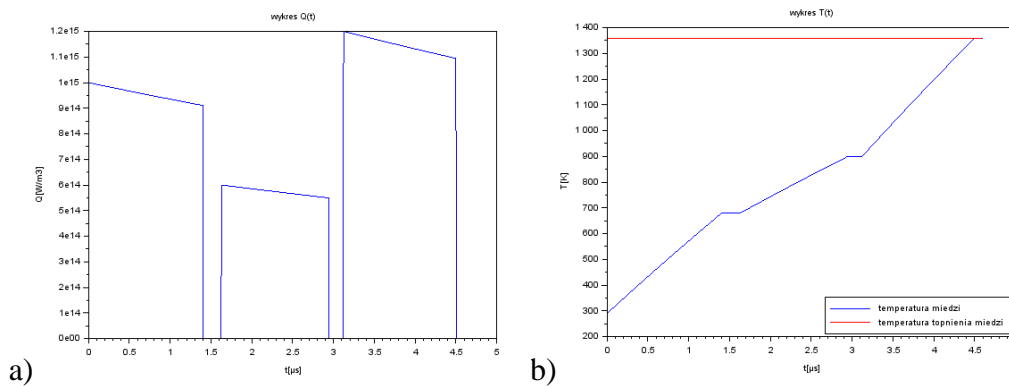


Rys. 3. a) Funkcja źródła ciepła, b) przebieg temperatury  
Fig. 3. a) Heat source, b) temperature distribution.

Analiza 2 – W trakcie tego badania analizowano wpływ wartości parametru  $\beta$  na moment uzyskania temperatury topnienia płytki miedzi. Parametry użyte podczas analizy miały wartości:  $\beta = 1.5 \cdot 10^{-7}$  1/s oraz  $1.5 \cdot 10^{-5}$  1/s, intensywność impulsów laserowych miały wartości:  $0.8 \cdot 10^{16}$  W/m<sup>2</sup>,  $0.5 \cdot 10^{16}$  W/m<sup>2</sup>,  $1.2 \cdot 10^{16}$  W/m<sup>2</sup>, natomiast czas trwania impulsów laserowych był taki sam i wynosił 0.9  $\mu$ s. Na rysunku 4 zaprezentowano funkcję źródła oraz przebieg temperatury podczas nagrzewania dla  $\beta = 1.5 \cdot 10^{-7}$  1/s, natomiast na rysunku 5 dla  $\beta = 1.5 \cdot 10^{-5}$  1/s.



Rys. 4. a) Funkcja źródła ciepła, b) przebieg temperatury  
Fig. 4. a) Heat source, b) temperature distribution.



Rys. 5. a) Funkcja źródła ciepła, b) przebieg temperatury  
Fig. 5. a) Heat source, b) temperature distribution.

W przypadku analizy 1 dla obu symulacji temperatura topnienia została osiągnięta w tym samym czasie  $t = 4.5 \mu$ s (rysunki 2b, 3b), co świadczy o tym, że kolejności oddziaływań impulsów o różnej długości trwania, lecz takiej samej intensywności nie wpływa na czas osiągnięcia temperatury topnienia materiału. W przypadku analizy 2 można zauważyć, że temperatura topnienia została osiągnięta wcześniej dla impulsów o niższej wartości  $\beta$ .

## Literatura

1. Kostkowski E., Przepływ ciepła. Wyd. Pol. Śląskiej, Gliwice (2006).
2. Majchrzak E., Mochnacki B., Metody numeryczne. Podstawy teoretyczne, aspekty praktyczne i algorytmy, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2004).
3. <https://copperalliance.pl/baza-wiedzy/edukacja/wlasciwosci-materialowe-miedzi-gestosc-rezystywnosc/>

## PROTOTYP CHWY TAKA ROBOTA EKSPLO RACYJNEGO

**inż. MICHAŁ FRON ́,**

Automatyka i Robotyka, semestr I, 2 stopie ń

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Piotr Przystalka, Prof. PŚ, dr inż. Wawrzyniec Panfil

**Streszczenie.** Niniejszy artykuł prezentuje wyniki prac przeprowadzonych w ramach procesu projektowego prototypu chwytaka przeznaczonego do montażu na manipulatorze robota eksploracyjnego. Realizacja projektu jest związana z budową analogu łazika marsjańskiego powstającego na potrzeby startu w największych zawodach studenckich z zakresu robotyki kosmicznej na świecie, dlatego założenia projektowe sformułowane zostały w oparciu o regulamin takiego konkursu. Zakres prac obejmował opracowanie projektu oraz wykonanie pierwszego prototypu, który następnie został poddany wstępnym badaniom weryfikacyjnym.



## PROTOTYPE GRIPPER FOR EXPLORATION ROBOT

**Abstract.** This article presents the results of the work carried out within the design process of the gripper prototype intended for mounting on an exploration robot manipulator. The implementation of the project is related to the construction of an analogue Mars rover created for the purpose of starting in the largest student competition in the field of space robotics in the world, therefore the design assumptions were formulated based on the rules of such a competition. The scope of work included the development of the design and the implementation of the first prototype, which was then subjected to verification tests.

### 1. Wprowadzenie

Ogromny potencjał robotów mobilnych wykorzystuje się obecnie w różnych dziedzinach życia. Przystosowanie robotów do zadań eksploracyjnych pozwala na prowadzenie badań oraz wszelkiej działalności poznawczej w środowiskach niebezpiecznych lub nieosiągalnych dotąd dla człowieka. Jednym z najniebezpieczniejszych obszarów do eksploracji jest niewątpliwie przestrzeń kosmiczna. Eksploracja obcych planet wiąże się z rozwiązaniem szeregu problemów, które dzisiaj podejmuje coraz więcej naukowców i ośrodków badawczych z całego świata. Jednym z takich wyzwań jest rozwijanie specjalistycznych pojazdów, które sterowane zdalnie bądź w pełni autonomicznie, będą badać obszar planety oraz zbierać niezbędne informacje bez konieczności narażania ludzkiego życia. Budowa takich platform jest zadaniem niezwykle trudnym, wymagającym wysoce wykwalifikowanego i doświadczonego zespołu inżynierów. W celu edukacji oraz przybliżenia studentom uczelni wyższych tematyki kosmicznej powstały międzynarodowe zawody prototypów łazików marsjańskich. Od 2007 roku corocznie organizowanych jest

kilka tego typu wydarzeń na świecie, podczas których roboty zbudowane przez zespoły przyszłych inżynierów mają za zadanie wykonać szereg czynności wzorowanych na rzeczywistej misji łazika planetarnego.

## 2. Założenia projektowe

Fazę projektową rozpoczęto od określenia wymagań, które musi spełniać chwytak analogu łazika planetarnego, aby wykonać wszystkie zadania, przed którymi może stawać platforma tego typu. Założenie zostały zredagowane na podstawie analizy regulaminu European Rover Challenge [1].

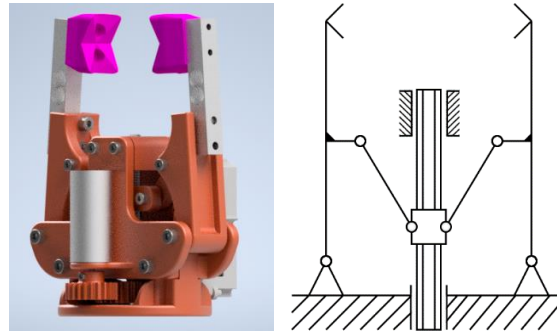
Ze względu na ograniczony udźwig ramienia robotycznego ciężar samego chwytaka musi być minimalizowany. Jednocześnie, robot manipulacyjny musi być w stanie unieść obiekt o stosunku dużym ciężarze, dlatego chwytak musi być w stanie pewnie uchwycić przedmioty o masie co najmniej 1,2 kg. Projektowane urządzenie ma wykazywać się wszechstronnością działania, wszak ma być wykorzystany w robocie eksploracyjnym, który będzie musiał wykonać szereg nieszablonowych zadań. Odległość między dwoma końcówkami szczęk musi być większa od średnicy chwytych obiektów i przyjęto minimalny rozstaw pomiędzy szczękami na poziomie co najmniej 50 mm. Manipulator łazika będzie współpracował z przedmiotami wykonanymi z różnych materiałów oraz o różnych właściwościach. Niezwykle ważnym wymaganiem dotyczącym chwytaka jest pomiar siły chwytu. Dzięki czujnikom siły delikatne przedmioty nie zostaną zmiażdżone, a stosunkowo ciężkie i nieporęczne zostaną pewnie uchwycone. Podczas projektowania urządzenia należy pamiętać, aby dostarczyć operatorowi informacje o chwilowym stanie mechanizmu. Osoba sterująca robotem musi być świadoma, w jakiej pozycji są szczęki chwytaka oraz czy układ nie jest narażony na ewentualną kolizję z pobliskimi obiektami. Warto, aby wykorzystana w mechanizmie przekładnia zapewniała samohamowność, co wynika z konieczności rozsądnego gospodarowania zużyciem energii. W zastosowaniach mobilnych niewskazane jest korzystanie z rozwiązań, które do utrzymania zadanej pozycji będą zużywały energię z akumulatorów również w stanie biernym. Działanie chwytaka robota eksploracyjnego podczas zawodów ERC sprowadza się również do poboru różnego rodzaju próbek gruntu. Projektując urządzenie, należy mieć na uwadze stosunkowo łatwą i szybką wymianę końcówek chwytanych, które pozwolą na pobranie powierzchniowej próbki gleby.

## 3. Projekt chwytaka

Opracowana koncepcja (Rys. 1) zakłada chwytak o zmiennym kącie rozwarcia szczęk, z wymiennymi końcówkami chwytanymi. Sposób trzymania przedmiotów zależy od obecnie zamontowanych końcówek. Docelowo do chwytu przedmiotów o zróżnicowanych wymiarach wykorzystane zostaną końcówki elastyczne, pozwalające na chwyt siłowo-kształtowy, natomiast do pobierania próbek powierzchniowych gleby zakłada się użycie szczęk-łyżek o geometrii zbliżonej do tych stosowanych w koparkach budowlanych. Za rozwarcie szczęk odpowiada przemieszczenie nakrętki, która prowadzona jest po śrubie trapezowej. Za wymuszenie odpowiada silnik DC. Takie rozwiązanie pozwala na uzyskanie samohamownej przekładni przy mniejszym (w porównaniu np. do silników krokowych) zużyciu energii elektrycznej.

W obliczeniach inżynierskich wykorzystane zostało oprogramowanie *Autodesk Inventor Professional 2020*. Do wyznaczenia charakterystyk ruchu wykorzystany został moduł *Motion*, do obliczeń przekładni walcowej – *Spur Gears Component Generator*, a do analizy wytrzymałościowej najbardziej obciążonej części - *Inventor Nastran*.

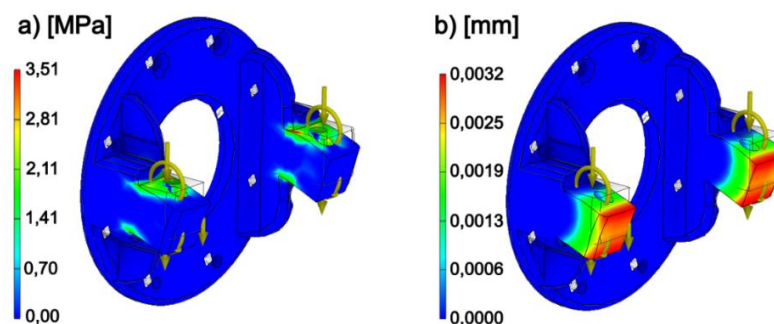
Obliczenia projektowe rozpoczęto od wyznaczenia ruchliwości mechanizmu. Otrzymany wynik potwierdził, że do wymuszenia ruchu w tym mechanizmie wystarczy jeden napęd. Następnie, na podstawie rozkładu sił normalnych podczas chwytania, wyznaczono wartość siły potrzebnej do pewnego uchwycenia przedmiotu o wymaganym ciężarze. Na podstawie tej wartości z wykorzystaniem modułu *Motion* określono, jaki moment musi być przyłożony do śruby pociągowej, co ostatecznie pozwoliło na zmodelowanie przekładni walcowej z wykorzystaniem generatora przekładni.



Rys. 1. Model CAD (po lewej) oraz schemat kinematyczny (po prawej) projektu chwytaka  
Fig. 1. CAD model (left) and kinematic diagram (right) of the gripper design

Obliczenia zostały uzupełnione podglądową analizą wytrzymałościową potencjalnie najbardziej obciążonej części chwytaka, czyli mocowania do kiści manipulatora. W przeprowadzonym badaniu parametry materiałowe zostały przyjęte na podstawie testów wytrzymałościowych próbki wykonanej w tej samej technologii i materiału o zbliżonych właściwościach [2]. Przyjęto materiał izotropowy o Module Younga równym 295 MPa, współczynniku Poissona o wartości 0,42 oraz granicy plastyczności na poziomie 20 MPa. W symulacji przyjęto następujący system jednostek: mm/N/MPa.

W modelu numerycznym wykorzystano siatkę elementów skończonych typu TETRA, składającą się z 8419 elementów oraz 14571 węzłów. Średnia wielkość elementów wynosiła 9 mm, przy współczynniku gradacji na poziomie 1,5 oraz maksymalnym kącie trójkąta siatki: 60 st. Jako warunek brzegowy unieruchomione zostały węzły odpowiadające powierzchni styku chwytaka z kiścią manipulatora. Ponadto, układ został obciążony siłą 20 N i momentem 2590 Nmm. Wartości zostały wyliczone na podstawie schematu statycznego, który zakładał belkę obciążoną dwoma siłami: siłą ciężkości, wynikającą z masy podnoszonej próbki oraz siłą ciężkości, wynikającą z masy samego chwytaka.



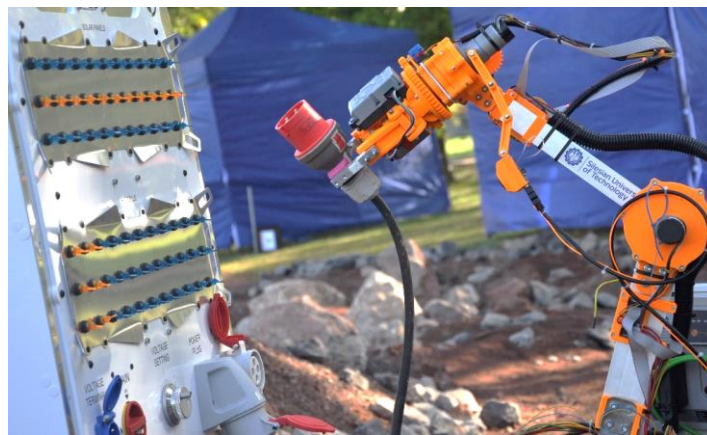
Rys. 2. Wyniki analizy wytrzymałościowej. a) rozkład naprężenia zredukowanego Hubera-Misesa (w MPa). b) rozkład przemieszczeń (w mm)

Fig. 2. Strength analysis results. a) Huber-Mises reduced stress distribution (in MPa). b) displacement distribution (in mm)

W wyniku przeprowadzonej analizy wytrzymałościowej uzyskano mapę naprężeń zredukowanych Hubera-Misesa (Rys. 2a) oraz mapę przemieszczeń (Rys. 2b). Największe występujące naprężenia o wartości około 3,5 MPa nie przekraczają granicy plastyczności wykorzystanego materiału (20 MPa). Co więcej, przyjmując za wartość graniczną przemieszczenie równe 0,09 mm [2] uzyskana wartość przemieszczenia potwierdza, że badany element bez problemu poradzi sobie z obciążeniami, które będą występować w czasie działania robota manipulacyjnego.

#### 4. Podsumowanie

Na podstawie modelu wykonany został pierwszy prototyp chwytaka (Rys. 3.). Do wykonania większości części została wykorzystana addytywna technologia wytwarzania, skracająca proces wytwórczy oraz minimalizująca masę układu.



Rys. 3. Wykonany prototyp chwytaka  
Fig. 3. The actual gripper prototype

Zastosowane środowisko obliczeniowe pozwoliło na przeprowadzenie stosunkowo szybkiej analizy wytrzymałościowej zaprojektowanych wcześniej części. Otrzymane rezultaty należało traktować jedynie podglądowo ze względu na niejednoznaczne właściwości wytrzymałościowe części wytworzonych w technologii druku 3D, dlatego wykonany prototyp został poddany szeregowi testów. Czynności weryfikacyjne zakładały zarówno ocenę wytrzymałości otrzymanej konstrukcji jak i weryfikację układu sterowania i ogólnego działania układu. Ostatecznie testy weryfikacyjne potwierdziły, że dla takiego zastosowania nie było potrzeby przeprowadzania bardziej szczegółowej analizy wytrzymałościowej.

Zaproponowane rozwiązanie, dzięki możliwości szybkiej wymiany szczęk, nadaje się zarówno do zastosowań ogólnego przeznaczenia, ale może okazać się również skuteczne do zadań specjalizowanych, gdzie wymagany jest konkretny kształt końcówek chwytanych.

#### Literatura

1. European Rover Challenge. Strona Organizatora. <https://roverchallenge.eu/> (dostęp z dn. 08.06.2021)
2. Żur A., Żur P., Baier A., Kokot G. Optimization of abs 3d-printing method and parameters. European Journal of Engineering Science and Technology, 3:44–51, 2020.
3. Froń M. Prototyp chwytaka manipulatora robota eksploracyjnego. Projekt inżynierski, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska, 2021.

## WYBRANE ASPEKTY MODELOWANIA NUMERYCZNEGO ORAZ OPTIMALIZACJI CIĘGIEN NA PRZYKŁADZIE SIECI PAJĘCZYCH

**inż. SZYMON GAJ,**

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

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Adam Długosz, Prof. PŚ

**Streszczenie.** Artykuł dotyczy modelowania numerycznego oraz optymalizacji cięgien na przykładzie sieci pajęczych. Zakres pracy obejmował wykonanie modelu geometrycznego kilku sieci pajęczych w wybranym oprogramowaniu CAD oraz przeprowadzeniu analizy numerycznej w oprogramowaniu Ansys. Następnie na podstawie wybranych parametrów konstrukcyjnych przeprowadzono optymalizację konstrukcji sieci pajęczej przy wykorzystaniu różnych algorytmów optymalizacji zaimplementowanych w oprogramowaniu ANSYS Workbench.



## SELECTED ASPECTS OF NUMERICAL MODELLING AND CABLE OPTIMIZATION ON THE EXAMPLE OF SPIDER WEBS

**Abstract.** The work presents a numerical modelling and optimization of cables on the example of spider webs. The scope of work included the geometric modelling of several spider webs in selected CAD software and performing numerical analysis in Ansys software. Then, based on the selected design parameters, optimization of the spider web design was performed by optimization modules of Ansys software which has been compared.

### 1. Wprowadzenie

W literaturze często można się spotkać z dwuwymiarowym (2D) opisem sieci, której struktura jest zbudowana ze spiralnych lub promieniowych nici. Jednakże istnieje tylko 10% gatunków pająków, które taką sieć tworzą. Pozostałą, częściej spotykaną strukturą jest sieć trójwymiarowa (3D), która przyjmuje kształt tuneli lub lejków. W celu stworzenia numerycznego modelu takiej sieci, tworzy się wiele sieci 2D, które są przekrojami sieci 3D. Przy zastosowaniu odpowiednich brzegowych warunków mechanicznych, jak i materiałowych, jest możliwe przeprowadzenie symulacji odpowiedzi sieci na zadane obciążenie.



## 2. Symulacja numeryczna

Do przeprowadzenia analizy numerycznej przygotowano odpowiednie modele geometryczne sieci pajęczych. W tym celu skorzystano z modułu Ansysa o nazwie Design Modeler. Na rysunku 1 przedstawiono 3 podobne geometrie wraz z naniesioną już siatką elementów skończonych. W tym przypadku użyto jednowymiarowych elementów skończonych, gdzie długość elementu skończonego odpowiada długości pojedynczej nici sieci [1,3].



Rys. 1. Stworzone modele geometryczne sieci wraz z naniesioną siatką elementów skończonych

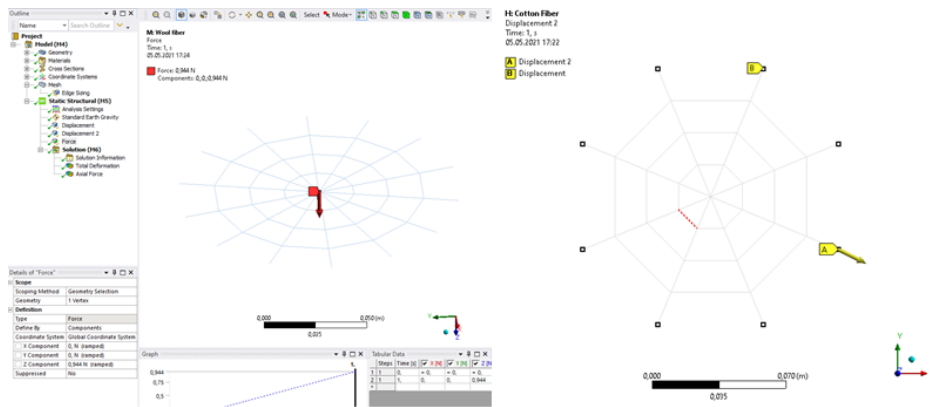
Fig. 1. Created geometric models of the webs with the finite element mesh

W pracy oprócz nici pajęczej wykorzystano również materiały takie jak bawełna oraz wełna w celu porównania zachowania się układu dla 3 różnych materiałów. W Tabeli 1 przedstawiono parametry materiałowe.

Tabela 1. Parametry materiałowe  
Table 1. Material parameters

Materiał	Gęstość [kg/m <sup>3</sup> ]	Współczynnik Poisson'a	Moduł Younga [MPa]
Nić pajęczą	1300	0,30	24 000
Wełna	1250	0,30	147 000
Bawełna	1500	0,35	460 000

Podczas rozciągania ściągno może zachowywać się liniowo lub nieliniowo. Nieliniowości dotyczyć mogą zarówno geometrii układu, jak i własności materiałowych. Aby przeprowadzić analizę nieliniową, wstępnie należało wprowadzić naciąg ściągien. W tym celu wprowadzono przemieszczenie jednego ze skrajnych punktów sieci. Obciążenie sieci zostało przyłożone centralnie. Wartość obciążenia wynosi 0,944 N. Wartość ta została wyznaczona w przybliżeniu na podstawie zderzenia owada z siecią. Na rysunku 2 przedstawiono wszystkie zadane warunki brzegowe [1,2].



Rys. 2. Warunki brzegowe  
Fig. 2. Boundary conditions

Istotnym elementem, który należało ustawić w opcjach geometrycznych oprogramowania Ansys to przypisanie typu geometrii. W tej analizie skorzystano z typu geometrii o nazwie Cable. Ta opcja odwzorowuje rzeczywiste zachowanie się cięgna. Po ustawieniu pozostałych opcji analizy przeprowadzono symulację numeryczną. W Tabeli 2 przedstawiono wyznaczone maksymalne przemieszczenia [1,3,4].

Tabela 2. Wyznaczone maksymalne przemieszczenia  
Table 2. Total maximum deformations

	Sieć nr 1	Sieć nr 2	Sieć nr 3
Materiał	Przemieszczenia [mm]		
Nic pajęczna	50,912	41,757	31,223
Bawełna	16,185	13,732	10,738
Włna	24,296	20,514	15,932

### 3. Przykładowe zadanie optymalizacji

Korzystając z modułu oprogramowania Ansysa o nazwie „Design Exploration” przeprowadzono optymalizację przykładowego zadania. Moduł „Design Exploration” zawiera kilka narzędzi umożliwiających przeprowadzenie parametrycznej optymalizacji oraz analizy układu pod kątem zależności pomiędzy parametrami wejściowymi a wyjściowymi. W pracy skorzystano z modułów optymalizacji Response Surface Optimization (RSO) oraz Direct Optimization (DO), a następnie je porównano [3,4].

Parametrami wejściowymi w danym zadaniu są: rozpiętość sieci oraz promień przekroju poprzecznego. Oba parametry zostały ograniczone zakresami poszukiwania i są one następujące: dla rozpiętości sieci zakres wynosił od 50 do 150 mm; dla promienia wynosił on od 0,0025 do 0,01 mm.

Funkcjami celu dla danego zadania było znalezienie możliwie jak najmniejszego przemieszczenia oraz jak najmniejszej wartości siły osiowej. W tabeli 3 przedstawiono wyznaczone rozwiązania przez moduły optymalizujące.

Tabela 3. Porównanie wyników uzyskanych przez moduły optymalizujące  
 Table 3. Comparison of the results obtained by the optimization modules

Moduł optymalizujący	Response Surface Optimization		Direct Optimization	
	Przemieszczenie [mm]	Siła osiowa [N]	Przemieszczenie [mm]	Siła osiowa [N]
Geometria nr 1	25,63	0,284	32,81	0,263
Geometria nr 2	22,32	0,225	24,34	0,217
Geometria nr 3	16,73	0,154	21,13	0,133

#### 4. Wnioski

Na podstawie uzyskanych wyników optymalizacji można stwierdzić, że sieć, która jest konstrukcyjnie bardziej złożona jest sztywniejsza oraz występują w niej niższe wartości sił osiowych. Analizując różne konstrukcje sieci, które zostały stworzone przez pająki i wyniki uzyskane numerycznie można zauważyć, że istotnym elementem w konstrukcji pajęczyny jest charakterystyczna spirala, która w modelu numerycznym została uproszczona. Wraz z jej zagęszczeniem sieć staje się sztywniejsza i odporniejsza na przerwania. Natomiast w przypadku nici pajęczej odnotowano największe przemieszczenia co może świadczyć, że nieć pajęcza jest podatniejsza na odkształcenia.

Analizując powyższe wyniki można zauważyć rozbieżność pomiędzy RSO a DO, która wynika z tego, że w przypadku RSO otrzymujemy rozwiązanie aproksymowane przez powierzchnię odpowiedzi a nie symulowane MES. Na etapie projektowania proces optymalizacji to nie tylko uzyskanie jednego wyniku optymalnego, ale też pozyskanie informacji wpływu parametrów na interesujące nas parametry. W przypadku sieci pajęczej można zauważyć, że wzrost rozpiętości sieci powoduje również wzrost przemieszczenia, ale nie odnotowano znaczącego wpływu na siły osiowe. Ponadto można zauważyć, że zmiana promienia przekroju ma wpływ zarówno na przemieszczenie, jak i siłę osiową. Optymalizacja w całym procesie projektowym jest etapem wstępnym, który jest pracochłonny, jak i czasochłonny. Dobrze przeprowadzona może skutkować zyskami w dalszych etapach projektowania.

#### Literatura

1. Saeed M., Finite element analysis. Theory and application with ANSYS. Wydawnictwo Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey (1999).
2. Grama R., Ansys Mechanical – A powerful Nonlinear Simulation Tool Ansys, Inc. (2002).
3. Madenci E., Guven I., The finite element method and applications in engineering using ANSYS. Springer Science + Business Media, LLC (2007).
4. Jakubowicz A., Orłowski Z.. Wytrzymałość Materiałów. Wydawnictwo WNT, Warszawa (1978).

## UKŁAD PODNOŚNIKA DLA MODELU NACZEPY CIĄGNIKA SIODŁOWEGO

inż. **KAROL GAJDA**,

Mechatronika, semestr VII, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Sebastian Rzydzik

**Streszczenie.** Celem pracy było wykonanie projektu podzespołu podnośnika, którego zadaniem jest podtrzymanie ramy modelu naczepy wraz z ładunkiem w pozycji poziomej. Podukład podnośnika posiada możliwość wykrywania jego skrajnych położenia. Podzespół wykonany jest za pomocą procesu druku 3D oraz jego konstrukcja pozwala na udźwig do 8 kg. Podnośnik jest wykonany z materiału PET-G który jest łatwo drukowalny oraz zapewnia wysoką wytrzymałość. Jako układ sterowania wykorzystano mikrokontroler Arduino Uno.



### JACKING SYSTEM FOR A SEMI-TRAILER TRACTOR MODEL

**Abstract.** The aim of the work was to design an jack subsystem whose task is to support model of a semi trailer frame with its load in a horizontal position. The jack subsystem has the ability to detect its end positions. The sub-assembly is made using a 3D printing process and its design allows for a load capacity of up to 8 kg. The jack is made of PET-G material which is easily printable and provides high durability. An Arduino Uno microcontroller was used as the control system.

#### 1. Wprowadzenie

Przedstawiony opis jest częścią pracy grupowej realizowanej w ramach Studenckiego Koła Naukowego „Projektowania i Konstruowania Innowacyjnych Obiektów Technicznych”. Celem projektu jest opracowanie rzeczywistego modelu naczepy ciągnika siodłowego z trzema osiami skrętnymi, wyposażonego w układ służący do pomiaru kąta oraz podukład podnośnika. Projekt jest częścią pracy grupowej podzielonej na 3 podzespoły. Model fizyczny naczepy, zbudowany w skali 1:16, składa się przede wszystkim z dwóch podłużnic w postaci kątowników aluminiowych o wymiarach 40x20x2mm i długości 800mm. Kątowniki te są łączone za pomocą tylnego zderzaka wytworzonego na drukarce 3D oraz łącznika do ciągnika siodłowego. Naczepa posiada także zestaw trzech osi skrętnych zaprojektowanych przez firmę Tamiya, Inc. Niniejszej praca obejmuje rozbudowanie istniejącego modelu układu naczepy o podnośnik automatyczny. Głównym problemem było przełożenie napędu z ruchu obrotowego na ruch postępowy. Zadanie to zostało rozwiązane za pomocą drukowanej przekładni listwowej. Jako źródło napędu wykorzystano serwonapęd 360°. Do wykrywania skrajnych położenia podnośnika wykorzystano czujniki krańcowe WK310. Duży problem stanowiły wymiary gabarytowe wykorzystanych elementów elektronicznych. Konieczne było zastosowanie przekładni ślimakowej w celu przełożenia napędu na wał podnośnika, ponieważ pozwala ona na zmianę kierunku osi o 90° co pozwoliło na zamocowanie napędu pomiędzy podłużnicami naczepy. Wszystkie elementy oraz przekładnie wykonano za pomocą druku 3D stosując filament z materiału PET-G.

## 2. Projekt układu mechanicznego

Pierwszym krokiem projektu była identyfikacja sił działających na naczepę. Założono ładowność naczepy 10 kg. Do ładowności dodano ciężar własny wszystkich podzespołów oraz wykonano podział na część załadunkową oraz część sprzętową. Wykonano rysunek belki do obliczeń reakcji w podporach.



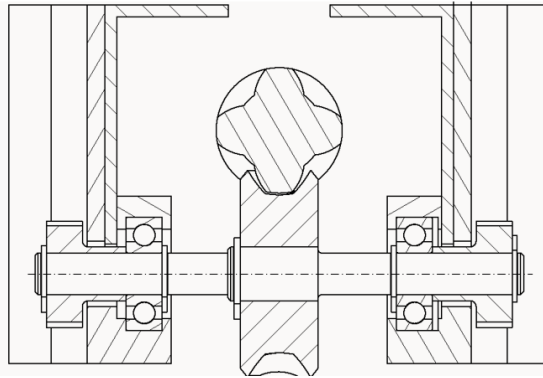
Rys. 1. Model belki do obliczeń reakcji  
Fig. 1. Beam model for calculation of reactions

Ciężar poszczególnych elementów został zamieniony na obciążenie rozłożone równomiernie. Belka przedstawiona powyżej jest dwukrotnie statycznie niewyznaczalna. Do obliczenia tej belki zastosowano metodę numeryczną. Wykorzystując program Soldis projektant [1], utworzono model belki oraz obliczono reakcje podporowe. Siła działająca na podnośnik wynosi 79 N.

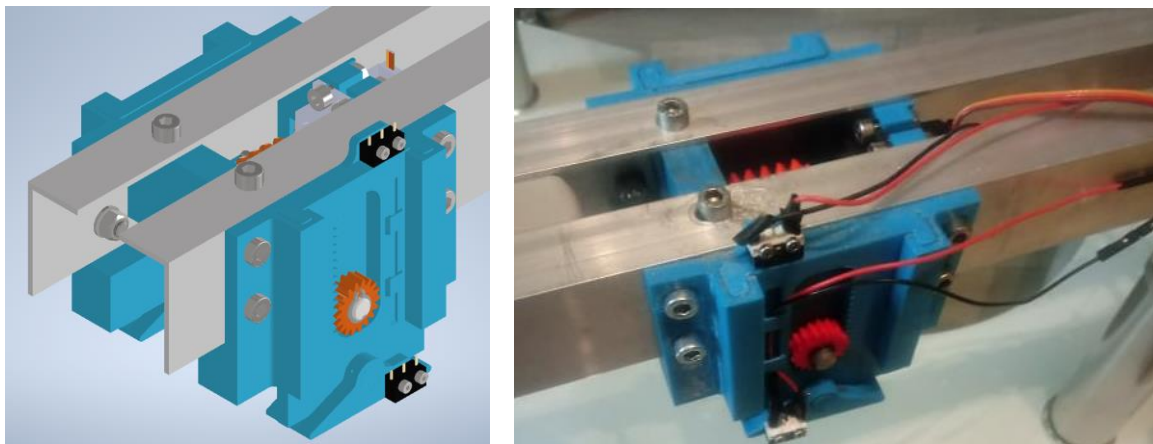
Tabela 1. Parametry kół zębatach  
Table 1. Parameters of the gears

parametr	oznaczenie	ślimak	ślimacznicza	koło zębate	jednostka
Moduł	$m$	1,5	1,5	0,9	mm
Liczba zębów	$z$	4	20	18	-
Średnica podziałowa	$d$	18	30	16,2	mm
Średnica wierzchołkowa	$d_a$	20,8	32,8	18	mm
Średnica podstaw	$d_f$	14,6	26,6	14,4	mm
Wysokość głowy zęba	$h_a$	1,4	1,4	0,9	mm
Wysokość stopy zęba	$h_f$	1,7	1,7	1,08	mm
Długość ślimaka	$I_s$	16,4	-	-	mm
Szerokość uzębionej części wieńca	$B$	-	10,5	-	mm
Całkowita szerokość wieńca	$b_c$	-	12	7	mm

Po obliczeniu sił działających na podnośnik oraz znając moment napędowy silnika wyznaczono wymagane przełożenie przekładni. Maksymalny rozmiar koła zębatego w przekładni listwowej wyznaczono za pomocą rysunku pomocniczego wykonanego w programie CAD. Następnie zaprojektowano prowadnicę do podpory podnośnika. Dalej, wykonano wał sprzęgający dwie podpory oraz wykonano obliczenia przekładni ślimakowej oraz listwowej na podstawie pozycji literaturowej [2], wyniki zamieszczono w tabeli 1. Po wykonaniu obliczeń opracowano model przestrzenny w programie klasy CAD.



Rys 2. Rysunek przedstawiający podparcie wału  
Fig. 2: The support of the shaft drawing



Rys 3. Gotowy model podnośnika  
Fig. 3: The completed jack model

Mając gotowy model przystąpiono do wytworzenia części metodą druku 3D. Jako rodzaj wypełnienia zastosowano typ gyroid. Nadaje on wydrukowi dużą wytrzymałość w wielu kierunkach, sprawia to, że idealnie nadaje się do części, gdzie mamy skomplikowane rozkłady sił. Do wykonania przekładni zastosowano ustawienia, które pozwoliły na dokładniejszy wydruk co pozwoliło na uzyskanie mniejszej chropowatości powierzchni oraz zwiększyło wytrzymałość przekładni. Elementy, które nie potrzebują wysokiej wytrzymałości wydrukowano z mniejszą dokładnością co znacznie zmniejszyło czas druku nie wpływając znacznie na poprawność działania podnośnika.

### 3. Projekt układu sterowania

Do sterowania podnośnikiem opracowano układ elektroniczny składający się z następujących elementów:

- mikrokontroler Arduino Uno,
- serwonapęd PowerHD AR-3606HB,
- czujniki krańcowego WK310 3 szt.,
- stabilizator 5V L7805CV,
- kondensatory THT 100nF/50V 2 szt.,
- adapter AC 110-230V/DC 12V 2A.

Program napisano w języku C++ korzystając z oprogramowania Arduino IDE 1.8.13 [3]. Kontroler steruje podnośnikiem za pomocą sygnału dostarczonego przez przycisk znajdujący się na płytce stykowej. Po wciśnięciu przycisku UP/DOWN, w zależności od aktualnego położenia podpory, podnośnik wsuwa się lub wysuwa. Po wykryciu sygnału z czujnika krańcowego podnośnik jest zatrzymywany. Poza trybem pracy normalnej w programie zaimplementowano tryb reset oraz tryb wolny. Zadaniem trybu reset jest wsunięcie podpory podnośnika, co odbywa się po wciśnięciu przycisku UP/DOWN niezależnie od jej położenia. Tryb reset włącza się również po dostarczeniu zasilania do sterownika oraz wyłącza się po wykryciu maksymalnego wsunięcia podpory. Tryb wolny jest włączany, gdy czujnik dolny wykryje styk stopy z podłożem. Gdy ten tryb jest aktywny, to można sterować podnośnikiem za pomocą konsoli sterującej, jednakże należy zachować szczególną ostrożność, ponieważ sterownik ignoruje zabezpieczenia przed pełnym wysunięciem podpory. Zadaniem trybu wolnego jest możliwość sterowania podnośnikiem w celu ustawienia poziomu naczepy.

Stosując serwonapęd 360° nie można sterować kątem obrotu, ponieważ mechanizm ten nie posiada n-kodera. Dlatego należało opracować sterowanie bazujące na kontrolowaniu prędkości obrotowej silnika za pomocą sygnału PWN. Do opracowania programu sterującego wykorzystano biblioteki Servo.h oraz Streaming.h.

#### 4. Wykonanie testu wytrzymałościowego

Do weryfikacji opracowanego podukładu użyto trzech obciążników o łącznej masie 7,9 kg. Umieszczano je stopniowo jak najbliżej miejsca montażu podnośnika. W celu uniknięcia uszkodzenia układu pod ramę naczepy podłożono zabezpieczenie przed jej nagłym upadkiem. Podnośnik działał poprawnie nawet z największym obciążeniem.



Rys 4. Testy weryfikacyjne  
Fig. 4: Verification tests

#### 5. Podsumowanie

Zakończone pozytywnymi wynikami testy pozwalają stwierdzić, że układ działa poprawnie. Spełnia on wszystkie przyjęte założenia projektowo-konstrukcyjne. Przyszłe prace rozwojowe powinny skupić się na integracji układu sterowania podnośnika z jednostką centralną ciągnika.

#### Literatura

1. SOLDIS Sp. z o.o., <https://www.soldis.com.pl> (dostęp 18.05.2021).
2. Mazanek E. Przykłady obliczeń z podstawy konstrukcji maszyn. Tom 2. Wydanie 2. Warszawa (2012).
3. Arduino AG <https://www.arduino.cc/en/software> (dostęp 18.05.2021).

# ZASTOSOWANIE METODY OKIEN CZASOWYCH DO ZABEZPIECZENIA DANYCH PODCZAS TRANSMISJI MAGISTRALĄ CAN W POJAZDACH SAMOCHODOWYCH

**mgr inż. MARCIN GAJDZIK**

Inżynieria Mechaniczna, semestr IV, 3 stopień

DIP Draexlmaier Engineering Polska Sp. z o. o.

Katedra PKM, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Anna Timofiejczuk, prof. PŚ

Opiekun ze strony przedsiębiorcy: dr inż. Wojciech Sebzda

**Streszczenie.** Celem niniejszej pracy było przeprowadzenie analizy odporności na atak na moduł wykonawczy sterowany przez magistralę CAN w dwóch przypadkach: przy użyciu metody okien czasowych, determinujących ważność sygnałów oraz standardowej transmisji. W przeprowadzonych badaniach wykorzystano mechanizm „end-to-end protection” zabezpieczający przez zagubieniem lub niepoprawną kolejnością przetwarzania ramek.



## THE TIME WINDOW METHOD AS A PROTECTION OF DATA TRANSMITTED ON THE CAN BUS IN CAR VEHICLES

**Abstract.** The aim of this study was to conduct a comparative analysis of the resistance to attack on the executive module controlled by the CAN bus in two cases: using the method of time windows to determine the validity of signals and standard transmission. In the conducted tests, the "end-to-end protection" mechanism was used to protect against lost or wrong order of processing frames.

### 1. Wprowadzenie

Produkowane współcześnie samochody to bardzo skomplikowane obiekty techniczne, których elementy opracowywane są z wykorzystaniem wiedzy z dziedziny mechaniki, elektroniki oraz informatyki. Faza projektowania i testowania nowych rozwiązań jest zazwyczaj bardzo krótka, w związku z czym nie jest możliwe przetestowanie większości możliwych scenariuszy działania wielu układów. Jest to także związane z tym, że układy, których zadaniem jest transmisja danych nie są należycie zabezpieczone. Bardzo duża liczba układów elektronicznych i informatycznych we współczesnych samochodach powoduje, że są one często obiektem ataków. Przykładem jest hamulec ręczny, który kiedyś był prostą konstrukcją mechaniczną, a obecnie jest układem elektronicznym.

W dzisiejszych czasach wizja zdalnego ataku na samochód jest bardzo prawdopodobna. W 2015 r. hakerom, podczas specjalnego pokazu, udało się przejąć pełną kontrolę nad jadącym po autostradzie samochodem marki Jeep. W przypadku tym nie było osób poszkodowanych. Podczas opisywanej próby hakerzy udowodnili, że potrafią zakłócić działanie niektórych funkcji samochodu. Rozpoczęli od zwiększenia głośności radia oraz



zdalnej aktywacji klaksonu, a następnie użyli spryskiwaczy i wycieraczek w celu zmniejszenia widoczności kierowcy. Nawet tak prosta czynność wywołwana w niepożądany sposób okazuje się bardzo uciążliwa i irytująca dla kierującego pojazdem. Ze względu na aktualne trendy związane z produkcją samochodów, w szczególności samochodów elektrycznych i dążenia do wprowadzania autonomii, temat cyberbezpieczeństwa w samochodach staje się coraz ważniejszy, a opracowanie nowych rozwiązań zwiększających bezpieczeństwo jest wręcz konieczne.

Powszechne wprowadzanie układów elektronicznych i informatycznych w miejsce elementów mechanicznych podyktowane jest nie tylko szybkim rozwojem tych dziedzin, względami estetycznymi, możliwością minimalizacji elementów sterujących, ale również oszczędnością. Jak pokazują przykłady ataków, układy te wymagają specjalnych zabezpieczeń. Istnieją rozwiązania sprzętowe, pozwalające na zabezpieczenie elementów elektronicznych przed nieautoryzowanym dostępem do sygnałów i oprogramowania, ale wiąże się to ze znacznym zwiększeniem kosztów produkcji samochodów. Rozwiązaniem są zabezpieczenia programowe, które można zaimplementować w różnych elementach sterujących. Ich implementacja pozwoliłaby na zwiększenie bezpieczeństwa bez ponoszenia znacznych kosztów. Wymagają one jednak wielu badań i testów. Ponadto, jak zauważono wyżej, dodatkową motywacją do przeprowadzenia badań w tym temacie jest rozwój samochodów autonomicznych, w których kwestie bezpieczeństwa umieszczone są na tym samym poziomie co w lotnictwie.

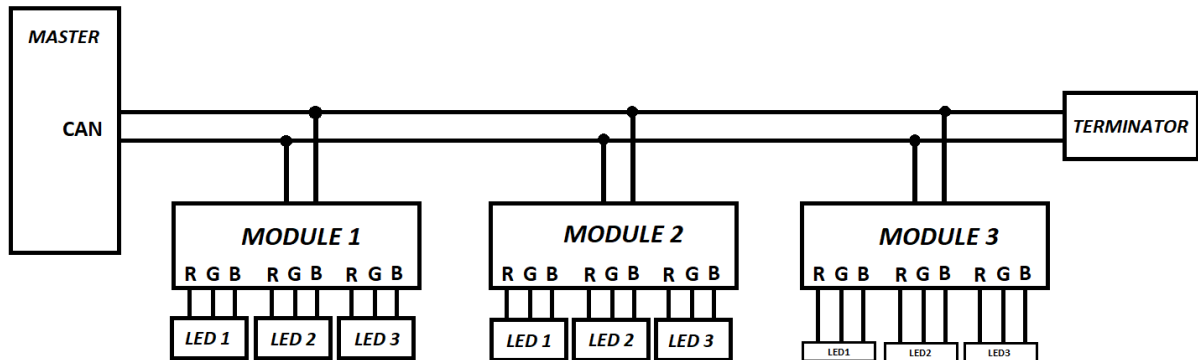
Badania przedstawione w artykule oparte są na zastosowaniu szyfrowania programowego, które cechuje się tym, że jest to rozwiązanie łatwo modyfikowalne i adaptowalne do rozwijającej technologii. Aktualizacja oprogramowania w porównaniu z wymianą elementów sprzętowych nie niesie ze sobą praktycznie żadnych kosztów.

Podczas badania wykorzystano magistralę CAN z mechanizmem „end-to-end protection” (E2E), który zapewnia odpowiednią kolejność dostarczanych ramek. Oznacza to, że wyeliminowana jest możliwość zagubienia ramki, a wykrycie sytuacji zamiany bitów podczas transmisji jest łatwiejsze. Zaproponowane podejście polega na obliczaniu sumy kontrolnej z pola danych począwszy od bajtu nr 1 (bajt nr 0 zawiera informację o wartości obliczonego CRC) na podstawie klucza zaszytego w module. Każdy moduł przechowuje 16 wartości kluczy zależnych od aktualnego indeksu, który zmienia się od 0 do 15 według zależności  $index = (index+1)\%16$ . Algorytm obliczania CRC jest znany, tak więc mając odpowiednio dużą ilość podsłuchanych z magistrali danych, tzw. logów, możliwe jest opracowanie oprogramowania, które odtworzy 16 wartości kluczy dla modułu. Celem badania przedstawionego w artykule było sprawdzenie odporności na ataki polegające na nagraniu transmisji, a następnie odtworzeniu wybranych ramek. Należy jednak zaznaczyć, że mechanizm E2E nie służy do szyfrowania danych, wartości sygnałów przesyłane są jawnie, przez co, podsłuchując magistralę i analizując bieżący indeks można wysłać wcześniej nagraną ramkę o kolejnym indeksie i dokonać ataku na moduł wykonawczy.

Jako mechanizm minimalizujący ryzyko takiego ataku zaproponowano dołożenie dodatkowej informacji do pola danych, tzw. znacznika okna czasowego. Jest to aktualna wartość czasu liczonego od uruchomienia całego systemu. Jego wartość początkowa jest inicjowana przez specjalną ramkę, która jest wysyłana przez urządzenie sterujące pozostałymi modułami na starcie systemu, a następnie co określony czas (w badaniu przyjęto okres 10 sekund) podlega ona synchronizacji.

## 2. Stanowisko testowe stosowane w badaniach

Badaniu poddane zostały układy sterujące oświetleniem wewnątrz, komunikujące się ze sobą za pomocą magistrali CAN (Rys.1). Każdy moduł zawierał 3 diody LED, których sterowanie odbywało się za pomocą PWM. Przyjęto założenie, że informacje sterujące 1 diodą LED zajmują 8 bajtów: wartość PWM dla każdego kanału przesyłana jest na 2 bajtach (czyli maksymalna wartość to 65535), wartość czasu świecenia to 1 bajt oraz 1 bajt zarezerwowano na dodatkowe informacje, takie jak tryb świecenia oraz adres modułu na magistrali. Podsumowując, do sterowania poprzez magistralę CAN modułem zawierającym jako element wykonawczy 3 diody LED potrzebne były 24 bajty pola danych.



Rys.1. Schemat badanego układu  
Fig. 1. Diagram of the system under test

## 3. Implementacja symulacji ataku poprzez nagranie transmisji i jej późniejsze odtworzenie

Wstępem do badań było nagranie transmisji na magistrali CAN podczas regularnej pracy, kiedy moduły wykonawcze były wysterowane. Następnie, po wybraniu ramek z określonego fragmentu czasowego, zostały one odtworzone i wysłane na magistralę. Przedmiotem obserwacji było to, że możliwe jest wysterowanie żądanego modułu. Długość ważności okna czasowego została ustalona na 100ms.

Przeprowadzone zostały 2 warianty badań:

- a. Informacje sterujące przesyłane były przy użyciu protokołu CANFD, bez mechanizmu „end-to-end protection (E2E)”

W tym przypadku zastosowano długość pola danych 32 bajty: 1 bajt znacznika okna czasowego oraz 24 bajty na dane odpowiedzialne za sterowanie 3 diodami LED. W analizowanym przykładzie nie zastosowano żadnego mechanizmu chroniącego przed zagubieniem ramki lub zamianą wartości sygnałów w ramce.

- b. Informacje sterujące przesyłane były przy użyciu protokołu CANFD, z wykorzystaniem mechanizmu E2E

W przedstawionym przypadku zastosowano długość pola danych 32 bajty: 1 bajt CRC, 1 bajt index (E2E), 1 bajt znacznika okna czasowego oraz 24 bajty na dane odpowiedzialnych za sterowanie 3 diodami LED. W analizowanym przykładzie zastosowano mechanizm chroniący przed zagubieniem ramki lub zamianą wartości sygnałów w ramce.

## 4. Podsumowanie

Implementacja dodatkowego mechanizmu znacznika okna czasowego, które jest podejściem opracowanym przez autora, znacząco zwiększyła bezpieczeństwo transmisji danych na magistrali CAN. Badany system stał się bardziej odporny na atak polegający na nagraniu i odtworzeniu nagranych scenariusza w celu wysterowania modułu. Przy wysłaniu niepożądanego ramki-intruza, w tym samym oknie czasowym co pierwotna ramka, nadal istnieje możliwość ataku, który może się zakończyć powodzeniem, jednak możliwość ta została znacznie zminimalizowana. Szansa udanego ataku wynosi  $1/(\text{zakres znacznika okna czasowego})$ . Otrzymane wyniki pokazały, że należy przeprowadzić dodatkowe badania polegające na skróceniu długości okien czasowych i znalezieniu długości optymalnej, takiej która jednocześnie zapewni poprawną transmisję. Przy implementacji podstawowej wersji protokołu bez okien czasowych zawsze możliwe było wysterowanie modułu przez odtworzenie nagranych ramek.

Użycie znacznika okna czasowego, pozwalającego na określenie tego czy sygnały w ramce są ważne czy też nie spowodowało, że nagranie wysłanej ramki sterującej docelowym modułem i wysłanie jej ponownie (identyczne pola danych) w późniejszym czasie (w 2 różnych oknach czasowych) nie wysterowało modułu. Rozbudowując proponowane rozwiązanie do wariantu z dodatkowym zabezpieczeniem w postaci operacji XOR każdego bajtu pola danych oraz wartości znacznika okna czasowego uzyskano dodatkowe maskowanie wartości sygnałów, czyli nie jest możliwe podsłuchiwanie sygnałów. Sygnały nie są przesyłane w postaci jawnej.

Z drugiej strony rozwiązanie to, aby mogło być w pełni zaimplementowane, determinuje spełnienie dodatkowych następujących wymagań:

- konieczność obsługi zegara czasu rzeczywistego (sprzętowego lub jego implementacja programowa na mikrokontrolerze) na każdym module oraz synchronizacji zegarów dla wszystkich modułów na magistrali,
- konieczność zastosowania nadmiarowego pola danych dla przesłania wartości znacznika okna czasowego, co wpływa na zmniejszenie pojemności pola danych w ramce CAN. Biorąc jednak pod uwagę fakt, że współczesny protokół CANFD zapewnia 64 bajty danych w 1 ramce, przeznaczenie 4 bitów lub nawet 8 bitów na wspomnianą nadmiarowość nie jest krytyczne w większości przypadków.

## Literatura

1. K. Rokicki and K. Szczurowski, "Methods of identification of data transmitted in the in-vehicle CAN-BUS networks," *2015 20th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR)*, 2015, pp. 946-949, doi: 10.1109/MMAR.2015.7284005.
2. K. Iehira, H. Inoue and K. Ishida, "Spoofing attack using bus-off attacks against a specific ECU of the CAN bus," *2018 15th IEEE Annual Consumer Communications & Networking Conference (CCNC)*, 2018, pp. 1-4, doi: 10.1109/CCNC.2018.8319180.
3. BOSCH, CAN With Flexible Data-Rate Specification (2012)  
<https://scholar.google.com/scholar?q=BOSCH%20CAN%20With%20Flexible%20Data-Rate%20Specification%20%282012%29>  
Dostęp: 21 czerwca 2021.
4. <https://www.wired.com/2015/07/hackers-remotely-kill-jeep-highway>.  
Dostęp: 21 czerwca 2021.

## **ANALIZA CZĘSTOŚCI WYSTĘPOWANIA FAŁSZYWIE NEGATYWNYCH WYNIKÓW AUTOMATYCZNYCH TESTÓW UKŁADÓW WBUDOWANYCH**

**mgr inż. ANNA GNACY-GAJDZIK**

Inżynieria Mechaniczna, semestr II, 3 stopień

DIP Draexlmaier Engineering Polska Sp. z o. o.

Opiekun naukowy: Dr hab. inż. Piotr Przystałka, prof. PŚ

Opiekun ze strony przedsiębiorcy: Dr inż. Wojciech Sebzda

**Streszczenie.** Celem niniejszej pracy było przeprowadzenie analizy negatywnych wyników testów układów wbudowanych stosowanych w systemach nadzorujących baterie w pojazdach elektrycznych. Testy były prowadzone w czasie rzeczywistym w docelowym układzie ECU. Analiza dostarczyła informacji na temat częstości występowania wyników migoczących, ich wpływu na jakość procesu testowania oraz możliwości ich eliminacji.



### **ANALYSIS ON THE EMPIRICAL PROBABILITY OF FALSE NEGATIVE RESULTS IN AUTOMATED TESTS FOR EMBEDDED SYSTEMS**

**Abstract.** The aim of this study was to analyse the negative test results of embedded systems used in electric vehicle battery control units. The tests were executed in real time in the target ECU. The analysis provided information on the empirical probability of flickering results, their impact on the quality of the testing process and the possibility to eliminate them.

#### **1. Wprowadzenie**

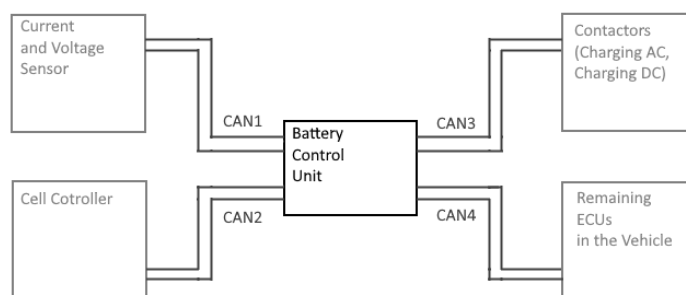
Rozwój funkcjonalności układów wbudowanych stosowanych w przemyśle samochodowym powoduje zwiększenie złożoności procesu jego weryfikacji i walidacji. Testowanie oprogramowania wbudowanego różni się od testowania aplikacji desktopowych głównie tym, że od oprogramowania wbudowanego wymaga się większej niezawodności niż od aplikacji komputerowych, a część zagadnień możliwa jest do przetestowania tylko w czasie rzeczywistym. Mowa tutaj na przykład o obsłudze przerwań przy przetwarzaniu równoległym. Producenci oprogramowania dążą do automatyzacji procesów testowych w celu minimalizacji kosztów i czasu wykonywania testów [2]. Weryfikacja wymogów bezpieczeństwa oprogramowania, wspomniana w normie ISO 26262, nazywana jest testami kwalifikacyjnymi zgodnie ze standardem ASPICE. Istotą tej fazy testów jest wykazanie, że oprogramowanie wbudowane stosowane w pojazdach samochodowych spełnia wymagania bezpieczeństwa w środowisku docelowym. Norma ISO 26262 zaleca, aby testy tej fazy prowadzone były w docelowym pojeździe samochodowym, jednak ze względu na wysokie koszty oraz trudności z symulacją błędów w czasie testowania powszechnie stosowanym rozwiązaniem jest podejście Hardware In the Loop (HIL). Obejmuje ono emulację czujników i elementów wykonawczych w czasie rzeczywistym. Działają one jako interfejs między symulatorem instalacji a testowanym układem wbudowanym. Sygnał z każdego emulowanego czujnika jest

generowany przez symulator instalacji i odczytywany przez testowany system wbudowany. Z kolei testowany system wbudowany wyposażony w algorytmy sterowania, wysyła sygnały sterujące elementami wykonawczymi zabudowanymi w symulatorze instalacji. Zmiany sygnałów sterujących powodują zmiany wartości zmiennych w symulowanej instalacji.

Testy zakończone wynikiem negatywnym powinny skutkować zgłoszeniem defektu. Jednym z negatywnych aspektów automatyzacji testów jest pojawianie się testów migoczących. Są to testy, które bez konkretnego powodu kończą się wynikiem raz pozytywnym, raz negatywnym, nawet jeżeli są uruchamiane w tym samym środowisku. Jest to sytuacja niepokojąca i wymagająca dogłębnej analizy. Tym bardziej, że każdy z wykonywanych przypadków testowych został poddany formalnemu przeglądowi (ang. review) zarówno na etapie specyfikowania, jak i implementacji. W artykule przedstawiono wyniki analizy częstości występowania testów migoczących, czyli prawdopodobieństwa pojawiania się fałszywie negatywnych rezultatów, oraz ich wpływu na jakość procesu testowania układów wbudowanych stosowanych w systemach nadzorujących baterie w pojazdach elektrycznych.

## 2. Stanowisko testowe stosowane w badaniach

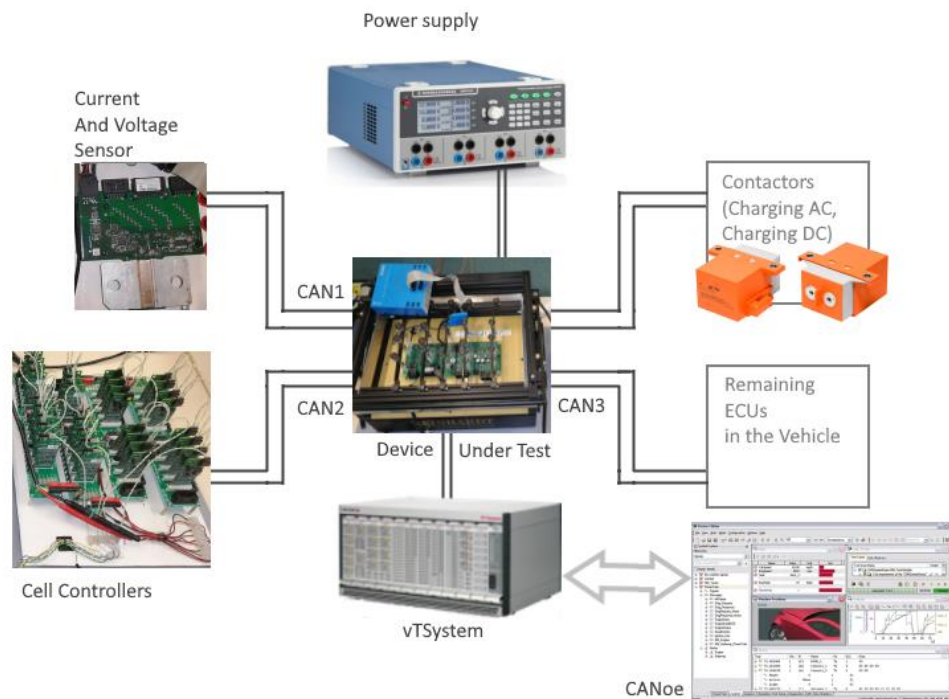
Badaniu poddany został układ wbudowany projektowany i testowany w firmie Draexlmaier. Rozważany układ jest wykorzystywany w produkowanych seryjnie samochodach dostępnych na rynku od początku 2020 roku.



Rys.1. Badany układ jako czarna skrzynka  
Fig. 1. System under test as a black box

Testom poddana została jednostka nazywana Battery Control Unit (BCU), która na bieżąco oblicza stan naładowania, sprawność i funkcjonowanie akumulatora w pojeździe elektrycznym i przekazuje informacje do innych elementów pojazdu. Na rys. 1 przedstawiono badany układ jako czarną skrzynkę, pokazując jakie elementy zewnętrznego badanego układu wbudowanego mogą wpływać na wyniki testów i być przyczyną fałszywie negatywnych rezultatów.

Na rys. 2 przedstawiono stanowisko testowe stosowane w badaniach. Symulacja HIL obejmuje oprogramowanie wbudowane układu BCU, który jest fizycznie podłączony do symulatora vTsystem. Ten z kolei jest połączony siecią LAN z komputerem PC, na którym zainstalowane jest oprogramowanie symulacyjne CANoe. W oprogramowaniu tym zawarta jest konfiguracja vTsystemu oraz ustawienia protokołów komunikacyjnych. Zaimplementowane w nim zmienne umożliwiają sterowanie podłączonymi do vTsystemu urządzeniami. Można generować dowolne sygnały do nich wysyłane oraz tworzyć skrypty opisujące zachowanie symulowanych elementów systemu. Umożliwia ono również wykonywanie testów automatycznych przygotowanych wcześniej w dedykowanym oprogramowaniu vTestStudio lub skryptów napisanych w języku C, C++ lub Python [3].



Rys. 2. Symulacja HIL stosowana w badaniach  
 Fig. 2. HIL simulation used in testing

### 3. Analiza częstości występowania fałszywie negatywnych wyników automatycznych testów

We wstępnej fazie badania wykonano 216 przypadków testowych przyporządkowanych do 18 modułów funkcjonalnych. Pokrywają one najważniejsze funkcje badanego układu takie jak interfejsy komunikacyjne, diagnozy, obsługę funkcji diagnostycznych, obsługę błędów, a przede wszystkim funkcjonalności związane z obsługą elementów zewnętrznych pokazanych na rys. 2. W wyniku przeprowadzonych testów otrzymano 167 rezultatów pozytywnych oraz 49 negatywnych, co oznacza 22,69 % negatywnych rezultatów. Czas wykonywania testów w tej fazie to 233 minuty.

Pozytywne wyniki testów oznaczają koniec tej fazy pracy testerów. W przypadku wyników negatywnych należy ocenić otrzymane wyniki i określić przyczynę niepowodzenia – wykryć defekt badanego układu lub wykazać, że przyczyną jest czynnik środowiskowy. Taka analiza trwa zazwyczaj kilka do kilkudziesięciu minut w zależności od skomplikowania przypadku testowego. Zakładając czas analizy 5 minut – w przypadku tej sesji testowej analiza negatywnych wyników zajęłaby 245 minut.

Jak wskazuje Axelrod [1] bardzo często podejście testerów do negatywnych wyników polega na ponownym ich wykonaniu. W przypadku uzyskania wyniku pozytywnego kończony jest proces testowania. Druga faza przeprowadzonego badania pozwala na ilościową ocenę. Te same 216 przypadków testowych zostało wykonanych 10 razy. W celu uniezależnienia otrzymanych wyników bieżących od poprzednich kolejność wykonywanych testów była losowa. Otrzymano 74 wyniki pozytywne (co stanowi 34%), 15 negatywnych (co stanowi 7%) oraz 128 migoczących (59%). Oznacza to, że otrzymane wcześniej wyniki pozytywne nie są wynikami pewnymi. Prawdopodobieństwo uzyskania wyniku przeciwnego do pierwotnego zostało przedstawione na rys. 3.



Rys. 3 Prawdopodobieństwo uzyskania wyniku przeciwnego w 10 próbach  
 Fig. 3 Probability of the opposite result in 10 trials

Spośród prób pozytywnych uzyskanych w pierwszym etapie aż 43 (26%) z prawdopodobieństwem większym lub równym 80% uzyskało wynik negatywny. Natomiast sytuacja przeciwna, czyli uzyskanie próby pozytywnej z prawdopodobieństwem większym niż 80% w przypadku pierwotnego wyniku negatywnego to 18 przypadków (36%). Wykres ten pokazuje także, że otrzymano 31% pewnych negatywnie oraz 46% pewnych pozytywnie rezultatów.

Prawidłowe podejście do testów migoczących powinno polegać przede wszystkim na analizie przyczyny ich migotania, a nie kolejnym wykonywaniu testów, aż do uzyskania wyniku pozytywnego.

#### 4. Podsumowanie

Występowanie testów migoczących obserwuje się nie tylko w procesie testowania układów wbudowanych, ale tu jest ono najtrudniejsze do wyeliminowania. Proces analizy testów migoczących jest czasochłonny, szczególnie, że zazwyczaj na migotanie testu składa się kilka niezależnych od siebie przyczyn. Automatyzacja tego procesu zdecydowanie wpłynęłaby na poprawę jakości procesu testowania oraz jego optymalizację.

#### Literatura

1. Axelrod A., Automatyzacja testów. Kompletny przewodnik dla testerów oprogramowania. PWN, Warszawa (2019).
2. Kum D., Son J., Lee S., Wilson I., Automated Testing for Automotive Embedded Systems, SICE-ICASE International Joint Conference, Busan, s. 4414-4418 (2006).
3. Mizoguchi M., Iida T., Irie T., Optimization of automated executions based on integration test configurations of embedded software, IEEE International Conference on Software Testing, Verification and Validation Workshops (ICSTW), Porto, s. 358-363 (2020).

## OPTIMALIZACJA KSZTAŁTU PRZETŁOCZEŃ OSŁONY UKŁADU WYDECHOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

**mgr inż. JOACHIM JAROSZ**

Inżynieria Mechaniczna, semestr IV, 3 stopień

Tenneco Automotive Polska Sp. z o.o.

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Adam Długosz, Prof. PŚ

**Streszczenie.** Artykuł poświęcony jest optymalizacji kształtu przetłoczeń osłony układu wydechowego przy wykorzystaniu algorytmów ewolucyjnych oraz metody elementów skończonych. W ramach pracy utworzono parametryczne modele geometryczne oraz numeryczne wybranej osłony stosowanej w przemyśle motoryzacyjnym. Zadania optymalizacji rozwiązano przy pomocy zewnętrznego algorytmu niezwiązanego ze środowiskiem ANSYS, jak również za pomocą modułów wbudowanych w to oprogramowanie.



### SHAPE OPTIMIZATION OF THE EMBOSING OF THE EXHAUST SYSTEM SHIELD FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

**Abstract.** This paper is devoted to the shape optimization of the exhaust system shield embossing using evolutionary algorithms and finite element method. The parametric geometrical and numerical models of a selected shield applicable to the automotive industry were created. Optimization tasks were solved using an external algorithm not associated with the ANSYS framework as well as using modules built into the software.

#### 1. Wprowadzenie

Rola osłon układu wydechowego silników spalinowych na przestrzeni ostatnich lat znacznie ewoluowała, z roli czysto chroniącej elementy otaczające układ, do roli utrzymania odpowiedniej temperatury spalin by pewne procesy chemiczne mogły zaistnieć. Dotyczy to przede wszystkim eliminacji zanieczyszczeń takich jak tlenki azotu, wodorotlenki itp. Prawidłowo zaprojektowane osłony muszą spełniać wiele kryteriów związanych z ich charakterystykami wytrzymałościowymi, cieplnymi, akustycznymi, itp. Osłony są zwykle wykonywane z żaroodpornej i cienkiej blachy, której grubość waha się od 0.25mm do nawet 2.5mm. Często materiałem stosowanym do ich budowy jest aluminium. Dzięki wysokiej odporności cieplnej nie ulegają one uszkodzeniu nawet w wysokich temperaturach. Występują one w wielu konfiguracjach, m.in.: (i) osłony jednowarstwowe, (ii) wyklejane matami odpornymi na wysokie temperatury od wewnątrz, (iii) osłony dwuwarstwowe, składające się z dwóch arkuszy blachy o różnych grubościach każda, ze szczeliną powietrzną lub materiałem izolacyjnym pomiędzy nimi. Przykładowe geometrie różnych rodzajów osłon przedstawiono na Rys.1. W praktyce osłony tego typu posiadają przetłoczenia w celu zwiększenia sztywności samej osłony oraz redukcji maksymalnych wartości naprężeń i przemieszczeń [1]. W ramach pracy utworzono uproszczony model geometryczny osłony w postaci fragmentu powierzchni o zadanej krzywiznie wraz z przetłoczeniami oraz otworami montażowymi. Osłony elementów



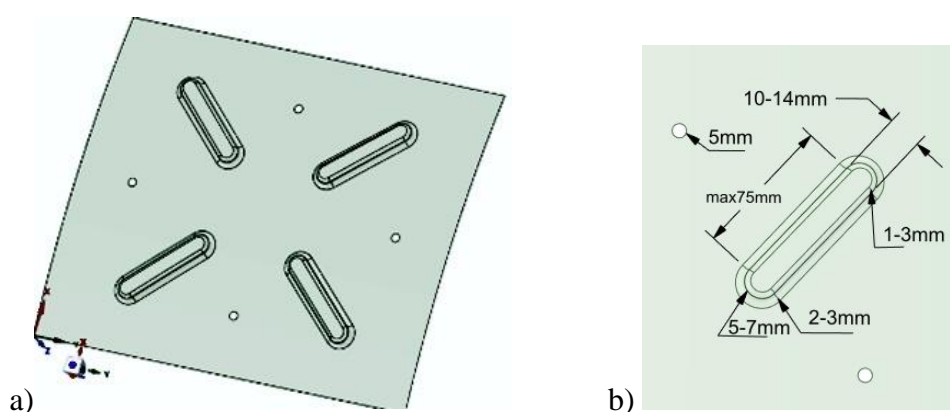
układu oczyszczania spalin, które są przedmiotem niniejszego artykułu zostały już poddane numerycznej analizie modalnej. Wykonano analizę wariantową uwzględniającą częstotliwości wymuszenia (drżania generowane przez silnik). Podstawowym celem było zaprojektowanie osłon dla których częstotliwości rezonansowe będą wyższe od 230Hz. Rezultaty badań przedstawiono w pracy [4]. Zauważono niewielki wpływ przetłoczeń umiejscowionych w płaszczyznach symetrii.



Rys.1 Rodzaje osłon jednowarstwowych układu wydechowego  
Fig. 1. Different types of the exhaust system shield

## 2. Parametryczny model geometryczny oraz numeryczny osłony

Opracowano model geometryczny dla osłony, analogiczny jak w pracy [4]. Model o wymiarach zewnętrznych 200x240mm posiada symetrycznie rozłożone cztery przetłoczenia oraz cztery otwory montażowe (Rys. 2). Opracowano odpowiednie parametryczne modele geometryczne, które były podstawą przeprowadzenia późniejszych zadań optymalizacji.



Rys. 2 a) Model geometryczny osłony, b) Wymiary oraz parametryzacja przetłoczenia  
Fig. 2. a) Geometrical model of the shield, b) Dimensions and parameterization of embossing

Wymiary i położenie przetłoczenia sparametryzowano za pomocą czterech zmiennych, tj. współrzędnych pionowych i poziomych w płaszczyźnie osłony dla 2 punktów będących początkiem i końcem przetłoczenia. Parametryzacja dotyczy wyłącznie jednego przetłoczenia, pozostałe generowane są symetrycznie wzdłuż osi symetrii modelu. Zakres zmienności tych punktów oraz pozostałych parametrów geometrycznych przetłoczenia zestawiono w Tabeli 1. Całkowita liczba zmiennych projektowych wynosi 8.

Model numeryczny, został przygotowany przy pomocy preprocesora oprogramowania ANSYS [5]. Zbudowany jest z liniowych powłokowych elementów skończonych typu QUAD4 oraz TRIA3 [6]. Osłonę podparto w sposób swobodny na wszystkich krawędziach zewnętrznych oraz obciążono siłami docisku wynoszącymi 15N w 4 otworach montażowych. Materiałem osłony jest standardowa stal aluminiowana o module Younga  $E=2.1e5$  MPa, współczynnika Poisson'a  $\nu=0.3$  i gęstości  $\rho=7.85e-9$  kg/m<sup>3</sup>.

Tabela 1. Opis, oznaczenia oraz ograniczenia dla zmiennych projektowych  
 Table 1. Description, designations and constraints for design variables

opis zmiennej	oznaczenie zmiennej	zakres zmienności [mm]
współrzędna x początku przetłoczenia	x1	25.0 – 80.0
współrzędna y początku przetłoczenia	y1	25.0 - 45.0
współrzędna x końca przetłoczenia	x2	25.0 - 80.0
współrzędna y końca przetłoczenia	y2	45.0 - 100.0
promień przetłoczenia	r	5.0 - 7.0
promień górny	rg	1.0 - 3.0
promień dolny	rp	2.0 - 3.0
grubość osłony	g	0.25 - 1.5

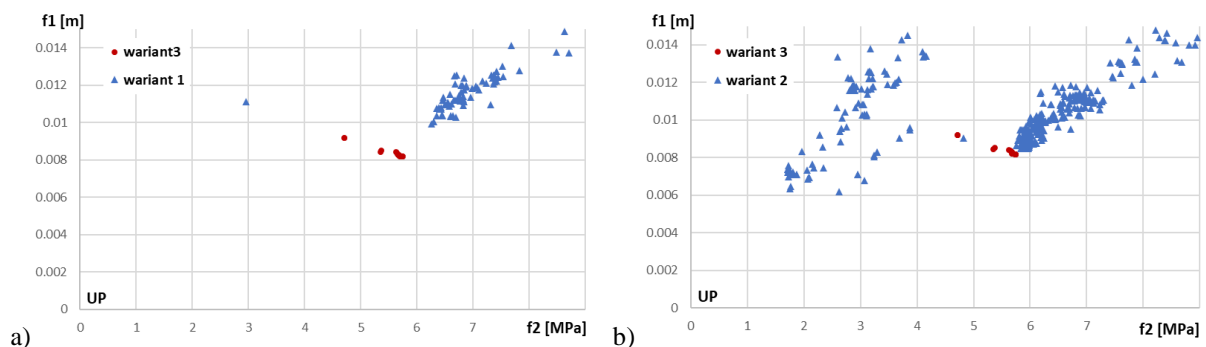
### 3. Przykład optymalizacji

Przeprowadzono zadania optymalizacji przyjmując następujące kryteria:

- minimalizacja maksymalnego przemieszczenia w modelu (f1)
- minimalizacja maksymalnego naprężenia redukowanego w modelu (f2)

Ponieważ zdefiniowano dwa kryteria optymalizacji, w module DO (*Direct Optimization*) zadania optymalizacji uruchamiano przy wykorzystaniu algorytmów optymalizacji wielokryterialnej. Obliczenia wykonano dla następujących wariantów: (wariant 1) Adaptive Multiobjective Method przy wykorzystaniu algorytmu NSGA-II, (wariant 2) Multiobjective Genetic Algorithm (MOGA), będący również wariantem algorytmu NSGA-II [3]. Ponadto przeprowadzono optymalizację dla zdefiniowanych kryteriów, wykorzystując zewnętrzny program MOOPTIM (wariant 3), będący ulepszoną wersją wielokryterialnego algorytmu ewolucyjnego opartego o mechanizm niezdominowanego sortowania [2]. Aby możliwe było przeprowadzenie zadania optymalizacji wykorzystując do tego zewnętrzny program, opracowano odpowiednie dodatkowe procedury oraz kody skryptowe. Opracowane kody w języku Python umożliwiają budowę modelu parametrycznego w module *SpaceClaim* oraz analizę numeryczną MES w module *Static Structural*.

Zdefiniowane w pracy kryteria optymalizacji nie są sprzeczne, tj. redukcji maksymalnego przemieszczenia towarzyszy również spadek wartości maksymalnego naprężenia redukowanego. W związku z tym, jako wynik optymalizacji nie otrzymujemy frontu Pareto o pełnej rozpiętości, natomiast rozwiązanie zmierza w kierunku tzw. punktu utopijnego UP (*ang. Utopian Point*) leżącego na przecięciu osi kryteriów optymalizacji. Na Rys.3 przedstawiono porównanie rozwiązania otrzymanego za pomocą algorytmu MOOPTIM z rozwiązaniami otrzymanymi przy użyciu modułu *Direct Optimization*.

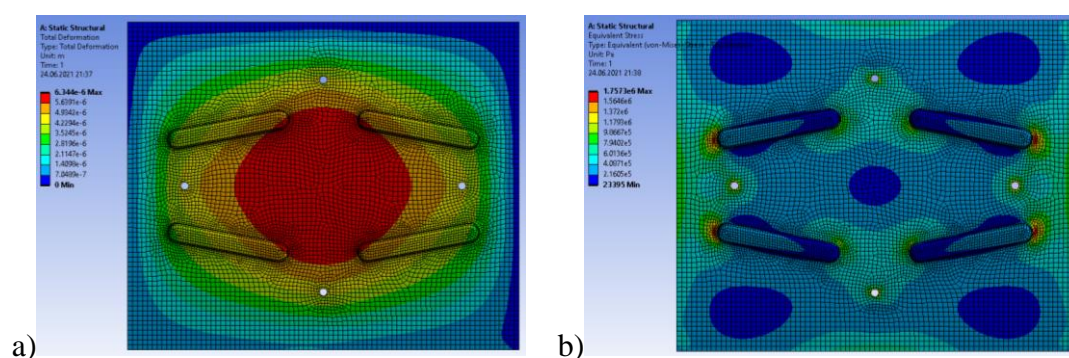


Rys. 3 Zbiór rozwiązań otrzymanych dla: a) wariantów 1 i 3, b) wariantów 2 i 3  
 Fig. 3. The set of solutions obtained for: a) variants 1 and 3, b) variants 2 and 3

W Tabeli 2 zestawiono porównanie rozwiązań leżących najbliżej punktu UP dla trzech wariantów optymalizacji. Na Rys. 4 przedstawiono barwną mapę rozkładu przemieszczeń oraz naprężeń redukowanych wyznaczonych z hipotezy Hubera-Misesa dla najlepszego rozwiązania (leżącego najbliżej punktu UP).

Tabela 2. Optymalne wartości zmiennych projektowych oraz funkcjonałów dla wariantów 1-3  
Table 2. Optimal values of design variables and functions for variants 1-3

	x1	y1	x2	y2	r	rg	rp	g	f1	f2
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[MPa]	[mm]
wariant 1	62.1	38.8	52.6	80.9	6.34	1.38	2.94	1.39	2.95	11.1
wariant 2	71.5	30.4	59.7	92.9	5.01	2.17	2.82	1.47	1.76	6.3
wariant 3	69.9	27.4	71.4	88.1	5.31	2.84	1.58	1.50	5.35	8.4



Rys. 4 a) Rozkład przemieszczeń, b) Rozkład naprężeń redukowanych  
Fig. 4. a) Displacement distribution, b) Equivalent stress distribution

#### 4. Wnioski końcowe

Optymalizacja wielokryterialna prowadzi do otrzymania nie jednego, ale zbioru rozwiązań optymalnych w sensie Pareto. Należy podkreślić, że rozwiązania otrzymane algorytmem MOOPTIM są zbiorem rozwiązań niezdominowanych (tworzą front Pareto) w porównaniu do rezultatów otrzymanych za pomocą modułu DO, gdzie jest to zbiór wszystkich otrzymanych rozwiązań. Zbiór rozwiązań otrzymany przy użyciu algorytmu MOOPTIM (wariant 3) jest lepszy (mniejsza odległość większości rozwiązań od punktu UP) w porównaniu do wariantu 1, natomiast gorszy w porównaniu do wariantu 2 (Rys.2). Pomimo różnic wartości funkcjonałów dla rozwiązań najbliższych punktu UP, kształt i położenie otrzymanych przetłoczeń oraz grubość osłony nie różnią się znacząco dla rozpatrywanych wariantów optymalizacji.

#### Literatura

1. Bąk R., Burczyński T., Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, WNT Warszawa 2013.
2. Burczyński, T., Kuś, W., Beluch, W., Długosz, A., Poteralski, A., Szczepanik, M., Intelligent Computing in Optimal Design, Solid Mechanics and Its Applications, Series Volume 261, Springer International Publishing 2020.
3. Goldberg, D.E.: Algorytmy genetyczne i ich zastosowania. WNT, Warszawa, 1995.
4. Jarosz P., Długosz A., Numeryczna analiza modalna osłony układu wydechowego, Metody komputerowe – 2020, Studencka konferencja naukowa, Gliwice 2020.
5. Zienkiewicz O.C., Metoda elementów skończonych. WNT Arkady Warszawa 1972.

# OPTIMALIZACJA BELKI DLA WYBRANEGO KRYTERIUM PRZY UŻYCIU SZTUCZNEGO SYSTEMU IMMUNOLOGICZNEGO

**inż. MATEUSZ JUSZCZAK**

Automatyka i Robotyka, semestr I, 2 stopień

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

**Streszczenie.** Artykuł dotyczy optymalizacji belki wspornikowej za pomocą sztucznego systemu immunologicznego (SSI). Przeprowadzono analityczne obliczenia wytrzymałościowe dla wyżej wymienionej belki oraz porównano wyniki z programem komputerowym wykorzystującym metodę elementów skończonych. Optymalizacja polegała na odpowiednim rozmieszczeniu podpór, tak aby przemieszczenia dwóch wskazanych punktów były jednakowe, przy spełnieniu warunków ograniczających.



## OPTIMIZATION OF A BEAM FOR THE SELECTED CRITERION USING AN ARTIFICIAL IMMUNE SYSTEM

**Abstract.** The paper presents optimization of a beam for the selected criterion using an artificial immune system (AIS). Analytical strength calculations for the above-mentioned beam were carried out and the results were compared with a computer program using the finite element method. The optimization consisted in the appropriate arrangement of the supports so that the displacements of the two indicated points were the same under the limiting conditions.

### 1. Wprowadzenie

Celem optymalizacji za pomocą sztucznego systemu immunologicznego (SSI) było znalezienie najlepszego rozwiązania dla danego problemu według przyjętego kryterium optymalizacji. Optymalizacja tą metodą była wykorzystywana dla wielu różnych rozwiązań inżynierskich, dając dobre rezultaty [2]. Dlatego też w niniejszej pracy została przeprowadzona optymalizacja belki dla wybranego kryterium przy użyciu sztucznego systemu immunologicznego. W niniejszej pracy problemem optymalizacji było znalezienie optymalnego rozmieszczenia dwóch podpór dla belki wspornikowej. Zmiennymi projektowymi dla tego zadania były współrzędne obu podpór. Dla belki przeprowadzono obliczenia analityczne [1], a następnie napisany został program komputerowy (*solver.exe*) w języku programowania C++, który umożliwił wyznaczenie przemieszczeń wszystkich punktów wyżej wymienionej belki. SSI w procesie optymalizacji dla każdego zadania uruchamiał program *solver.exe*, a następnie obliczana była funkcja celu, która zależała od przemieszczeń dwóch skrajnych punktów belki.

Wyniki optymalizacji przedstawione zostały w postaci graficznej. Artykuł kończy się wnioskami podsumowującymi wykonaną optymalizację.

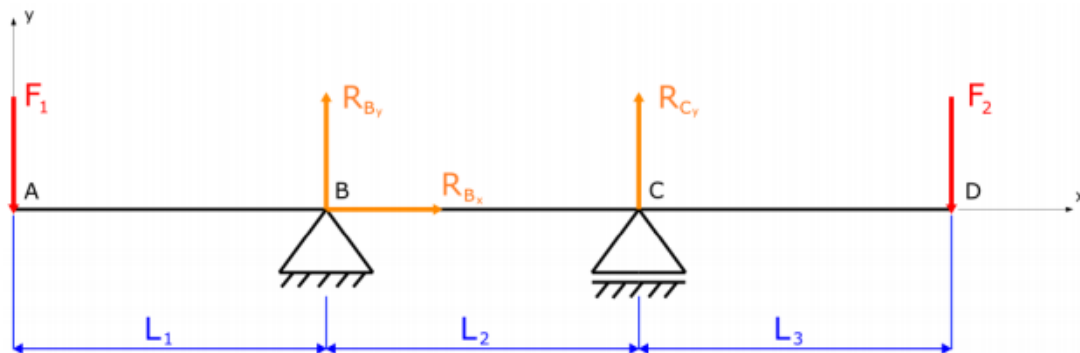
### 2. Sztuczny system immunologiczny

Sztuczny system immunologiczny [2] zastosowany w niniejszym artykule zbudowany został na podstawie mechanizmu selekcji klonalnej. W pierwszym kroku generowane są

komórki pamięci w sposób losowy. W skład każdej komórki pamięci wchodzi zmienne projektowe. Każda z komórek pamięci odpowiada jednej belce wspornikowej. Następnie realizowany jest etap klonowania wygenerowanych wcześniej belek, które poddawane są procesowi mutacji za pomocą mutacji Gaussa. Liczba komórek pamięci, liczba klonów oraz prawdopodobieństwo wystąpienia mutacji Gaussa są parametrami sztucznego systemu immunologicznego. Dodatkową procedurą zastosowaną w SSI jest mechanizm zatłoczenia sterowany za pomocą parametru określającego minimalny obszar poszukiwań podobnych rozwiązań. W wyniku jego działania podobne komórki pamięciowe są eliminowane. Cały proces jest powtarzany iteracyjnie, aż do spełnienia warunku zatrzymania.

### 3. Optymalizacja

Przykładowa belka, dla której przeprowadzona została optymalizacja przedstawiona została na rys. 1. Celem tej optymalizacji było takie umiejscowienie podpór, dla których przemieszczenia punktów A i D były takie same.



Rys. 1. Belka  
Fig. 1. Beam

Optymalizacja ta dotyczyła minimalizacji funkcji celu opisanej wzorem (1):

$$\min_{limf} J, \text{ gdzie } J = |y_A - y_D| \quad (1)$$

gdzie:  $y_A$  – przemieszczenie pionowe belki w punkcie A,  
 $y_D$  – przemieszczenie pionowe belki w punkcie D.

Dodatkowo spełniona musiała być zależność:

$$F_1 = 1,5F_2 \quad (2)$$

Zmiennymi projektowymi dla tego zadania były: wymiary  $L_1$  oraz  $L_2$ . Wartość wymiaru  $L_3$  była wyliczana z zależności:

$$L_1 + L_2 + L_3 = const. \quad (3)$$

Następnie zostały wykonane obliczenia analityczne [1], które pozwoliły na napisanie programu komputerowego, który był potrzebny do przeprowadzenia optymalizacji.

$$R_{Cy} = \frac{F_2(L_2+L_3)-F_1L_1}{L_2} \quad (4)$$

$$R_{By} = F_1 + F_2 - \frac{F_2(L_2+L_3)-F_1L_1}{L_2} \quad (5)$$

$$y_A = \frac{\frac{F_1L_0^3}{6}+C+L_0+D}{EI} \quad (6)$$

$$y_D = \frac{\frac{F_1L^3}{6} - \frac{R_{By}(L-L_1)^3}{6} - \frac{R_{Cy}(L-L_1-L_2)^3}{6} + CL+D}{EI} \quad (7)$$

$$C = \frac{\frac{-F_1(L_1+L_2)^3}{6} + \frac{R_{By}L_2^3}{6} + \frac{F_1L_1^3}{6}}{L_2} \quad (8)$$

$$D = -\frac{F_1}{6} - \frac{\frac{-F_1(L_1+L_2)^3}{6} + \frac{R_{By}L_2^3}{6} + \frac{F_1L_1^3}{6}}{L_2} L_1 \quad (9)$$

Korzystając z programu BELKA dostępnego na stronie Politechniki Śląskiej [3], utworzono model belki przedstawionej na rys. 1 i wykonano obliczenia numeryczne. Po przeprowadzonej analizie w programie BELKA otrzymano takie same wyniki jak dla obliczeń analitycznych (tabela 1), dlatego można przyjąć, że wszystko zostało wykonane poprawnie. Porównanie to miało na celu tylko sprawdzenie czy wyprowadzone równania analityczne nie zawierają błędów.

Tabela 1. Porównanie wyników obliczeń analitycznych i w programie BELKA  
Table 1. Results comparison from analytical and BELKA program

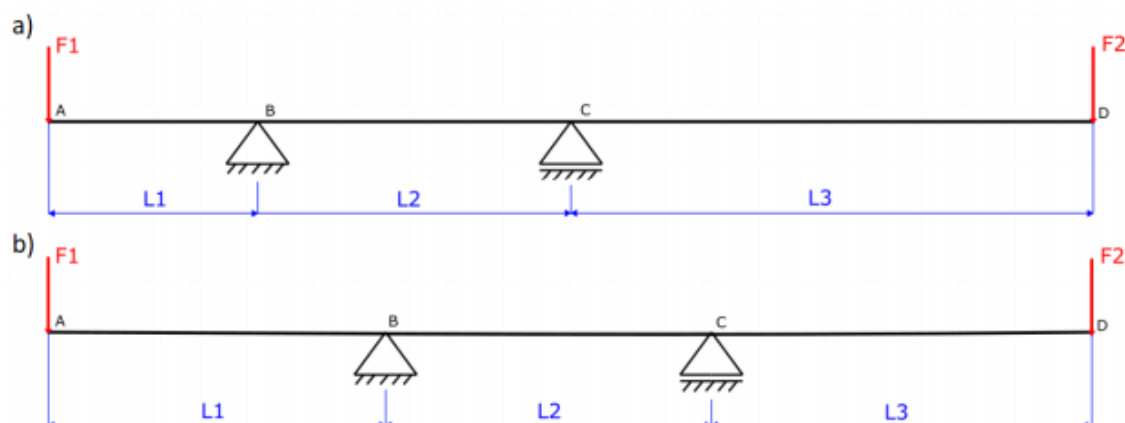
Przemieszczenia	
Wyniki obliczone analityczne	Wyniki obliczone w programie BELKA
$y_A = 0,529$ [mm]	$y_A = 0,529$ [mm]
$y_D = 2,616$ [mm]	$y_D = 2,614$ [mm]

Program optymalizacyjny działał dla odpowiednio dobranych parametrów sztucznego systemu immunologicznego. Parametrami tymi były: liczba komórek pamięci: 10, liczba klonów: 6, współczynnik zatłoczenia: 0,5 oraz prawdopodobieństwo mutacji Gaussa: 50 % [2]. Parametry te były dobrane na podstawie informacji uzyskanych z pozycji literaturowej [2].

W procesie optymalizacji następowała wymiana danych pomiędzy programem *solver.exe*, a sztucznym systemem immunologicznym. Program komputerowy o nazwie *solver.exe* napisany w programie C++ wyliczał funkcję celu opisaną wzorem (1), na podstawie informacji o zmiennych projektowych wygenerowanych przez sztuczny system immunologiczny. W kolejnym kroku informacja o wartości funkcji celu wracała do SSI. Proces optymalizacji był iteracyjny i dla odpowiednio dobranych parametrów dawał duże prawdopodobieństwo znalezienia rozwiązania optymalnego. Optymalizację przeprowadzono 10 razy uzyskując za każdym razem zbliżone wyniki. Optymalne wartości rozmieszczenia podpór dla belki wspornikowej przedstawione są w tabeli 2 oraz zwizualizowane na rysunku 2.

Tabela 2. Wyniki przed i po optymalizacji  
 Table 2. Results before and after optimization process

Dane	Dla zmiennych przykładowych	Dla zmiennych po optymalizacji
$L_1$	200 [mm]	323 [mm]
$L_2$	300 [mm]	312 [mm]
$y_A$	0,529 [mm]	1,385 [mm]
$y_D$	2,616 [mm]	1,385 [mm]
$ y_A - y_D $	2,08701 [mm]	0,00000029 [mm]



Rys. 2. Wizualizacja wyników: a) belka dla zmiennych przykładowych, b) belka dla zmiennych po optymalizacji

Fig. 2. Results visualization: a) beam for sample variables, b) beam for variables after optimization

#### 4. Wnioski

W artykule przedstawiona została optymalizacja belki wspornikowej za pomocą sztucznego systemu immunologicznego. Celem tej optymalizacji było takie ustawienie podpór aby przemieszczenia dwóch skrajnych punktów belki: punkt A oraz punkt D były takie same. W tabeli 2 oraz na rysunku 2 przedstawiono wyniki, które potwierdzają, że udało się znaleźć rozwiązanie optymalne. Znalezienie optymalnych wartości przy użyciu sztucznego systemu immunologicznego zajęło kilka minut, co jest krótkim czasem patrząc na proces optymalizacji. Wymagało to odpowiedniego ustawienia parametrów SSI. Najwięcej czasu natomiast zajęło przygotowanie obliczeń analitycznych oraz programu komputerowego napisanego w języku programowania C++. Podsumowując, zastosowanie SSI oraz programu do obliczeń wytrzymałościowych może być skutecznym narzędziem do optymalnego projektowania układów mechanicznych.

#### Literatura

1. Niegodziński M.E., Niegodziński T., Wytrzymałość materiałów. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa (2002).
2. Poteralski A., Optymalizacja immunologiczna układów mechanicznych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej (2015).
3. Program analizy wytrzymałościowej pręta zginanego BELKA <http://dydaktyka.polsl.pl/mes/starastrona/downl.htm> (dostęp 02.01.2021).

## WPLYW METODY MODELOWANIA MES NA OTRZYMANE WYNIKI UGIĘCIA DLA KOMPOZYTU WARSTWOWEGO

**mgr inż. MARCIN KALINOWSKI (zdjęcie), mgr inż. TOMASZ ZADOROŻNY**  
Inżynieria Mechaniczna, semestr IV, 3 stopień, Alstom Konstal S.A., Chorzów  
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Mirosław Szczepanik, prof. PŚ

**Streszczenie.** Artykuł dotyczy badania zależności pomiędzy siłą a ugięciem badanej próbki podczas próby trójpunktowego zginania strukturalnego kompozytu warstwowego. Zależność tę badano metodą elementów skończonych dla trzech różnych modeli numerycznych. W pierwszym modelu kompozyt warstwowy został zamodelowany za pomocą elementów 3D, w drugim za pomocą elementów 2D a w trzecim za pomocą elementów 2D i 3D. Otrzymane wyniki zostały zaprezentowane na wykresach obciążenie-ugięcie i porównywane.



### INFLUENCE OF THE FINITE ELEMENT MODELLING METHOD ON THE OBTAINED DEFLECTION RESULTS FOR A SANDWICH COMPOSITE

**Abstract.** The article concerns the dependence between the force and deflection of the tested sample during three-point bending test for structural sandwich composite. This dependence was investigated by means of finite element method for three different numerical models. In the first model, the layered composite was modeled with 3D elements, in the second with 2D elements and in the third with 2D and 3D elements. Obtained results were presented in load-deflection diagrams and were compared.

#### 1. Wprowadzenie

W niniejszym artykule zbadano zależność przyłożonej siły od ugięcia badanej próbki podczas próby trójpunktowego zginania przeprowadzonej dla strukturalnego kompozytu warstwowego w programie do symulacji numerycznej (HyperWorks [4]). Głównym celem pracy było zbadanie charakterystyk zginania kompozytowej belki warstwowej, a przede wszystkim wartości ugięcia belki pod działaniem określonej siły, które posłużą do dalszych badań nowych koncepcji kompozytów warstwowych do zastosowań konstrukcyjnych dla taboru kolejowego. Kolejnym celem było wyznaczenie najbardziej odpowiedniego i wiarygodnego modelu MES wielowarstwowego materiału kompozytowego, który może być wykorzystany do numerycznej symulacji próby trójpunktowego zginania oraz do optymalizacji ewolucyjnej (pod kątem redukcji grubości, masy i kosztów) dla podwozia metra. W przypadku symulacji testu trójpunktowego zginania wyniki z modelu numerycznego muszą być bardzo dokładne w zakresie sprężystym i plastycznym, podczas gdy wielkość modelu ma drugorzędne znaczenie. Dla optymalizacji ewolucyjnej, szczególnie dla bardzo dużych modeli numerycznych, takich jak kompletna struktura wagonu, bardzo ważne jest zmniejszenie rozmiaru modelu numerycznego, ponieważ prowadzi to do znacznego skrócenia czasu optymalizacji. Do oceny wytrzymałości struktury wagonu będzie brany pod uwagę tylko zakres sprężysty, dlatego dokładność wyników w zakresie sprężystości jest równie ważna jak wielkość modelu numerycznego.

Autorzy artykułu [2] rozważali eksperymentalne badanie właściwości mechanicznych kompozytów warstwowych uzyskanych w próbie zginania. Przeprowadzili badania numerycznie, stosując metodę elementów skończonych (MES), a także trójpunktowe zginanie

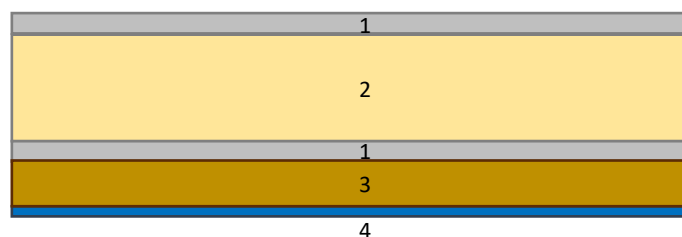


próbki kompozytu warstwowego. Analiza elementów skończonych (MES) wykonana w tym artykule dotyczyła jednego typu modelu numerycznego składającego się wyłącznie z elementów 3D i została przeprowadzona w programie ANSYS. Uzyskane w artykule wyniki wskazują, że eksperyment empiryczny można z powodzeniem porównać z analizą numeryczną, zwłaszcza w zakresie zachowania się materiału sprężystego. Przedmiotem artykułu [1] była odpowiedź struktury laminatu kompozytowego na trzypunktowe obciążenie zginające gdzie eksperymentalnie przetestowano jednokierunkowy laminat prepreg z żywicy epoksydowej wzmocnionej włóknem węglowym. Za pomocą mikroskopu optycznego zbadano uszkodzenia oraz kształty uszkodzeń w strukturze laminatu kompozytowego. Autorzy artykułu [7] przedstawili eksperymentalne i numeryczne wyniki symulacji postępującego rozpadu kompozytu warstwowego składającego się z rdzenia piankowego i powłoki szklano-epoksydowej. Przeprowadzono dwuwymiarową analizę MES za pomocą solvera ABAQUS. W badaniach przedstawionych w artykule skupiono się na wyznaczeniu własności mechanicznych materiałów, które stanowiły dane wejściowe do budowy modelu numerycznego. Autorzy przedstawili wyniki testów rozciągania, ściskania, zginania trzypunktowego i czteropunktowego oraz porównali je z wynikami analiz numerycznych. Autorzy pracy [3] zwracają uwagę, że lepszą zgodność między MES a wynikami eksperymentalnymi można uzyskać, stosując modelowanie konstytutywne i odpowiednie techniki obliczeniowe. W artykule [6] przedstawiono wyniki zachowania się przy zginaniu klejonych kompozytowych belek warstwowych, które mogą być wykorzystywane do zastosowań konstrukcyjnych i inżynierskich. Autorzy udowodnili dobrą korelację między wynikami otrzymanymi z analizy numerycznej i testu.

W celu wyznaczenia najbardziej odpowiedniego modelu numerycznego wzięto pod uwagę trzy różne modele MES. Pierwszy model składa się z elementów trójwymiarowych, drugi dwuwymiarowych, a trzeci z połączonych elementów (3D i 2D).

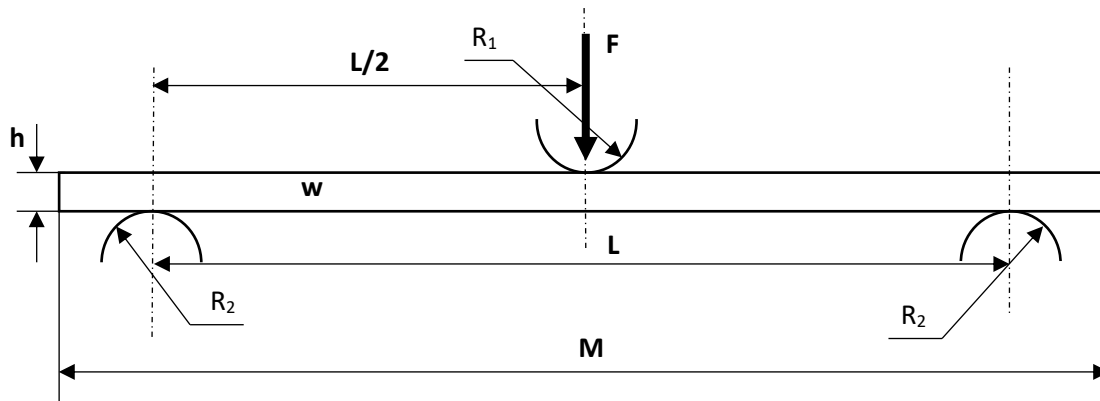
## 2. Badany kompozyt warstwowy i warunki testu trzypunktowego zginania

Kompozyt będący przedmiotem niniejszego artykułu przedstawiono na Rys. 1. Jest to wielowarstwowy kompozyt strukturalny składający się ze stopu aluminium (1; grubość 1.5 mm), balsy (2; grubość 40 mm), korka (3; grubość 15 mm) i stali nierdzewnej (4; grubość 0.8 mm).



Rys. 1. Badany warstwowy materiał kompozytowy  
Fig. 1. Structural sandwich composite sample

Założenia dla testu trójpunktowego zginania zostały zdefiniowane zgodnie z [5]. Rys. 2 przedstawia schemat testu trójpunktowego zginania.



Rys. 2. Schemat testu trójpunktowego zginania [1] [5]

Fig. 2. Three-point bending test scheme [1] [5]

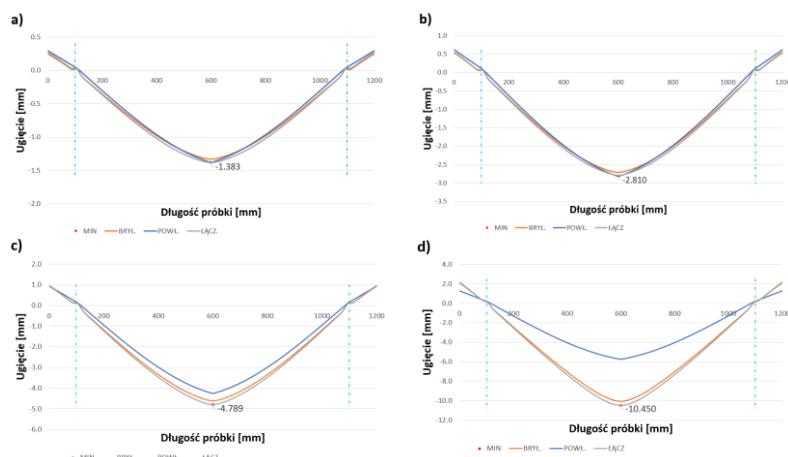
gdzie:  $F$  – przyłożona siła (maks. 4000 N),  $R_1$  – promień stempla (5 mm),  $R_2$  – promień podpory (5 mm),  $h$  – grubość próbki (58,8 mm),  $w$  – szerokość próbki (100 mm),  $L$  – odległość między podporami (1000 mm),  $M$  – długość próbki (1200 mm).

### 3. Modele numeryczne

Model dyskretny do symulacji testu trójpunktowego zginania został utworzony z elementów powłokowych, bryłowych lub łączonych (2D i 3D), w zależności od metody modelowania. W przypadku metody bryłowej wszystkie warstwy kompozytu warstwowego modelowano elementami 3D (hex8; 40800 elementów) a dla metody powłokowej elementami 2D (quad4; 2400 elementów), co było możliwe dzięki narzędziu do modelowania laminatów wbudowanego w oprogramowanie HyperWorks. Dla łączonej metody modelowania FE warstwy balsy i korka, ze względu na swoją znaczącą grubość, modelowano za pomocą elementów 3D (hex8) natomiast płyty z stopu aluminium i ze stali nierdzewnej, ze względu na swoją małą grubość, za pomocą elementów 2D (quad4). Model składa się w tym przypadku z 33600 elementów. We wszystkich analizach wykorzystywany jest warunek symetrii (test trójpunktowego zginania jest symetryczny – siła przykładana jest w równej odległości pomiędzy podporami), co pozwala na dwukrotne zmniejszenie liczby elementów i węzłów. Analizy elementów skończonych uwzględniają materiał nieliniowy (dla dwóch metod modelowania – bryłowego i łączony), duże przemieszczenia oraz nieliniowe warunki kontaktu (kontakt tarcowy), co pozwala na uzyskanie bardzo realistycznych wyników. Nieliniowe właściwości materiału nie mogą być zastosowane do modelu powłokowego, ponieważ funkcja ta nie jest dostępna podczas tworzenia laminatu w programie HyperWorks.

### 4. Wyniki

Na Rys. 3 przedstawiono wykresy ugięć a także podano minimalną wartość ugięcia (MIN) dla trzech różnych metod modelowania kompozytu warstwowego przy różnej wartości obciążenia. Wyniki dla wszystkich metod modelowania są prawie identyczne aż do obciążenia 2750 N. Po przekroczeniu tej wartości w dwóch analizowanych modelach (bryłowym i łączonym) zaczynają pojawiać się efekty uplastyczniania, co znacznie zwiększa wartość ugięcia dla wyższych wartości sił. W modelu powłokowym nie można zastosować nieliniowych właściwości materiału, dlatego model zachowuje liniową zależność między ugięciem a obciążeniem dla wszystkich rozważanych przypadków obciążeń.



Rys. 3. Wykresy ugięć dla obciążenia: a) 1000 N, b) 2000 N, c) 3000 N, d) 4000 N  
 Fig. 3. Graphs of deflection for loading: a) 1000 N, b) 2000 N, c) 3000 N, d) 4000 N

## 5. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych analiz można zauważyć, że dla zakresu stosowalności prawa Hooke'a (zakres sprężystości dla wszystkich warstw kompozytu warstwowego) wszystkie metody modelowania kompozytu są poprawne. Jeżeli maksymalne naprężenia występujące w którejkolwiek z warstw kompozytu nie przekraczają granicy plastyczności, zaleca się modelowanie kompozytu jako powłoki, ponieważ w ten sposób, szczególnie w przypadku dużych modeli numerycznych, znacznie skraca się czas obliczeń i ilość używanej pamięci. Model powłokowy doskonale sprawdzi się w ewolucyjnej optymalizacji konstrukcji ramy metra wykonanej z kompozytu warstwowego, ponieważ łączy małe rozmiary modelu numerycznego z dobrą dokładnością wyników w zakresie sprężystym kompozytu warstwowego. W celu porównania wyników analizy MES z rzeczywistym testem zginania trójpunktowego zaleca się zastosowanie modelu bryłowego lub łączonego (tylko wtedy, gdy czas obliczeniowy jest znacznie mniejszy w porównaniu z modelem bryłowym).

## Literatura

1. Azzam A., Li W., An experimental investigation on the three-point bending behavior of composite laminate, *Materials Science and Engineering*, Vol. 62, No. 01 (2016).
2. Czechowski L., Jankowski J., Kotełko M., Experimental and numerical three-point bending test for sandwich beams, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 24, No. 3 (2017).
3. Corigliano A., Rizzi E., Papa E., Experimental characterization and numerical simulations of a syntactic-foam/glass-fibre composite sandwich, *Composite Science and Technology*, Vol. 60 (2000).
4. Oficjalna strona internetowa firmy Altair, producenta oprogramowania HyperWorks <https://www.altair.com/hyperworks/> - (dostęp 23.06.2021)
5. ISO 178, *Plastics – Determination of flexural properties*, (2019).
6. Manalo A., Aravinthan T., Behaviour of glued fibre composite sandwich structure in flexure: Experiment and Fibre Model Analysis, *Materials and Design*, Vol. 39, pp. 458-468 (2012).
7. Mines R. A. W., Alias A., Numerical simulation of the progressive collapse of polymer composite sandwich beams under static loading, *Fibre, Composite Part A: Applied Science and Manufacturing*, Vol.33, Issue 1 (2002).

## ANALIZA TERMICZNA ROTORA W SILNIKU ROTACYJNYM RENESIS

**inż. ŁUKASZ KISIEL**

Automatyka i Robotyka, AB3, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Anna Korczak

**Streszczenie.** Artykuł opisuje wykonanie analizy termicznej trójkątnego rotora pracującego w silniku rotacyjnym Renesis. W celu przeprowadzenia wspomnianego badania należy na wstępie przybliżyć budowę silnika rotacyjnego, a także sposób jego działania. Następnym etapem jest wykonanie modelu CAD sprawdzanego elementu, zastosowanie odpowiedniego materiału oraz wykonanie niezbędnych kroków analizy w środowisku Ansys Workbench.



### ROTOR THERMAL ANALYSIS IN A RENESIS ROTARY ENGINE

**Abstract.** The article contains implementation of thermal analysis of a triangular rotor included in a Renesis rotary engine. To execute the examination, it is crucial to explain how this engine is built and how it works. Furthermore, it is necessary to create a CAD model of the examined element and proceed with choosing the appropriate material and perform the test step by step in the Ansys Workbench environment.

#### 1. Wprowadzenie

Pierwsza część niniejszego artykułu stanowi omówienie sposobu działania silnika rotacyjnego Renesis ze szczególnym uwzględnieniem trójkątnego rotora. Kolejny rozdział poświęcony jest szczegółom analizy termicznej w środowisku Ansys, w tym modelowi CAD badanego elementu, a także odpowiednim parametrom termicznym oraz warunkom brzegowym. Celem przeprowadzenia takiej analizy jest pokazanie w jaki sposób nagrzewa się rotor pracujący w silniku rotacyjnym.

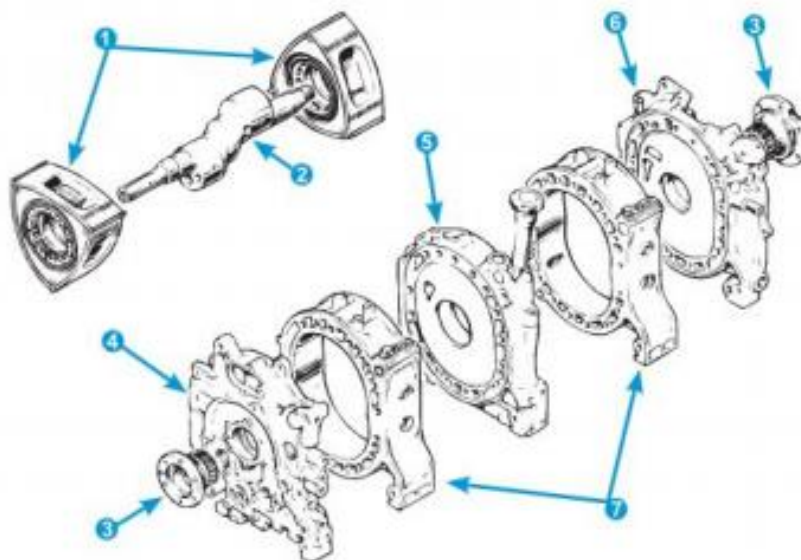
#### 2. Budowa oraz cykl pracy silnika

Silnik Renesis jest silnikiem wewnętrznego spalania wyposażonym w system zapłonowy oraz paliwowy, zatem mieszanka paliwa z powietrzem jest zapalana, a siła wybuchu napędza elementy wewnątrz silnika. Moc obrotowa pochodzi z energii uwalnianej podczas spalania paliwa w komorach roboczych silnika, podobnie jak w przypadku paliwa spalane wewnątrz cylindrów silnika tłokowego [2]. Silniki rotacyjne od typowych silników tłokowych odróżniają cztery zasadnicze różnice:

- zastąpienie standardowego tłoka obrotowym - rotorem, który porusza się po orbicie napędzając wał mimośrodowy (Rys. 1),
- zastąpienie wału korbowego oraz korbowodów wałem mimośrodowym,

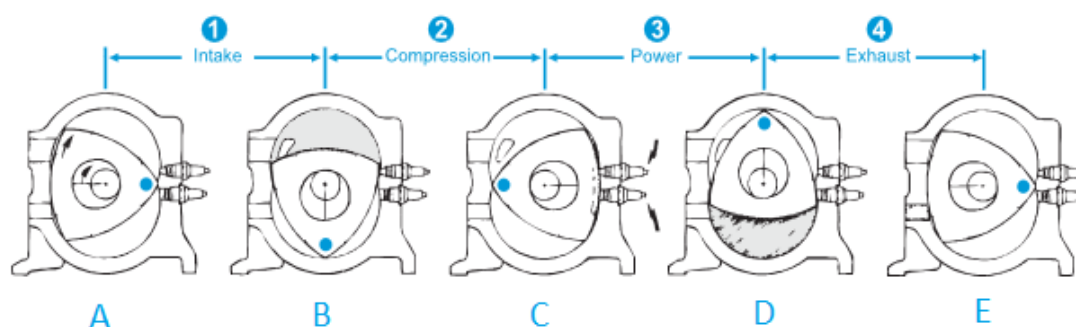
- tradycyjny cylinder silnika został zastąpiony komorą silnika (housingiem),
- wyeliminowanie zaworów, wałków rozrządu oraz paska rozrządu dzięki zastosowaniu okien kanałów ssących.

- 1 - rotor przedni i tylny
- 2 - wał mimośrodkowy
- 3 - przekładnia
- 4 - obudowa przednia
- 5 - obudowa środkowa



Rys. 1. Elementy silnika Renesis [2]  
Fig. 1. Renesis engine components [2]

Obrót rotora wewnątrz komory spalania powoduje powstanie trzech komór roboczych w przestrzeniach pomiędzy wierzchołkami trójkąta. W przeciwieństwie do typowego silnika tłokowego mieszanka jest przetaczana z jednego miejsca do drugiego, zatem fazy cyklu pracy silnika odbywają się jednocześnie na każdej ze ścianek rotora - w momencie, gdy w jednym miejscu odbywa się faza wlotu, na drugiej przeprowadzany jest już proces sprężania, a na kolejnej wydech. W trakcie jednego pełnego obrotu rotora następują trzy cykle spalania. Wał napędowy obraca się trzy razy w ciągu jednego cyklu spalania. Dokładny przebieg pracy rotora można zobaczyć na rysunku 2.



Rys. 2. Cztery etapy cyklu spalania w silniku Renesis [2]  
Fig. 2. The four stages of the combustion cycle in the Renesis engine [2]

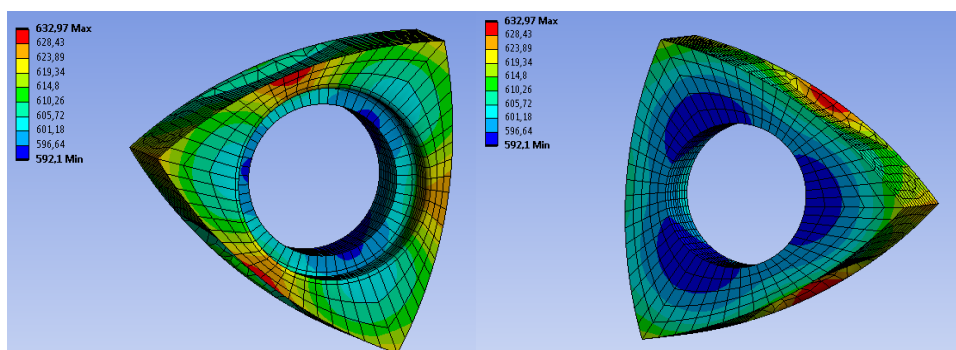
### 3. Analiza termiczna

Aby przeprowadzić analizę termiczną rotora w środowisku Ansys należy wykonać siatkę elementów skończonych na przygotowanym wcześniej modelu CAD. Aby uzyskać jak najdokładniejsze wyniki siatka musi zostać odpowiednio wykonana. W tym przypadku model CAD został uproszczony tak, aby uzyskać optymalną liczbę węzłów oraz elementów - mając na uwadze ograniczenia wynikające z przeprowadzenia analizy za pomocą oprogramowania studenckiego. Przy przeprowadzaniu analizy wykorzystane zostały dwa spośród czterech rodzajów warunków brzegowych dla analizy cieplnej. Nie wykorzystano warunku I rodzaju - temperatury, ponieważ nie oddaje on zachowania układu w sposób wystarczająco realistyczny. Aby wyniki były jak najbardziej wiarygodne zamiast tego na ścianki rotora zadano warunek brzegowy II rodzaju jakim jest strumień ciepła znany na brzegu ciała z wartościami przedstawionymi w tabeli 1.

Tabela 1. Strumień ciepła na brzegach rotora podczas faz pracy silnika [1]  
Table. 1. Heat flux at the edges of the rotor during the engine operating phases [1]

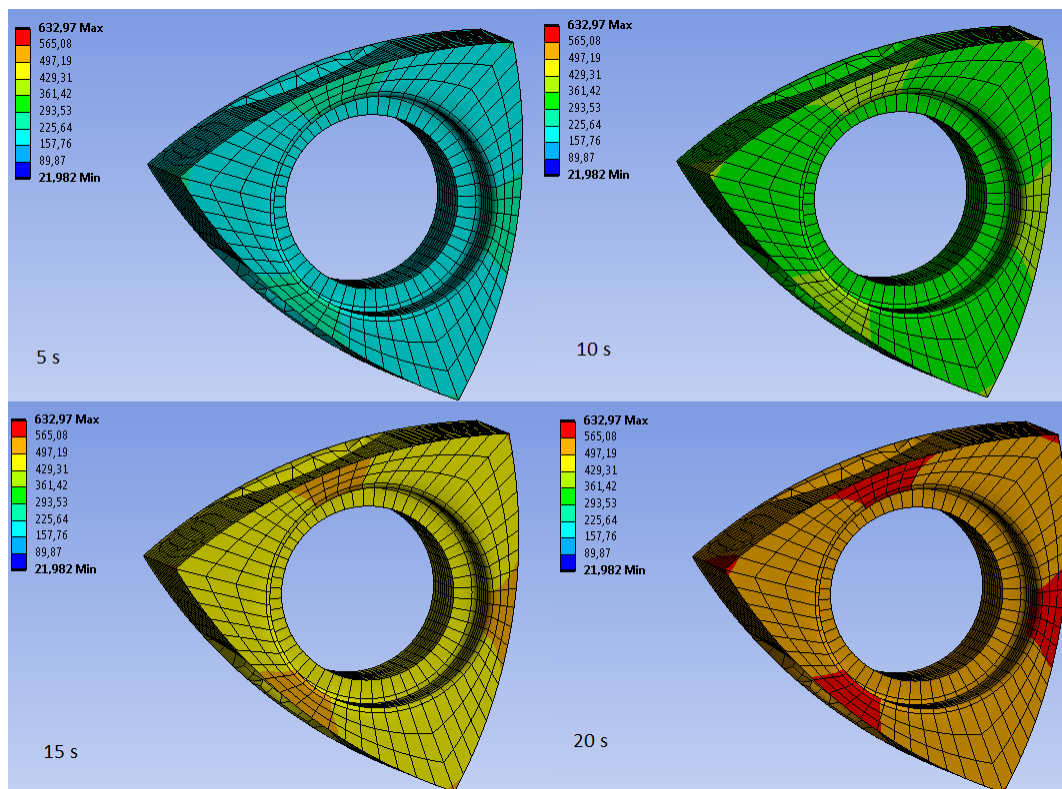
Faza cyklu pracy	Strumień ciepła [W/m <sup>2</sup> ]
Wlot	228
Praca	1088
Wydech	167

Kolejnym zadanym warunkiem brzegowym jest warunek brzegowy III rodzaju - konwekcja. Zadana jest jako wymiana ciepła rotora z otoczeniem - przedostającym się powietrzem. Analiza termiczna rotora została przeprowadzona dla materiału, z którego wykonywany jest rotor - specjalnie przygotowanego żeliwa (Rys. 3.). W przypadku podejścia do zagadnienia pod względem jedynie termicznym nie są brane pod uwagę własności mechaniczne stopu. Po zadaniu warunków brzegowych zadanie zostało rozwiązane oraz wyznaczony został rozkład temperatur dla badanego elementu. Zastosowana tutaj skala temperatury pozwala na bardzo dokładną analizę rozkładu temperatur w poszczególnych punktach na powierzchni rotora.



Rys. 3. Rozkład temperatur rotora wykonanego z żeliwa  
Fig. 3. Temperature distribution of cast iron rotor

Miejscami, które najszybciej się nagrzewają są boczne ścianki trójkąta, a ich temperatura po 20 sekundach wynosi 632 stopnie Celsjusza. Wpływa na to wybranie materiału oraz konstrukcja rotora, którego geometria przypomina trójkąt reuleaux. Widać też, że właśnie z tego powodu tylna ścianka czołowa rotora nagrzewa się wolniej niż przednia - jest na niej więcej materiału. Wykonana została również symulacja nagrzewania się rotora w czasie - poniższe rysunki przedstawiają temperaturę modelu po upływie kolejno 5, 10, 15 oraz 20 sekund (Rys. 4.). Możemy tutaj jednak zobaczyć jaką temperaturę osiąga rotor po upływie konkretnie zadanego czasu.



Rys. 4. Rozkład temperatur rotora w wybranych chwilach czasu  
 Fig. 4. Temperature distribution of the rotor in selected moments of time

Na podstawie powyższych rysunków możemy zauważyć sposób nagrzewania się rotora od startu pracy silnika, czyli od temperatury otoczenia wynoszącej 22 stopnie. Miejscami, które najszybciej się nagrzewają są boczne ścianki trójkąta. Ciepło rozkłada się od strony najwęższego miejsca ścianek i przemieszcza się w stronę środka ścianek czołowych modelu.

## Literatura

1. Oficjalna strona internetowa Link Springer zawierająca tabelę "Thermal boundary conditions" <http://link.springer.com/article/10.1007/s40430-017-0918-2/tables/5> (dostęp 23.11.2020).
2. Herfert F., Renesis rotary engine fundamentals. Mazda Motor of America, Inc. Printed in USA (2003).

# ANALIZA TERMICZNA OLEJU PRZEKŁADNIOWEGO NA PRZYKŁADZIE REDUKTORA PRZEMYSŁOWEGO

**inż. MATEUSZ KITA**

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

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

**Streszczenie.** Artykuł przedstawia analizę termiczną oleju przekładniowego w przekładni zębatej podczas pracy z obciążeniem maksymalnym. W pracy zawarto także rozkłady temperatur w mieszaninie olejowo-powietrznej dookoła przekładni wykonane w oprogramowaniu Ansys Fluent oraz porównanie wyników różnych modeli lepkości w przepływie turbulentnym.



## THERMAL ANALYSIS OF TRANSMISSION OIL IN REDUCTION DRIVE

**Abstract.** The paper presents a thermal analysis of the transmission oil in a transmission gear during the work in maximal power. The paper also includes temperature distribution in oil-air mixture around the transmission created in Ansys Fluent software. A comparison of the results of different viscosity models in turbulent flow is also presented.

### 1. Wprowadzenie

Przekładnie należą do najczęściej używanych mechanizmów wykorzystywanych w przemyśle. Ze względu na budowę przekładni można je podzielić na przekładnie cierne, obiegowe oraz zębate. Głównym zadaniem przekładni jest zmiana prędkości obrotowej oraz momentu obrotowego, co pokazano w równaniu:

$$M_1 \omega_1 \rightarrow M_2 \omega_2, \quad (1)$$

gdzie:

$M_1, M_2$  – momenty obrotowe na kole wejściowym/wyjściowym [Nm],

$\omega_1, \omega_2$  – prędkości kątowe na kole wejściowym/wyjściowym [rad/s].

Stosunek prędkości kątowej na wale wyjściowym do prędkości kątowej na wale wejściowym nazywa się przełożeniem. Wyróżnia się przełożenie geometryczne  $u$  opisane stosunkiem liczby zębów koła zębatego  $z_2$  do liczby zębów na zębniku  $z_1$  oraz przełożenie kinematyczne  $i$  opisane poniżej:

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad i = \frac{\omega_2}{\omega_1}. \quad (2)$$



## 2. Opis modelu

Rozpatrywanym modelem była przekładnia jednostopniowa, stacjonarna, mająca zastosowanie w motoreduktorach oraz mogąca być samodzielnym reduktorem stacjonarnym, zdolnym do przeniesienia mocy 21 kW. Szczegółowe dane wejściowe przedstawiono w tabeli poniżej.

Tabela 1. Dane przyjęte do obliczeń geometrii przekładni  
Table 1. Data used for calculating the transmission geometry

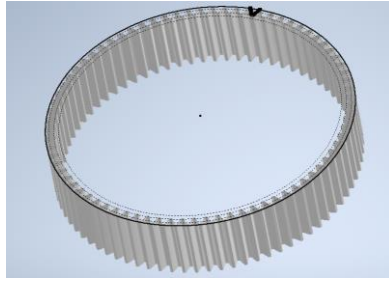
Materiał koła zębatego/zębnika:	stal C45
Prędkość obrotowa na wale wejściowym:	1474 obr/min
Prędkość obrotowa na wale wyjściowym:	ok. 330 obr/min
Klasa dokładności wg ISO	7
Liczba bezpieczeństwa stykowa	2
Liczba bezpieczeństwa zmęczeniowa	1.5
Moc wymagana na wyjściu	21 kW
Wytrzymałość zmęczeniowa podstawy zęba	$\sigma_{F,lim} = 410 \text{ MPa}$
Wytrzymałość zmęczeniowa stykowa	$\sigma_{H,lim} = 520 \text{ MPa}$

Aby odwzorować przekładnię w oparciu o dane zawarte w Tabeli 1, wykorzystano metodę obliczeń wytrzymałościowych przekładni ISO [1]. W ten sposób otrzymano kluczowe dane do utworzenia modelu w oprogramowaniu CAD. Uzyskane wyniki zapisano w Tabeli 2.

Tabela 2. Dane obliczone przy wykorzystaniu metody ISO  
Table 2. Data calculated using ISO method

Średnica podziałowa koła małego	$d_1 = 89.473 \text{ mm}$
Średnica podziałowa koła dużego	$d_2 = 410.526 \text{ mm}$
Liczba zębów na kole małym	$z_1 = 17$
Liczba zębów na kole dużym	$z_2 = 78$
Przełożenie geometryczne	$i = 4.588235$
Moduł zęba	$m = 5 \text{ mm}$

Do utworzenia modelu w oparciu o powyższe dane wykorzystano oprogramowanie Autodesk Inventor 2019. Do utworzenia modelu pomocniczego wykorzystano narzędzie *design accelerator*, w którym wpisano dane wstępne, m. in.: moduł zęba, kąt pochylenia linii zęba, grubość. Dodatkowo w podobny sposób stworzono koło zębate o takich samych parametrach, ale o powiększonym module o 0.1 mm. Następnie korzystając z zasad algebry Boole'a, nałożono na siebie dwa koła zębate oraz usunięto część wspólną, otrzymując w ten sposób warstwę oleju dookoła koła zębatego. Końcowy model obrazuje Rysunek 1.

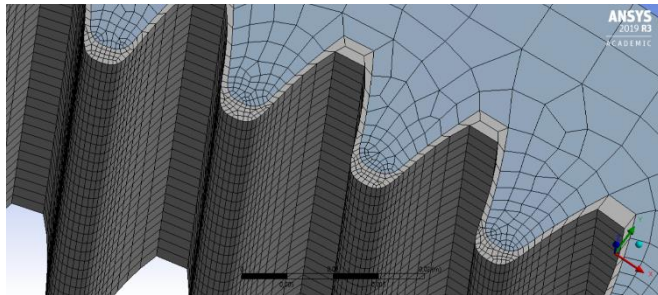


Rys. 1. Film smarny koła zębatego z widocznymi średnicami podziałowymi  
 Fig. 1. Gear lubricant film with visible pitch diameters

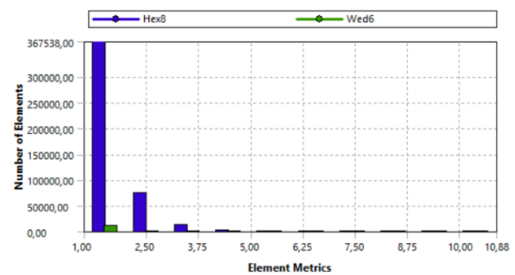
### 3. Analiza numeryczna z wykorzystaniem oprogramowania MES

Do analizy wykorzystano oprogramowanie Ansys Workbench 2019 R3. Po wczytaniu modelu wykorzystano aplikację Design Modeler do utworzenia obszaru działania przekładni. Wykorzystano do tego funkcję *enclosure* umożliwiającą stworzenie otoczenia wokół danego elementu. Jako parametr podstawowy zadano odległość od przedmiotu wynoszącą 30 mm od zewnętrznej warstwy oleju, co metodą prób i błędów uznano za wartość optymalną.

Kolejnym krokiem było utworzenie siatki elementów skończonych. Wygenerowano siatkę mieszaną, składającą się z elementów heksagonalnych oraz znikomą ilość graniastosłupów o podstawie trójkąta. Liczba wygenerowanych elementów skończonych wynosi 604634. Poniżej zaprezentowano zagęszczenie siatki w warstwie oleju oraz wykres dokładności siatki, który pomaga ocenić pośrednio dokładność uzyskanych później wyników.



a)



b)

Rys. 2. Wygenerowana siatka elementów skończonych: a) przybliżenie na film smarny oraz otaczającą go mieszaninę oleju z powietrzem, b) wykres dokładności siatki jako Jacobian ratio

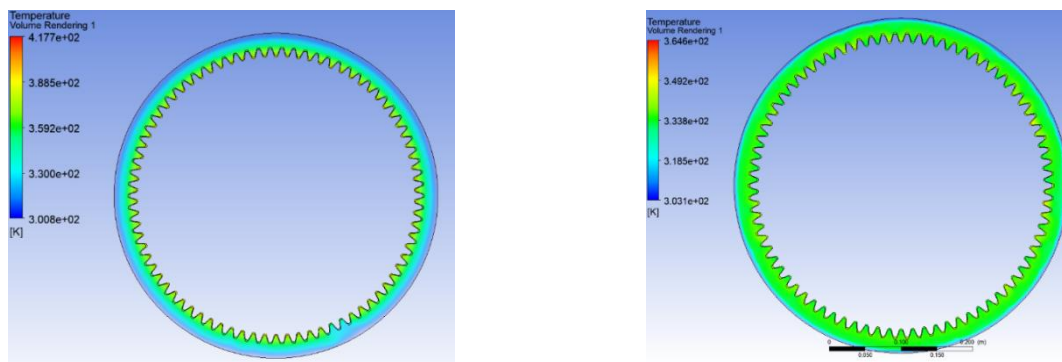
Fig. 2. Generated finite element mesh: a) zoom on the lubricant film with two-phase oil-air mixture, b) quality chart of mesh shown as Jacobian ratio

Przygotowany w ten sposób model wczytano w oprogramowaniu Ansys Fluent. Ponieważ rozpatrywana analiza jest analizą sprzężoną z wykorzystaniem przepływu ciepła, zastosowano opcję transportu energii oraz zadano następujące warunki brzegowe:

- strumień ciepła przyłożony do wewnętrznej części filmu smarnego, wyliczony przy założeniu sprawności przekładni 95% i wynoszący ok. 43 W/m<sup>2</sup>, co symuluje przeciążenie przekładni o ok. 20%,

- konwekcję na pozostałych ścianach ze współczynnikiem wymiany ciepła wynoszącym  $5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  na ścianach bocznych oraz  $15 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  na zewnątrz warstwy mieszaniny olejowo-powietrznej,
- obrót koła zębatego wokół własnej osi z prędkością kątową  $\omega = 130 \text{ rad/s}$
- temperaturę otoczenia  $T = 300 \text{ K}$ ,
- czas analizy  $t = 50 \text{ s}$ .

Dane materiałowe przyjęto jako domyślne z bazy danych oprogramowania Ansys, zakładając, że baza olejowa jest naturalna. Ponieważ istnieje bardzo dużo modeli rozwiązań opisywanego zagadnienia, trudno jest wybrać optymalne rozwiązanie, dające pożądane wyniki [2]. Korzystając z informacji od producenta oprogramowania, zdecydowano się na modele przepływu turbulentnego  $k - \varepsilon$  w wersji Realisable oraz  $k - \omega$  w wersji SST (*shear stress transport*) w celu porównania rozkładów temperatur [3]. Rysunek 3 obrazuje uzyskane wyniki analiz.



a)

b)

Rys. 3. Rozkład temperatury oleju oraz mieszaniny olejowo-powietrznej: a) obliczony metodą  $k - \omega$  w wersji SST, b) obliczony metodą  $k - \varepsilon$  w wersji Realisable

Fig. 3. Temperature distribution of oil and oil-air mixture: a) computed by the  $k - \omega$  method in the SST version, b) computed by the  $k - \varepsilon$  method in the Realisable version

#### 4. Wnioski

Przedstawiona analiza pokazała, że przekładnia przeciążona nawet o 20% nie spowoduje przekroczenia krytycznej temperatury oleju. Należy zauważyć, że rozkład temperatur uzyskany metodą  $k - \varepsilon$  w wersji Realisable jest bardziej równomierny oraz osiąga znacznie niższe wartości w warstwie filmu smarowego niż rozkład uzyskany metodą  $k - \omega$  w wersji SST. W dalszej części pracy zostanie przeprowadzona kolejna analiza, wykorzystująca metodę  $k - \varepsilon$  w wersji RNG (*Re-Normalisation Group*), która umożliwi weryfikację otrzymanych wyników.

#### Literatura

1. Mazanek E., Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn. Część 2, WNT, Warszawa (2005).
2. Pawłucki M., Kryś M., CFD dla inżynierów, Helion, Gliwice (2020).
3. <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node299.htm>

## PROJEKT BLOCZKA LINOWEGO Z ZASTOSOWANIEM MODELOWANIA GENERATYWNEGO

**inż. WOJCIECH KOKOT**

Mechanika i Budowa Maszyn, SMB1, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Dominik Wachla

**Streszczenie.** Artykuł przedstawia zastosowanie technik projektowania generatywnego do utworzenia postaci geometrycznej korpusu boczka linowego. Proces projektowania zakładał nie tylko przygotowanie nowej postaci geometrycznej modelu, ale także redukcję jego masy, przy zachowaniu własności wytrzymałościowych. Model został poddany analizie wytrzymałościowej MES. Ze względu na charakterystyczny kształt elementu utworzonego metodą projektowania generatywnego, pojawiła się potrzeba zastosowania nowoczesnej technologii wytwarzania.



### DESIGN OF DOUBLE PULLEY USING GENERATIVE DESIGN

**Abstract.** The article describes the use of generative design tools to create a new geometric form of a double pulley. The design process assumed not only the preparation of a new geometric form of the model, but also the reduction of its mass, while maintaining the strength properties. The model was subjected to the FEM strength analysis. Due to the characteristic shape of the element created by the generative design method, a need to use modern manufacturing technology arose.

#### 1. Wprowadzenie

Jednym ze sposobów pokonywania terenu w miejscach trudno dostępnych, takich jak wąwozy czy jaskinie jest wykorzystanie liny rozpiętej pomiędzy dwoma stałymi elementami tworząc tzw. kolejkę tyrolską. Typowa kolejka tyrolska składa się z liny oraz podwieszonego na niej boczka podwójnego, do którego mocuje się uprzęż alpinistyczną. Podstawowy element służący do transportu to boczek stanowiący jeden z najbardziej odpowiedzialnych elementów kolejki, który powinien charakteryzować się odpowiednimi cechami geometrycznymi i własnościami wytrzymałościowymi. Popularne modele podwójnych boczka linowych zostały przedstawione na rys. 1.

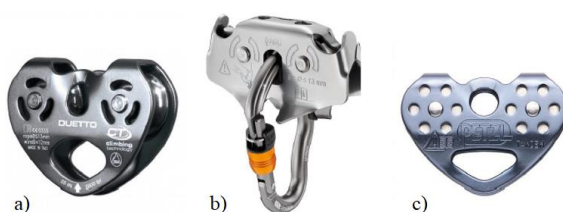
W chwili obecnej pojawiają się nowe możliwości w zakresie modelowania i obliczeń inżynierskich biorące pod uwagę kształt oraz techniki wytwarzania. Możliwości te to technika optymalizacji topologicznej oraz projektowanie generatywne, które coraz częściej są spotykane w nowych wydaniach systemów z zakresu CAD czy też CAE.

Celem projektu było zobrazowanie możliwości i zastosowań nowych technik projektowania generatywnego i optymalizacji topologicznej (pojęcia wyjaśniono w [1,2]) w poszukiwaniu optymalnej postaci geometrycznej konstrukcji biorąc pod uwagę zarówno kształt jak i techniki wytwarzania oraz wykorzystanie obliczeń numerycznych w celu analizy stanu naprężenia dla wybranych technik wytwarzania, w szczególności technik addytywnych.

Prezentowany problem został podzielony na trzy etapy:

1. przeprowadzenie optymalizacji topologicznej oraz zastosowanie narzędzi projektowania generatywnego (ang. Generative Design) w celu utworzenia nowej postaci geometrycznej korpusu bloczka w środowisku programu Fusion 360 [1],
2. obliczenia inżynierskie wykorzystujące metodę elementów skończonych,
3. symulacja procesu produkcji modelu z zastosowaniem addytywnych technik wytwarzania za pomocą oprogramowania Simufact Additive.

Przed przystąpieniem do wstępnych prac projektowych sprecyzowane zostały założenia wynikające ze sposobu, w jaki bloczki współpracują z liną oraz wymogów wytrzymałościowych.



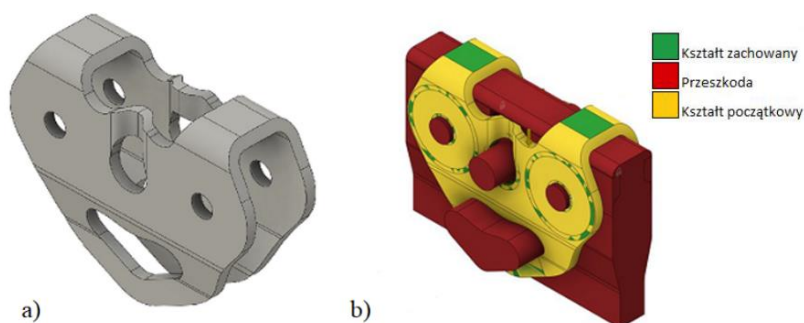
Rys. 1. Przykłady popularnych bloczków podwójnych powszechnie stosowanych do budowy tyrolek lub wyciągarek. Modele: a) CT Duetto<sup>1</sup>, b) Petzl Trac<sup>2</sup>, c) Petzl Tandem Speed<sup>3</sup>

Fig. 1 Popular models of double pulleys commonly used in the construction of ziplines or winches. From right to left are shown a) CT Duetto<sup>1</sup>, b) Petzl Trac<sup>2</sup>, c) Petzl Tandem Speed<sup>3</sup>

## 2. Projektowanie generatywne i optymalizacja topologiczna modelu korpusu bloczka

Przed rozpoczęciem procesu projektowania generatywnego opracowano wstępny model CAD korpusu bloczka z uwzględnieniem niezbędnych charakterystycznych cech jego budowy. przedstawiony na rys. 2a.

Przygotowanie modelu do przeprowadzenia procesu projektowania generatywnego w programie Fusion 360 polega na określeniu granic i wymagań, które będą obowiązywały program podczas generowania nowego kształtu modelu. Niezbędne jest usunięcie niepotrzebnych detali modelu, a także zaznaczenie części modelu, które nie powinny podlegać zmianom podczas generowania nowej bryły, czyli przede wszystkim stref przenoszących obciążenia lub utwierdzonych więzami zastępującymi podpory [2] (rys. 2b).



Rys. 2. a) Wstępny model CAD bloczka podwójnego opracowany w programie Fusion 360  
b) model opracowany w module Generative Design

Fig. 2. a) Simple CAD model of double pulley designed in Fusion 360 software  
b) model designed in Generative Design module

<sup>1</sup> <https://8a.pl/bloczek-podwojny-climbing-technology-duetto>

<sup>2</sup> <https://8a.pl/bloczek-petzl-trac>

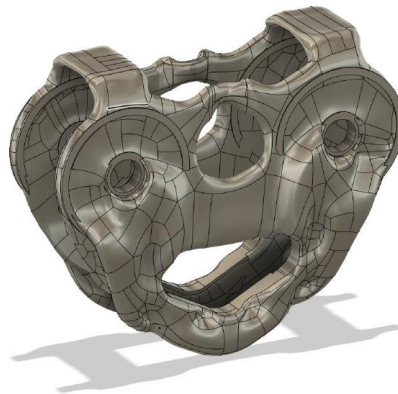
<sup>3</sup> <https://8a.pl/bloczek-petzl-tandem-speed>

Przed rozpoczęciem procesu projektowania nowej postaci geometrycznej zdefiniowano obciążenie, jakiemu zostanie poddany model (przyjęto 10 kN) przenoszone przez karabinek umieszczony w dolnym otworze boczka. Ustalono również cel podczas procesu projektowania, a także w jakiej technologii zostanie wykonany model. W przypadku tego projektu założono, że nowy korpus boczka będzie optymalizowany pod względem minimalizacji jego masy [3].

### 3. Wyniki projektowania generatywnego, analiza wytrzymałościowa MES oraz symulacja wydruku

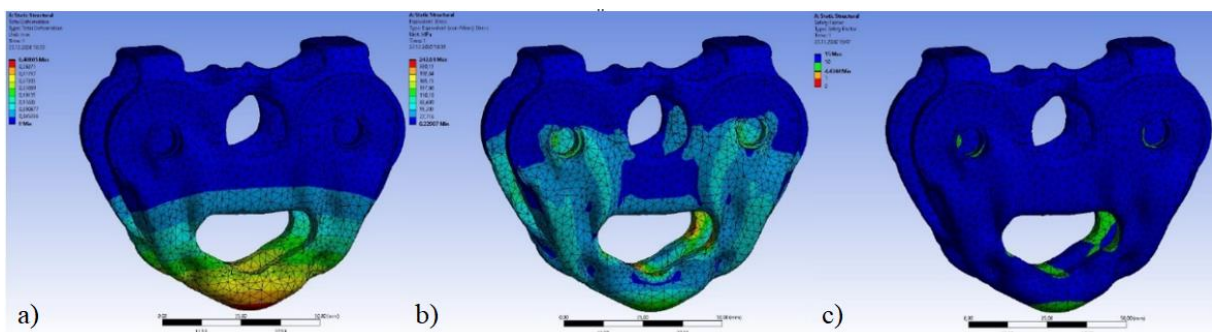
Generowanie nowej postaci geometrycznej korpusu boczka przyniosła liczne rozwiązania, spośród których zostały wybrane te, których własności takie jak maksymalne przemieszczenia oraz masa zostały uznane za najbardziej korzystne. Podczas wyboru najlepszego wyniku wizualna ocena postaci geometrycznej oraz planowany kierunek druku odegrały ważną rolę. Spośród wielu wyników wybrany został model z rys. 3. wykonany z myślą o druku w technologii SLM ze stopu tytanu Ti 6Al-4V [4].

Wybrany model został poddany analizie MES w środowisku programu Ansys w celu weryfikacji jego wytrzymałości. Wyniki uzyskane podczas badań przedstawione na rys. 4. przekonują, że wygenerowana postać geometryczna spełnia założone wymagania i może być zdolna przenosić maksymalne obciążenia jakie pojawiają się podczas pracy boczka linowych. Przy obciążeniu 10 kN największe przemieszczenie, które pojawiło się w objętości korpusu boczka wyniosło 0,4 mm wraz z naprężeniem o wartości 247 MPa. Współczynnik bezpieczeństwa w najbardziej narażonym na uszkodzenia miejscu wyniósł 4,43 [5].



Rys. 3. Model korpusu podwójnego boczka po procesie optymalizacji topologicznej.

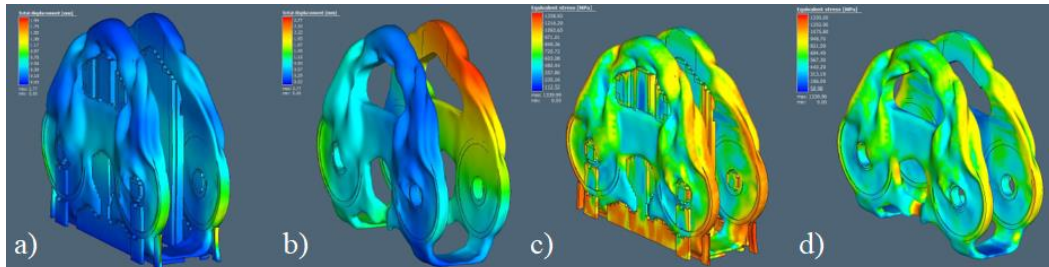
Fig. 3. Model of double pulley after topology optimization



Rys. 4. Wyniki badań: a) deformacji, b) naprężeń, c) współczynnika bezpieczeństwa

Fig. 4. Results of: a) deformation, b) stress, c) safety factor analysis

Symulacja procesu wydruku została przeprowadzona w programie Simufact Additive na bazie uzyskanej postaci geometrycznej bloczka. Wprowadzenie danych, takich jak rodzaj materiału, pozycjonowanie modelu w przestrzeni roboczej oraz tworzenie podpór pozwala wykonać symulację procesu wytwarzania. Na rys. 5. przedstawione zostały wyniki symulacji wydruku w technologii SLM obrazujące przemieszczenia w modelu oraz naprężenia szczałkowe powstające podczas procesu druku przed oraz po usunięciu podpór [6].



Rys. 5. Wyniki a) i b) symulacji deformacji c) i d) naprężeń podczas wydruku SLM  
 Fig. 5. Results of a) and b) simulation of deformations c) and d) stress during SLM printing

#### 4. Podsumowanie i wnioski

Wyniki otrzymane podczas procesu projektowania postaci geometrycznej korpusu bloczka stosując nowe techniki projektowania i symulacji (Generative Design, Additive Manufacturing Simulation) wskazują zalety takiego podejścia skracające czas projektowania oraz znacznie rozszerzające możliwości poszukiwania rozwiązań optymalnych. Bezpośrednia współpraca zastosowanego środowiska symulacyjnego z systemami CAE dodatkowo rozszerza funkcjonalność w zakresie bezpośredniej oceny stanu wyężenia projektowanego elementu.

Symulacja przeprowadzona w programie Simufact Additive pokazuje, że w sprawny sposób i w krótkim czasie można przygotować proces wydruku na drukarkach 3D w technologii SLM, zaraz po procesie projektowania. Środowisko programu pozwala zaplanować nie tylko, jak podparty zostanie model podczas wydruku, ale umożliwia również zaplanowanie jego orientacji i pozycji na łożu maszyny. Dodatkowo, znając rozmiar łoża i przestrzeni roboczej posiadanej drukarki, można ustalić liczbę drukowanych modeli podczas jednej sesji.

#### Literatura

1. Buonamici F., Carfagni M., Furferi R., Volpe Y., Governi L., Generative Design: An Explorative Study, Computer-Aided Design & Applications, Vol. 18(1), s. 144-155 (2021).
2. Poszwa P., Szostak M., Optymalizacja topologiczna projektowania wyrobów wytwarzanych metodą wtryskiwania tworzyw sztucznych, Mechanik, Vol. 11, s. 948-950 (2017).
3. Patyk R., Kułakowska A., Topologiczna Optymalizacja Konstrukcji Na Przykładzie Widłaka Wału Przegubowego. Autobusy Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, Vol. 5, s. 380 – 386 (2012)
4. Yap C. Y., Chua K. Z, Loh L. E., Sing S. L., Review of selective laser melting: Materials and applications. Applied Physics Reviews, Vol. 2 (2015).
5. Chandrupatla T. R., Belegundu A. D.: Introduction to finite Element Method in Engineering. Pearson Education Limited, Harlow (GB) (2012).
6. Diegel O., Nordin A., Motte D.: A Practical Guide to Design for Additive Manufacturing, Springer, Singapore, (2020).

# OPTYMALIZACJA TOPOLOGICZNA ROCKERA SAMOCHODU WYŚCIGOWEGO

**inż. KAROL KRZEMPEK**

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, semestr III, 2 stopień  
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Witold Beluch, Prof. PŚ

**Streszczenie.** Celem niniejszej pracy była analiza i optymalizacja rockera do elektrycznego, jednoosobowego samochodu wyścigowego klasy Formula Student zespołu PolSI Racing. Rocker został zaprojektowany w środowisku Solidworks. Do analiz numerycznych wykorzystano oprogramowanie metody elementów skończonych. Celem optymalizacji topologicznej było zredukowanie masy rockera przy zachowaniu wysokich właściwości wytrzymałościowych. Analiza oraz optymalizacja kształtu rockera została przeprowadzona w oprogramowaniu ANSYS.



## TOPOLOGY OPTIMIZATION OF A RACING CAR ROCKER

**Abstract.** The aim of this study was the analysis and optimization of electric rocker for a single-seater Formula Student class racing car of PolSI Racing team. The rocker was designed in the Solidworks environment. The finite element method software was used for numerical analyzes. The aim of topological optimization was to reduce the rocker mass while maintaining high strength properties. The analysis and optimization of the rocker shape was carried out in ANSYS software.

### 1. Wprowadzenie

Głównym zadaniem układu zawieszenia jest przekazywanie sił między kołami a ramą pojazdu, tłumiąc przy tym wstrząsy wywołane toczeniem się pojazdu po nierównej nawierzchni. Rocker jest elementem wchodzący w skład zawieszenia, tworzący mechanizm działający na zasadzie dźwigni, którego zadaniem jest przeniesienie obciążenia z cięgna do amortyzatora, a niekiedy także na układ stabilizatora [1]. Zastosowanie takiego rozwiązania pozwala na zrezygnowanie z bezpośredniego umieszczenia amortyzatora pomiędzy ramą a wahaczem i na większą swobodę w doborze lokalizacji amortyzatora.

Optymalizacja topologiczna pozwala na rozmieszczenie materiału w określonej przestrzeni tak, aby przy zadanych warunkach brzegowych i ograniczeniach osiągnąć maksymalną wydajności konstrukcji ze względu na przyjęte kryterium (kryteria) [2][3].

Optymalizacja topologii może dotyczyć różnych aspektów projektowania. Cel procesu optymalizacji może stanowić masa, kształt czy maksymalne naprężenia zredukowane (w ujęciu lokalnym lub globalnym) wybranego elementu, podczas gdy ograniczenia dotyczące stanu i zmiennych projektowych muszą zostać spełnione [4].

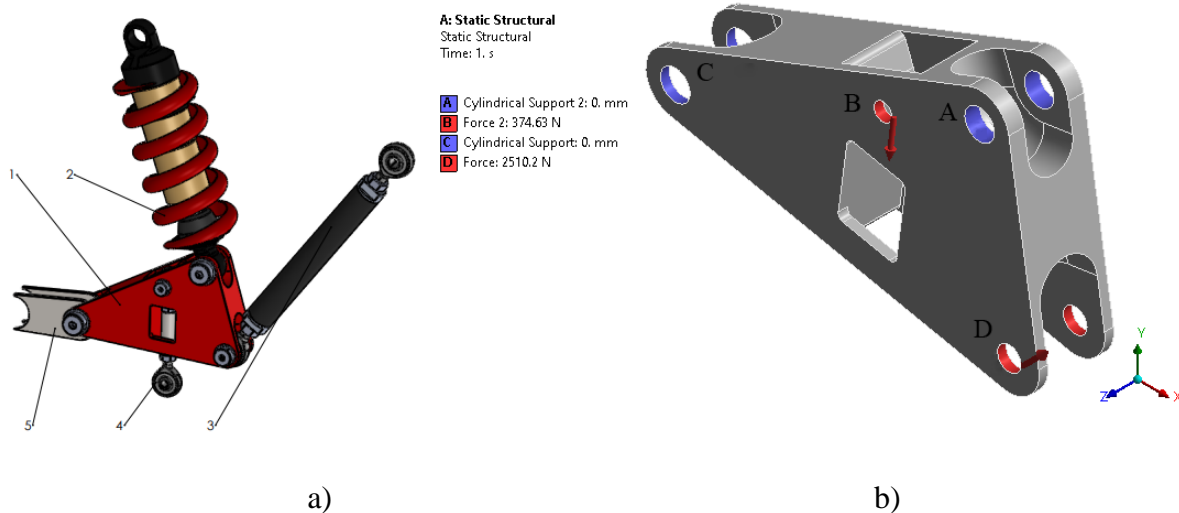
Projektowanie topologiczne nowoczesnych, lekkich elementów konstrukcyjnych może być ukierunkowane na ich produkcję z wykorzystaniem zarówno technik addytywnych, jak i klasycznej obróbki skrawaniem [5].



## 2. Założenia projektowe

Przyjęto wstępną geometrię rockera o wymiarach zewnętrznych 128 mm x 84 mm x 29 mm jak na Rys. 1b, zawierającą otwory oraz wycięcia niezbędne do połączenia rockera ze współpracującymi z nim elementami (Rys. 1a). Jako materiał do wykonania rockera przyjęto stop aluminium PA9/7075, dla którego granica plastyczności wynosi 390-470 MPa. Przyjmując współczynnik bezpieczeństwa na poziomie 1,3, naprężenia dopuszczalne określono jako równe 300 MPa. Masa elementu przed optymalizacją wynosiła 278 g.

Przyjęto warunki brzegowe i obciążenia wynikające z oddziaływania współpracujących z rockerem elementów (Rys. 1b). Na powierzchni A (miejsce mocowania amortyzatora) ustalono podporę cylindryczną, mogącą przemieszczać się tylko w kierunku stycznym do boku otworu. Na powierzchni B (miejsce łączenia rockera z układem stabilizatora) przyłożono siłę  $F_2 = 374,63$  N działającą równoległe do płaszczyzny XY. Kąt pomiędzy kierunkiem działania siły, a płaszczyzną XY to  $8^\circ$ . Na powierzchni C (miejsce mocowania rockera do ramy) odebrano wszystkie stopnie swobody. Na powierzchni D (miejsce mocowania cięgna pull-rod) przyłożono siłę  $F_1 = 2510,2$  N, działająca równoległe do płaszczyzny XY. Kąt pomiędzy kierunkiem działania siły  $F_1$ , a płaszczyzną XZ to  $45^\circ$ .



Rys. 1. a) Przykładowy rocker i elementy współpracujące: 1-rocker, 2- amortyzator, 3- cięgno pull-rod, 4- drążek stabilizatora, 5- mocowanie do ramy;  
b) wstępna geometria rockera i warunki brzegowe

Fig. 1. a) Example of a rocker and associated components: 1-rocker, 2- shock absorber, 3- pull-rod, 4- stabilizer rod, 5- frame mounting;  
b) initial geometry of the rocker and boundary conditions

Przeprowadzono analizę wytrzymałościową wstępnej geometrii rockera. W tym celu stworzono siatkę MES składającą się z 932162 czworościennych elementów skończonych o kwadratowych funkcjach kształtu. Siatka została zagęszczona w okolicach otworów, w których montowane będą współpracujące elementy.

Największe naprężenie zredukowane, równe 59,5 MPa, wystąpiło przy otworze mocującym cięgno pull-rod.

### 3. Optymalizacja topologiczna rockera

Spośród dostępnych w oprogramowaniu Ansys metod optymalizacji topologicznej wybrano metodę zbiorów poziomicowych (Level Set Based Optimization) [6], której zaletą jest generowanie regularnych kształtów. Metoda ta wykorzystuje funkcję zestawu poziomów do zwięzłego opisu zewnętrznego kształtu struktury, w którym kontur poziomu zerowego określa granicę obszaru zawierającego materiał [7].

Celem optymalizacji topologicznej była maksymalizacja sztywności rockera. Przyjęto funkcję celu w postaci:

$$\mathit{arg} \{ \max(K(\mathbf{x}); \mathbf{x} \in \mathbf{D}) \}; \quad (1)$$

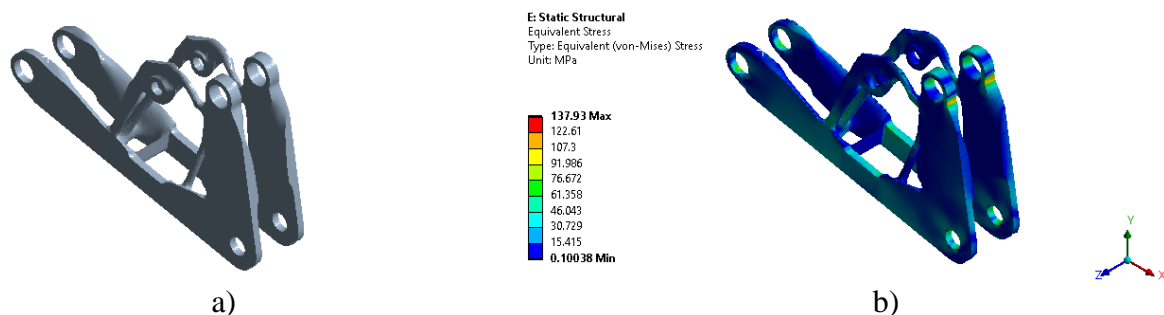
gdzie:

$\mathbf{x}$  – wektor zmiennych projektowych;  $K$  – sztywność struktury.

Przyjęto następujące parametry procedury optymalizacji topologicznej:

- założono minimalną masę elementu wynoszącą 20% masy elementu wejściowego;
- określono obszar, w którym będzie modyfikowana geometria, a powierzchnie otworów montażowych (A-D na Rys. 1b) zostały wykluczone z procesu optymalizacji;
- liczba iteracji (zgodnie z zalecaniami producenta oprogramowania)  $it_n = 500$ .

Otrzymaną w wyniku optymalizacji geometrię rockera przedstawiono na Rys. 2a. Przeprowadzono procedurę wygładzania otrzymanej geometrii oraz przeprowadzono analizę wytrzymałościową otrzymanego elementu w celu weryfikacji spełnienia warunku wytrzymałościowego. Utworzono siatkę MES składającą się z 174295 sześciociennych elementów skończonych o kwadratowych funkcjach kształtu. Wyniki analizy przedstawiono na Rys. 2b. Masa elementu wyniosła 80,9 g.



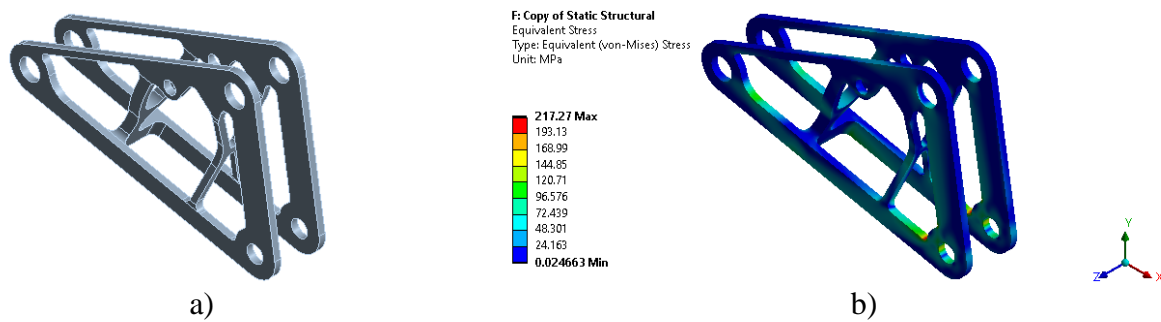
Rys. 2. a) Geometria rockera po optymalizacji,  
b) mapa naprężeń zredukowanych Hubera-Misesa [MPa]

Fig. 2. a) Rocker geometry after optimization, b) distribution of Huber-Mises stress [MPa]

Zaimportowaną do środowiska Solidworks geometrię, będącą wynikiem przeprowadzonej optymalizacji, zmodyfikowano biorąc pod uwagę praktyczne możliwości wykonania elementu na frezarce 5-osiowej. W efekcie uzyskano rocker o geometrii przedstawionej na Rys. 3a.

Następnie przeprowadzono analizę wytrzymałościową MES zmodyfikowanego rockera. Utworzono nieregularną siatkę elementów skończonych, składającą się z 233229 czworociennych elementów skończonych o kwadratowych funkcjach kształtu, zagęszczając siatkę w miejscu występowania otworów mocujących. Wyniki analizy numerycznej przedstawiono na Rys. 3b.

Największe naprężenie zredukowane o wartości 217,3 MPa wystąpiło w okolicy otworu mocującego drążek pull-rod i nie przekroczyło wartości dopuszczalnej dla materiału rockera. Masa elementu po optymalizacji wyniosła 56,4 g.



Rys. 3. Rocker po przyjętych modyfikacjach: a) geometria, b) mapa naprężeń redukowanych Hubera-Misesa [MPa]  
 Fig. 3. Rocker after adopted modifications: a) geometry, b) Huber-Mises effective stress map [MPa],

#### 4. Wnioski

Optymalizacja topologiczna stanowi nowoczesne podejście procesu projektowania, ukierunkowane na produkcję z wykorzystaniem technik addytywnych oraz klasycznej obróbki ubytkowej.

Korzystając z narzędzia Topology Optimization programu ANSYS zoptymalizowano geometrię rockera, którego masa przed optymalizacją wynosiła 278 g. Masa elementu po optymalizacji wyniosła 80,9 g. Maksymalne naprężenia redukowane dla zoptymalizowanego elementu wyniosły 137,9 MPa, zachowując przy tym warunek wytrzymałościowy. Na podstawie zoptymalizowanej geometrii stworzono model finalny, przygotowany do obróbki ubytkowej na maszynie CNC. Masa finalnego elementu wyniosła 56,4 g, co stanowi 20,2 % masy modelu pierwotnego. Maksymalne naprężenia redukowane dla rockera przed optymalizacją wynosiły 59,5 MPa, natomiast dla finalnego modelu wartość ta wzrosła do 217,3 MPa. Wartości te spełniły przyjęte na początku analizy założenia.

Obniżenie masy rockera spowoduje zmniejszenie masy własnej całego pojazdu, co wpłynie pozytywnie na osiągi pojazdu oraz jego właściwości jezdne.

#### Literatura

1. Sikorski J., Amortyzatory pojazdów samochodowych, Wyd. III, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa (1984).
2. Kutylowski R., Optymalizacja topologii kontinuum materialnego, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej (2004).
3. Bendsøe M.P., Sigmund O., Topology optimization. Theory, methods and applications, Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg (2003).
4. Burczyński T., Szczepanik M., Intelligent optimal design of spatial structures, Computers & Structures 127, s. 102-115 (2013).
5. Fiuk G., Cader M., Projektowanie nowoczesnych części maszyn z wykorzystaniem modułów do optymalizacji w środowisku ANSYS, MESsenger 9, s. 13-15 (2020).
6. Yulin M., Xiaoming W., A level set method for structural topology optimization with multi-constraints and multi-materials, Acta Mechanica Sinica 20, s. 507–518 (2004).
7. van Dijk, N.P., Yoon, G.H., van Keulen, F. et al., A level-set based topology optimization using the element connectivity parameterization method, Structural and Multidisciplinary Optimization volume 42, s. 269–282 (2010).

## ZASTOSOWANIE METODY ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH W ZAGADNIENIACH PRZEPLYWU CIEPŁA

**DAGMARA NIEMCZYK**

Mechatronika, semestr VI, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Marek Paruch, Prof. PŚ

**Streszczenie.** W artykule zaprezentowano możliwości komercyjnego oprogramowania MSC MARC do rozwiązania zagadnień z zakresu przepływu ciepła. Analizy numeryczne dotyczyły wyznaczenia rozkładu pola temperatury dla stanu ustalonego oraz nieustalonego, odpowiednio dla pasywnego elementu chłodzącego oraz ryny spustowej pieca do przeróbki surowców. Przedstawione symulacje numeryczne zostały zrealizowane w ramach kształcenia zorientowanego projektowo, w konkursie III w ramach programu Inicjatywa Doskonałości – Uczelnia Badawcza.



### APPLICATION OF THE FINITE ELEMENT METHOD IN THE ISSUES OF HEAT TRANSFER

**Abstract.** The article presents the possibilities of MSC MARC software to solve problems in the field of heat transfer. The numerical analyzes concerned the determination of the temperature field distribution for the steady state and the transient problems, respectively for the passive cooling element and the furnace drain spout for the processing of raw materials. The presented numerical simulations were carried out as part of project-based learning, in competition III as part of the Excellence Initiative – Research University program.

#### 1. Wprowadzenie

Symulacje komputerowe w obecnej chwili są jedną z podstaw nowoczesnej nauki, a modelowanie komputerowe jest efektywnym narzędziem analizy złożonych problemów inżynierskich i technicznych. Podstawową zaletą tego podejścia jest duża dokładność uzyskiwanych wyników oraz możliwość dynamicznej zmiany parametrów fizycznych modelu lub warunków jego pracy, bez konieczności powtórnej implementacji analizowanego zjawiska lub obiektu. Za pomocą modeli matematycznych można opisywać mniej lub bardziej złożone zjawiska otaczającego świata, co jednocześnie pozwala w wielu przypadkach uniknąć kosztownych badań doświadczalnych.

Metoda elementów skończonych jest jedną z podstawowych metod stosowanych w obliczeniach inżynierskich oraz naukowych. Rozwój MES postępował zgodnie z rozwojem komputerów. Wynikał on głównie z potrzeby analizy kolejnych, coraz to bardziej skomplikowanych problemów. Pierwsza wzmianka o tej metodzie została opublikowana przez francuskiego matematyka Richarda Courant'a w 1943 roku i nawiązywała do podziału elementów na odcinki. Pierwsze obliczenia dotyczyły zagadnień jednowymiarowych, dopiero po znacznym wzroście mocy obliczeniowej komputerów zaczęto modelować i analizować konstrukcje 3D, o dowolnym skomplikowaniu geometrii [1, 2].

## 2. Model matematyczny przepływu ciepła

Równaniem opisującym przepływ ciepła w ciałach stałych jest równanie Fouriera [3]

$$X \in \Omega: c\rho \frac{\partial T(X,t)}{\partial t} = \operatorname{div}[\lambda \operatorname{grad}T(X,t)] + Q(X,t) \quad (1)$$

gdzie  $X, t, T$  oznaczają odpowiednio współrzędne geometryczne, czas i temperaturę,  $\lambda$  [W/mK] jest współczynnikiem przewodzenia ciepła,  $c$  [J/kgK] oznacza ciepło właściwe,  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] jest gęstością, a  $Q(X, t)$  [W/m<sup>3</sup>] jest funkcją źródła. W zależności od analizowanego zadania wyróżnia się analizę termiczną dla stanu ustalonego (analiza niezależna od czasu trwania procesu) i niestalonego (analiza zależna od czasu). Dodatkowo równanie (1) uzupełnia się odpowiednimi warunkami brzegowymi (stan ustalony), bądź brzegowo-początkowymi (stan niest ustalony).

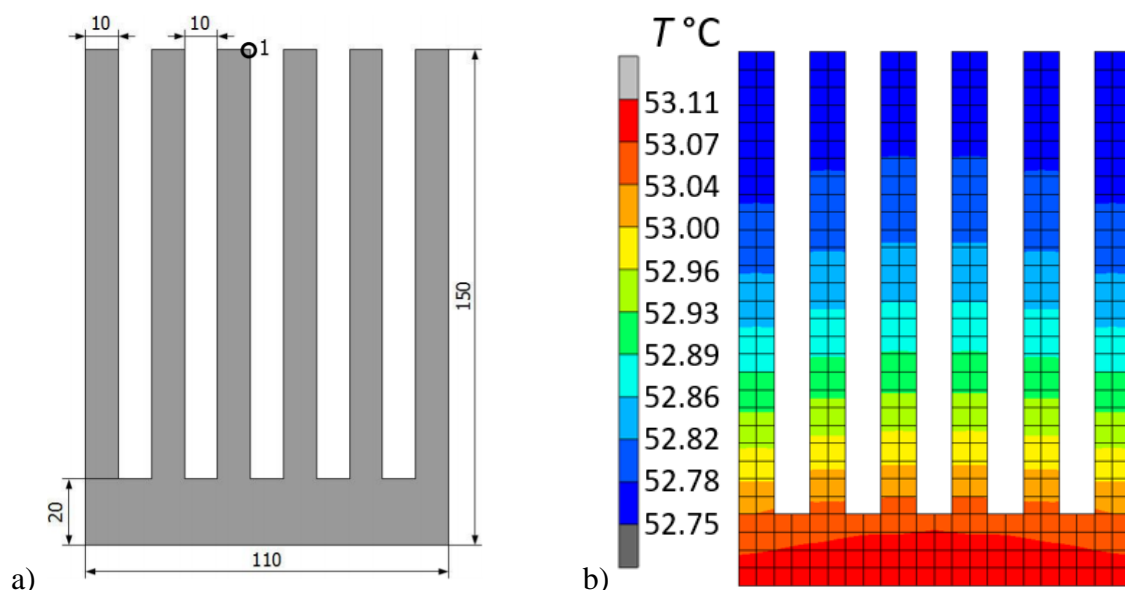
## 3. MES w analizie stanu ustalonego przepływu ciepła

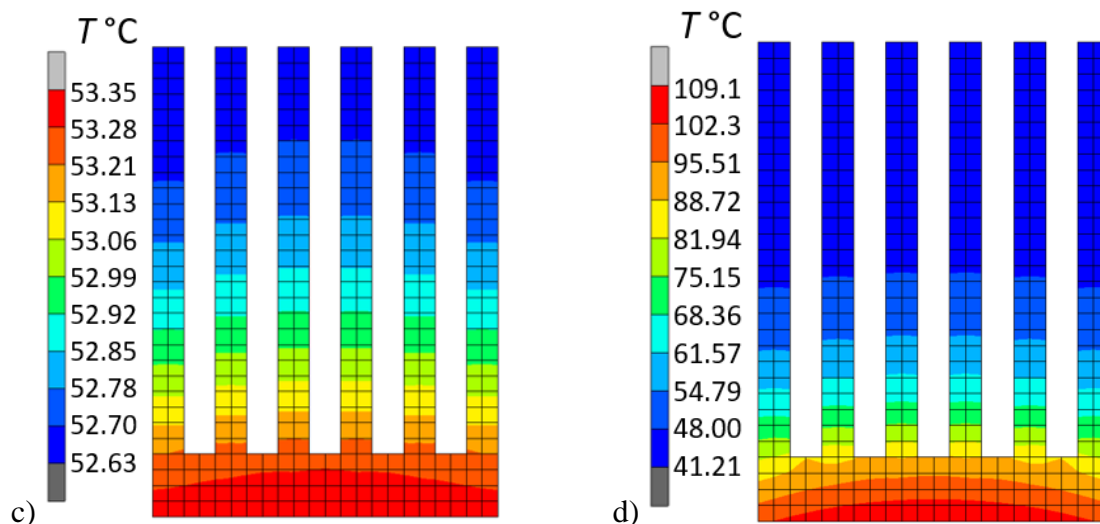
Analiza numeryczna polegała na wyznaczeniu rozkładu pola temperatury w pasywnym elemencie chłodzącym oraz określenia wpływu przewodności cieplnej na wyniki obliczeń.

Tabela 1. Współczynnik przewodzenia ciepła analizowanego elementu  
Table 1. Thermal conductivity of the analyzed element

Materiał	Miedź	Aluminium	Porcelana
Współczynnik przewodzenia ciepła [W/mK]	400	200	1

Na rysunku 1a przedstawiono geometrię analizowanego obiektu wraz z wymiarami wyrażonymi w mm, z kolei na rysunkach 1(b, c, d) przedstawiono rozkłady pola temperatury dla różnych wartości współczynnika przewodzenia ciepła (por. Tabela 1). Na dolnej krawędzi został założony warunek brzegowy II rodzaju, strumień ciepła  $q = 1000 \text{ W/m}^2$ , na pozostałych krawędziach warunek brzegowy III rodzaju ze współczynnikiem wymiany ciepła  $\alpha = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$  oraz temperaturą otoczenia  $T_{ot} = 40^\circ\text{C}$ .



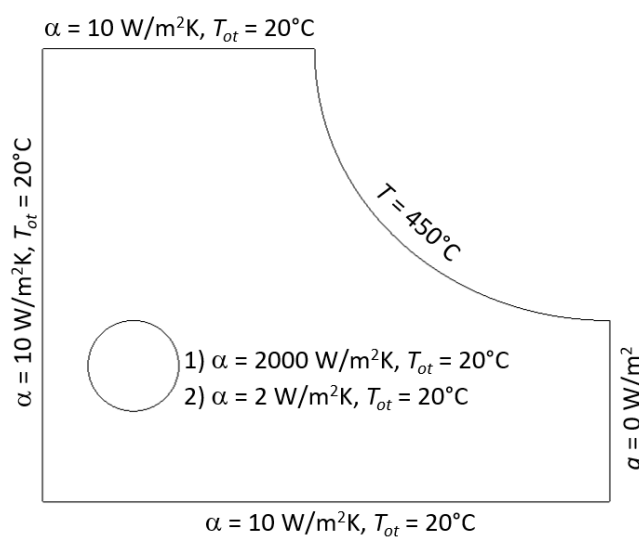


Rys. 1. a) Geometria, b), c), d) rozkład pola temperatury  
 Fig. 1. a) Geometry, b), c), d) temperature distribution

Przeprowadzona analiza numeryczna, mająca na celu porównanie rozkładu pola temperatury w zależności od wartości współczynnika przewodzenia ciepła, jednoznacznie wykazała, że materiałem najlepiej nadającym się do budowy radiatora jest miedź (por. rys. 1b), następnie aluminium (por. rys. 1c). Ze względu na bardzo duże wartości temperatury uzyskane dla porcelany (por. rys. 1d), materiał ten nie powinien być stosowany jako element chłodzący.

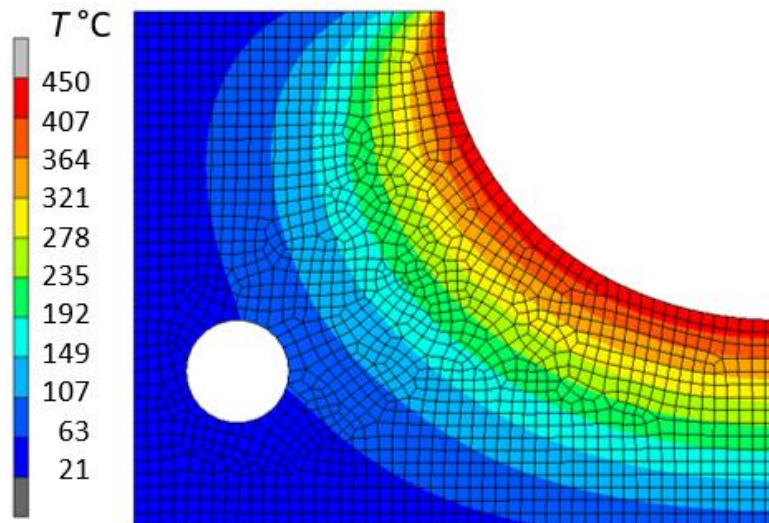
#### 4. MES w analizie stanu nieustalonego przepływu ciepła

Zadanie dotyczyło analizy numerycznej procesu przepływu ciepła w rynnie spustowej pieca przemysłowego do przeróbki surowców. Rysunek 2 przedstawia geometrię analizowanego obiektu wraz z informacją dotyczącą warunków brzegowych. Całkowity czas analizy wyniósł 55 minut. Przyjęto następujące parametry materiałowe rynny: współczynnik przewodzenia ciepła  $\lambda = 2 \text{ W/mK}$ , ciepło właściwe  $c = 800 \text{ J/kgK}$ , gęstość  $\rho = 1700 \text{ kg/m}^3$ .

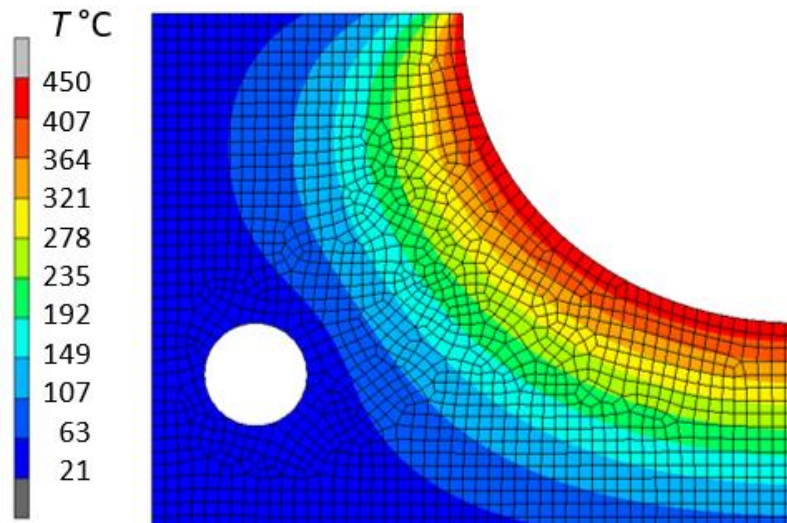


Rys. 2. Geometria i warunki brzegowe  
 Fig. 2. Geometry and boundary conditions

Obliczenia wykonano dla dwóch wariantów warunku brzegowego III rodzaju założonego w otworze chłodzącym, który w zależności od wartości parametru  $\alpha$  symuluje swobodne ( $\alpha = 2$ ) lub wymuszone ( $\alpha = 2000$ ) chłodzenie. Na rysunku 3 i 4 przedstawiono rozkłady pola temperatury dla dwóch analizowanych wariantów. Zastosowanie wymuszonego chłodzenia (por. rys. 4) skutkuje odsunięciem frontu nagrzewania od otworu chłodzącego, co nie ma miejsca w przypadku chłodzenia swobodnego (por. rys. 3).



Rys. 3. Rozkład temperatury ( $\alpha = 2 \text{ W/m}^2\text{K}$ )  
 Fig. 3. Temperature distribution ( $\alpha = 2 \text{ W/m}^2\text{K}$ )



Rys. 4. Rozkład temperatury ( $\alpha = 2000 \text{ W/m}^2\text{K}$ )  
 Fig. 4. Temperature distribution ( $\alpha = 2000 \text{ W/m}^2\text{K}$ )

## Literatura

1. Milenin A., Podstawy metody elementów skończonych: zagadnienia termomechaniczne, Wydawnictwa AGH, Kraków (2010).
2. Zienkiewicz O.C., Metoda elementów skończonych, Wyd. Arkady, Warszawa (1972).
3. Kostowski E., Przepływ ciepła, Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice (2006).

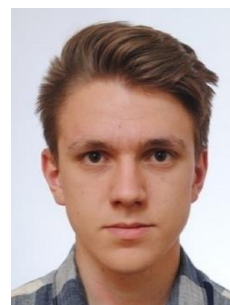
## MODEL I ANALIZA KOŁA ROBOTA EKSPLOKACYJNEGO

**inż. WOJCIECH NITKA**

Mechanika i Budowa Maszyn, SMB2, semestr I, 2 stopień

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

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono propozycję rozwiązania konstrukcyjnego koła robota mobilnego wykonanego metodą druku 3D w technologii FDM. W procesie projektowym wykorzystano optymalizację wariantową postaci geometrycznej oraz symulacje numeryczne w celu określenia nośności. Celem projektu było uzyskanie geometrii elementu, która umożliwia wykonanie bez konieczności stosowania podpór oraz dzielenia go na mniejsze fragmenty.

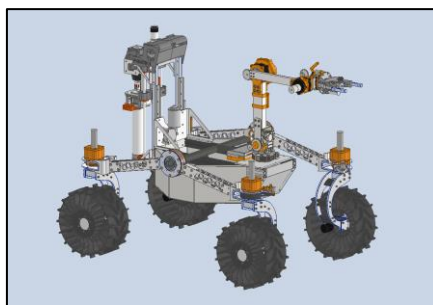


### MODEL AND ANALYSIS OF THE WHEEL FOR EXPLORATION ROBOT

**Abstract.** In the article proposition of design solution of the wheel for mobile robot manufactured using FDM 3D printing method has been proposed. In designing process variant optimization and numerical simulations have been utilized to define load capacity. The goal of the project was to obtain the geometry of the element which allows manufacturing without using support material or dividing the wheel into smaller parts.

#### 1. Wprowadzenie

Konstrukcja stanowiąca obiekt badań jest częścią układu jezdnego robota eksploracyjnego Silesian Phoenix III (rys. 1) będącego prototypem łazika marsjańskiego.



Rys. 1. Wizualizacja 3D robota Silesian Phoenix III  
Fig. 1. 3D visualisation of Silesian Phoenix III robot

Projekt tworzony jest zgodnie z wytycznymi przedstawionymi w regulaminie zawodów European Rover Challenge [1] do których jest przygotowywany. Wymagania projektowe zostały podzielone na cztery grupy:

- wymagania dotyczące wymiarów gabarytowych i współpracujących: średnica zewnętrzna koła, szerokość koła, średnica piasty, centralne usytuowanie gniazd łożyskowych pozwalające na równiejszy rozkład obciążeń na całej szerokości koła,
- wymagania dotyczące sposobu wytwarzania konstrukcji: jednolita konstrukcja koła,

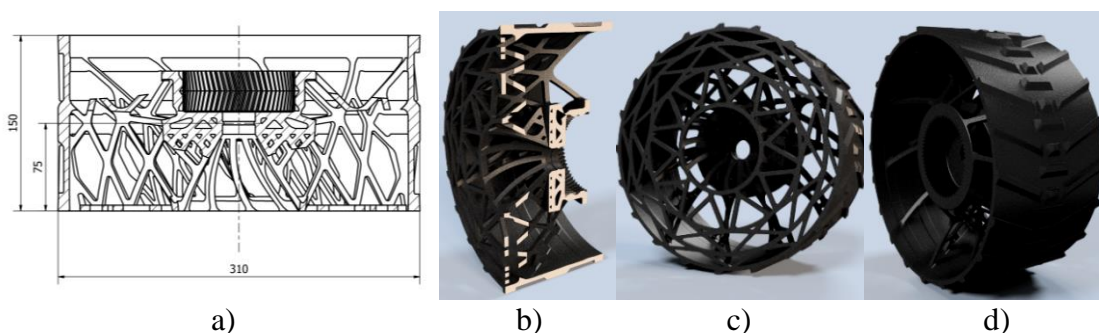


- geometria pozwalająca na wykonanie koła w technologii FDM jako jeden wydruk, bez stosowania podpór,
- opracowanie kształtu koła pozwalającego na integrację konstrukcji z zespołem napędowym.

Wybór technologii druku 3D pozwala na wykonywanie działających prototypów w krótkim czasie co przyspiesza iteracyjny proces projektowy. Umożliwia także odtworzenie złożonych struktur geometrycznych, które nie byłyby możliwe do osiągnięcia konwencjonalnymi metodami obróbki takimi obróbka ubytkowa czy nawet odlewanie.

## 2. Opracowanie koncepcji koła napędowego

Proces projektowy obejmował wykonanie modelu koła zgodnie z przyjętymi wcześniej wymiarami gabarytowymi oraz optymalizację wariantową konstrukcji polegającą na analizie geometrii koła oraz jej modyfikacji w celu ograniczenia zastosowania materiału podporowego (element wykonywany w technologii FDM), oraz dzielenia go na mniejsze fragmenty i zapewnienia odpowiedniej nośności. W procesie optymalizacji wariantowej opracowano kilka rozwiązań postaci geometrycznej, które zostały poddane analizom numerycznym w celu określenia ich nośności. Na rys. 2a przedstawiono wymiary gabarytowe koła zorientowanego w pozycji do druku natomiast na rys. 2b pokazano przekrój koła. Rys. 2c oraz 2d prezentują geometrię elementu od strony zewnętrznej oraz wewnętrznej.



Rys. 2. Wymiary gabarytowe (a), przekrój koła (b), widok od strony zewnętrznej (c), widok od strony wewnętrznej (d)

Fig. 2. Overall dimensions of the wheel (a), section view of the wheel (b), view from the outside (c), view from the inside (d)

Symulacje numeryczne będące podstawą oceny wyboru rozwiązania wykonywano dla dwóch wybranych przypadków obciążeń: Pierwszym z nich był spadek swobodny z wysokości 1m. Miał na celu sprawdzić, jak konstrukcja zachowuje się pod wpływem działania obciążenia dynamicznego. W użytym oprogramowaniu nie było możliwe dokładne zamodelowanie wybranego przypadku. Dlatego też zastosowano analizę statyczną, podczas której statyczne obciążenia zmodyfikowano przez zastosowanie współczynnika obciążenia dynamicznego wyznaczonego ze wzoru (1) i (2) [2].

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{1}{1 + \frac{Q_0}{Q}} \frac{2h}{\lambda_{st}}} \quad (1)$$

$$\lambda_{st} = \frac{Q}{k} \quad (2)$$

gdzie:  $K_d$  - współczynnik obciążenia dynamicznego,  $h$  - początkowa wysokość ciała spadającego,  $\lambda_{st}$  - ugięcie wywołane statycznym ciężarem,  $Q_0$  - ciężar ciała uderzanego,  $Q$  - ciężar ciała uderzającego,  $k$  - sztywność sprężyny.

Drugim przypadkiem obliczeniowym było ruszanie z miejsca. Głównym założeniem upraszczającym był brak poślizgu pomiędzy podłożem a kołem napędowym. Odpowiada to sytuacji, w której koło jest całkowicie zablokowane, a układ napędowy wykorzystuje maksymalny dostępny moment obrotowy. W tym przypadku na koło działają dwie siły, ciężar robota oraz moment obrotowy pochodzący od układu napędowego.

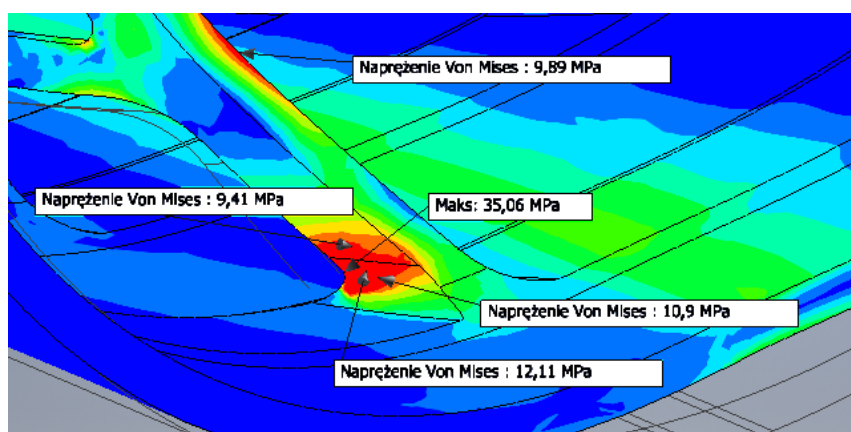
Podczas analizy spadku z wysokości 1m przyjęto, że obciążenie statyczne wynosi 150 N, a równoważne obciążenie odpowiadające obciążeniu dynamicznemu, uwzględniając wyznaczoną wartość współczynnika dynamicznego równą 2, 300 N.

W przypadku modelowania zachowania elementów wykonanych w technologii druku 3D wskazane jest, aby uwzględnić anizotropię własności materiału po wydruku. W przypadku technologii FFF/FDM jest to szczególnie istotne. W tym celu dla przyjętego materiału Fiberlogy Nylon PA12 [4] wprowadzono uproszczony model materiałowy, który uwzględnia jego ortotropowość. Wykorzystano bliźniaczy materiał firmy Stratasys, dla którego wyznaczono współczynnik anizotropii własności, a następnie otrzymano wartość wytrzymałości na rozciąganie w kierunku prostopadłym. Ze względu na to, że w module do analizy statycznej w oprogramowaniu Autodesk Inventor 2020 brak jest ortotropowego modelu materiału w analizie wytrzymałościowej przyjęto ostatecznie średnie wartości własności wytrzymałościowych stosowanego materiału. Przygotowanie modelu numerycznego obejmowało również przeprowadzenie procesu uproszczenia geometrii, dyskretyzację oraz zadanie warunków brzegowych dla obu przypadków obciążenia.

### 3. Wyniki obliczeń

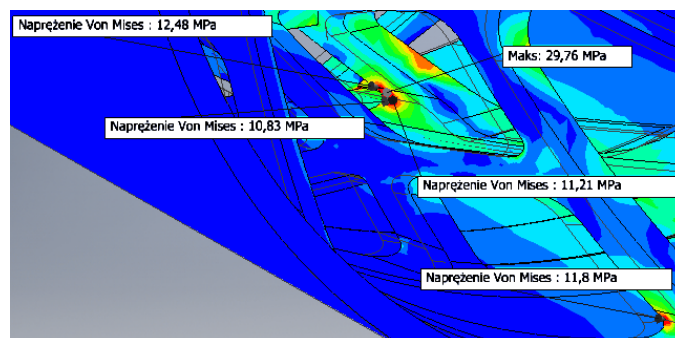
Wyniki obliczeń w środowisku Autodesk Inventor przedstawiono na rys. 3-4. Wartości najwyższych naprężeń zredukowanych wynosiły odpowiednio dla spadku swobodnego i ruszania z miejsca 35,06MPa oraz 29,76MPa. Po dokładniejszej analizie miejsc najbardziej obciążonych można zauważyć, że znajdują się one na ostrych krawędziach uźebrowania co może wskazywać możliwą przyczynę wystąpienia znacznego spiętrzenia naprężeń.

Średnie wartości naprężenia w obszarze najbardziej wyężonym mieszczą się w zakresie: 9,41÷12,11 MPa. Maksymalne przemieszczenia w osi Y prostopadłej do podłoża dla przypadku pierwszego wyniosły 1,88mm.



Rys. 3. Rozkład naprężeń zredukowanych podczas swobodnego spadku  
Fig. 3. Distribution of reduced stresses during freefall

W przypadku drugim największe przemieszczenie wystąpiło na obręczy koła i wyniosło 3,92mm. Uzyskane wyniki mieszczą się w zakresie naprężeń dopuszczalnych (jako naprężenia dopuszczalne przyjęto 46,92 MPa).



Rys. 4. Rozkład naprężeń zredukowanych podczas ruszania z miejsca  
 Fig. 4. Distribution of reduced stresses during moving from standstill

Warto zwrócić uwagę na zagadnienie stopnia dyskretyzacji analizowanego elementu. Ze względu na skomplikowaną geometrię układu zadanie wymagało kilkukrotnej redyskretyzacji w niewralgicznych obszarach w celu uzyskania powtarzalności otrzymywanych wyników.

#### 4. Podsumowanie i wnioski

W artykule przedstawiono główne założenia procesu projektowego, którego celem było uzyskanie geometrii koła będącego częścią układu jezdni robota eksploracyjnego Silesian Phoenix III. Zaproponowane podejście pozwala poszukiwać konstrukcji koła spełniającego przyjęte wymagania wytrzymałościowe, wymagania dotyczące kompatybilności z innymi elementami robota oraz dostosowania geometrii do sposobu wytwarzania. Przedstawiono opracowaną propozycję rozwiązania konstrukcyjnego spełniającą przyjęte założenia. Wykonane analizy wytrzymałościowe wskazują, iż w przyjętych przypadkach obciążenia koło nie powinno zostać uszkodzone. Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, iż przeprowadzonych symulacjach wystąpiły miejsca silnej koncentracji naprężeń co może wskazywać na konieczność dopracowania modelu numerycznego lub korektę postaci geometrycznej oraz potrzebę dalszej analizy konstrukcji koła.

#### Literatura

1. ERC Student Rules; ERC Space & Robotics; Dostęp Online: <https://drive.google.com/file/d/1QK-eHO4zAySQ9jRCbzsc9qRgN-F9gWtm/view> (pobrano 07.06.2021).
2. Jakubowicz, A.; Orłoś, Z.; Dyląg, Z., Wytrzymałość materiałów tom II; Warszawa 2000; Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, s. 306.
3. John, M.; Tyczka, M.; Kokot, G.; Skarka, Wpływ kąta ułożenia warstw włókien elementu wykonanego metodą FDM na wytrzymałość na zginanie, MECHANIK NR 12/2015, 107-110; Dostęp online: <http://www.mechanik.media.pl/artykuly/wplyw-kata-ulozenia-warstw-wlokien-elementu-wykonanego-metoda-fdm-na-wytrzymalosc-na-zginanie.html> (pobrano 07.06.2021).
4. Fiberlogy® Nylon PA12 3D Printing Filament; Fiberlogy; Dostęp online: [https://fiberlogy.com/wp-content/uploads/2018/05/TDS\\_NYLON.pdf](https://fiberlogy.com/wp-content/uploads/2018/05/TDS_NYLON.pdf) (pobrano 07.06.2021).
5. Stratasys® FDM Nylon 12™ 3D Printing Polymer; Dry; MatWeb MATERIAL PROPERTY DATA; Dostęp Online: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=bb241e7d15fd46eca8b1ff8c171a1ea9&ckck=1> (pobrano 07.06.2021).

## UKŁAD KOMUNIKACJI I SYSTEM WIZYJNY MOBILNEGO ROBOTA DEZYNFEKUJĄCEGO

inż. PRZEMYSŁAW OLSZÓWKA,

Automatyka i Robotyka, AB5, semestr III, 2 stopień

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

**Streszczenie.** Roboty mobilne stosowane są często do wspomagania prac realizowanych przez człowieka podczas trudnych i niebezpiecznych działań. Pandemia COVID-19 stała się okazją do wykazania, że mobilne platformy mogą wspomagać ludzi w walce z wirusem. W ramach prac projektowych dotyczących demonstratora mobilnego robota dezynfekującego przeprowadzono badania weryfikacyjne opracowanego układu komunikacji oraz systemu wizyjnego. W artykule omówiono skuteczność działania komponentów robota w terenie zurbanizowanym oraz wewnątrz budynku.



### COMMUNICATION AND VISION SYSTEMS OF A MOBILE DISINFECTING ROBOT

**Abstract.** Mobile robots are often used to support human work during difficult and dangerous tasks. Pandemic COVID-19 was an opportunity to demonstrate that the mobile platforms could support the people in the fight against the virus. As part of the design work on the disinfecting robot mobile demonstrator, verification tests of the developed communication and vision systems were carried out. The paper addresses the performance of these components of the robot in an urban area and inside a building.

#### 1. Wprowadzenie

Rozwój nauki i technologii jest motywowany różnymi aspektami życia. Choć jesteśmy otoczeni wieloma nowatorskimi rozwiązaniami, do których szybko się przyzwyczajamy i wykorzystujemy każdego dnia, ciągle rozwijane są nowe urządzenia i systemy, które mają wspomagać ludzi na wielu płaszczyznach życia. Rok 2020, to czas który w pamięci wielu osób zostanie zapisany pod znakiem walki z wirusem Sars-Cov-2. Pandemia sparaliżowała dotychczasową wizję funkcjonowania świata oraz ujawniła pewne problemy, z których do tej pory społeczeństwo nie zdawało sobie sprawy. Kluczowe i niezbędne okazały się środki ochrony osobistej oraz specjalistyczne sprzęty medyczne. Nowe okoliczności stworzyły obszary technologiczne, które do tej pory nie wyróżniały się nadmiernie, jednak w okresie pandemii stały się niezwykle istotne. Jeden z takich obszarów stanowił problem dezynfekcji różnych miejsc i powierzchni infrastruktury miejskiej oraz budynkowej. Kolejny taki obszar stanowi problem transportu leków, żywności oraz najpotrzebniejszych środków do życia do obszarów będących w izolacji. W odpowiedzi na te problemy powstał demonstrator mobilnego robota dezynfekującego.

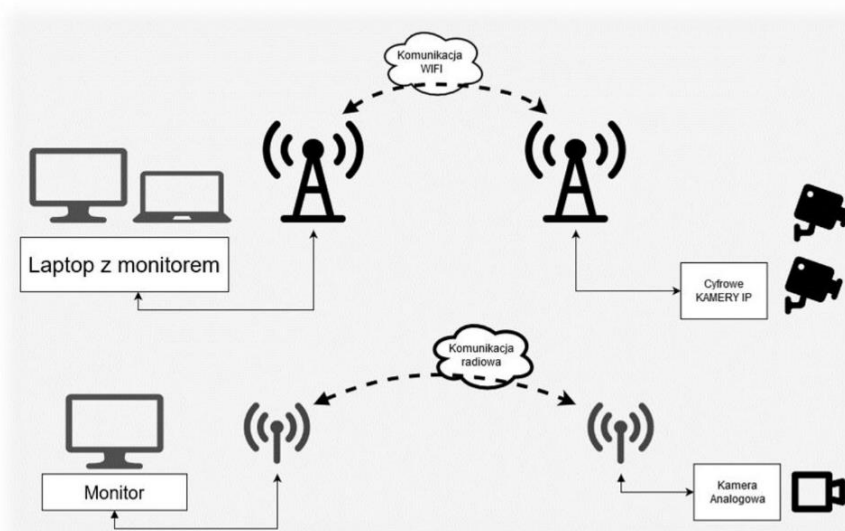
#### 2. Obszar prac

Projekt budowy mobilnej platformy, która mogłaby zostać wykorzystana do walki z pandemią składał się z kilku elementów. Główną platformę jezdną stanowił wielozadaniowy

robot gaśnicowy MTR [2]. Platforma została wyposażona w manipulator [3], pozwalający na wykonywanie czynności manipulacyjnych w bliskim obszarze robota. W ramach realizacji projektu konieczne było opracowanie dedykowanego układu dezynfekcji. W wyniku wstępnych badań przeprowadzanych przez WHO [1] określone zostały możliwe drogi zakażenia koronawirusem. Udowodniono zostało, że wirus zostaje na dłoniach po kontakcie z powierzchniami skażonymi. W celu ograniczenia przenoszenia się wirusa, ważne jest regularne dezynfekowanie miejsc często obleganych, gdzie istnieje duże prawdopodobieństwo, że może znaleźć się osoba chora. Działanie robota powinno umożliwiać odkażanie różnych elementów infrastruktury miejskiej, jak kosze lub ławki, oraz rozległych powierzchni płaskich, do których można zaliczyć ścieżki lub korytarze. Docelowe środowisko działania robota wymagało opracowania nowego układu komunikacji oraz systemu wizyjnego. Sterowanie robota w zurbanizowanych obszarach miejskich jest trudnym zadaniem wynikającym z gęstych zabudowań utrudniających działanie układu komunikacji bezprzewodowej na duże odległości. Tereny są wypełnione falami radiowymi dochodzącymi do smartphonów, odbiorników Wi-Fi, odbiorników radiowych. Takie obszary mogą zakłócać działanie systemów komunikacji, utrudniając sterowanie lub mogą powodować niebezpieczne sytuacje wynikające z nadmiernych opóźnień transmisji. W ramach prac przeprowadzono badania nad skutecznością zaproponowanych rozwiązań w celu określenia ich mocnych i słabych stron. Sprawdzone również jak zaproponowane rozwiązanie wpływa na sterowanie robotem w trybie zdalnym.

### 3. Układ komunikacji i system wizyjny robota

Budowa układu komunikacji zakładała skonfigurowanie i przetestowanie w warunkach laboratoryjnych oraz miejskich układów komunikacji Wi-Fi o paśmie częstotliwości 2,4 GHz. Wybrana technologia miała zostać wykorzystana jako główna droga komunikacji pomiędzy stacją operatora, a robotem, do przesyłania komend sterujących oraz danych telemetrycznych, a także wizji cyfrowej, pochodzącej z dwóch kamer IP. Dodatkowy kanał miała stanowić wizja analogowa, wykorzystująca pasmo częstotliwości 5,8 GHz. Celowa redundancja kanałów transmisji miała zapewnić większą niezawodność i poprawność działania. Schemat układu komunikacji oraz systemu wizyjnego zaprezentowano na rys. 1.



Rys. 1. Schemat układu komunikacji oraz systemu wizyjnego  
Fig. 1. Schematic of the communication system and video system

#### 4. Wyniki badań

Układ komunikacji został zbudowany z wykorzystaniem dwóch punktów dostępowych b- db-ac firmy Ubiquiti wraz z antenami tp-link tl-ANT2412D. Przez kanał transmisyjny przesyłane były dane z wykorzystaniem sieci bazującej na ROS oraz sygnał wizyjny z dwóch kamer IP. Moc anten została ustawiona na 100 mW EIRP. W pierwszym podejściu sprawdzono opóźnienia w transmisji strumienia wideo w warunkach laboratoryjnych. W trakcie przeprowadzonych testów zauważono, że zmiana rozdzielczości obrazu z kamer z Full-HD na HD może powodować dwukrotne zmniejszenie czasu opóźnienia, z 0,4 s do 0,2 s, przy transmisji wideo z wykorzystaniem kodowania h264 i protokołu TCP-IP. Zmiana zastosowanego kodeka na h265 nie wpływa na uzyskiwane wyniki i również wynosi ok. 0,2 s. W ramach testów zweryfikowano również wpływ zmiany zadanej liczby klatek na sekundę na opóźnienia. Zauważono, że zmiana wymuszenia z 25 fps na 12 fps nie wpływa na zmniejszenie zarejestrowanego opóźnienia. Do testów wykorzystano kamery Dahua IPC-CB1C20-0280B oraz Dahua IPC-CT1C20-0360B. Komplet wyników został zamieszczony w tabeli 1.

Tabela 1. Zestawienie wyników czasu opóźnienia transmisji wideo dla różnych parametrów  
Table 1. Summary of video transmission delay time results for different parameters

	25 fps, 1080p, kodek h264, TCP/IP	25 fps, 720p, kodek h264, TCP/IP	25 fps, 720p, kodek h265, TCP/IP	12 fps, 720p, kodek h265, TCP/IP
Czas opóźnienia w transmisji wideo [s]	0,4	0,2	0,2	0,2

Na podstawie dodatkowego testu można było określić, że opóźnienie wynoszące ok. 0,2 s pozwala na bezpieczne sterowanie robotem mobilnym i wykonywanie czynności manipulacyjnych. W przypadku zwiększenia opóźnienia powyżej 0,5 sekundy sterowanie robotem zaczyna być utrudnione, w szczególności wykonywanie czynności manipulacyjnych. W celu rozwiązania problemów opóźnień, wynikających z konieczności kodowania oraz dekodowania strumienia wideo zastosowano również system komunikacji analogowej. Do tego celu wykorzystano kamerę Foxeer Predator V4 Micro, nadajnik TS832 5,8 GHz i odbiornik AV RCRC832 5,8 GHz. Zgodnie z rekomendacjami producenta moc generowana przez nadajnik i odbiornik równa 600 mW pozwala na komunikację z robotem oddalonym do 5 km od centrum dowodzenia. W ramach przeprowadzonych testów zauważono, że opóźnienia występujące w systemie wizji analogowej niezależnie od odległości nadajnika od odbiornika nie przekraczają 0,1 s. Układ komunikacji tego systemu jest jednak bardzo podatny na wszelkiego rodzaju zakłócenia, zarówno wynikające z zasilania oraz innych fal radiowych. W przypadku wystąpienia przeszkód pomiędzy antenami na obrazie nasilały się zakłócenia. Podobny efekt powstawał w przypadku kiedy robot zaczynał znajdować się w miejscach o niewielkim naświetleniu.

Dla porównania obraz z systemu wizji cyfrowej zawsze był przesyłany na stałym poziomie rozdzielczości. W przypadku wystąpienia zakłóceń następowało wydłużenie czasu opóźnienia oraz malała liczba otrzymywanych klatek na sekundę. W ramach testów układu komunikacji sprawdzono zachowanie działania robota w zamkniętym budynku oraz w zurbanizowanej przestrzeni miejskiej. Testy przeprowadzone w budynku wykonanym z konstrukcji żelbetonowej oraz szyb, przy braku widoczności anten pozwoliły na sterowanie robota do odległości ok. 75 m. Powyżej tej wartości nastąpiło zerwanie komunikacji Wi-Fi. W celu ponownego jej uruchomienia koniecznym było zmniejszenie odległości do ok. 65 m. W przypadku prób wykonanych w otwartej przestrzeni, kluczowe na uzyskane wyniki są budynki, drzewa, wszelkie zabudowania występujące pomiędzy antenami. W najlepszym przypadku możliwość sterowania robotem była osiągalna dla odległości ponad 250 m

w obszarze silnie zabudowanym (rys. 2). W jednym z najgorszych przypadków testowych, komunikacja została zerwana już po 40 m, w momencie kiedy robot znalazł się głęboko za pobliskim budynkiem. Istotnym jest fakt, że pogarszanie jakości wizji analogowej odbywa się równoległe ze zwiększeniem opóźnienia układów cyfrowych, pomimo różnego zakresu częstotliwości.



Rys. 2. Maksymalny zasięg komunikacji robota oraz widok z 3 kamer zamontowanych na robocie

Fig. 2. Maximum communication range of the robot and the view from 3 cameras mounted on the robot

## 5. Wnioski

Układ komunikacji bazujący na standardzie Wi-Fi to rozwiązanie, które może być stosowane do zdalnego sterowania robotów mobilnych. Pozwala na łatwe opracowanie systemu komunikacji przy wykorzystaniu znanych rozwiązań. Takie podejście pozwala na opracowanie systemów sterowania z wykorzystaniem środowiska ROS. Zaletą rozwiązania jest równoległa możliwość opracowania systemu wizyjnego do systemu sterowania, który pozwala operatorowi obserwować przestrzeń robota w dużej rozdzielczości. Rozwiązanie sieciowe daje również możliwość przetwarzania obrazu z kamer IP bezpośrednio na głównym komputerze sterującym robota. Zapewnienie redundancji systemu wizyjnego za pomocą dodatkowego systemu analogowego zapewnia większe bezpieczeństwo oraz pewność w sterowaniu robota. Zastosowana architektura i konfiguracja kamer pozwalała na obserwowanie przestrzeni w dostatecznie wysokiej jakości, przy jednoczesnym braku opóźnień. W przypadku obu systemów należy pamiętać o ich ograniczeniach, które zaczynają być widoczne w miejscach o dużym zagęszczeniu konstrukcji żelbetonowych, metalowych oraz szklanych. Wówczas obszar działania ulega znaczącemu zmniejszeniu.

## Literatura

1. World Health Organization, Modes of transmission of virus causing COVID-19: implications for IPC precaution recommendations, <https://www.who.int/news-room/commentaries/detail/modes-of-transmission-of-virus-causing-covid-19-implications-for-ipc-precaution-recommendations> (dostęp 31.05.2021)
2. Najewski A., Projekt, wykonanie i analiza kinematyki ruchu wielozadaniowego robota gaśnicowego. Praca dyplomowa magisterska, Politechnika Śląska, Gliwice (2017).
3. Olszówka P., Modernizacja manipulatora robota eksploracyjnego. Projekt inżynierski, Politechnika Śląska, Gliwice (2020).

## WYZNACZANIE STRAT CIEPŁA W DOMU JEDNORODZINNYM

**inż. DAMIAN OTRZĄSEK**

Automatyka i Robotyka, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Grażyna Kałuża

**Streszczenie.** Artykuł poświęcony jest sposobowi wyznaczania strat ciepła w domu jednorodzinnym w okresie grzewczym. W pracy sprawdzono jaki wpływ na wysokość strat ciepła ma temperatura zewnętrzna oraz współczynniki przenikania ciepła poszczególnych rodzajów przegród występujących w budynku. Wykonano projekt istniejącego budynku w programie Autodesk AutoCAD 2020 w celu wyznaczenia jego strat ciepła i porównania otrzymanych wyników z rzeczywistymi.



### DETERMINATION OF HEAT LOSS IN A SINGLE-FAMILY HOUSE

**Abstract.** The article is devoted to determine the heat losses in a single-family house during the heating season. It was checked what influence the outside temperature and the heat transfer coefficients of different types of partitions in the building have on the amount of heat loss. A project of the existing building was made in Autodesk AutoCAD 2020 in order to determine heat losses and compare it with actual results.

#### 1. Wprowadzenie

Celem przeprowadzonych obliczeń było wskazanie, jakie czynniki oraz w jakim stopniu wpływają na wysokość kosztów ogrzewania w budynkach. Problem wysokich opłat za ogrzewanie domów dotyczy bezpośrednio wielu tysięcy rodzin w Polsce. Poruszona tematyka jest zagadnieniem złożonym. Nie ogranicza się ona tylko do określenia strat ciepła w wybranym domu jednorodzinnym, ale wiąże się również z kwestiami ekonomicznymi oraz prawnymi [1].

#### 2. Wstęp teoretyczny

Ciepło jest jednym ze sposobów przekazywania energii wewnętrznej. Odbywa się ono między ciałami o różnych temperaturach, zawsze od ciała o większej temperaturze do ciała o niższej temperaturze, dążąc do osiągnięcia równowagi termicznej. Z przepływem ciepła łączy się bezpośrednio przewodność cieplna  $\lambda$ , która wyrażona jest w  $W/(m \cdot K)$ . Jest to zdolność do przekazywania ciepła. Czym wyższa wartość przewodności cieplnej tym lepiej dany materiał przewodzi ciepło, a czym niższa tym lepiej izoluje. Opór cieplny jest to stosunek grubości warstwy materiału wyrażony w metrach do współczynnika przewodności cieplnej tego materiału. Oznacza to, że izolacyjność cieplna przegrody nie tylko zależy od rodzaju materiału z jakiej została ona wykonana, ale również od grubości tej przegrody. Opór cieplny oblicza się ze wzoru [2]:

$$R = \frac{d}{\lambda} \quad (1)$$

gdzie  $d$  jest to grubość warstwy materiału [m], natomiast  $\lambda$  – współczynnik przewodzenia ciepła [ $W/(m \cdot K)$ ].

Wielkość strat ciepła  $Q$  wyrażoną w watach otrzymuje się ze wzoru [2]:



$$Q = U \cdot A \cdot (T_w - T_z) \quad (2)$$

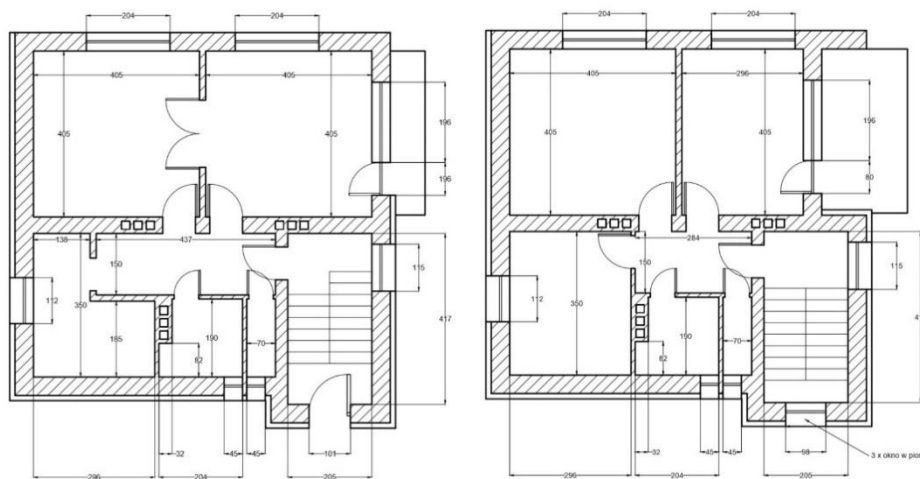
gdzie  $U$  jest współczynnikiem przenikania ciepła [ $W/(m^2 \cdot K)$ ],  $A$  jest powierzchnią rozpatrywanego elementu [ $m^2$ ],  $T_w$  – temperaturą wewnątrz rozpatrywanego budynku [ $K$ ], a  $T_z$  temperaturą otoczenia na zewnątrz rozpatrywanego budynku [ $K$ ].

Współczynnik przenikania ciepła  $U$  jest współczynnikiem określającym szybkość przenikania ciepła przez przegrody. Jest wyrażony w  $W/(m^2 \cdot K)$ , czyli jest on odwrotnością oporu cieplnego. W przypadku przegród zbudowanych z różnych materiałów współczynnik przenikania ciepła odnosi się do całej przegrody i jest on odwrotnością sumy oporów cieplnych poszczególnych warstw materiałów użytych w przegrodzie [3].

W celu uproszczenia realizacji projektu nie wykonano pomiarów współczynnika ciepła  $U$ , a przyjęto, że przegrody te spełniają minimalne wymagania izolacyjności cieplnej i inne wymagania związane z oszczędnością energii zawarte w załączniku nr 2 *Obwieszczenia Ministra Inwestycji i Rozwoju z dnia 8 kwietnia 2019 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu rozporządzenia Ministra Infrastruktury w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie* [4]. Do obliczeń przyjęto, że okres grzewczy trwa od listopada do marca (151 dni), a średnia temperatura wynosi w przybliżeniu  $0^\circ C$  [5].

### 3. Badany budynek

Przedmiotem badania był dom jednorodzinny z płaskim dachem istniejący w rzeczywistości. Posiada dwie kondygnacje nadziemne oraz jedną kondygnację podziemną. Budynek ogrzewany jest piecem gazowym. Kondygnacja podziemna znajduje się pod całym budynkiem i nie jest ogrzewana. Na rysunku 1 przedstawiono przekrój poprzeczny obu kondygnacji wraz z wymiarami koniecznymi do obliczenia powierzchni poszczególnych przegród.



Rys. 1. Przekrój budynku  
Fig. 1. Building cross-section

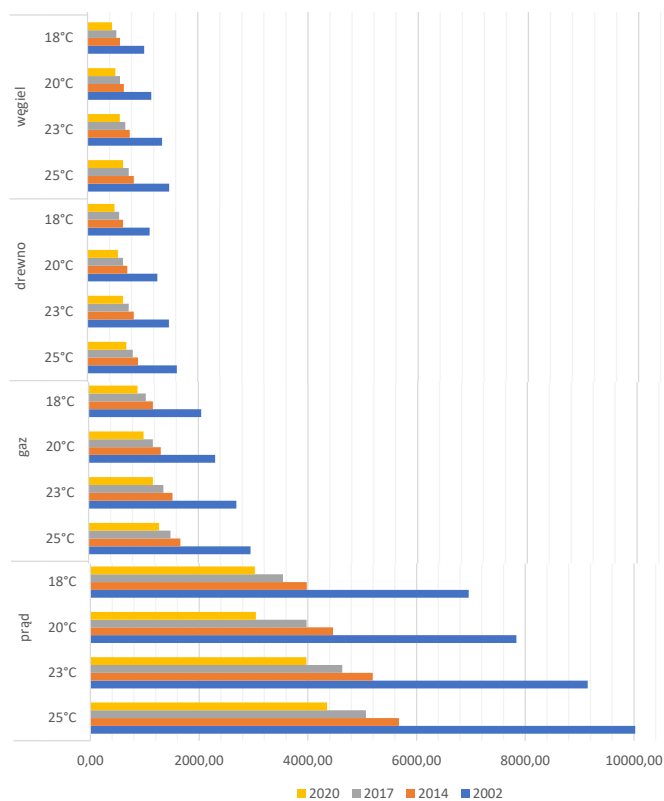
#### 4. Wyniki

Uwzględniając wszystkie założenia i dane oraz korzystając ze współczynników przenikania ciepła na rok 2020 obliczono, że straty ciepła dla badanego budynku wynoszą 1388 W, a zużyta energia w okresie grzewczym wynosi 5030 kWh. W tabeli 1 przedstawiono wielkości strat ciepła dla poszczególnych rodzajów przegród w analizowanym budynku.

Tabela 1. Wielkość strat ciepła  
Table 1. The amount of heat losses

Typ przegrody	Wielkość strat ciepła [W]	Udział w stratach ciepła	Udział w całkowitej powierzchni
Ściany zewnętrzne	467,3	33,7%	43,7%
Dach	169,1	12,2%	21,1%
Stropy międzykondygnacyjne	154,7	11,1%	23,1%
Okna i drzwi balkonowe	547,3	39,4%	11,4%
Drzwi w przegrodach zew.	49,7	3,6%	0,7%

Zgodnie z danymi zawartymi w tabeli 1 największe straty ciepła występują poprzez powierzchnie przeszklone pomimo tego, że nie zajmują one największej powierzchni. Co więcej, ucieka przez nie więcej ciepła niż przez ściany zewnętrzne, których powierzchnia jest prawie cztery razy większa. Przez bardzo wysoki współczynnik przenikania ciepła drzwi w przegrodach zewnętrznych udział w stratach ciepła tego elementu jest znaczący i wynosi 3,6%, pomimo jego małej powierzchni. Na rysunku 2 pokazano koszty ogrzewania w zależności od temperatury, normy i rodzaju ogrzewania.



Rys. 2. Koszty ogrzewania [zł]  
Fig. 2. Heating costs [PLN]

Policzono, że najwyższe koszty, wynoszące 9147,59 zł, powstaną jeżeli budynek będzie ogrzewany energią elektryczną, temperatura wewnątrz budynku będzie wynosić 23 °C, a budynek został zbudowany zgodnie z minimalnymi wymaganiami izolacyjności cieplnej obowiązującymi w 2002 roku. Z kolei najniższe koszty, wynoszące 447,12 zł, powstaną jeżeli budynek będzie ogrzewany węglem kamiennym, temperatura wewnątrz budynku będzie wynosić 18 °C, a budynek został zbudowany zgodnie z minimalnymi wymaganiami izolacyjności cieplnej obowiązującymi w 2020 roku. Okazało się, że ogrzewanie domu energią elektryczną zawsze przyniesie większe koszty od pozostałych sposobów ogrzewania, niezależnie od spełnianych przez ten budynek norm (obowiązujących w latach 2002-2020), a także niezależnie od temperatury (zawartej pomiędzy 18 °C, a 23 °C).

## 5. Wnioski

Porównując wysokość rachunków w badanym budynku z wynikami obliczeń uzyskanych dla budynku o tych samych wielkościach przegród, ale spełniającego minimalne wymagania izolacyjności cieplnej obowiązujące w 2002 roku okazało się, że straty ciepła w badanym budynku były o wiele większe niż wynikałoby to z obliczeń. Główną przyczyną takiego stanu rzeczy jest to, że budynek został wybudowany o wiele wcześniej i nie spełnia ww. wymagań. Ponadto ciepło dostarczane jest również z innych źródeł (np. promieniowanie słoneczne, ludzie i zwierzęta, urządzenia elektryczne).

Węgiel w dalszym ciągu jest atrakcyjną ekonomicznie formą paliwa, co nie zachęca do zmiany źródła ciepła w domach na bardziej ekologiczne. Bardzo wysokie straty ciepła występujące w starszych budynkach mogą prowadzić do tzw. ubóstwa energetycznego.

Termomodernizacja oraz wymiana systemu ogrzewania może znacznie zmniejszyć wysokość strat ciepła, ale wymaga znaczących nakładów finansowych. W budynkach o słabej izolacji termicznej wysokie rachunki za ogrzewanie często stanowią znaczącą część budżetu domowników i uniemożliwiają inwestycje w termomodernizację.

## Literatura

1. R. Boguszewski, T. Herudziński: Ubóstwo energetyczne w Polsce, Pracownia Badań Społecznych SGGWUI, Warszawa (2018).
2. E. Kostowski: Przepływ ciepła. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej (2006).
3. J. Szargut: Termodynamika techniczna. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej (2011).
4. Obwieszczenie Ministra Inwestycji i Rozwoju z dnia 8 kwietnia 2019 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu rozporządzenia Ministra Infrastruktury w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz.U. Poz. 1065).
5. Strona internetowa bazy danych pogodowych *climate-data.org* należąca do AM Online Projects - Alexander Merkel  
<https://pl.climate-data.org/europa/polska/silesian-voivodeship/bielsko-bia%C5%82a-3068/>  
(dostęp: 14.11.2020).

# ANALIZA WPLYWU WARSTWY IZOLACYJNEJ NA ROZKŁAD TEMPERATURY W PRZEGRODACH ZEWNĘTRZNYCH

inż. MACIEJ PAŹDZIOR,

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

Opiekun naukowy: dr inż. Grażyna Kałuża

**Streszczenie.** Celem pracy była analiza rozkładu temperatur w przegrodzie budowlanej oraz porównanie wpływu grubości materiałów izolacyjnych na wartość temperatury w miejscu styku warstwy izolacyjnej i konstrukcyjnej. Rozpatrywano zagadnienie jednowymiarowe, wielowarstwowe, natomiast obliczenia wykonano za pomocą schematu jawnego metody różnic skończonych. Do rozwiązania sformułowanego problemu użyto autorskiego skryptu przygotowanego w oprogramowaniu Scilab.

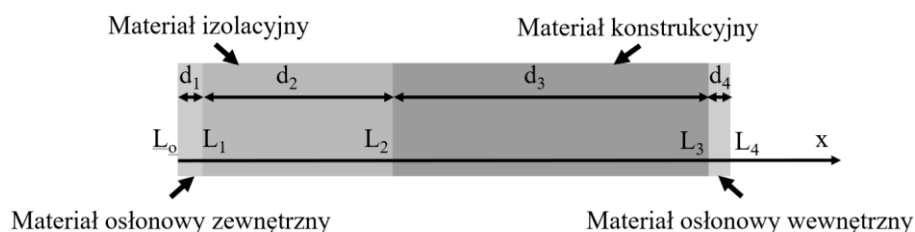


## ANALYSIS OF THE INSULATION LAYER INFLUENCE ON THE TEMPERATURE DISTRIBUTION IN EXTERNAL PARTITIONS

**Abstract.** The aim of the work was to analyze the temperature distribution in a building partition and to compare the influence of the thickness of isolation materials on the temperature value at the point of contact between the isolation and construction layers. The one-dimensional, multi-layered problem was considered, while the calculations were made using an explicit scheme of the finite difference method. The special script was prepared in the Scilab software and used to solve the given problem.

### 1. Wprowadzenie

Przegrody nośne szczególnie zewnętrzne składają się z wielu warstw i różnych materiałów tak, aby stworzyć odpowiedni zespół nośno-izolacyjny. Muszą one spełniać normy wytrzymałościowe oraz techniczno-budowlane, jak również powinny zapewniać odpowiednią izolację cieplną. Temperatura występująca w Polsce przez większość dni w roku jest niższa niż temperatura zapewniająca komfort cieplny mieszkańcom, dlatego izolacyjność materiałów budowlanych w naszym regionie geograficznym jest bardzo istotna [1]. Na rysunku 1 przedstawiono analizowany obszar przegrody zewnętrznej składający się z czterech warstw.



Rys. 1. Przekrój przegrody zewnętrznej  
Fig. 1. Cross-section of the external partition

## 2. Model matematyczny

Równania opisujące przepływ ciepła w poszczególnych warstwach ściany zewnętrznej są następujące [2]

$$x \in \Omega_e : c_e \rho_e \frac{\partial T_e(x, t)}{\partial t} = \lambda_e \frac{\partial^2 T_e(x, t)}{\partial x^2} \quad (1)$$

gdzie  $e = 1, 2, 3, 4$  odpowiadają warstwie osłony zewnętrznej, materiałowi izolacyjnemu, konstrukcyjnemu i osłonie wewnętrznej,  $\lambda_e$  [W/(mK)] jest współczynnikiem przewodzenia ciepła,  $c_e$  [J/(kgK)] jest ciepłem właściwym,  $\rho_e$  [kg/m<sup>3</sup>] – gęstością,  $T_e$  oznacza temperaturę,  $x$  – współrzędną geometryczną,  $t$  – czas.

Powyższe równania (1) uzupełniają następujące warunki brzegowo-początkowe

- warunek na zewnętrznej powierzchni ściany

$$x = L_0 : q_1(x, t) = \lambda_1 \frac{\partial T_1(x, t)}{\partial x} = \alpha_L [T_1(x, t) - T_{otL}] \quad (2)$$

- warunek na wewnętrznej powierzchni ściany

$$x = L_4 : q_4(x, t) = -\lambda_4 \frac{\partial T_4(x, t)}{\partial x} = \alpha_P [T_4(x, t) - T_{otP}] \quad (3)$$

gdzie  $\alpha_L, \alpha_P$  [W/(m<sup>2</sup>K)] są współczynnikami wymiany ciepła, natomiast  $T_{otL}, T_{otP}$  – temperaturami otoczenia.

- warunek idealnego kontaktu na powierzchniach styku poszczególnych warstw

$$x = L_e : \begin{cases} -\lambda_e \frac{\partial T_e(x, t)}{\partial x} = \lambda_{e+1} \frac{\partial T_{e+1}(x, t)}{\partial x} \\ T_e(x, t) = T_{e+1}(x, t) \end{cases} \quad e = 1, 2, 3 \quad (4)$$

- warunek początkowy

$$t = 0 : T_e(x, 0) = T_{ep}(x) \quad (5)$$

gdzie  $T_{ep}$  oznaczają temperaturę początkową w podobszarach.

## 3. Wyniki obliczeń

Problem rozwiązano stosując schemat jawny metody różnic skończonych dla bezźródłowych, niustalonych pól temperatury [3].

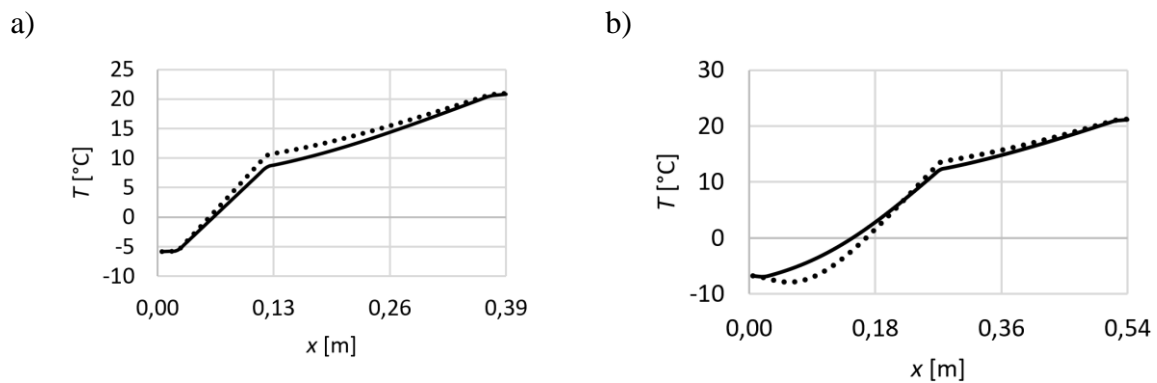
Dla celów analizy wartości temperatury w miejscu połączenia warstwy izolacyjnej i konstrukcyjnej założono, że temperatura początkowa całej przegrody wynosi 10 °C, natomiast temperatura wewnątrz pomieszczenia 22 °C. Na zewnątrz przez pierwsze 24 godziny wynosi – 19 °C, a następnie ulega zmianie i wzrasta do – 6 °C. Współczynnik wymiany ciepła wewnątrz pomieszczenia wynosi 10 W/(m<sup>2</sup>K), co odzwierciedla swobodny ruch powietrza, a na zewnątrz 30 W/(m<sup>2</sup>K), co symuluje umiarkowane warunki wietrzne. W tabeli 1 przedstawiono parametry termofizyczne dla zastosowanej przegrody wielowarstwowej [4]. Analizy dokonano z krokiem czasowym równym 1 sekundę oraz odległością między węzłami równą 0,005 m.

Na rysunku 2 pokazano rozkład temperatury dla różnych grubości materiałów izolacyjnych po czasie  $t = 4$  h, natomiast na rysunku 3 przebieg temperatury na styku warstwy izolacyjnej

i konstrukcyjnej. Rysunek 4 ilustruje analizę wpływu grubości warstwy izolacyjnej na temperaturę w miejscu styku warstw po czasie  $t = 192$  h, czyli w stanie ustalonym.

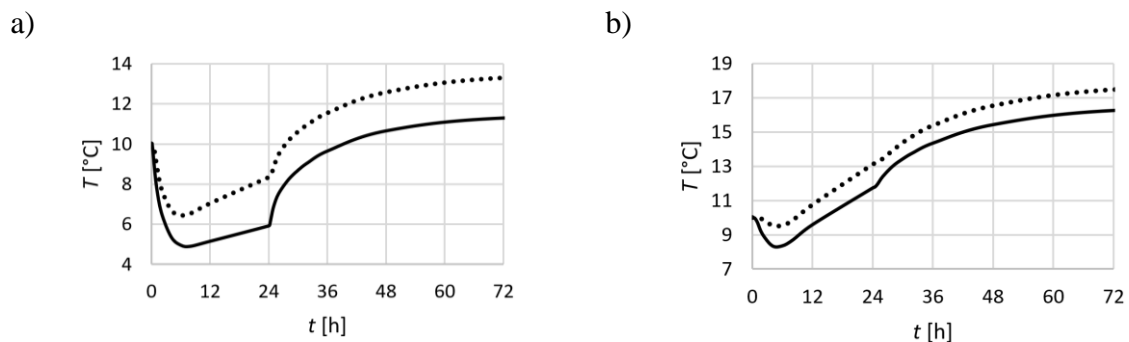
Tabela 1. Parametry termofizyczne poszczególnych warstw  
Table 1. Thermophysical parameters of each layers

Materiał	Współczynnik przewodzenia ciepła $\lambda$ [W/(mK)]	Ciepło właściwe $c$ [J/(kgK)]	Gęstość $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Grubość materiału $d$ [m]
Tynk cementowo-wapienny	0,82	840	1850	0,02
Mur z betonu komórkowego na zaprawie	0,21	840	600	0,25
Styropian	0,044	1460	10	0,1-0,35
Wełna mineralna	0,311	750	50	0,1-0,35
Tynk cementowo-piaskowy	1,0	1000	1800	0,02



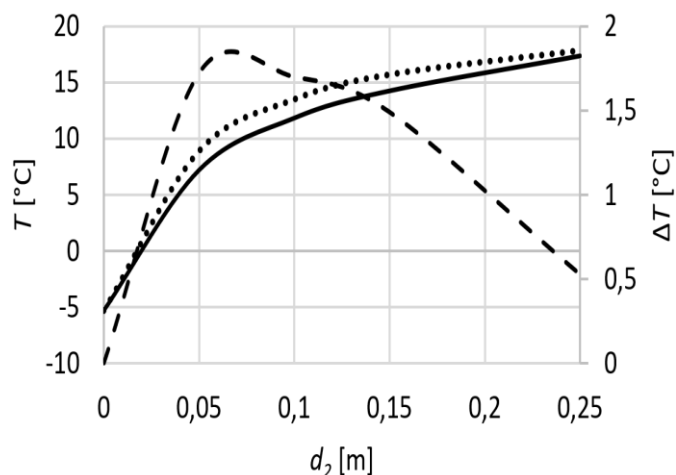
Rys. 2 Rozkład temperatury a)  $d_2 = 0,1$  m b)  $d_2 = 0,25$  m (linia ciągła – styropian, symbol – wełna mineralna)

Fig. 2 Temperature distribution a)  $d_2 = 0,1$  m b)  $d_2 = 0,25$  m (solid line - polystyrene, symbol - mineral wool)



Rys. 3 Przebieg temperatury w miejscu styku warstw a)  $d_2 = 0,1$  m b)  $d_2 = 0,25$  m (linia ciągła – styropian, symbol – wełna mineralna)

Fig. 3 Temperature distribution a)  $d_2 = 0,1$  m b)  $d_2 = 0,25$  m (solid line - polystyrene, symbol - mineral wool)



Rys. 4 Rozkład temperatury w miejscu styku zależny od grubości izolacji (linia ciągła – styropian, symbol – wełna mineralna, linia przerywana – różnica temperatury)

Fig. 4 Temperature distribution at the point of contact depends on the thickness of the insulation

(solid line - polystyrene, symbol - mineral wool, dashed line - temperature difference)

#### 4. Wnioski

Rozkład temperatury jest zależny od grubości warstwy izolacyjnej, ale również od jej rodzaju. Zastosowanie tradycyjnego styropianu, czyli najbardziej popularnego materiału izolacyjnego stosowanego do izolacji przegród zewnętrznych daje gorsze rezultaty niż zastosowanie wełny mineralnej, jeśli warunkiem byłaby izolacyjność przy niskiej temperaturze na zewnątrz budynku – rys. 2.

Dla warstwy izolacyjnej o mniejszej grubości po 3 godzinach od zmiany temperatury rozkład jest stabilny i niewiele brakuje do osiągnięcia stanu ustalonego. Grubsza warstwa izolacyjna powoduje, że po wzroście temperatury badany rozkład w styropianie jest bliski ustabilizowania się, natomiast wewnątrz wełny mineralnej występuje jeszcze temperatura niższa, niż aktualnie panująca na zewnątrz przegrody. Mimo tego w miejscu łączenia się warstw panuje tam wyższa temperatura, niż w przypadku zastosowania styropianu.

Różnice dla zastosowania różnej grubości warstwy izolacyjnej są znaczne co ilustruje rysunek 4. Sama różnica pomiędzy różnymi badanymi materiałami izolacyjnymi jest największa w okolicy 0,06 m i wynosi niespełna 2 °C. Wraz z późniejszym wzrostem grubości temperatura miejsca styku dwóch warstw wzrasta, a różnica między nimi stale maleje. Jednak w dalszym ciągu wełna mineralna pozostaje efektywniejszym izolatorem niż styropian.

#### Literatura

1. Tymkiewicz J., Funkcje ścian zewnętrznych w aspektach badań jakościowych: wpływ rozwiązań architektonicznych elewacji na kształtowanie jakości budynku, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2012).
  2. Mochnacki B., Suchy J.S., Modelowanie i symulacja krzepnięcia odlewów, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa (1993).
  3. Majchrzak E., Mochnacki B., Metody numeryczne. Podstawy teoretyczne, aspekty praktyczne i algorytmy, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2004).
- Katalogi producentów materiałów budowlanych.

## OCENA WPŁYWU KOLORU SAMOCHODU NA NAGRZEWANIE SIĘ JEGO WNĘTRZA

**inż. KATARZYNA PIETRUSZKA,**

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

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

**Streszczenie.** W ramach niniejszej pracy został zbadany i opisany wpływ barwy samochodu na nagrzewanie się jego wnętrza. Zaplanowano i przeprowadzono badania doświadczalne związane z pomiarami temperatury w kilku punktach wewnętrznych dwóch samochodów, które różniły się tylko barwą lakieru: jeden był biały, drugi czarny. Następnie, dla uproszczonej geometrii samochodu, przeprowadzono obliczenia w środowisku ANSYS.



### EVALUATION OF THE INFLUENCE OF THE CAR COLOR ON THE HEATING OF ITS INTERIOR

**Abstract.** As part of this work, the influence of car color on the heating of its interior was investigated and described. Experimental tests related to the temperature measurements at the several internal points of two cars were planned and carried out. The cars only differed in color, the first car was white and the second one was black. Then, for the simplified geometry of the car, computations were performed in the ANSYS environment.

#### 1. Wprowadzenie

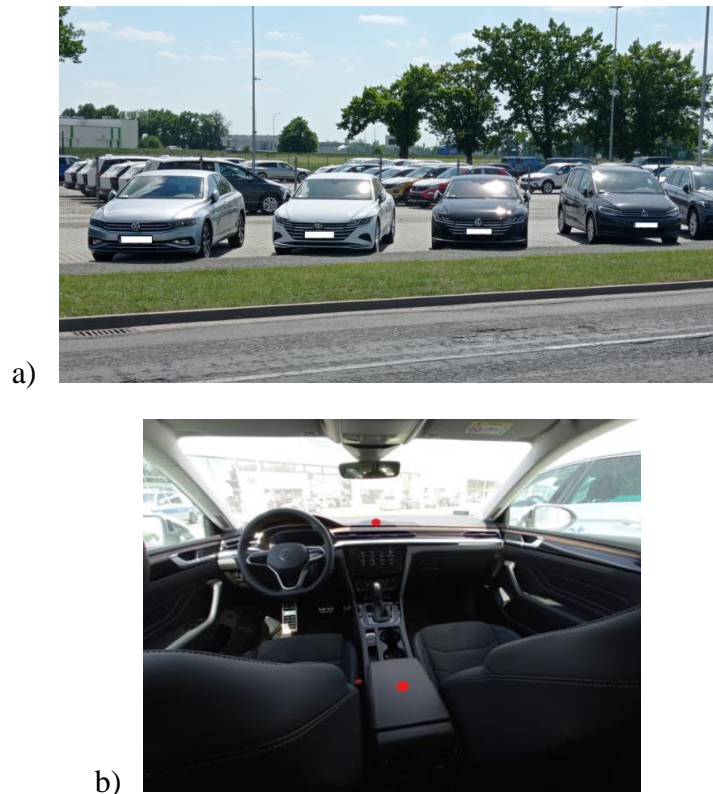
Zdecydowana większość osób kupujących nowe samochody zwraca uwagę na barwę lakieru, ponieważ barwa samochodu jest jednym z pierwszych elementów wizerunkowych, który może decydować o tym czy dany samochód nam się podoba lub nie. Jednak większość z tych, którzy zwracają uwagę na kolor kupowanego samochodu, patrzy tylko na względy estetyczne, na to czy wybrany kolor pasuje do danego modelu samochodu lub czy po prostu im się podoba. Wiele osób wybierających barwę samochodu bierze pod uwagę panującą modę, ponieważ w motoryzacji również znajdziemy kolory, które są w danej chwili modne oraz takie, które ludzie uważają za niezbyt wyszukane i wręcz nudne. Najczęściej wybierane kolory nowych aut na podstawie BASF European Color Report for Automotive OEM Coatings 2017 [1] to biały (29%), czarny (19%), szary (19%), srebrny (11%) i niebieski (10%). Mniejszym zainteresowaniem cieszą się kolory: czerwony (5%), brązowy (4%) oraz pomarańczowy, żółty i zielony (po 1%).

Jednym z aspektów, na który warto zwrócić uwagę przy wyborze odpowiedniej barwy lakieru, który niejako wyjaśnia inne spojrzenie na kolor samochodów luksusowych, w zależności od kontynentu i panującego na nim klimatu jest nagrzewanie się wnętrza samochodu w zależności od koloru lakieru. Nie tylko kolor lakieru ma wpływ na nagrzewanie się, również jego struktura czy budowa, jak również fakt czy jest to lakier matowy, perłowy czy metaliczny. Tematem tej właśnie pracy jest opis wpływu barwy samochodu na nagrzewanie się jego wnętrza.



## 2. Badanie doświadczalne

Badanie polegało na ustawieniu i pozostawieniu samochodów na parkingu w ciepły i słoneczny dzień. Badane samochody różniły się tylko i wyłącznie barwą lakieru. Istotny dla przebiegu badania oraz wiarygodności otrzymanych wyników był fakt, że pojazdy biorące udział w eksperymencie były samochodami jednakowej marki i modelu. Dodatkowo auta dobrano w taki sposób, aby miały one takie same materiały zastosowane we wnętrzu. Badane samochody wyposażone zostały w tapicerkę i deskę rozdzielczą w tych samych kolorach, wykonaną z tych samych materiałów. Do eksperymentu wybrane zostały dwa samochody Volkswagen Arteon 2021- czarny oraz biały (rys. 1a).



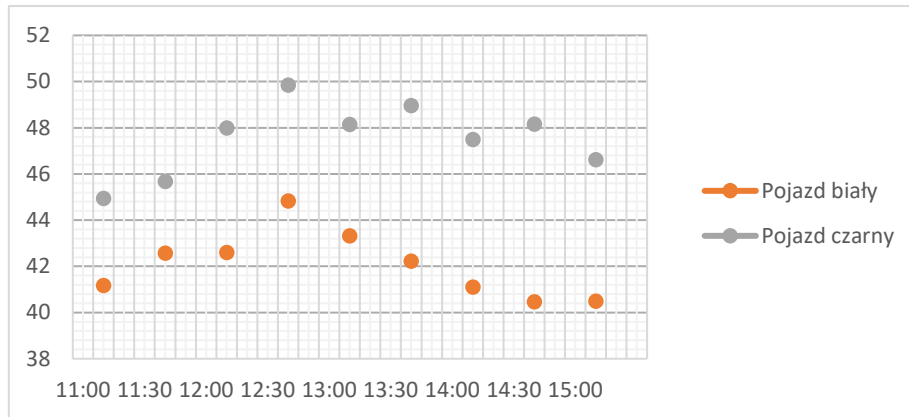
Rys. 1. a) Samochody w trakcie badania doświadczalnego oraz b) punkty pomiarowe w przedniej części samochodu

Fig. 1. a) Cars undergoing experimental testing and b) measurement points at the front of the car

Do pomiaru temperatury poszczególnych elementów wnętrza samochodów, w trakcie doświadczenia, użyty został pirometr Hazet 1991-1. Pomiar temperatury wnętrza dokonywany był w obranych punktach pomiarowych (rys. 1b). Pierwszy pomiar dokonywany był na środku deski rozdzielczej, drugi na środku podłokietnika, ostatni po środku kanapy znajdującej się z tyłu pojazdu.

Przeprowadzone badanie trwało cztery godziny, samochody podstawiono na parking o godzinie 9<sup>00</sup>, pierwszego pomiaru dokonano o godzinie 11<sup>00</sup> ostatni pomiar nastąpił o godzinie 15<sup>00</sup>. Pomiar temperatury wnętrza dokonywane były co pół godziny i zapisywane w specjalnie przygotowanym protokole pomiarowym. Dodatkowo notowano temperaturę zewnętrzną oraz temperaturę dachu pojazdów, aby zobrazować warunki atmosferyczne panujące w trakcie przeprowadzanego doświadczenia.

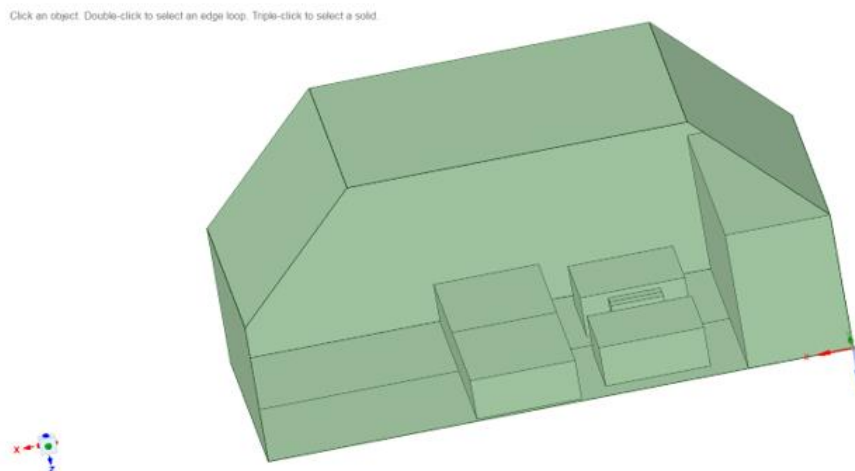
Na rysunku 2 przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych. Wykres przedstawia średnie temperatury wewnątrz badanych pojazdów w kolejnych chwilach czasu. Średnie temperatury otrzymano obliczając średnią arytmetyczną temperatur uzyskanych dla trzech punktów pomiarowych w danym samochodzie.



Rys. 2. Średnia temperatura wnętrza badanych pojazdów  
Fig. 2. Average interior temperature of the tested vehicles

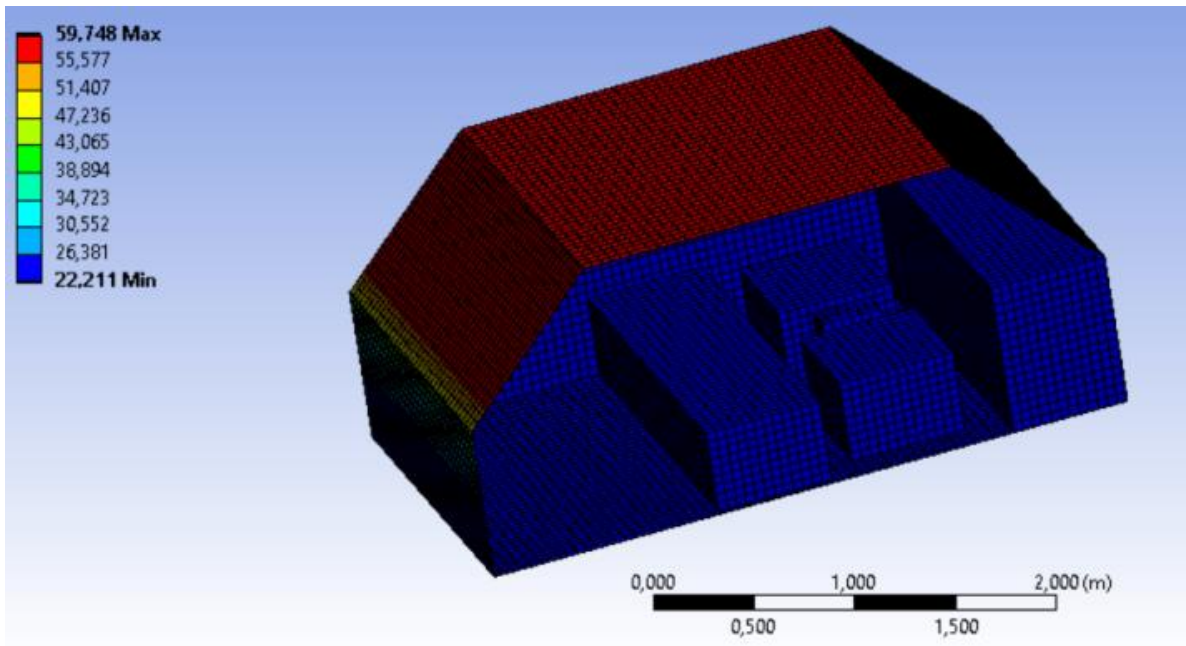
### 3. Symulacja numeryczna

Symulację numeryczną przeprowadzono w środowisku ANSYS Workbench. Uproszczony model samochodu przygotowano w programie SpaceClaim (rys. 3). Wymiary modelu zostały dobrane na podstawie rzeczywistych wymiarów wnętrza samochodu biorącego udział w badaniu eksperymentalnym. We wnętrzu zamodelowano uproszczoną deskę rozdzielczą, fotele kierowcy i pasażera, podłokietnik oraz kanapę tylną - tam znajdują się punkty pomiarowe wytypowane w badaniu doświadczalnym. Uwzględniono szybę czołową oraz tylną, ponieważ mają one duży wpływ na nagrzewanie się wnętrza pojazdu. Materiał główny to stal niskostopowa (karoseria), we wnętrzu uwzględniono tapicerkę wykonaną ze skóry. Następnie nałożono na model odpowiednio dobraną siatkę elementów skończonych, która składała się z 152421 elementów.



Rys. 3. Uproszczony model samochodu przygotowany w programie SpaceClaim  
Fig. 3. Simplified car model prepared in the SpaceClaim program

Do analizy przebiegu procesu wymiany ciepła dla warunków zmiennych w czasie (model Fouriera), w programie ANSYS służy moduł Transient Thermal, w którym należy wprowadzić warunki brzegowe i początkowe. Na zewnętrznej stronie ścianek bocznych, przodu, tyłu oraz spodu pojazdu przyjęto warunek pełnej izolacji. Na górnej powierzchni (dach) wprowadzono warunek trzeciego rodzaju, w którym współczynnik wymiany ciepła uwzględnił promieniowanie [2]. Emisyjność występująca w tym warunku była różna dla lakieru białego i czarnego. Temperatura otoczenia była zmierzona w trakcie wykonywania pomiarów. Na powierzchniach wewnętrznych samochodu przyjęto warunek konwekcji. Założono temperaturę początkową 22°C. Na rysunku 4 pokazano wyniki obliczeń, czyli rozkład temperatury dla samochodu białego.



Rys. 4. Wyniki symulacji dla samochodu białego (rozkład temperatury)

Fig. 4. Simulation results for the white car (temperature distribution)

#### 4. Wnioski

Przeprowadzona analiza literaturowa, jak i badanie doświadczalne oraz symulacja numeryczna pozwalają wnioskować, że kolor lakieru samochodu ma istotny wpływ na szybkość i poziom nagrzewania się wnętrza samochodu. Uzyskane wyniki pokazały, że samochód ciemniejszy nagrzewa się szybciej i mocniej, jest to związane z emisyjnością danego materiału, w tym przypadku lakieru o określonej barwie.

W wyniku badań przeprowadzonych w niniejszej pracy potwierdzono, że barwa lakieru samochodu ma istotny wpływ na nagrzewanie się jego wnętrza jak również to, że wnętrze czarnego samochodu nagrzewa się bardziej niż identycznego samochodu o barwie białej.

#### Literatura

1. <https://www.auto-swiat.pl/porady/eksploatacja/czy-kolor-lakieru-ma-znaczenie-wylacznie-estetyczne/4b86183> dostęp z dnia 04.06.2021
2. Wiśniewski S., Wiśniewski T., Wymiana ciepła, WNT, Warszawa (2017).

## SYSTEM REDUKCJI OPORU AERODYNAMICZNEGO

### MATEUSZ PIETYRA

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr VI, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Mirosław Szczepanik, Prof. Pol. Śląskiej



### EWA KOCYAN

Mechanika i Budowa Maszyn, Studia Dualne semestr VI, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Mirosław Szczepanik, Prof. Pol. Śląskiej



**Streszczenie.** Dobry balans aerodynamiczny okazuje się jedną z kluczowych kwestii podczas budowy nowoczesnych pojazdów wyścigowych. Odcinki proste wymagają poruszania się z niskimi oporami, pokonywanie zakrętów wymaga zaś znacznej siły docisku. Skrzydła generujące ową siłę powodują powstanie sił oporu aerodynamicznego. Rozwiązaniem tego problemu okazuje się aktywna aerodynamika. Niniejszy artykuł rozważa ten problem na przykładnie tylnego skrzydła bolidu wyścigowego klasy Formuła Student.

## DRAG REDUCTION SYSTEM

**Abstract.** Good aerodynamic balance turned out to be one of the main issues in the process of building modern race cars. Straight lines require minimum air resistance while taking turns calls for biggest achievable downforce. Wings generating said force create drag. Solution for this complication came out to be active aerodynamic devices. This article contemplates forgoing problem on the case of rear wing of a formula student race car.

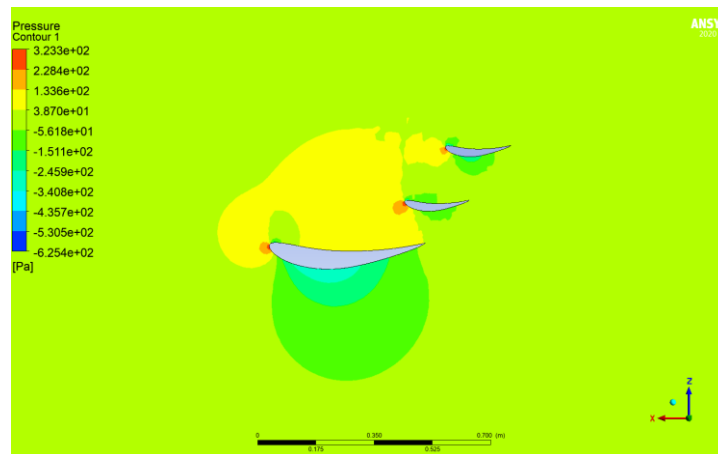
### 1. Wprowadzenie

Wpływ nadmiernego oporu aerodynamicznego, występującego w bolidzie klasy formuła student, zwłaszcza na odcinkach prostych, gdzie pojazd porusza się z największą szybkością, jest bardzo znaczący dla dynamiki pojazdu. Zmniejszenie oporu aerodynamicznego pojazdu uzyskano dzięki wyposażeniu tylnego skrzydła w system redukcji oporu aerodynamicznego (DRS - z ang. Drag Reduction System) [1].

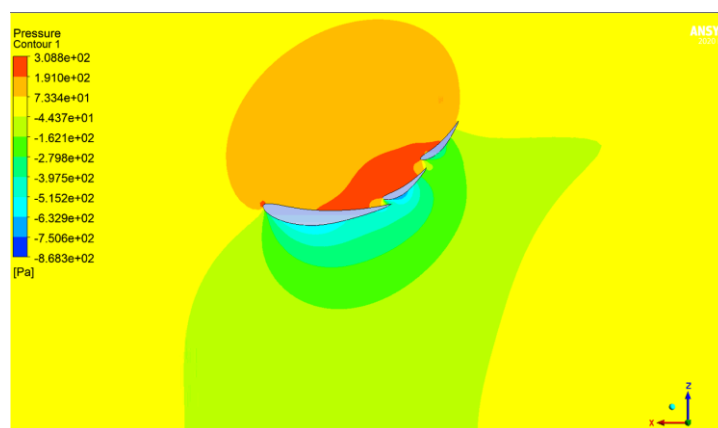
### 2. Rozwiązanie problemu

Zastosowanie systemu DRS pozwala na ruch płatów tylnego skrzydła pojazdu, które unosząc się zmniejszają rzut powierzchni czołowej skrzydła, co skutkuje zmniejszeniem sił działających na skrzydło. Skrzydło w pozycji „otwartej” charakteryzuje się mniejszym współczynnikiem oporu  $C_x$ , co wpływa na redukcję wspomnianych sił. Zadaniem systemu DRS jest uzyskanie mniejszego oporu powietrza w tych miejscach na torze, w których „zamknięte” skrzydła powodują straty, a tym samym ułatwienie wyprzedzania poprzez zmniejszenie oporu towarzyszącego sile docisku aerodynamicznego i umożliwienie efektywniejszego przyspieszenia [2].

W oparciu o sprawdzone, wykorzystane w poprzednich projektach profile [3] dokładnie przeanalizowano geometrię skrzydła. Pierwotne skrzydło zaprojektowane zostało tak, by generowało duży docisk w zakrętach. Wadą powyższego rozwiązania jest generowanie przez nie dużego oporu na odcinkach prostych. Rozwiązaniem tego problemu jest projektowanie przez nas system, dzięki któremu możliwe było udoskonalenie i dopracowanie geometrii w obu konfiguracjach. Z tego powodu obliczenia aerodynamiczne zostały wykonane niemal od zera, jedynie z pominięciem wyboru optymalnego kształtu płatów. Na tym etapie niezastąpiona okazała się analiza parametryczna, która pozwoliła na optymalizację położenia względem siebie płatów skrzydła oraz kątów natarcia poszczególnych profili. W tym celu przygotowano analizy, do których wprowadzono wymiary parametryczne (kąt natarcia i wzajemne ułożenie płatów). Do tego zadania posłużono się analizą 2D, co pozwoliło na skrócenie czasu obliczeń i uzyskaniu wyników dostatecznie dokładnych i umożliwiających porównanie oraz wybranie najbardziej odpowiedniej z dostępnych opcji. Jako wynik wspomnianych badań otrzymano dwie konfiguracje skrzydła dla minimalnego oporu (Rys. 1) oraz maksymalnego docisku (Rys. 2). Obie geometrie przedstawiono w polu rozkładu ciśnień.



Rys. 1. Pole rozkładu ciśnień wokół badanej geometrii „otwartego” skrzydła  
 Fig. 1. The pressure distribution around "open" wing



Rys. 2. Pole rozkładu ciśnień wokół badanej geometrii „zamkniętego” skrzydła  
 Fig. 2. The pressure distribution around "closed" wing

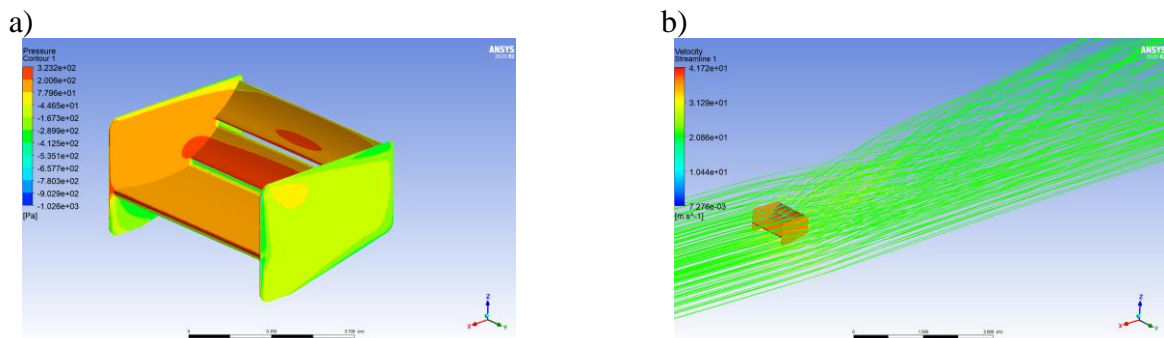
Uzyskane geometrie posłużyły do wykonania uproszczonego modelu trójwymiarowego, dla dwóch konfiguracji płatów. W trosce o jak najlepsze oddanie rzeczywistych warunków jazdy zasymulowano rzeczywiste położenie tylnego skrzydła w pojeździe. Uwzględniono również przemieszczanie się pojazdu względem podłoża. Badania przeprowadzono przy prędkości 20 m/s. Zastosowano model turbulencji SST, gdyż łączy on zalety modeli k- $\omega$  i k- $\epsilon$  i daje zadowalające wyniki zarówno w rdzeniu strugi, jak i przy powierzchni [4]. W wyniku symulacji przeprowadzonych w programie ANSYS CFX otrzymano najbardziej znaczące siły działające na skrzydło, które przedstawiono w Tabeli 1.

Tabela 1. Wartości sił aerodynamicznych uzyskane w ramach przeprowadzonych symulacji

Table 1. Values of aerodynamic forces obtained as a result of simulation

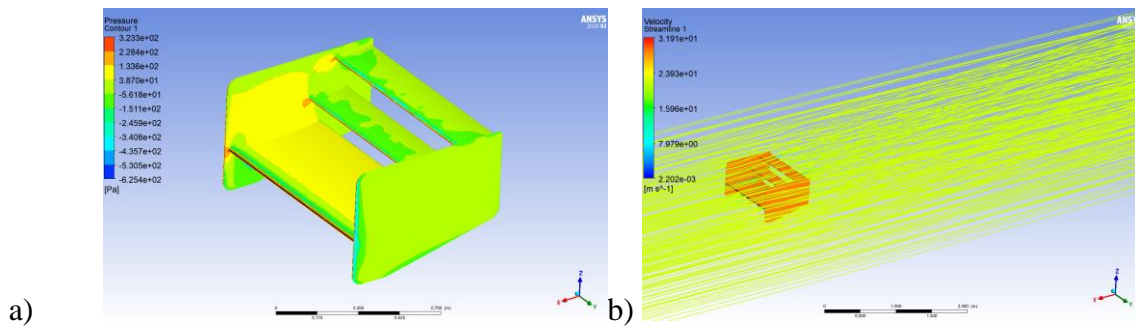
Płat	„Zamknięte” skrzydło (Rys. 3)			„Otwarte” skrzydło (Rys. 4)		
	(L) Docisk (lift) [N]	(D) Opór (drag) [N]	L/D	(L) Docisk (lift) [N]	(D) Opór (drag) [N]	L/D
Płat 1	-298,112	19,726	15,113	-118,617	9,852	12,040
Płat 2	-116,922	75,998	1,538	-1,920	7,078	0,271
Płat 3	-56,565	56,161	1,007	-1,861	5,589	0,333
Całe skrzydło	-471,598	151,885	3,105	-122,398	22,519	5,435

Zaprezentowane wyniki wskazują na znaczną redukcję siły oporu dla „otwartej” geometrii skrzydła. Dodatkowo obserwujemy paradoksalną sytuację, w której skrzydło „otwarte” charakteryzuje się lepszym stosunkiem L/D niż skrzydło „zamknięte”. Zależność ta jest nazywana współczynnikiem doskonałości aerodynamicznej i prezentuje ona zależność siły nośnej generowanej przez skrzydło do siły oporu stawianej przez nie. Wynika to z charakterystyki tylnych skrzydeł bolidów klasy formuły student. Specyfika aerodynamiczna tej rangi determinuje uzyskanie głównego docisku przy pomocy pierwszego, a zarazem największego płata, natomiast kolejne pełnią funkcję wspomagającą [5]. Charakterystyka ta jest dobrze widoczna w Tabeli 1. Stosunek L/D dla mniejszych płatów został zredukowany niemal do zera, lecz dla płata głównego uległ on niewielkiej zmianie, ponieważ nie zmieniamy jego ułożenia względem strugi powietrza. Rozkłady ciśnień na powierzchni „zamkniętego” i „otwartego” skrzydła oraz linie ilustrujące przepływ powietrza zostały pokazane na Rys. 3 i 4.



Rys. 3. Rozkład ciśnień na powierzchni (a) oraz linie (b) ilustrujące przepływ powietrza wokół „zamkniętego” skrzydła

Fig. 3. Pressure distribution on the surface (a) and lines (b) illustrating the air flow around "closed" wing



Rys. 4. Rozkład ciśnień na powierzchni (a) oraz linie (b) ilustrujące przepływ powietrza wokół „otwartego” skrzydła

Fig. 4. Pressure distribution on the surface (a) and lines (b) illustrating the air flow around "open" wing

### 3. Podsumowanie

Współczesne pojazdy drogowe są stale unowocześniane. Zgodnie z równaniem opisującym siły aerodynamiczne, dwukrotne zwiększenie prędkości, powoduje aż czterokrotny wzrost efektów aerodynamicznych [6]. Stąd ważne jest dążenie do uzyskania możliwie niskiego oporu aerodynamicznego przy zachowaniu optymalnych właściwości jezdnych, a więc przy zapewnieniu odpowiedniego kontaktu pomiędzy oponami i podłożem. Niestety elementy generujące siłę docisku, powodują również zwiększenie siły oporu. System DRS jest idealnym rozwiązaniem tego problemu. Pozwala na wykorzystanie siły docisku oraz umożliwia redukcję oporów aerodynamicznych w zależności od toru jazdy. Przeprowadzone analizy wykazały znaczne korzyści z zastosowania aktywnej aerodynamiki. Pokazały, że dzięki systemowi DRS możliwe jest generowanie niemal 500N docisku w konfiguracji „zamkniętej” skrzydła, a przy tym po „otwarciu” uzyskanie niemal sześciokrotnej redukcji siły oporu.

Obecne systemy aktywnie działające na aerodynamikę pojazdu, stosowane są wyłącznie w samochodach klasy premium oraz w bolidach wyścigowych. Nowoczesne pojazdy użytkowane w ruchu miejskim osiągają również znaczące prędkości, wydaje się zatem celowe podjęcie próby zastosowania również w nich aktywnej aerodynamiki w celu polepszenia przyczepności i poprawy ekonomii jazdy.

### Literatura

1. Katz J., Race car aerodynamics. Designing for speed. Cambridge 1996
2. [https://f1.fandom.com/wiki/Drag\\_Reduction\\_System](https://f1.fandom.com/wiki/Drag_Reduction_System) Dostęp 13.03.2021
3. Ziemianin A., Optymalizacja aerodynamiczna pojazdu konkursowego. Praca dyplomowa magisterska. Gliwice: Pol. Śl. Inst. PKM, 2018
4. Pomoc programu Ansys 2020 R2
5. Legierski M., Projekt tylnego skrzydła bolidu Formuły Student. Praca dyplomowa magisterska. Gliwice: Pol. Śl. Inst. MTiS, 2018
6. Piechna J., Podstawy aerodynamiki pojazdów. WKŁ Warszawa 2000

## SYSTEM WIZUALIZACJI PROCESU PRZEMYSŁOWEGO W DOBIE PRZEMYSŁU 4.0

**inż. PAWEŁ POLNIK**

Automatyka i Robotyka, semestr I, 2 stopień

**MICHAŁ KOBIELSKI**

Automatyka i Robotyka, semestr VI, 1 stopień

Opiekun naukowy: Prof. dr hab. inż. Gabriel Kost

**Streszczenie.** W artykule przedstawiony został system wizualizacji procesu przemysłowego symulowanego na stanowisku laboratoryjnym firmy Festo. Jest on również częścią systemu powiadamiającego operatora o zaistniałym uszkodzeniu lub cyberataku. Opracowana wizualizacja opiera się o webserwer oraz nowoczesne technologie internetowe. Utworzony system SCADA dla obiektu badań pozwolił na przeprowadzenie testów weryfikacyjnych, które były niezbędne do potwierdzenia prawidłowego działania systemu wizualizacji.



## VISUALISATION SYSTEM OF INDUSTRIAL PROCESS IN THE AGE OF INDUSTRY 4.0

**Abstract.** In the article, there is presented visualisation system of an industrial process simulated with the use of PCS Festo Workstation. It is also a part of fault of cyberattack notification system. It based on webserver and modern web-based technologies. The developed SCADA system, made possible to perform verification tests, which were necessary to confirm correct operation of the visualisation system.

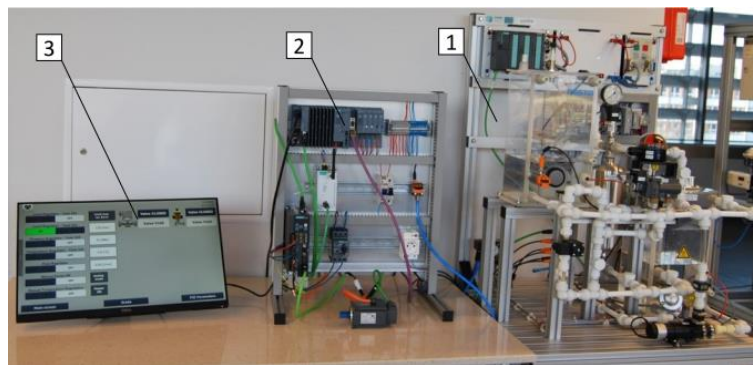


### 1. Wprowadzenie

Nowoczesne systemy automatyki cechują się wysokim stopniem autonomiczności. Zarządzane są przez wykwalifikowanych operatorów, dlatego wizualizacja procesów przemysłowych jest narzędziem kluczowym w celu zwiększania wydajności oraz jakości. W związku z dynamicznym rozwojem metod i technik wizualizacji procesów produkcyjnych na przestrzeni ostatnich lat, gdzie coraz większy nacisk kładzie się na potrzebę łatwego i szybkiego dostępu do wizualizowanych zmiennych procesowych powoduje, że opisywana tematyka pracy jest w pełni uzasadniona z praktycznego punktu widzenia. Projekt porusza zagadnienia związane z rozwijanymi obecnie technologiami Przemysłu 4.0 [2] w kontekście przemysłowego Internetu rzeczy [3] oraz cyberbezpieczeństwa przemysłowych systemów sterowania [4]. Technologie te są ze sobą skorelowane więc obecnie istotnym jest, by w wizualizacji wybranego procesu przemysłowego pojawiała się informacja o uszkodzeniu, w tym próbie cyberataku. Zostało w tym celu wykorzystane stanowisko laboratoryjne opracowane w ramach pracy pt. "Cyberbezpieczeństwo systemów sterowania" autorstwa W. Hańderka [1]. Na rys. 1 przedstawiono główne elementy jakimi są: rozbudowane stanowisko Festo PCS Compact Workstation, (1) pozwalające na zasymulowanie podstawowych procesów



przemysłowych, komputer przemysłowy ET200 SP (2) odpowiedzialny za diagnostykę systemu oraz udostępniający wizualizację SCADA (3) wykorzystaną w tej pracy do przeprowadzenia testów weryfikacyjnych.



Rys. 1. Stanowisko laboratoryjne  
Fig. 1. Laboratory stand

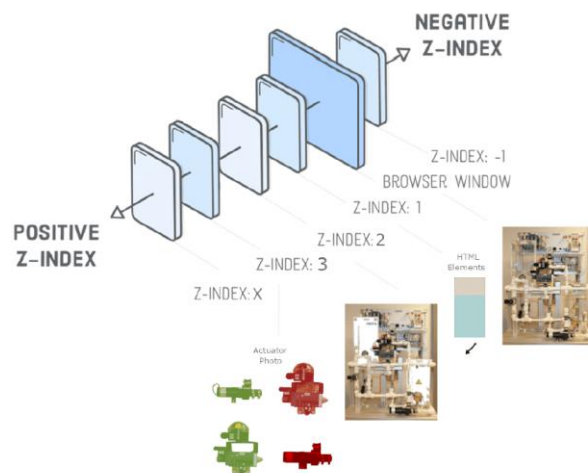
## 2. Założenia

System wizualizacji powinien pozwalać na intuicyjne oraz przejrzyste przedstawienie zmian zachodzących na stanowisku. W celu realizacji tego zadania stan stanowiska wizualizowany jest za pomocą wykonanych zdjęć stanowiska laboratoryjnego oraz dodatkowych materiałów cyfrowych w postaci tekstowej lub graficznej. Dynamicznie zachodzące zmiany zostały zrealizowane poprzez użycie funkcji programistycznych na warstwach wykonanych zdjęć. Wysyłanie oraz odbieranie danych zostało zaimplementowane dzięki wykorzystaniu technologii AJAX i wbudowanego serwera WWW sterowników firmy SIEMENS. Postanowiono, aby wizualizacja została wykonana w formie strony internetowej. Taka decyzja została podjęta z uwagi na możliwość wykorzystania funkcjonalności przeglądarek internetowych oraz łatwości dostępu do danych. Do zaprogramowania docelowego wyglądu wizualizacji posłużyły technologie HTML 5 oraz CSS 3. Logika programu wizualizacji została zaprogramowana w języku TypeScript.

## 3. Tworzenie wizualizacji procesu

W ramach projektu zaprojektowano i wykonano system wizualizujący zmiany jakie zachodzą podczas symulacji wybranego procesu przemysłowego wraz z przedstawieniem informacji o stanie tego procesu, w tym wynikach detekcji prób kontrolowanego cyberataku na analizowany proces. Do realizacji projektu wykorzystano stanowisko symulacyjne będące stanowiskiem szkoleniowym dla sterowników firmy SIEMENS wyposażonym w sterownik SIEMENS SIMATIC S7-1200 CPU 1214C DC/DC/DC w celu walidacji realizacji przyjętych założeń. Finalnie projekt został zaimplementowany na rozbudowanym stanowisku laboratoryjnym poprzez zwizualizowanie pracy stanowiska Festo Process Control System, które wyposażone jest w szereg komponentów automatyki przemysłowej. Istotą projektu jest wykonanie wizualizacji w formie strony internetowej z wykorzystaniem utworzonych realnych zdjęć stanowiska. Rozwiązanie to pozwoliło na wizualne odwzorowanie wszystkich szczegółów stanowiska wraz z łatwym dostępem do danych procesowych. W celu realizacji zadania zdecydowano się na wykorzystanie technologii front-end tj: HTML 5, CSS 3 oraz TypeScript umożliwiających zaimplementowanie zachodzących zmian w trakcie przebiegu

zasymulowanego procesu technologicznego poprzez operowanie na warstwach wykonanych zdjęć (rys. 2). W takim podejściu bardzo ważne jest przygotowanie szczegółowej grafiki. Użyto warstw wykonanego zdjęcia za pomocą, których uzyskać można efekt animacji nakładając wcześniej przygotowane graficznie warstwy. Struktura procesu animacji została określona w technologii HTML 5 poprzez utworzenie elementów semantycznych. Wygląd oraz indeksacja warstw zdjęć została zaimplementowana w technologii CSS 3. Najważniejszą wykorzystaną właściwością technologii CSS 3 jest Z-index, który pozwala ustawić warstwę zdjęcia w pożądanej kolejności wzdłuż osi podłużnej Z. Element o większej liczbie porządkowej indeksu nachodzi na element o niższej wartości. Właściwość Z-index w połączeniu z utworzonymi funkcjami programistycznymi w języku TypeScript pozwala tworzyć trójwymiarowy efekt animacji w przypadku zdjęć dwuwymiarowych. W ten sposób uzyskano odwzorowanie rzeczywistych zachowań stanowiska w trakcie przebiegu realizacji procesu. Dla prawidłowego działania wizualizacji niezbędne jest także pobieranie wartości zmiennych procesowych w czasie rzeczywistym znajdujących się w pamięci sterownika. Jest to możliwe w oparciu o wbudowaną funkcjonalność webserwer sterowników firmy SIEMENS. Sterownikiem z uaktywnioną i skonfigurowaną funkcją webserwera na stanowisku laboratoryjnym jest sterownik nadrzędny SIEMENS SIMATIC S7-1500 CPU 1515SP. Realizacja tego zadania odbyła się w oprogramowaniu TIA Portal v15. Wykorzystana funkcjonalność wraz z technologią AJAX zaimplementowaną w języku TypeScript realizuje zadania przekazywania na ekran wizualizacji aktualnych zmiennych procesowych kluczowych dla realizacji wybranego procesu przemysłowego. Wizualizacja przedstawia ponadto graficzną informację o stanie pracy systemu oraz detekcji symulowanego cyberataku lub innego uszkodzenia wykrytego przez opracowany wcześniej system diagnostyczny [1].

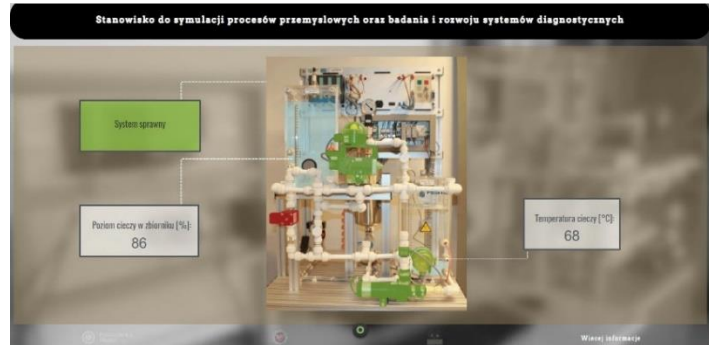


Rys. 2. Model implementacji własności z-index w języku CSS  
 Fig. 2. Implementation model of CSS z-index function

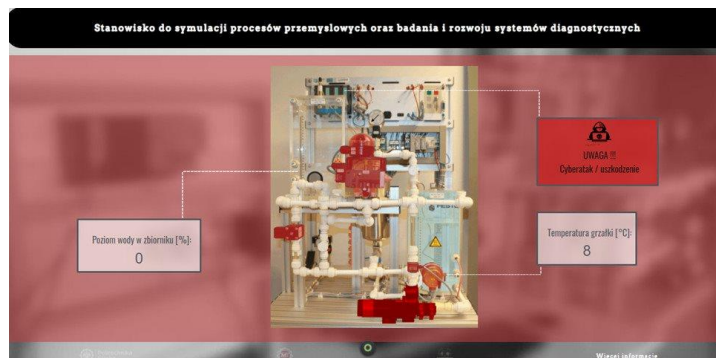
#### 4. Badania weryfikacyjne

Istotnym etapem w tworzeniu oprogramowania jest kontrola poprawności jego działania, która stanowi finalny etap wykonanych prac. W tym celu przeprowadzono badania weryfikacyjne aby wykazać poprawności działania wykonanej wizualizacji. Badania zostały zaplanowane i przeprowadzone w dwóch częściach w postaci testów jednostkowych oraz badań zasadniczych. Testy jednostkowe wykonane zostały z wykorzystaniem stanowiska symulacyjnego dla wybranych scenariuszy pracy komponentów. Dotyczyły one realizacji elementarnych funkcji procesu, takich jak sterowanie pracą grzałki oraz kontrola poprawności

skalowania i normalizacji generowania sygnałów analogowych przez potencjometry. Badania zasadnicze miały na celu całościową weryfikację poprawności zachowania wizualizacji zaimplementowanej na stanowisku symulacyjnym oraz laboratoryjnym wraz z poprawnością wymiany danych podczas przygotowanych scenariuszy pracy stanowisk w stanie pełnej zdadności (rys. 3) oraz cyberataku lub innego uszkodzenia (rys. 4).



Rys. 3. Wizualizacja dla stanowiska w stanie pełnej zdadności  
Fig. 3. Faultless system visualisation



Rys. 4. Wizualizacja dla stanowiska w stanie cyberataku, lub uszkodzenia  
Fig. 4. Visualisation during cyberattack, or failure

## 5. Wnioski

Zadaniem do rozwiązania w projekcie było opracowanie systemu wizualizacji który wiernie odwzorowuje wszystkie szczegóły stanowiska oraz przebiegi procesów, a także umożliwia łatwy dostęp poprzez wykorzystanie technologii internetowych. Powstały system wizualizacji pozwala na realizację założonych początkowo funkcjonalności. Wizualizacja charakteryzuje się intuicyjnością oraz przejrzystością treści. Uzyskane w trakcie badań weryfikacyjny wyniki potwierdziły, że wykonana wizualizacja reaguje poprawnie, spełnia stawiane wymagania oraz posiada duży potencjał praktyczny.

## Literatura

1. W. Hańderk. System detekcji cyberataków na przemysłowe systemy sterowania. Praca dyplomowa magisterska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn (2020).
2. M. Kaliczyńska. Kluczowe technologie Przemysłu 4.0, (2021).
3. N.Kobza., Przemysłowy Internet Rzeczy, Instytut Innowacyjna Gospodarka, (2019).
4. Eric D. Knapp. Industrial Network Security. Elsevier, (2011).

# MODELOWANIE DWUWYMIAROWEGO PRZEPIYU CIEPŁA W NIEJEDNORODNYM METAMATERIALE TERMICZNYM METODĄ KANSY

**mgr inż. OLAF POPCZYK**

Inżynieria Mechaniczna, III rok, 3 stopień

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

**Streszczenie.** W pracy rozważano problem dwuwymiarowego, ustalonego przepływu ciepła w metamateriale termicznym z przestrzennie zmiennym rozkładem parametrów termicznych. Do rozwiązania zagadnienia wykorzystano metodę Kansa w sformułowaniu współczynnikiem. Analiza numeryczna pokazała, że metoda Kansa może być z powodzeniem stosowana do rozwiązywania problemów klasy rozważanej w artykule.



## MODELLING OF TWO-DIMENSIONAL HEAT FLOW IN NONHOMOGENOUS THERMAL METAMATERIAL USING THE KANSA METHOD

**Abstract.** This work considers the problem of two-dimensional steady heat flow in thermal metamaterial with spatially variable thermophysical parameters. The Kansa method in the coefficient formulation was used to solve the mentioned problem. The solution obtained using the finite element method was used as a reference solution. The numerical analysis results showed that the Kansa method is suitable for solving the class problems considered in the paper.

### 1. Introduction

Heat flow is one of the most fundamental phenomena in nature. The first comprehensive mathematical description of heat flow was proposed by Joseph Fourier, who in 1822 composed the equation later called the heat equation. Although it is almost 200 years old, the model proposed by Fourier is still up to date; it is possible to use it even for advanced materials whose thermophysical parameters are spatially variable. Such materials have great potential for application; these include, for example, thermal metamaterials. A metamaterial is any material engineered to have a property that is not found in naturally occurring materials. Thermal metamaterials exhibit the ability to control the direction of the heat passing through the medium. These materials can be used, for example, to create a thermal cloak [1,2,3]. Applications like this are the main driving force behind research on metamaterials. Because the heat equation is a partial differential equation for which, in a general case, there is no known analytical solution, the study investigates whether the Kansa method in the coefficient formulation suits this class of problem.

### 2. Governing equations and numerical methods

The two-dimensional sourceless steady-state heat equation for spatially-dependent thermal conductivity is as follows:

$$\kappa(u_{xx} + u_{yy}) + \kappa_x u_x + \kappa_y u_y = 0, \quad (1)$$

where  $u$  is the field variable (temperature), and  $\kappa$  is the thermal conductivity;  $x$  and  $y$  indexes denote the spatial derivatives corresponding to  $x$ - and  $y$ -direction. Eq. (1), in which the derivatives of thermal conductivity are non-zero, indicates that the thermal conductivity is spatially variable. The two-dimensional boundary value problem was considered in the paper. The Neumann boundary condition used in the simulations is as follows:

$$-\kappa u_n = q, \quad (2)$$

where  $u_n$  is the temperature derivative in the normal direction to the boundary, and  $q$  is the heat flux. The Robin boundary condition used in the simulations is as follows:

$$-\kappa u_n = \alpha(u - u_\infty), \quad (3)$$

where  $\alpha$  is the heat transfer coefficient and  $u_\infty$  is the ambient temperature. The problem was solved using the Kansa method in a coefficient formulation [4, 5]. In the Kansa method, the fundamental role is played by radial basis functions. Radial basis function is a real-valued function whose value at a given point  $\mathbf{x} \in \mathfrak{R}^2$  depends only on the distance from the selected point  $\mathbf{x}_j \in \mathfrak{R}^2$  so-called centre [4], hence every radial basis function is the so-called 2-point function:

$$\varphi(\mathbf{x}, \mathbf{x}_j) = \varphi(\|\mathbf{x} - \mathbf{x}_j\|), \quad (4)$$

where  $\|\cdot\|$  usually denotes the Euclidean norm on  $\mathfrak{R}^2$ ; in this work, the general multiquadric radial basis function was used [4]:

$$\varphi(\mathbf{x}, \mathbf{x}_j) = \left( \|\mathbf{x} - \mathbf{x}_j\|^2 + \varepsilon^2 \right)^p, \quad (5)$$

$\varepsilon$  is the shape parameter whose value is of great importance in the Kansa method. Algorithms for the selection of good value  $\varepsilon$  remain the subject of open scientific debate. In the paper, the algorithm proposed by Popczyk and Dziatkiewicz [5] was used. In the Kansa method, it is assumed that the value of an unknown variable (for example, temperature) at a given point can be expressed as a linear combination of radial basis functions [4]:

$$u(\mathbf{x}) = \sum_{j=1}^n \varphi(\|\mathbf{x} - \mathbf{x}_j\|) c_j, \quad (6)$$

where  $c_j$  are the coefficients in the linear combination. Writing Eq. (6) for all points of the computational domain leads to a  $n \times n$  system of linear equations, which can be written in a matrix form:

$$\mathbf{u} = \boldsymbol{\varphi} \mathbf{c}, \quad (7)$$

where  $\boldsymbol{\varphi}$ ,  $\mathbf{u}$ ,  $\mathbf{c}$  are the radial basis functions matrix, the temperature field (at collocation points) vector, and the vector of coefficients, respectively. Using the approximation (7) for the temperature field in Eq. (1) gives the linear algebraic system of equations for unknown coefficients  $\mathbf{c}$ :

$$\left[ \boldsymbol{\kappa}(\boldsymbol{\varphi}_{xx} + \boldsymbol{\varphi}_{yy}) + \boldsymbol{\kappa}_x \boldsymbol{\varphi}_x + \boldsymbol{\kappa}_y \boldsymbol{\varphi}_y \right] \mathbf{c} = \mathbf{0}, \quad (8)$$

where matrices  $\boldsymbol{\kappa}$ ,  $\boldsymbol{\kappa}_x$  and  $\boldsymbol{\kappa}_y$  are diagonal. For boundary collocation points, the approximation (7) is also applied for Eqs. (2) and (3). To investigate the accuracy of the problem solution, the obtained results were compared with the finite element method solution (FEM). The solutions were compared using the following measure:

$$\Delta = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| 1 - \left( u^{KNS}(\mathbf{x}_i) / u^{FEM}(\mathbf{x}_i) \right) \right|, \quad (9)$$

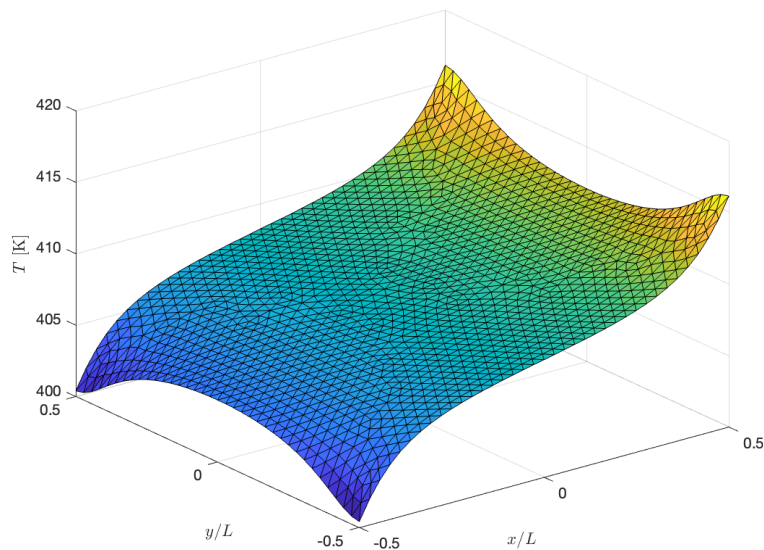
where  $u^{FEM}$  is the temperature obtained by the FEM and  $u^{KNS}$  is the temperature obtained by the Kansa method at the point  $\mathbf{x}_i$  of the computational domain.

### 3. Numerical results

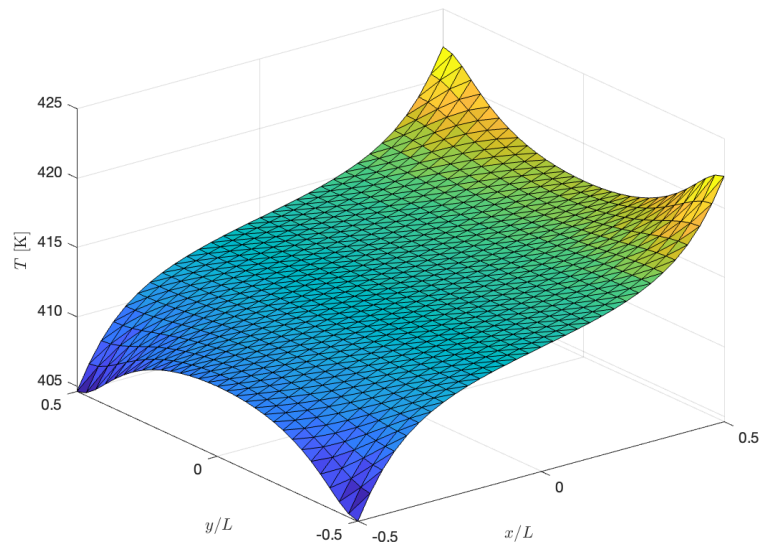
Eq. (1) was solved in a square computational domain whose four sides are called top, bottom, left, right. The following boundary conditions were applied: the adiabatic boundary condition at the top and the bottom boundary -  $q = 0$ ; the Neumann boundary condition at the right boundary with the heat flux -  $q = 1000 \text{ Wm}^{-2}$ ; the Robin boundary condition at the left boundary with the heat transfer coefficient  $\alpha = 10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  and the ambient temperature  $u_\infty = 303 \text{ K}$ . In the paper, it is assumed the following thermal conductivity distribution:

$$\kappa(x, y) = 0.5 \left( (\kappa_{\max} + \kappa_{\min}) + 0.5(\kappa_{\max} - \kappa_{\min}) (\cos(w\pi x/L) + \cos(w\pi y/L)) \right), \quad (10)$$

where  $\kappa_{\max} = 220 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ,  $\kappa_{\min} = 18 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ,  $w = 2$ ,  $L = 1 \text{ m}$ . The power of the multiquadric radial basis function was  $p = 10^{-3}$ , while the number of collocation points was  $n \times n = 31 \times 31$ . The number of triangular finite elements was 1531. The computational domain dimensions were  $L \times L$ . The value of the error measure (9) was  $\Delta = 1.2967\%$ . Fig. 1 and 2 show the two-dimensional temperature field solutions obtained using the FEM and Kansa methods, respectively.



Rys. 1. Dwuwymiarowe pole temperatury otrzymane metodą elementów skończonych  
Fig. 1. Two-dimensional temperature field solution obtained using the FEM



Rys. 2. Dwuwymiarowe pole temperatury otrzymane metodą Kansa  
 Fig. 2. Two-dimensional temperature field solution obtained using the Kansa method

#### 4. Conclusions

The presented results show excellent compatibility of the temperature fields obtained with the Kansa method and the finite element method, both qualitatively (very similar to the solution's surface) and quantitatively (low value of the error measure). This fact allows concluding that the Kansa method in the coefficient formulation in conjunction with the selected algorithm for finding the good value of shape parameter is suitable for solving two-dimensional heat flow problems in thermal metamaterials with spatially-variable thermophysical parameters.

#### Literature

1. S. Narayana, Y. Sato, Heat flux manipulation with engineered thermal materials, *Physical review letters* Vol. 108 (21), 214303 (2012).
2. X. Shen, J. Huang, Thermally hiding an object inside a cloak with feeling, *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 78, s. 1–6 (2014).
3. Y. Zhang, H. Xu, B. Zhang, Design, implementation, and extension of thermal invisibility cloaks, *AIP Advances* Vol. 5 (5), 053402 (2015).
4. Fasshauer G., *Meshfree approximation methods with MATLAB*, World Scientific, Singapore (2007).
5. Popczyk O., Dziatkiewicz G., Kansa's method for analysis of one-dimensional heat flow in thermal metamaterials, *AIP Conference Proceedings* Vol. 2239, 020043 (2020)

## ZASTOSOWANIE KRYTERIUM AIC DO IDENTYFIKACJI UPLASTYCZNIAJĄCEGO MOMENTU DOKRĘCANIA W POŁĄCZENIACH GWINTOWYCH

**mgr inż. RAFAŁ POPIEL**

Inżynieria Mechaniczna, III rok, 3 stopień

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

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono zastosowanie kryterium informacyjnego Akaike (AIC) do identyfikacji uplastyczniającego momentu dokręcania w połączeniach gwintowych. Na podstawie zastosowanego kryterium dokonano oceny zmiany jakości modelu regresyjnego dla zmierzonej charakterystyki moment dokręcania – kąt obrotu łba śruby w liniowym zakresie odkształceń sprężystych. Przedstawiono wyniki identyfikacji oraz porównano je z uzyskanymi metodą maksymalizacji współczynnika determinacji modelu regresyjnego, stwierdzając większą wrażliwość zaproponowanego rozwiązania ze względu zmianę rzędu modelu.



## APPLICATION OF AIC CRITERION FOR IDENTIFICATION OF YIELD TIGHTENING TORQUE IN BOLTED JOINTS

**Abstract.** The paper presents the application of the Akaike information criterion (AIC) for the identification of yield tightening torque in bolted joints. The applied criterion evaluates the quality change of the regression model of the measured relation between tightening torque and a rotation angle of the screw head for the linear elastic regime. The identification results were presented and compared with those obtained using the method of maximization of the determination coefficient. It was observed that the presented method has a more significant sensitivity than the latter, taking into account the model order change.

### 1. Wprowadzenie

Do istotnych procesów we współczesnym przemyśle motoryzacyjnym należą procesy montażu połączeń gwintowych, które muszą charakteryzować się wysoką jakością, warunkującą bezpieczeństwo konstrukcji. Jakość połączenia gwintowego wynika z uzyskania, podczas montażu, wymaganego momentu dokręcenia. Uproszczone równanie Kellermanna-Kleina [1] wyraża zależność między momentem dokręcania  $M$ , a siłą osiową w śrubie  $N$ :

$$M = Kd_2N(\phi), \quad (1)$$

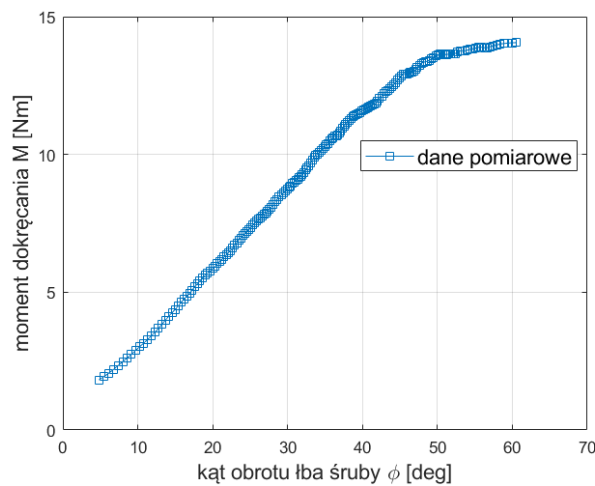
gdzie w (1)  $d_2$  oznacza średnicę podziałową gwintu, a współczynnik  $K$  zależy od warunków tarcia w połączeniu i jego pewnych cech geometrycznych; przez  $\phi$  oznaczono kąt obrotu łba śruby lub nakrętki. W warunkach seryjnej produkcji przemysłowej pomiary odkształceń i naprężeń w łączniku gwintowym podczas operacji montażu są praktycznie niemożliwe, podobnie jak badania symulacyjne, wymagające identyfikacji modeli tarcia i związków



konstrytuwnych dla materiałów w połączeniu. Narzędzia stosowane w przemyśle umożliwiają, za to, doświadczalne wyznaczenie charakterystyki połączenia w postaci relacji moment dokręcania – kąt obrotu łba śruby, zwanej krzywą dokręcania. Ustalenie specyfikacji montażowego momentu dokręcania wymaga znajomości momentu uplastyczniającego dla połączenia. W przeciwieństwie do znormalizowanych badań próbek materiałów metalowych [2], dla połączeń gwintowych procedura wyznaczania momentu uplastyczniającego nie jest znormalizowana. Dlatego w niniejszej pracy zaproponowano metodę identyfikacji uplastyczniającego momentu dokręcania w połączeniu gwintowym.

## 2. Modelowanie empiryczne krzywej dokręcania

Na Rys. 1 przedstawiono zmierzoną eksperymentalnie krzywą dokręcania  $M = f(\phi)$ , podczas montażu połączenia koło pasowe pompy wody – pompa wody za pomocą śrub M6, klasy 10.9. Strategia dokręcania była dwukrokowa, stąd niezerowa wartość wstępnego momentu dokręcania.



Rys. 1. Krzywa dokręcania  $M = f(\phi)$  połączenia gwintowego

Fig. 1. The tightening curve  $M = f(\phi)$  for the bolted joint

Krzywa przedstawiona na Rys. 1 przypomina relację odkształcenie – naprężenie dla statycznej próby rozciągania próbki wykonanej z materiału metalowego, który nie wykazuje wyraźnej granicy plastyczności [3]. W zakresie odkształceń sprężystych powyższa charakterystyka może być modelowana zależnością liniową postaci:

$$M = K_e^{\text{exp}} (\phi - \phi_0) + M_0, \quad (2)$$

gdzie  $K_e^{\text{exp}}$  to oszacowanie sztywności połączenia w zakresie liniowo-sprężystym, a  $M_0$  to wstępny moment dokręcania, odpowiadający kątowi obrotu łba śruby  $\phi_0$ . Dalsze dokręcanie śruby, powoduje pojawienie się w połączeniu odkształceń plastycznych, co zmniejsza jego sztywność. W zakresie odkształceń sprężysto-plastycznych krzywa dokręcania ma kształt zbliżony dla krzywej umocnienia materiału sprężysto-plastycznego [3]. Założono, że w zakresie liniowych odkształceń sprężystych, charakterystyka połączenia gwintowego może być aproksymowana modelem regresyjnym postaci:

$$\forall_{\phi \in (\phi_0; \phi_c)} M(\phi) = c_1 + c_2 \phi + \varepsilon, \quad \varepsilon \sim N(0, \sigma^2), \quad (3)$$

gdzie  $\phi_e$  to kąt obrotu łba śruby, dla którego odkształcenia trwale są jeszcze pomijalne;  $c_1$  i  $c_2$ , to współczynniki równania regresji liniowej, a  $\varepsilon \sim N(0, \sigma^2)$  to reszta modelu o rozkładzie normalnym z wartością oczekiwaną równą 0 i wariancją  $\sigma^2$ . Współczynniki  $c_i$  można wyznaczyć rozwiązując następujący problem optymalizacji, po zastosowaniu kryterium najmniejszych kwadratów:

$$\mathbf{c}^{opt} = \arg \min_{\mathbf{c} \in R^2} \left\{ \left\| \mathbf{M}^{exp} - [\mathbf{1} \ \phi^{exp}] \mathbf{c} \right\|_2 \right\}. \quad (4)$$

W (4)  $\mathbf{M}^{exp}$  i  $\phi^{exp}$  oznaczają wektory zmierzonych wartości momentu dokręcania i kąta obrotu łba śruby, odpowiednio;  $\mathbf{1}$  to wektor zawierający jedynki i  $\dim \mathbf{1} = n \times 1$ , gdzie  $n$  to liczba par pomiarów;  $\|\cdot\|_2$  oznacza normę euklidesową.

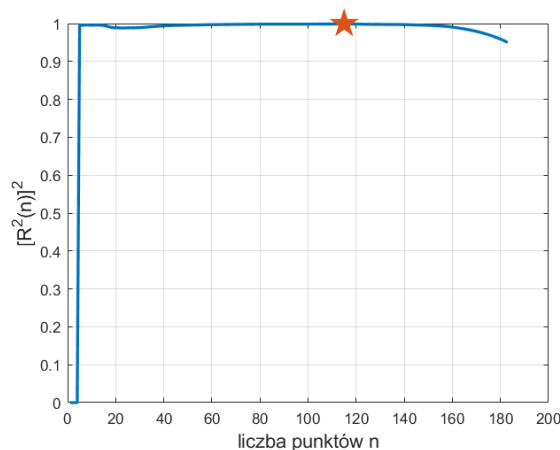
Można zauważyć, że jeśli  $\phi_e$  będzie obejmowało zakres odkształceń sprężysto-plastycznych, to jakość modelu (3) będzie mniejsza niż w przypadku zakresu odkształceń sprężystych, co pokazuje segmentowy charakter wykresu z Rys. 1. Powyższa obserwacja posłuży do konstrukcji metody identyfikacji momentu uplastyczniającego w połączeniu gwintowym.

### 3. Metoda identyfikacja momentu uplastyczniającego w połączeniu gwintowym

Dla modelu (3) można określić współczynnik determinacji  $R^2$  [4], będący jedną z miar jakości dopasowania modelu do danych empirycznych. Jeśli wprowadzi się ciąg modeli (3), budowanych dla zwiększającej się liczby  $n$  punktów pomiarowych, to można śledzić zmiany współczynnika  $R^2(n)$ . Można założyć, że uplastyczniający moment dokręcania w połączeniu  $M_y$ , będzie odpowiadał rozwiązaniu następującego problemu optymalizacji dyskretnej:

$$n^{opt} = \arg \max_{n \in \{3, \dots, N\}} \left\{ [R^2(n)]^2 \right\}; \quad R^2(n) = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (M_i - (c_1 + c_2 \phi_i))^2}{\sum_{i=1}^n \left( M_i - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n M_i \right)^2}. \quad (5)$$

W (5)  $N$  oznacza całkowitą liczbę par danych empirycznych  $(\phi_i, M_i)$ , przy czym założono, że najmniejszy model zbudowano dla 3 obserwacji. Wtedy  $(i = n^{opt}) \Rightarrow (M_i = M_y)$ . Rys. 2 przedstawia przebieg funkcji  $[R^2(n)]^2$ , z zaznaczonym maksimum, dla danych z Rys. 1.



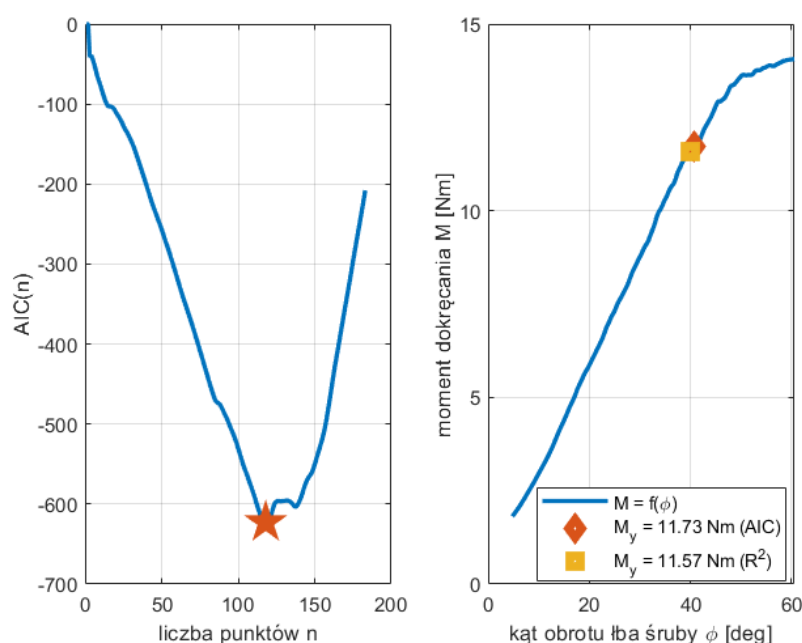
Rys. 2.  $[R^2(n)]^2$  jako funkcja liczby danych pomiarowych  $n$   
Fig. 2.  $[R^2(n)]^2$  vs. number of empirical data  $n$

Można zauważyć, że w pobliżu optimum przebieg  $[R^2(n)]^2$  jest płaski i wprowadzona miara nie jest wrażliwa ze względu na liczbę danych pomiarowych zastosowanych do budowy modelu.

W celu poprawy jakości identyfikacji zaproponowano kryterium informacyjne Akaike AIC [5] dla wyboru optymalnego modelu liniowego, co jest równoważne rozwiązaniu następującego problemu optymalizacji dyskretnej:

$$n^{opt} = \arg \min_{n \in \{3, \dots, N\}} \{AIC(n)\}; \quad AIC(n) = n \ln \left( \frac{\| \mathbf{M}^{exp} - [\mathbf{1} \quad \boldsymbol{\phi}^{exp}] \mathbf{c} \|_2}{n} \right) + 2p, \quad (6)$$

gdzie  $p = 2$  i oznacza liczbę zidentyfikowanych parametrów modelu regresyjnego (3); wtedy  $(i = n^{opt}) \Rightarrow (M_i = M_y)$ , analogicznie jak wyżej. Rys. 3 pokazuje przebieg funkcji  $AIC(n)$ .



Rys. 3.  $AIC(n)$  oraz  $M = f(\phi)$  z zidentyfikowanymi momentami  $M_y$

Fig. 3.  $AIC(n)$  and  $M = f(\phi)$  with identified torques  $M_y$

Rys. 3 pokazuje, że zidentyfikowana wartość  $M_y$  dla kryterium AIC jest nieznacznie wyższa niż dla metody opartej o maksymalizację  $R^2$ , przy czym znajduje się bliżej punktu zmiany charakteru funkcji  $M = f(\phi)$ . Powyższe wyniki uzyskano dla wstępnego etapu badań i wymagają one rozszerzenia, celem weryfikacji jakości identyfikacji.

## Literatura

1. Bickford J. H., Introduction to the design and behavior of bolted joints, CDC Press, Boca Raton (2008).
2. PN-EN ISO 6892-1:2020-05.
3. Wyrzykowski J.W., Pleszakow E., Sieniawski J., Odkształcanie i pękanie metali, WNT, Warszawa (1999).
4. Shmueli G., To Explain or to Predict?, Statistical Science, Vol. 25 (3), s. 289–310 (2010).
5. Cavanaugh J. E., Neath, A. A., The Akaike information criterion, WIREs Computational Statistics, Vol. 11 (3), e1460 (2019).

# PORÓWNAWCZE BADANIE WYTRZYMAŁOŚCIOWE DWÓCH PROTOTYPÓW SERWONAPĘDU CYKLOIDALNEGO

**inż. WOJCIECH PYKA**

Automatyka i Robotyka, semestr I, 2 stopień

Opiekunowie naukowci: dr hab. inż. Piotr Przyszałka, prof. PŚ, dr inż. Wawrzyniec Panfil

**Streszczenie.** Celem niniejszej pracy jest przedstawienie wyników badań porównawczych analiz wytrzymałościowych dla wybranych elementów dwóch prototypów motoreduktora cykloidalnego, dedykowanego dla robotycznej platformy mobilnej. Przeprowadzono analizę materiałową, technologiczną oraz mechaniczną przy użyciu Metody Elementów Skończonych i finalnie wykazano zasadność korekt wprowadzonych w drugim prototypie.



## COMPARATIVE DURABILITY ANALYSIS OF TWO PROTOTYPES OF A CYCLOIDAL SERVO DRIVE

**Abstract.** The aim of this paper is to put forward the results of comparative durability analyses conducted for specific parts of two prototypes of a cycloidal gear motor dedicated for a robotic mobile platform. Material, technological and mechanical Finite Element Method analyses have been performed and finally the validity of the implemented corrections in the second prototype has been demonstrated.

### 1. Wprowadzenie

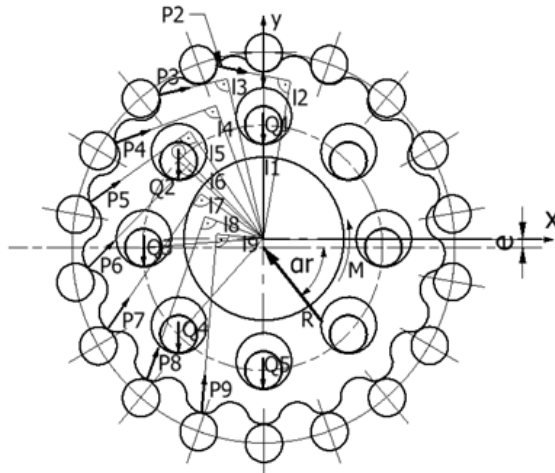
Badania porównawcze omawiane w niniejszej pracy są częścią prac prowadzonych w ramach projektu prototypu łazika marsjańskiego Phoenix [1][5] realizowanego w SKN “Zastosowania Metod Sztucznej Inteligencji AI-METH” działającego w Politechnice Śląskiej. W projekcie robota Phoenix II zastosowano pierwszy prototyp reduktorów cykloidalnych jako element osi skrętnych podwozia robota mobilnego. Podczas eksploatacji robota wystąpiły uszkodzenia wymagające wprowadzenia korekt w kolejnej wersji prototypu. Szczególnie problematycznymi okazały się koła zębate cykloidalne oraz centralny wał mimośrodowy, których uszkodzenia przedstawiono na rysunku 1. W prototypie robota Phoenix III zaproponowano szereg usprawnień mechanizmu cykloidalnego [2], tworząc wersję drugą prototypu. Finalnie, zestawiono ze sobą obie wersje badanego napędu tak, aby dokładnie zidentyfikować źródło występowania spięrzeń naprężeń, odpowiedzialnych za uszkodzenia najistotniejszych podzespołów reduktora. W tym celu zdecydowano się przeprowadzić szereg testów sprawdzających poprawność zastosowanych korekt. Najpierw badano je w oparciu o symulacje MES, następnie wprowadzono modyfikacje w procesie wydruku przy użyciu technologii FDM [2] tak, by finalnie przetestować rzeczywisty układ zarówno przy uwzględnieniu maksymalnego dopuszczalnego obciążenia, jak i obciążenia znamionowego pochodzącego od silnika.



Rys. 1. Zdjęcie uszkodzonych części reduktora w pierwszej wersji  
 Fig. 1. Image of the broken elements in the first version of the reducer

## 2. Analiza obciążenia w reduktorze cykloidalnym

W oparciu o analizę literaturową [3][4] sporządzono parametryczny model stanu obciążenia dla wału mimośrodowego (R), kół zębatych ( $P_i$ ) oraz mechanizmu równowodowego ( $Q_i$ ).



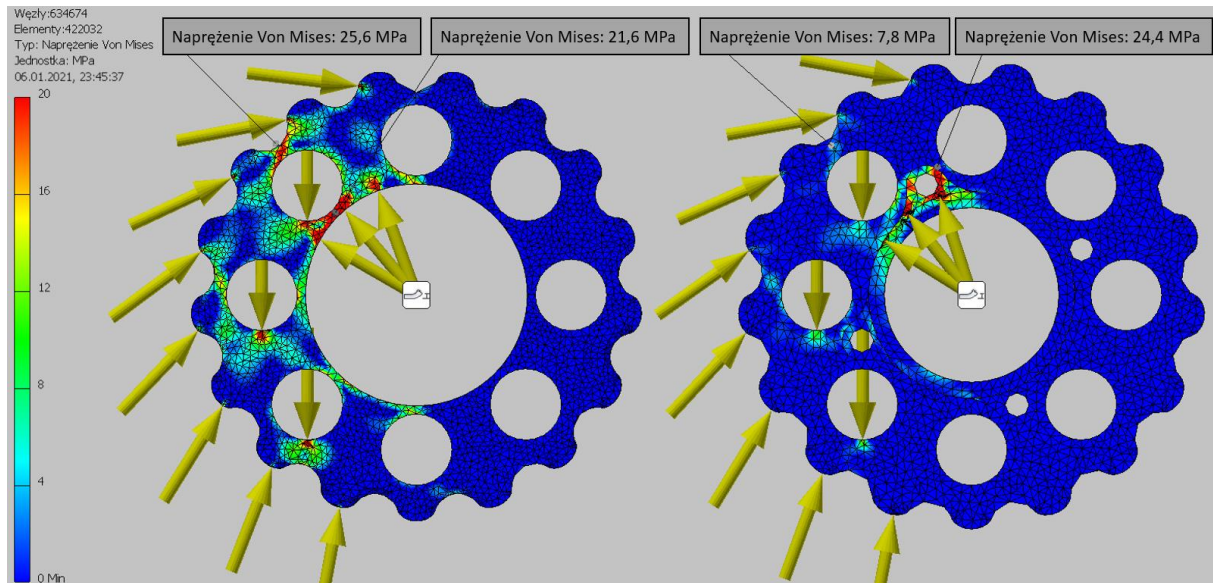
Rys. 2. Schemat obciążenia koła zębatego cykloidalnego, opracowanie własne w oparciu o literaturę [3][4]

Fig. 2. Load scheme for the cycloidal gear, own elaboration based on the literature [3][4]

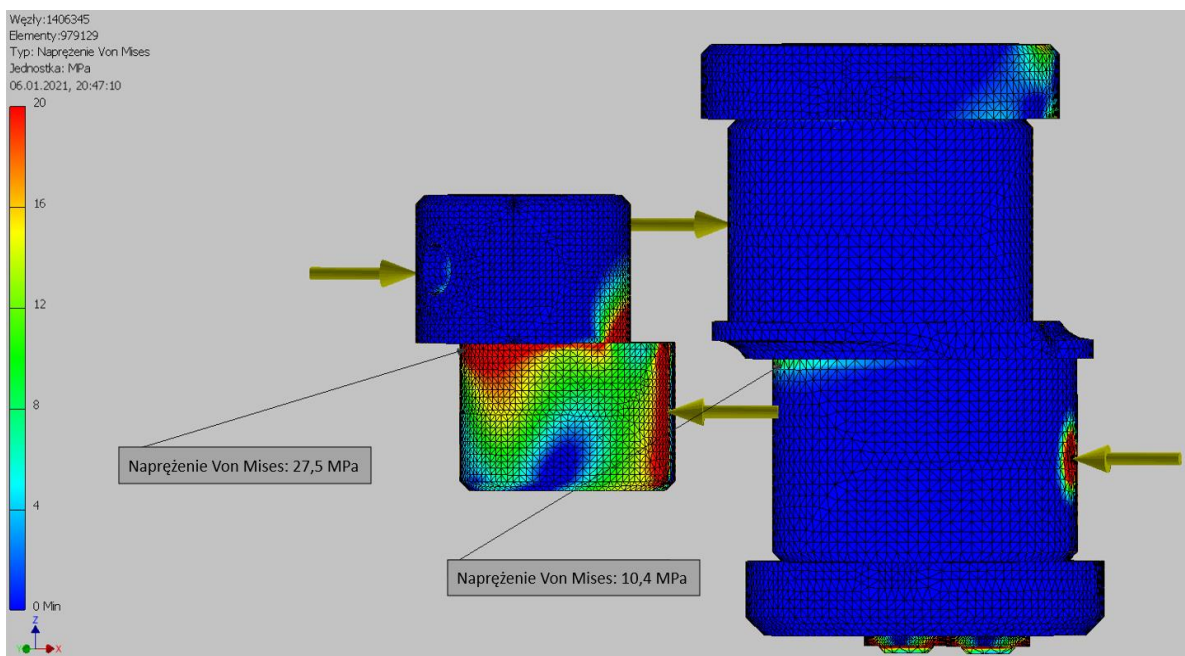
Obliczenia wykazały znaczne obciążenie wału mimośrodowego. W oparciu o wyznaczone wartości obciążeń mechanizmu, przeprowadzono badania wytrzymałościowe podzespołów prototypu pierwszego i na podstawie otrzymanych wyników zaproponowano skorygowany model mechanizmu reduktora. W analizach koła zębatego cykloidalnego unieruchomiono oś pogłębienia na łożyska, zastępując siłę reakcji wału mimośrodowego trzema równomiernymi siłami odpowiadającymi rozkładowi elementów tocznych w łożysku. Siły  $R_i$  reakcji mimośrodu wyniosły po 188 [N]. Reakcje  $Q_i$  mechanizmu równowodowego na kole zębatym wyniosły od 166 do 235 [N], natomiast reakcje statycznego centralnego koła zębatego  $P_i$  od 23 do 79 [N], przy czym największe obciążenia  $P_i$  pojawiły się w okolicy pękającego fragmentu koła zębatego.

### 3. Badania porównawcze

Na rysunkach 3 i 4 zaprezentowano wyniki badań MES dla obu wariantów wałów mimośrodowych i kół zębatach dla analogicznych obciążeń elementów.



Rys. 3. Porównanie naprężeń redukowanych zgodnie z hipotezą von Misesa dla cykloidalnego koła zębatego prototypu I reduktora (z lewej) oraz prototypu II (z prawej)  
Fig. 3. Von Mises stress comparison for prototype I of the reducer's cycloidal gear (on the left) as well as prototype II (on the right)



Rys. 4. Porównanie naprężeń redukowanych zgodnie z hipotezą von Misesa dla wału mimośrodowego prototypu I reduktora (z lewej) oraz prototypu II (z prawej)  
Fig. 4. Von Mises stress comparison for prototype I of the reducer's eccentric shaft (on the left) as well as prototype II (on the right)

Analizy wytrzymałościowe przeprowadzono dla materiału ortotropowego dla dwóch polimerów, otrzymywanych w technologii FDM druku 3D - Prusament PET-G (koło zębate cykloidalne) i ColorFabb XT-CF20 (wał mimośrodowy) o parametrach wytrzymałościowych opisanych w literaturze [2]. Jak wykazało pęknięcie koła zębatego cykloidalnego w prototypie I (rys. 1), spiętrzenia naprężeń występowały pomiędzy luką międzyzębną koła a otworem na mechanizm równowodowy. To spiętrzenie naprężeń wyraźnie widać na rysunku 3.

Zestawienie na rysunku 3 obu wariantów cykloidalnych kół zębatych pokazuje korekcję geometrii cykloidy w prototypie drugim. Nieznacznie spłycono luki międzyzębne w kole zębatym poprzez zastosowanie współczynników korekcyjnych cykloidy. Zmiana ta nie tylko zwiększyła ilość materiału w miejscu istotnych spiętrzeń naprężeń, ale również sprawiła, że zmniejszyły się siły kontaktu cykloidalnego koła zębatego z centralnym kołem zębatym. Mniejsze obciążenia umożliwiły zmniejszenie ilości materiału w centralnym kole zębatym, pozwalając na dodanie ok. 3 mm materiału na kole cykloidalnym przy zachowaniu wymiarów reduktora.

W prototypie drugim wał mimośrodowy (rys. 4) znacznie zwiększono, wzmacniając krytyczny przekrój dodatkowym stopniem. Co więcej, wał ten wzmocniono pasowanymi śrubami stalowymi celem odciążenia przejścia pomiędzy stopniami wału. W analizie MES unieruchomiono wał mimośrodowy w miejscu jego kontaktu z wałem silnika, a przyłożone do wału siły tnące wynoszą  $R=564$  [N].

#### 4. Wnioski

Zmiany w geometrii i rozwiązaniach konstrukcyjnych doprowadziły do opracowania mechanizmu reduktora cykloidalnego o odpowiedniej wytrzymałości dla przyjętych obciążeń. Udowodniono, poprzez badania porównawcze, że wprowadzone zmiany były zasadne. Rozważania, poza przeprowadzonymi analizami MES, dotyczyły również szerszego przeglądu rozwiązań oraz dokładnej obserwacji podczas eksploatacji zbudowanego pierwszego prototypu. Przeprowadzone badania eksploatacyjne wykazały, że wyeliminowano wszystkie zaistniałe problemy i drugi prototyp serwonapędu cykloidalnego dedykowanego dla platform mobilnych działa poprawnie i spełnia wymagania stawiane omawianemu mechanizmowi.

#### Literatura

1. Strona internetowa projektu Silesian Phoenix <https://sknaimeth.polsl.pl/lazik-marsjanski/>.
2. Pyka W., Modernizacja i badania jej wpływu na własności eksploatacyjne prototypu serwonapędu cykloidalnego dla robota eksploracyjnego, Projekt inżynierski, Politechnika Śląska, Gliwice (2021).
3. Chmurawa M., Obiegowe przekładnie cykloidalne z modyfikacją zazębienia, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika z.140, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2002).
4. Kalita M., Koncepcja przekładni cykloidalnej przeznaczonej dla zakrętarek elektrycznych, Maszyny Górnicze nr 3/2018, s. 57-66 (2018).
5. Pyka W., Bręczewski J. A prototype mobile platform of analog exploration rover, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, s. 121-125 (2020).

## UKŁAD WYKONAWCZY SKRĘTU KÓŁ DLA MODELU NACZEPY CIĄGNIKA SIODŁOWEGO

**inż. JAKUB SMOLKA,**  
Mechatronika, semestr VII, 1 stopień  
Opiekun naukowy: dr inż. Sebastian Rzydzik

**Streszczenie.** Głównym celem pracy było opracowanie układu skrzętu rzeczywistego modelu naczepy. Jako główny proces wytwarzania części wybrano technologię druku 3D FDM z użyciem materiału PETG. W procesie projektowo-konstrukcyjnym wykonano kolejno szkic koncepcji mechanizmu, analizę uproszczonego modelu kinematycznego, projekt przekładni planetarnej. Do sterowania układem wykorzystano mikrokontroler Arduino Uno. Po zaimplementowaniu układu w rzeczywistym modelu naczepy przeprowadzono test jego działania.



### STEERING CONTROL SYSTEM FOR A SEMI-TRAILER TRACTOR MODEL

**Abstract.** The main objective of this study was to develop the steering system of a real trailer model. FDM 3D printing technology using PETG material was chosen as the main process for manufacturing the part. In the design process, the sketch of the mechanism concept, the analysis of the simplified kinematic model, the design of the planetary gearbox were performed sequentially. An Arduino Uno microcontroller was used to control the system. After implementing the system in a real model of a semi-trailer, a functional test was carried out.

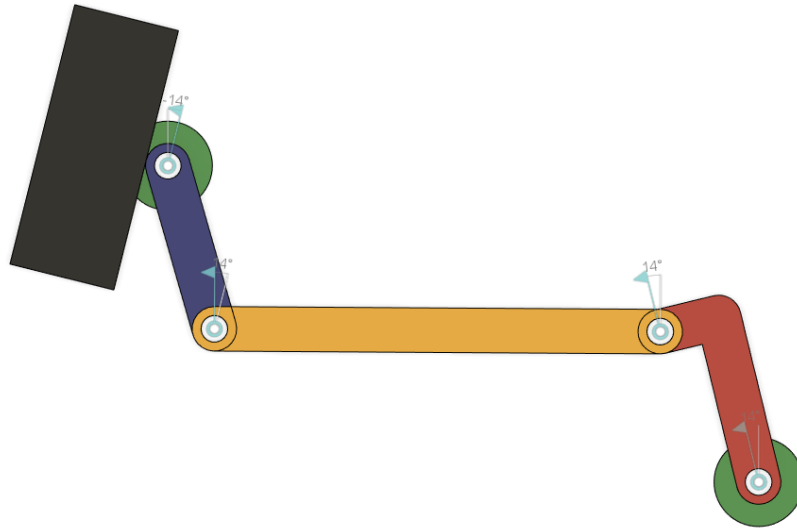
#### 1. Wprowadzenie

Przedstawiony opis jest częścią pracy grupowej realizowanej w ramach Studenckiego Koła Naukowego „Projektowania i Konstruowania Innowacyjnych Obiektów Technicznych”. Głównym celem było opracowanie rzeczywistego modelu naczepy ciągnika siodłowego z trzema osiami skrętnymi, wyposażonego w automatyczny podnośnik oraz układ służący do pomiaru kąta skrzętu między naczepą a ciągnikiem. Proces projektowania i budowy podukładu skrzętu kół opisany został w dalszej części tego artykułu. Naczepa zbudowana jest z dwóch kątowników aluminiowych o wymiarach 40x20x2mm i długości 800mm pełniących funkcję podłużnic, polimerowego tylnego zderzaka i przyłącza do ciągnika wykonanego techniką druku 3D FDM oraz trzech osi z możliwością skrzętu kół firmy Tamiya. Należało tak zaprojektować układ skrzętu, aby wykorzystać jak największą część zakresu ruchu serwomechanizmu. Dzięki temu mechanizm pozwoli na osiągnięcie większej precyzji pozycjonowania. Gotowy układ sterowany będzie w pętli sprzężenia zwrotnego z magnetycznym czujnikiem kąta obrotu. Utrzymanie jak najmniejszych wymiarów gabarytowych mechanizmu było kolejnym ważnym warunkiem postawionym w procesie projektowania. To ograniczenie wynika z konstrukcji ramy modelu naczepy oraz wielkości kół. Zbyt duży mechanizm mógłby stanowić problem w trakcie jazdy, powodować jego kontakt z jezdnią przez nierówności w nawierzchni. Jako metodę wytwarzania części wybrano druk 3D FDM używając materiału PETG.



## 2. Projekt układu mechanicznego

Prace rozpoczęto od wykonania szkicu koncepcyjnego, a następnie prostego modelu przestrzennego przedstawiającego kinematykę układu. Znając wymiary rzeczywistego modelu dobrano pewne wartości długości członów w sposób heurystyczny. Model widoczny jest na rys. 1. Został wykonany w oprogramowaniu Autodesk Fusion360. Maksymalny promień skrzytu wyniósł 964mm.



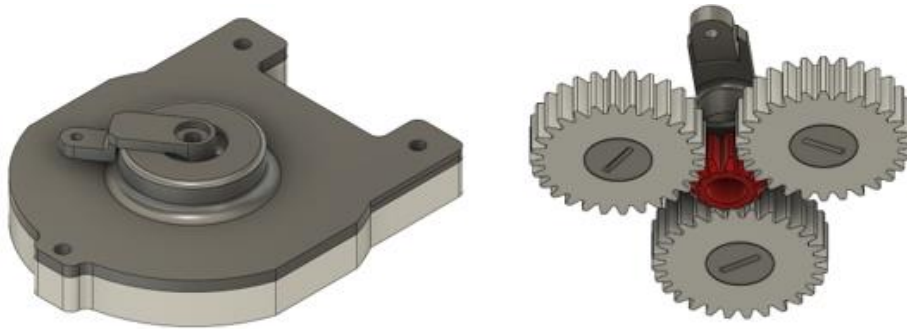
Rys. 1. Model kinematyczny połowy układu skrzytu (kąt skrzytu = 14°)  
Fig. 1. Kinematic model of half a steering system (steering angle = 14°)

Kolejnym krokiem było wykonanie obliczeń geometrii przekładni planetarnej, z uwzględnieniem późniejszego sposobu wykonania elementów z użyciem drukarki 3D FDM wyposażonej w dyszę o średnicy 0,4 mm. Opracowując obliczenia posłużono się pozycją literaturową [1].

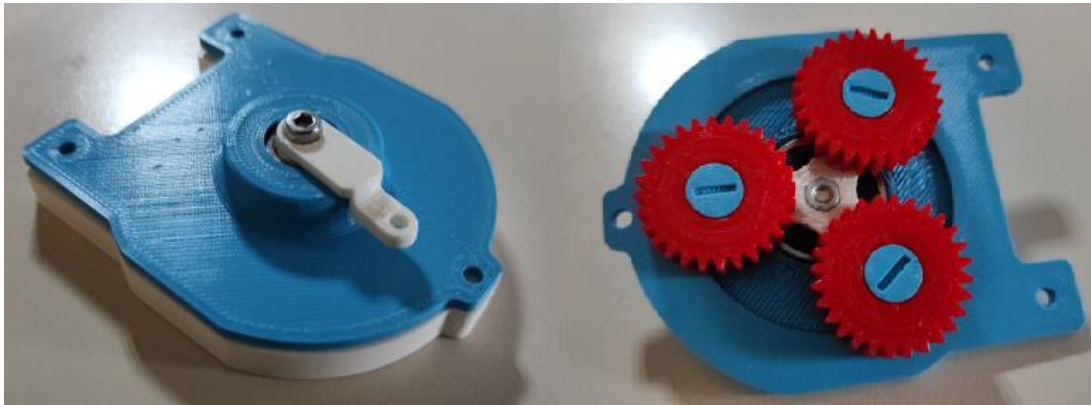
Tabela 1. Parametry kół zębatych  
Table 1. Parameters of the gears

Parametr	Oznaczenie	Jednostki	Koło nr 1	Koło nr 2	Koło nr 3
Moduł	m	-	0,8	0,8	0,8
Liczba zębów	z	-	12	28	68
Kąt przyporu	$\alpha$	°	20	20	20
Średnica podziałowa	d	mm	9,6	22,4	54,4
Odległość osi kół współpracujących	a	mm	16		-
			-	16	

Następnie opracowano geometryczny model przestrzenny prototypu przekładni (rys. 2) oraz wykonano wydruk testowy w celu przeprowadzenia testów poprawności działania (rys. 3).

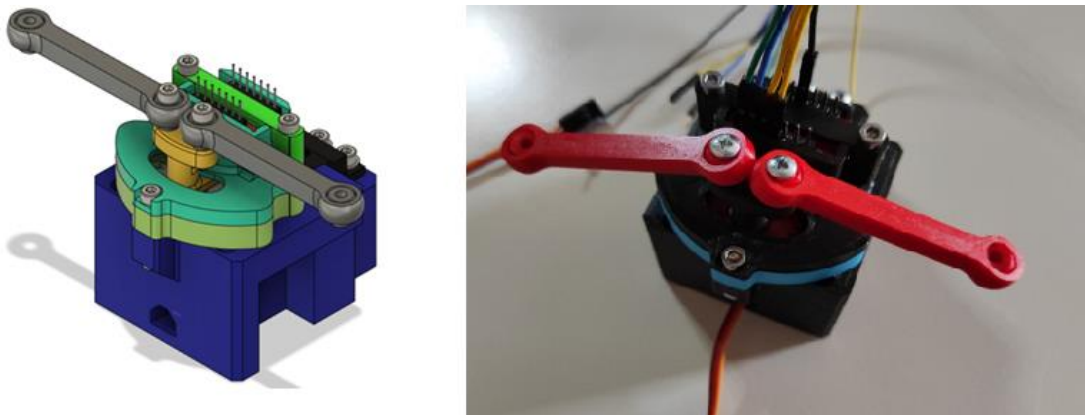


Rys. 2. Model geometryczny prototypu przekładni  
Fig. 2. Geometric model of a gearbox prototype



Rys.3. Wydrukowany prototyp przekładni  
Fig. 3. 3D printed gearbox prototype

Po testach i analizie prototypu przystąpiono do wykonania drugiej wersji przekładni oraz odpowiednich mocowań i prętów z przegubami kulowymi. Nowa przekładnia jest bardziej kompaktowa od poprzedniej wersji prototypowej, m.in. przez zredukowanie liczby elementów.



Rys.4. Finalny model układu skretu kół  
Fig. 4. The final model of the steering wheel system

### 3. Projekt układu sterowania

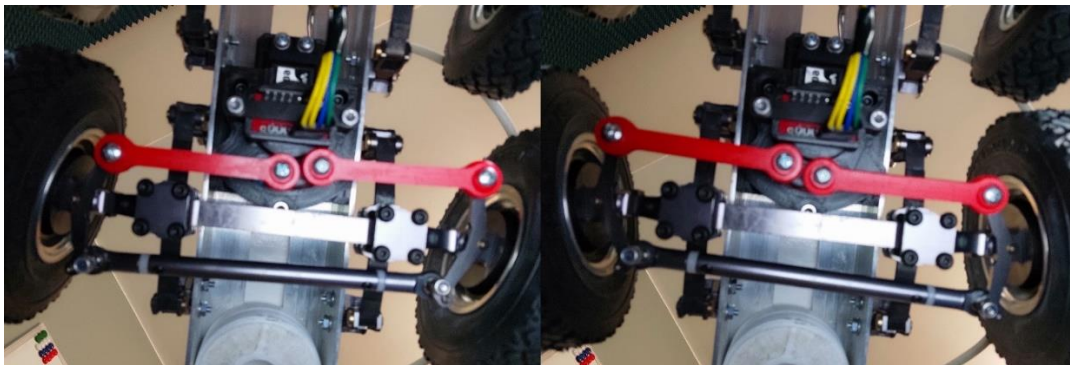
Dla zaprojektowanego układu skrętu kół przygotowano sterownik, zbudowany z następujących elementów:

- mikrokontrolera Arduino Uno,
- serwomechanizmu modelarskiego PowerHD 6001HB,
- magnetycznego czujnika kąta obrotu AS5048,
- stabilizatora 5V L7805CV,
- dwóch kondensatorów THT 100nF/50V,
- adaptera AC 110-230V/DC 12V 2A.

Program sterujący został napisany w języku C++. Do precyzyjnej kontroli położenia kąтового użyto pętli sprzężenia zwrotnego. Serwo realizuje ruch roboczy, którego pozycja kontrolowana jest przez magnetyczny czujnik kąta obrotu. W kodzie wykorzystano biblioteki Servo.h, SPI.h oraz Streaming.h dostępne w oprogramowaniu Arduino IDE, jak i zewnętrzną bibliotekę AS5048A.h, dedykowaną dla użytego czujnika [2]. W celu eliminacji zakłóceń został napisany prosty filtr uśredniający. Zapisuje on 3 ostatnie pomiary otrzymane przez mikrokontroler, oblicza ich średnią oraz wariancję. Jeżeli wariancja przekracza tolerancję ustaloną na poziomie  $0,1^\circ$ , pomiary zostają zapomniane i nie są brane pod uwagę w dalszym działaniu programu. Tolerancja została dobrana na podstawie obserwacji wariancji poprawnych sygnałów. Pozwoliło to skutecznie wykluczyć wpływ zakłóceń na działanie układu.

### 4. Implementacja w modelu rzeczywistym naczepy oraz wnioski

Ostatecznie przystąpiono do montażu mechanizmu w rzeczywistym modelu naczepy ciągnika siodłowego oraz testów działania. Poniższe rysunki przedstawiają zaimplementowany układ i test jego działania.



Rys. 5. Koła skręcone w ich skrajne pozycje  
Fig. 5. Wheels turned to their extreme positions

Wykonane testy potwierdziły poprawność działania zaprojektowanego układu. Spełnia on wszystkie założenia postawione na początku procesu projektowo-konstrukcyjnego.

### Literatura

1. Mazanek E. Przykłady obliczeń z podstawy konstrukcji maszyn. Tom 2. Wydanie 2. Warszawa (2012).
2. AS5048A. <https://github.com/eborghio10/AS5048A> (dostęp 26.11.2020).

## ALGORYTM WYSZUKUJĄCY TABLICĘ KLUCZY DLA PROTOKOŁU E2E

**mgr inż. KAMIL STERNAL**

Inżynieria Mechaniczna, semestr II, 3 stopień

Opiekun naukowy: Dr hab. inż. Marek Fidali, Prof. PŚ

**Streszczenie.** Praca dotyczy opracowania algorytmu pozwalającego na odnalezienie zestawu kluczy zdefiniowanego przez protokół End to End (E2E) używanego przez sterowniki pojazdów samochodowych celem wzajemnej komunikacji przy użyciu magistrali Controller Area Network (CAN). Przygotowano algorytm oraz jego implementację w języku C#. Weryfikacja skuteczności algorytmu została przeprowadzona na pojeździe VW ID.3.



### KEY TABLE LOOKUP ALGORITHM FOR E2E PROTOCOL

**Abstract.** The paper concerns the development of an algorithm to find a set of keys defined by the End to End (E2E) protocol used by automotive controllers to communicate with each other using Controller Area Network (CAN) bus. The algorithm and its implementation in C# language was prepared. The effectiveness of the algorithm was verified on a VW ID.3 vehicle.

#### 1. Wprowadzenie

Współczesne samochody zbudowane są z wielu elektronicznych i mechatronicznych komponentów. Połączone są one magistralami danych, z których obecnie najpopularniejszą jest CAN. Ma to na celu umożliwienie wymiany informacji niezbędnych do ich działania. Umyślna manipulacja tym procesem przez osoby trzecie ma realny wpływ na bezpieczeństwo osób podróżujących takim pojazdem. W szczególnych sytuacjach może stanowić zagrożenie dla zdrowia lub życia tychże osób. Wynika to z faktu, iż część z tych komponentów jest odpowiedzialna za takie funkcje jak hamowanie, skręcanie, czy też przyspieszanie.

W przemyśle samochodowym istnieje pojęcie klasyfikatora ASIL [3] (Automotive Safety Integrity Level). Określa on poziom niezawodności, a więc i bezpieczeństwa użytkowników. Dzieli się on na pięć poziomów. ASIL QM – najniższy, klasyfikuje elementy, których usterka w żaden sposób nie zagraża użytkownikom pojazdu. Cztery kolejne poziomy są już ściśle związane z bezpieczeństwem i są to kolejno: ASIL A, B, C i najwyższy – D. Dla przykładu sterownik odpowiedzialny za oświetlenie w schowku na rękawiczki będzie sklasyfikowany jak ASIL QM, ale już układ ABS, zapobiegający blokowaniu się kół w czasie hamowania, będzie musiał charakteryzować się najwyższym poziomem niezawodności.

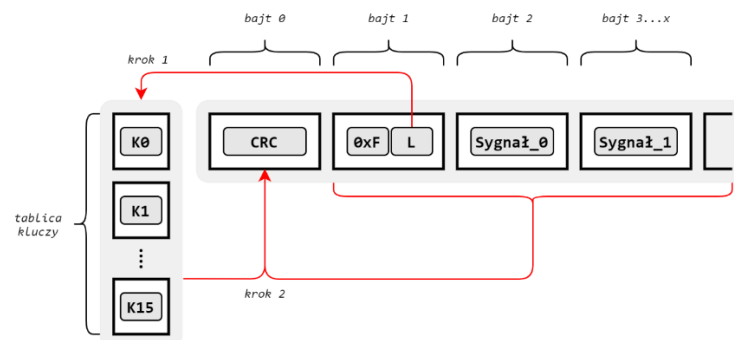
W czasie gdy ten artykuł jest publikowany samochody nie posiadają żadnych zabezpieczeń chroniących ich przed cyberatakami przeprowadzanymi na ich wewnętrznych magistralach [1]. Nie oznacza to jednak, że manipulacja zawartością pakietu danych jest trywialna. Wynika to z wymogu implementacji protokołu E2E [2] dla wszystkich pakietów zawierających dane istotne dla działania funkcji których ASIL jest wyższy niż QM. Powodem dla którego powstał protokół

E2E była potrzebna detekcji błędów komunikacji w warstwie aplikacji. Realizowana jest ona przy wykorzystaniu następujących elementów:

- Sumę kontrolną (CRC);
- Licznik sekwencji dla ramki danych ramki;
- Niejawną tablicę kluczy;

Dzięki ostatniemu elementowi manipulacja zawartością pakietu nie jest trywialna. Nie było to jednak intencją autorów wspomnianego protokołu. Niejawna tablica kluczy miała na celu detekcję źle zaadresowanych pakietów, których rozróżnienie nie jest możliwe poprzez porównanie ich długości.

Na Rys. 1 przedstawiono kompozycję wszystkich trzech elementów protokołu E2E. Literą „L” oznaczono licznik, który mieści się w zakresie od 0 do 15 i jest inkrementowany z każdym wysłanym pakietem danych. Wykorzystywany jest on przez mechanizm po stronie odbiorcy monitorujący kolejność otrzymanych pakietów oraz rozpoznawanie sytuacji, w której ten sam pakiet zostaje wysłany wielokrotnie. Ten sam licznik pełni również rolę indeksu dla tablicy kluczy niejawnych. Jest to zestaw danych jednobajtowych, składający się z 16 elementów, który jest współdzielony poprzez komponenty. Dane te nie są przesyłane na żadnym etapie komunikacji. Wspomniany licznik wskazuje, który element z tablicy kluczy należy wybrać jako wejście dla funkcji liczącej sumę kontrolną – *krok 1*. W kolejnym etapie należy do elementów wejściowych dołączyć wszystkie bajty pakietu z pomięciem zerowego bajtu, zawierającego wyjście funkcji liczącej sumę kontrolną – *krok 2*.



Rys. 1. Elementy protokołu E2E

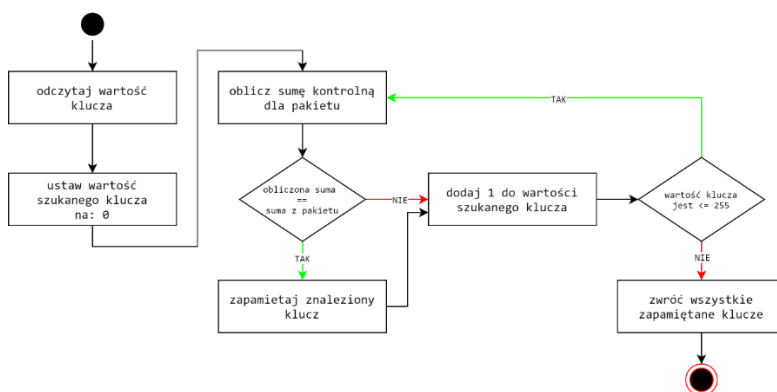
Fig. 1. E2E protocol elements

## 2. Opis opracowanego algorytmu

W celu odnalezienia wszystkich 16 kluczy został opracowany algorytm (Rys. 2.), dla którego na wejściu należy wprowadzić pakiet danych, a na wyjściu zwrócone zostaną pasujące klucze z indeksem odpowiadającym wartości licznika zawartego w pakiecie wejściowym. Do znalezienia wszystkich 16 kluczy, w najlepszym przypadku, wymagane jest 16 pakietów przechwyconych od nadawcy, z których każdy cechuje się unikalną wartością licznika. W sytuacji, gdy algorytm zwróci więcej niż jeden klucz, należy wybrać inny pakiet zawierający identyczną wartość licznika. Prawdopodobieństwo, że dla danego pakietu istnieje więcej niż jeden klucz rośnie wraz z długością pakietu.

Kluczowym dla działania algorytmu jest prawidłowe dobranie typu obliczanej sumy kontrolnej. Dla rozpatrywanego przypadku, w którym protokół E2E został zaimplementowany dla komunikacji przy użyciu magistrali CAN można wyszczególnić dwie dozwolone metody:

- CRC8: SAEJ1850;
- CRC8H2F: CRC8 0x2F;



Rys. 2. Diagram aktywności reprezentujący działanie algorytmu  
 Fig. 2. Activity diagram representing the operation of an algorithm

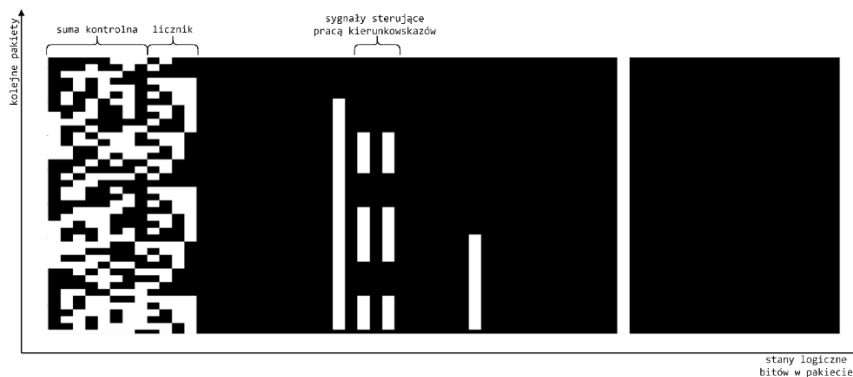
### 3. Weryfikacja algorytmu

W celu weryfikacji poprawności działania algorytmu postanowiono wysterować układ kierunkowskazów w pojeździe VW ID.3. Pierwszym krokiem było zlokalizowanie bramki diagnostycznej dla magistrali CAN (Rys. 3.). Tę informację jak i topologię magistral uzyskano poprzez platformę ERWIN, udostępnioną przez firmę Volkswagen. Kolejnym krokiem było zlokalizowanie podsieci, w której znajduje się moduł odpowiedzialny za kontrolę kierunkowskazów wbudowanych w lusterka boczne. W odróżnieniu od sygnalizacji wbudowanej w przednie oraz tylne lampy, które sterowane są bezpośrednio z modułu odczytującego pozycję manetek przy kierownicy, sygnalizacja w lusterku wyzwalana jest informacją otrzymaną z magistrali CAN. Ma to na celu redukcję ilości przewodów w wiązce elektrycznej prowadzonej do drzwi. Lusterko jest przytwierdzone do ich zewnętrznego poszycia. Sygnalizacja chęci zmiany kierunku jazdy przez kierowcę należy do funkcji wpływających na jego bezpieczeństwo, a więc będzie się ona cechowała poziomem ASIL wyższym niż QM.



Rys. 3. Bramka diagnostyczna pojazdu VW ID.3  
 Fig. 3. Vehicle diagnostic gateway of the VW ID.3

Dokonano zapisu ruchu pakietów na magistrali przy jednoczesnym sterowaniu pracą kierunkowskazów. Pulę pakietów ograniczono do tych, które zawierają w swej strukturze widoczne elementy algorytmu E2E. W tym celu użyto autorskiego oprogramowania, które generuje wykres (Rys. 4.) odzwierciedlający stan poszczególnych bitów pakietu w funkcji czasu.



Rys. 4. Widok zmiany wartości sygnału sterującego pracą migaczy w czasie  
 Fig. 4. View of the change in time of the flashers control signal

Dla wytypowanego typu pakietu o długości 8 bajtów, przy wykorzystaniu opracowanego algorytmu, wygenerowano tablicę kluczy, którą następnie użyto do manipulacji zawartości pakietów kontrolujących funkcję kierunkowskazu wbudowanego w lusterko. Miało to na celu symulację ataku, który maskował sygnalizację intencji kierowcy przed pozostałymi uczestnikami ruchu drogowego.

#### 4. Podsumowanie

W niniejszej pracy został opisany algorytm pozwalający na odszukanie zbioru kluczy niezbędnych do poprawnej implementacji protokołu E2E w procesie komunikacji. W czasie weryfikacji algorytmu ustalono, że średni czas obliczenia wszystkich kluczy wynosi w uśrednieniu 200 milisekund dla implementacji w języku C# uruchomionym na jednym rdzeniu procesora AMD Ryzen 4800H. Jest to przedział czasu, który nie stanowi żadnej bariery dla osoby chcącej przeprowadzić atak na dowolną funkcję bezpieczeństwa. Co więcej uzyskana tablica będzie umożliwiała manipulację komunikacją we wszystkich pojazdach posiadających tą samą wersję oprogramowania. Podsumowując, przy użyciu niewielkich środków możliwe jest dokonanie ingerencji w działanie pojazdu w sposób zagrażający ludzkiemu życiu.

Należy dodać, iż w założeniu protokół E2E nie miał na celu zabezpieczenia transmisji przed złośliwymi atakami. Dlatego też do odnalezienia zbioru kluczy wystarczyła jedynie wiedza o jego działaniu. Jednakże od czerwca 2022 roku, wszystkie pojazdy sprzedawane na terenie Unii Europejskiej będą musiały spełniać założenia normy ISO/SAE 21434 [4]. Norma ta opisuje w jaki sposób producenci są zobowiązani do zarządzania aspektami cyberbezpieczeństwa w swoich produktach. Konsekwencją tego między innymi będzie podpis cyfrowy pakietów z wykorzystaniem kryptografii. Oznaczać będzie to, że użycie opisanego w tym artykule algorytmu stanie się niemożliwe.

#### Literatura

1. Shiho Kim, Rakesh Shrestha: Automotive Cyber Security: Introduction, Challenges, and Standardization, Springer Nature, 2020.
2. Autosar E2E Protocol Specification, wersja 1.2.0, 2017.
3. Joseph D. Miller, Automotive System Safety: Critical Considerations for Engineering and Effective Management, John Wiley & Sons, 2019.
4. SAFECOMP 2019 Workshops, ASSURE, DECSoS, SASSUR, STRIVE, and WAISE, Turku, Finlandia, Wrzesień 10, 2019.

# OPTIMALIZACJA WSKAŹNIKA WYTRZYMAŁOŚCI NA ZGINANIE DLA WYBRANEGO PROFILU BELKI PRZY UŻYCIU SZTUCZNEGO SYSTEMU IMMUNOLOGICZNEGO

**inż. SZYMON SUCHOJAD**

Mechanika i Budowa Maszyn, SMB2, semestr I, II stopień  
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Arkadiusz Poteralski, Prof. PŚ



**Streszczenie.** Niniejszy artykuł dotyczy problemu optymalizacji profilu belki przy zastosowaniu sztucznego systemu immunologicznego. Wyprowadzone zostały wzory potrzebne do obliczenia wskaźnika wytrzymałości na zginanie dla wybranego profilu. Poszukiwany był profil o jak największej wytrzymałości, przy zachowaniu stałego pola przekroju.

## OPTIMIZATION OF THE MATERIAL STRENGTH INDEX FOR SELECTED BEAM PROFILE USING ARTIFICIAL IMMUNE SYSTEM

**Abstract.** Optimization of beam profile using artificial immune system is presented in this article. The formulas needed to calculate the flexural strength index for the selected profile were derived. The profile with the highest possible strength while keeping the cross-sectional area constant was searched.

### 1. Wprowadzenie

Rozwiązanie zagadnienia optymalizacyjnego jest wieloetapowe oraz często iteracyjne. Aby uzyskać wyniki które zostaną poddane analizie zostały użyte różnego rodzaju pomoce naukowe. Elementy tej pomocy takie jak język programowania C++ [1] były doraźne i bezpośrednio umożliwiły przygotowanie programów potrzebnych podczas optymalizacji. Natomiast pozostałe elementy pomocy naukowej takie jak AutoCad [2] czy ANSYS Workbench [3] wykorzystujący Metodę Elementów Skończonych (MES) posłużyły do przygotowania modeli oraz weryfikacji wyników. Miały one na celu jedynie zilustrować efekty pracy, których następstwem są wnioski wyciągnięte dzięki tym numerycznym pomocom inżynierskim.

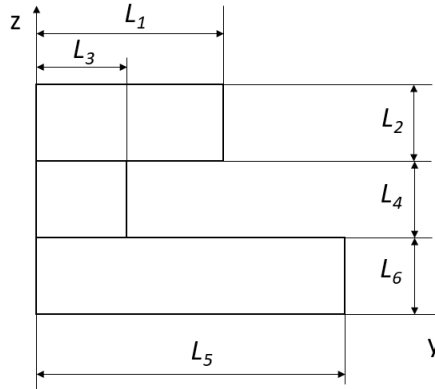
Jako metodę optymalizacji wybrano Sztuczny System Immunologiczny (SSI), który w połączeniu z programem napisanym w języku C++ do obliczeń wskaźnika wytrzymałości na zginanie poszukiwał rozwiązania o największej wytrzymałości.

### 2. Obliczenia analityczne wskaźnika wytrzymałości na zginanie

Wartości opisujące profil belki (rys. 1) wymagane do optymalizacji to długości boków  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $L_3$ ,  $L_4$ ,  $L_5$  oraz  $L_6$ . Na podstawie tych parametrów obliczone zostały: pole powierzchni  $A$ , momenty statyczne opisywanego profilu belki - moment statyczny  $S_y$ , moment statyczny  $S_z$ . W kolejnym kroku obliczone zostały współrzędne środka ciężkości opisywanego profilu belki - współrzędna  $y$ , współrzędna  $z$ . Centralne momenty bezwładności opisywanego profilu belki  $I_{yc}$  oraz  $I_{zc}$  oraz odległości najdalej oddalonych punktów figury od centralnego układu współrzędnych wyznaczonych przez środek ciężkości oznaczane są jako  $Z_{max}$  oraz  $y_{max}$ . Na



podstawie wyżej wymienionych parametrów policzone zostały: wskaźniki wytrzymałości na zginanie opisywanego profilu belki  $W_{yc}$  oraz  $W_{zc}$ .



Rys. 1. Opis parametrów profilu [2]  
Fig. 1. Profile parameter description [2]

Poniżej przedstawiono wzory [6], które później wykorzystane zostały w programie komputerowym o nazwie solver.exe. Program ten w połączeniu z SSI, posłużył do maksymalizacji wskaźnika wytrzymałości na zginanie:

$$A = A_1 + A_2 + A_3 = L_1 \cdot L_2 + L_3 \cdot L_4 + L_5 \cdot L_6 \quad (1)$$

$$S_y = A_1 \cdot \frac{1}{2} L_1 + A_2 \cdot \frac{1}{2} L_3 + A_3 \cdot \frac{1}{2} L_5 \quad (2)$$

$$S_z = A_3 \cdot \frac{1}{2} L_6 + A_2 \left( L_6 + \frac{1}{2} L_4 \right) + A_1 \left( L_6 + L_4 + \frac{1}{2} L_2 \right) \quad (3)$$

$$y = \frac{A_1 \cdot \frac{1}{2} L_1 + A_2 \cdot \frac{1}{2} L_3 + A_3 \cdot \frac{1}{2} L_5}{A} \quad (4)$$

$$z = \frac{A_3 \cdot \frac{1}{2} L_6 + A_2 \left( L_6 + \frac{1}{2} L_4 \right) + A_1 \left( L_6 + L_4 + \frac{1}{2} L_2 \right)}{A} \quad (5)$$

$$I_{zc} = \frac{L_2 \cdot L_1^3}{12} + A_1 \left( y - \frac{1}{2} L_1 \right)^2 + \frac{L_4 \cdot L_3^3}{12} + A_2 \left( y - \frac{1}{2} L_3 \right)^2 + \frac{L_6 \cdot L_5^3}{12} + A_3 \left( \frac{1}{2} L_5 - y \right)^2 \quad (6)$$

$$I_{yc} = \frac{L_1 \cdot L_2^3}{12} + A_1 \left( L_6 + L_4 + \frac{1}{2} L_1 - z \right)^2 + \frac{L_3 \cdot L_4^3}{12} + A_2 \left( \frac{1}{2} L_4 + L_6 - z \right)^2 + \frac{L_5 \cdot L_6^3}{12} + A_3 \left( z - \frac{1}{2} L_6 \right)^2 \quad (7)$$

$$z_{\max} = L_5 - z \quad (8)$$

$$y_{\max} = L_2 + L_4 + L_6 - z \quad (9)$$

$$W_{zc} = \frac{I_{zc}}{y_{\max}} \quad (10)$$

$$W_{yc} = \frac{I_{yc}}{y_{\max}} \quad (11)$$

W pracy zastosowano sztuczny system immunologiczny, którego działanie inspirowane jest zasadami działania układów odpornościowych u kręgowców.

Parametry użyte w sztucznym systemie immunologicznym, to: liczba komórek pamięci, liczba klonów, współczynnik zatłoczenia oraz mutacja z rozkładem Gaussa.

Optymalizacja przebiegała w taki sposób, aby otrzymać największą wartość wskaźnika wytrzymałości na zginanie przy założeniu  $A=L_1*L_2+L_3*L_4+L_5*L_6=const$ . Zatem było tylko 5 zmiennych projektowych od  $L_1$  do  $L_5$ . Parametr  $L_6$  wyliczany był z założenia o stałym polu przekroju. Ostatnim elementem niniejszej pracy były obliczenia wykonane za pomocą programu ANSYS Workbench [3], w którym to otrzymane profile z optymalizacji zostały poddane analizie wytrzymałościowej, dla której policzono naprężenia, odkształcenia oraz ugięcia belki. Każdy z profili został poddany analizie przy wartościach długości belki 100 mm oraz obciążeniu 1000 [N] zadanemu w środku belki, przy sztywnym utwierdzeniu po obu stronach belki.

### 3. Wyniki optymalizacji

Optymalizacja została przeprowadzona dla profilu belki opisanego na rys. 1. Funkcja celu dotyczyła maksymalizacji wskaźnika wytrzymałości na zginanie:

$$J = \max [Wyc, Wzc] \quad (12)$$

Ograniczenia na zmienne projektowe i pole przekroju:

$$\begin{aligned} 30 \leq L_1 \leq 50, \quad 10 \leq L_2 \leq 40, \quad 10 \leq L_3 \leq 30, \\ 10 \leq L_4 \leq 40, \quad 50 \leq L_5 \leq 70, \quad A=const \end{aligned} \quad (13)$$

Podczas optymalizacji ustawione zostały następujące wartości parametrów: liczba komórek pamięci = 10, liczba klonów = 10, współczynnik zatłoczenia = 0,5 oraz prawdopodobieństwo mutacji Gaussa = 50 % [5]. Parametry te były dobrane na podstawie informacji uzyskanych z pozycji literaturowej [5]. Optymalizację przeprowadzono 10 razy uzyskując za każdym razem zbliżone wyniki. Wyniki optymalizacji profilu belki ze względu na dwa wskaźniki wytrzymałości na zginanie przedstawione zostały w tabelach 1 i 2 oraz na rysunku 2. Dodatkowo dokonano porównania z profilem o przykładowych wymiarach  $L_1=40$ mm,  $L_2=20$ mm,  $L_3=20$ mm,  $L_4=20$ mm oraz  $L_5=60$ mm. Pierwsza optymalizacja dotyczyła maksymalizacji wskaźnika wytrzymałości na zginanie  $Wyc$ . W tabeli 1 przedstawione są wyniki optymalizacji dla następujących zmiennych projektowych:  $L_1=49,97$ mm,  $L_2=39,92$ mm,  $L_3=29,39$ mm,  $L_4=11,87$ mm oraz  $L_5=50,83$ mm.

Tab. 1. Porównanie wartości uzyskanych poprzez analizę profilu początkowego i uzyskanego jako wynik optymalizacji względem wskaźnika  $Wyc$   
 Tab. 1: Comparison of the values obtained by analyzing the initial profile and after optimization under  $Wyc$  factor

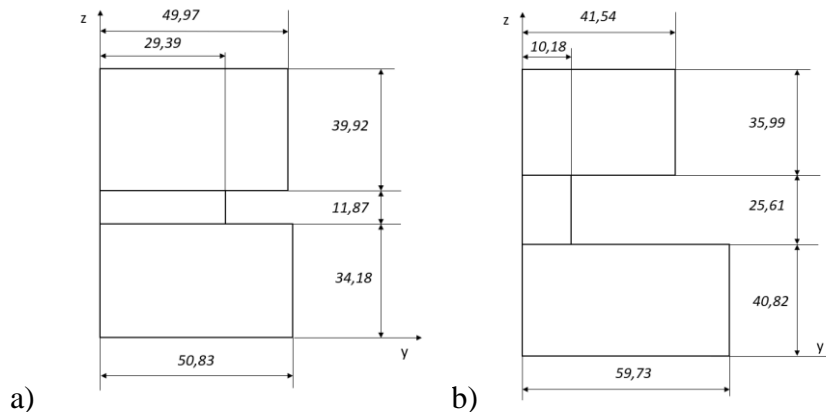
	Wynik przed optymalizacją	Wynik optymalizacji względem wskaźnika wytrzymałościowego $Wyc$
$Wyc$	190500 [mm <sup>4</sup> ]	10380500 [mm <sup>4</sup> ]
Max. ugięcie belki	0,00023086 [mm]	0,000090355 [mm]
Max. naprężenia w belce	1,4149 [MPa]	0,77091 [MPa]

Dругa optymalizacja dotyczyła maksymalizacji wskaźnika wytrzymałości na zginanie  $Wzc$ . W tabeli 2 przedstawione są wyniki optymalizacji dla następujących zmiennych projektowych:  $L_1=41,54$ mm,  $L_2=35,99$ mm,  $L_3=10,18$ mm,  $L_4=25,61$ mm oraz  $L_5=59,73$ mm.

Tab. 2. Porównanie wartości uzyskanych poprzez analizę profilu początkowego i uzyskanego jako wynik optymalizacji względem wskaźnika  $W_{zc}$

Tab. 2. Comparison of the values obtained by analyzing the initial profile and after optimization under the  $W_{zc}$  factor

	Wynik przed optymalizacją	Wynik optymalizacji względem wskaźnika wytrzymałościowego $W_{yc}$
$W_{yc}$	16230,8 [mm <sup>4</sup> ]	26726 [mm <sup>4</sup> ]
Max. ugięcie belki	0,00023086 [mm]	0,00020129 [mm]
Max. naprężenia w belce	1,4149 [MPa]	1,2696 [MPa]



Rys. 2. Wymiary profilu belki [mm] po optymalizacji: a) względem wskaźnika  $W_{yc}$ , b) względem wskaźnika  $W_{zc}$

Fig. 2. Beam profile dimensions [mm] after optimization: a) under  $W_{yc}$  factor, b) under the  $W_{zc}$  factor

#### 4. Wnioski

Wykonane obliczenia w pierwszym kroku zostały zweryfikowane poprzez porównanie ich z programem do wyznaczania parametrów geometrycznych figur płaskich, dostępnym na stronie Katedry Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej [4]. W kolejnym kroku powstał program napisany w języku programowania C++. Program ten w połączeniu z SSI posłużył do maksymalizacji wskaźników wytrzymałości na zginanie. Otrzymane wyniki, które porównano do wstępnie dobranych parametrów profilu belki pokazały, że udało się znaleźć rozwiązania lepsze. Dodatkowo można stwierdzić, iż uzyskane rozwiązania są bliskie rozwiązaniu optymalnego. Wynika to z faktu, że optymalizacja przeprowadzona była 10 razy dając za każdym razem zbliżone wyniki końcowe - brak rozwiązań sugerujących utknięcie w ekstremum lokalnym. W ostatnim kroku wykonano analizę MES za pomocą programu ANSYS Workbench.

#### Literatura

1. Grębosz J., Opus Magnum, Wydawca: Helion, (2020).
2. AutoCAD21: <https://www.autodesk.pl/>.
3. ANSYS: <https://www.ansys.com/>.
4. Program komputerowy dostępny na stronie: <http://www.imio.polsl.pl/pgfp.html>.
5. Poteralski A., Optymalizacja immunologiczna układów mechanicznych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej (2015).
6. Pietrzykowski M., Wytrzymałość materiałów. Wydawnictwo Polit. Warszawskiej (2010).

## ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA ÓSEMKI RATOWNICZEJ DO AKROBATYKI POWIETRZNEJ

**MILENA TATAREK**

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr VI, 1 stopień  
Opiekun naukowy: Prof. dr hab. inż. Piotr Fedeliński

**Streszczenie.** W artykule zaprezentowano analizę wytrzymałościową metodą elementów skończonych ósemki ratowniczej obciążonej szarfą wykorzystywaną do akrobatyki powietrznej. Rozpatrzono dwa sposoby wiązania szarfy na ósemce ratowniczej. Dla każdego przypadku wyznaczono wskaźnik bezpieczeństwa przy obciążeniu statycznym. Wyznaczone dopuszczalne obciążenia sprzętu wykorzystano do oszacowania wysokości bezpiecznego spadku osoby asekurowanej.



### STRENGTH ANALYSIS OF DESCENDER FOR AIR ACROBATICS

**Abstract.** The paper presents a strength analysis of a descender by the finite element method loaded with a sash used for air acrobatics. Two methods of tying the sash on the descender were considered. For each case, the safety factor for the static loading was determined. The computed permissible loads for the equipment were used to estimate the safe fall height of the secured person.

#### 1. Wstęp

Ósemka ratownicza to przyrząd zjazdowo-asekuracyjny z dodatkowymi rogami do blokowania liny. Jest on wykorzystywany zazwyczaj w ratownictwie i speleologii. Dodatkowo można go stosować do wiązania szarfy, chusty bądź hamaka do takich aktywności sportowych jak akrobatyka lub joga powietrzna. Na rys. 1 przedstawiono sposób wiązania chusty na ósemce ratowniczej [1].

Podczas akrobacji możliwy jest spadek kontrolowany bądź niekontrolowany osoby trenującej. Ważne jest, aby przyrząd utrzymujący szarfę, a co za tym idzie osobę trenującą, był w stanie wytrzymać gwałtowne obciążenie spowodowane spadkiem bądź opuszczaniem się na linie. Do tej pory w literaturze przedstawiano tylko obliczenia karabinków wspinaczkowych z wykorzystaniem MES. Na przykład Ciszynska i Ptaszny [2] badali wpływ przyjętych warunków brzegowych na stan naprężenia i sztywność.

Celem pracy jest zaprojektowanie ósemki ratowniczej, opracowanie modelu metody elementów skończonych przyrządu, analiza stanu naprężenia dla różnych sposobów wiązania szarfy i określenie metodą analityczną dopuszczalnej wysokości spadku osoby asekurowanej.

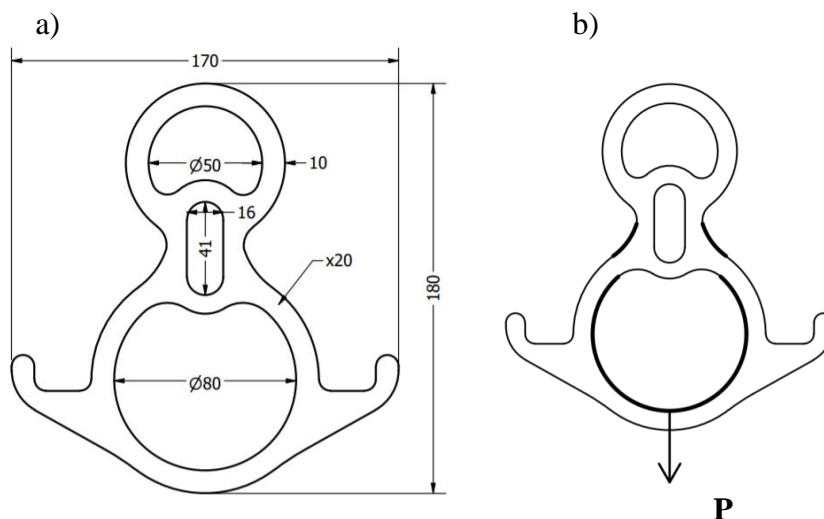
## 2. Model komputerowy ósemki ratowniczej

Zaprojektowano ósemkę ratowniczą. Podstawowe wymiary przyrządu przedstawiono na rys. 2a. Obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzono metodą elementów skończonych i programem komputerowym Ansys [3].



Rys. 1. Ósemka ratownicza i sposób mocowania szarfy z jej użyciem [1]

Fig. 1. The descender and the method of tying a sash with its use [1]



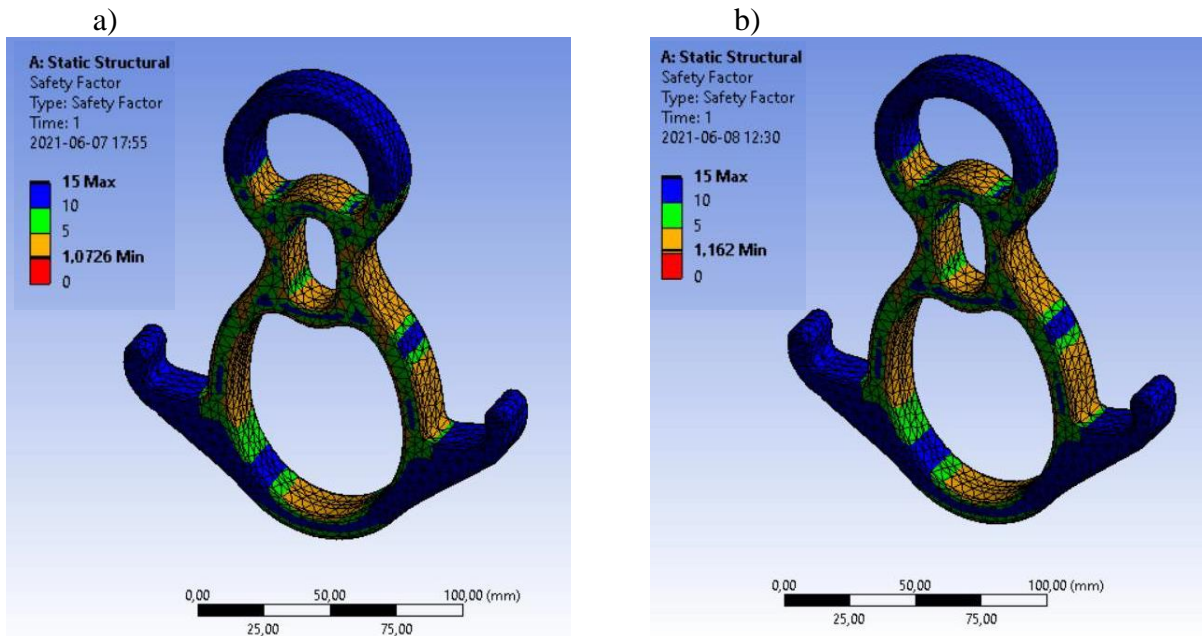
Rys. 2. Ósemka ratownicza: a) podstawowe wymiary, b) rozkład obciążeń na powierzchniach dużego otworu i bocznych

Fig. 2. The descender: a) basic dimensions, b) load distributions on the large hole and sides surfaces

Przyjęto, że przyrząd wykonany jest ze stopu aluminium o następujących własnościach: moduł Younga  $E=71$  GPa, liczba Poissona  $\nu=0,33$ , moduł Kirchhoffa  $G=26,7$  GPa i wytrzymałości na rozciąganie  $R_m=0,28$  GPa. Model ósemki podzielono na 12000 czworobocznych elementów skończonych o 4 węzłach. W analizie przyjęto, że nacisk szarfy na ósemkę jest skierowany pionowo i rozłożony równomiernie na powierzchniach styku. W obliczeniach nie uwzględniono tarcia pomiędzy powierzchniami ósemki i szarfy. Wypadkowe obciążenie pionowe wynosiło  $P=12$  kN. Ósemka jest podparta na powierzchni wewnętrznej górnego otworu. Rozpatrzono dwa przypadki obciążenia ósemki szarfą – obciążona jest część dolnej powierzchni dużego otworu i obciążona jest część dolnej powierzchni dużego otworu i dodatkowo powierzchnie boczne (rys. 2b).

### 3. Analiza stanu naprężenia

Dla dwóch sposobów obciążenia ósemki wyznaczono rozkłady współczynników bezpieczeństwa, które przedstawiono na rys. 4.



Rys. 3. Rozkłady współczynników bezpieczeństwa dla obciążeń na powierzchniach:

a) dużego otworu, b) dużego otworu i bocznych

Fig. 3. Safety factor distributions for loads on surfaces: a) large hole, b) large hole and sides

Najmniejsza wartość współczynnika bezpieczeństwa dla pierwszego sposobu obciążenia wynosiła 1,0726, a dla drugiego 1,162. Najmniejsze wartości współczynników występowały w obu przypadkach na zwężeniach przy środkowym otworze. Jak można zauważyć przy drugim sposobie wiązania współczynnik bezpieczeństwa jest wyższy niż przy pierwszym rodzaju co pozwala na użycie większej siły przy drugim wariancie wiązania. Podczas badania jakości siatki elementów skończonych zostało zastosowane zagęszczenie siatki w miejscach największych naprężeń. W obu przypadkach współczynnik bezpieczeństwa nie osiągnął wartości niższej niż 1. Po przyłożeniu siły równej  $P=13$  kN współczynnik wyniósł 1,094. Do dalszej analizy przyjęto obciążenia dopuszczalne dla pierwszego sposobu obciążenia  $P=12$  kN, a dla drugiego  $P=13$  kN.

### 4. Określenie dopuszczalnej wysokości spadku

W celu określenia dopuszczalnej wysokości spadku zastosowano zasadę równowartości energii kinetycznej i pracy [4]. Osoba o masie  $m$  spadając z wysokości  $h$  ma prędkość:

$$v_1 = \sqrt{2gh}, \quad (1)$$

gdzie  $g$  to przyspieszenie ziemskie. Energia kinetyczna wówczas wynosi:

$$E_1 = \frac{1}{2}mv_1^2. \quad (2)$$

W momencie największego napięcia szarfy, prędkość zmniejsza się do  $v_2=0$  i energia kinetyczna do  $E_2=0$ . Zmniejszenie energii kinetycznej spowodowane jest działaniem ciężaru osoby i siły wywoływanej przez napiętą szarfę, które wykonują pracę:

$$L_{12} = \int_0^{\lambda_d} (mg - k\lambda) d\lambda = mg\lambda_d - \frac{1}{2}k\lambda_d^2, \quad (3)$$

gdzie  $k$  to sztywność szarfy,  $\lambda$  wydłużenie szarfy, a  $\lambda_d$  maksymalne wydłużenie szarfy. Z zasady równowartości energii kinetycznej i pracy  $E_{12}=L_{12}$  wynika następujące równanie:

$$-\frac{1}{2}mv_1^2 = mg\lambda_d - \frac{1}{2}k\lambda_d^2. \quad (4)$$

Maksymalna siła w szarfie wynosi:

$$P = k\lambda_d. \quad (5)$$

Po podstawieniu równań (1) i (5) do równania (4) można wyznaczyć zależność między maksymalną siłą w szarfie i wysokością spadku:

$$h = \frac{1}{2} \frac{P}{k} \left( \frac{P}{mg} - 2 \right). \quad (6)$$

Jeżeli masa spadającej osoby jest równa  $m=80$  kg, sztywność szarfy  $k=20$  kN/m to maksymalnej sile  $P=12$  kN odpowiada wysokość spadku  $h=3,987$  m, a sile  $P=13$  kN wysokość  $h=4,734$  m. W obliczeniach pominięto bezwładność szarfy i energię sprężystą ósemki ratowniczej.

## 5. Podsumowanie

Podczas akrobacji w powietrzu bardzo ważne jest bezpieczeństwo. Największy wpływ na bezpieczeństwo ma wytrzymałość używanego sprzętu. Jego wytrzymałość można zwiększyć zmieniając rozłożenie sił. W tym wypadku zmiana wiązania szarfy miała wpływ na wartości wysokości, z których można bezpiecznie spaść.

Podczas analizy przyjęto wiele uproszczeń. Dokładność obliczeń można zwiększyć modelując metodą elementów skończonych ósemkę ratowniczą i szarfę oraz uwzględniając obciążenie dynamiczne układu.

## Literatura

1. <https://pl.aliexpress.com/item/4000062372155.html>, dostęp: 17.06.2021.
2. Ciszynska B., Ptaszny J., Analiza wytrzymałościowa karabinka wspinaczkowego, w materiałach „Studencka Konferencja Naukowa - Metody Komputerowe 2019”, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, s. 9-12 (2019).
3. Ansys Workbench 2020 R2, Academic Student 2020 R2, Aqwa 2020 R2, EnSight 2020 R2, FENSAP-ICE 2020 R2.
4. Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłoś Z., Wytrzymałość materiałów, WNT, Warszawa (2015).

## ANALIZA UKŁADU CHŁODZENIA BATERII WYSOKIEGO NAPIĘCIA

**mgr inż. DAMIAN UCHYŁA**

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

**Streszczenie.** Rozwój elektromobilności wymusza poprawę parametrów baterii wysokiego napięcia. Zagadnienia termiczne są jednym z głównych kierunków zainteresowania inżynierów. Optymalizacja układów chłodzenia baterii daje wymierne efekty, w postaci krótszego czasu ładowania i wyższej mocy. Artykuł opisuje analizę termiczną uniwersalnej baterii dedykowanej do pojazdów elektrycznych, przeprowadzoną z wykorzystaniem CFD. Celem analizy była optymalizacja kształtu baterii, aby przy założonych warunkach temperatura ogniw była niska i jednolita.



## ANALYSIS OF THE HIGH VOLTAGE BATTERY COOLING SYSTEM

**Abstract.** Development of electromobility requires improvement of high voltage batteries parameters. Thermal issues are one of the biggest points of interest of engineers, because are key factors limiting performance of electric vehicles. Optimization of the batteries cooling systems gives sufficient effects, like reduction of charging time and increase of vehicle power. The article describes thermal analysis of universal battery dedicated for electric vehicles. The analysis has been performed with usage of CFD. The main target of the analysis was the optimization of battery shape and cooling system components, to achieve low and uniform cells temperature at the given external dimensions.

### 1. Wprowadzenie

Artykuł przedstawia część prac rozwojowych, podjętych w ramach projektu uniwersalnej baterii wysokiego napięcia. Głównym, choć nie jedynym, potencjalnym zastosowaniem projektowanej baterii są pojazdy elektryczne. W założeniu, bateria ta będzie cechować się możliwością szybkiego łączenia w grupy, aby łatwe było dostosowanie postaci finalnego produktu do konkretnego zastosowania.

Projekt baterii zrealizowany został w ramach projektu "Inkubator Innowacyjności 2.0".

Zakres prac przedstawionych w poniższym artykule związany jest z projektem układu chłodzenia baterii. Opisana zostanie metodologia obliczeń ciepła powstającego podczas użytkowania baterii, dobór odpowiedniej metody analizy, dobór parametrów pompy oraz proces optymalizacji wariantowej kształtu kanałów chłodzących. Dane niezbędne do opracowania obliczeń pochodzą od producentów użytych komponentów oraz testów fizycznych, przeprowadzonych wspólnie z resztą zespołu realizującego projekt opisywanej baterii.

Głównym narzędziem wykorzystywanym podczas prezentowanych analiz i optymalizacji wariantowej była obliczeniowa mechanika płynów, realizowana w oprogramowaniu Ansys Fluent.



## 2. Wyznaczenie strumienia ciepła

Przygotowanie do obliczeń rozpoczęto od zebrania parametrów ogniw, mających wpływ na aspekty termiczne projektowanej baterii. Ważna jest ich liczba, konfiguracja elektryczna układu ogniw, maksymalna pobierana moc, rezystancja ogniwa wraz ze złączem, ciepło właściwe oraz powierzchnia zewnętrzna. Należy też wyznaczyć temperaturę krytyczną ogniw, której przekroczenie grozi awarią. Właściwości użytych ogniw przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Podstawowe właściwości ogniw 18650 VTC6  
Table 1. Basic properties of 18650 VTC6 cells

Napięcie nominalne	$U_{\text{cell}}$	3,6 V
Rezystancja ogniwa (bez styków)	$R_{\text{cell}}$	12,8 m $\Omega$
Pojemność elektryczna	$Q_{\text{cell}}$	3130 mAh
Prąd maksymalny	$I_{\text{cell}}$	20 A
Ciepło właściwe	$c_{p \text{ cell}}$	963 $\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
Przewodność cieplna	$k_{\text{cell}}$	32,2 $\frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}$
Gęstość	$\rho_{\text{cell}}$	2705 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Temperatura krytyczna	$T_{\text{cr}}$	60°C

Poza danymi ogniw, wzięto również pod uwagę sposób ich połączenia, gdyż typ i jakość styków może w istotnej mierze zwiększyć rezystancję układu, a co za tym idzie ilość ciepła generowanego podczas ładowania oraz poboru prądu. Niezbędne było przetestowanie całkowitej rezystancji przed przystąpieniem do dalszych obliczeń. Wyniki dały wartość rezystancji ogniwa wraz ze stykami poniżej 30 m $\Omega$  w punktach szczytowych – to właśnie tą wartość przyjęto do wyznaczenia strumienia ciepła. Wzór 1 przedstawia prawo Joule’a – przy jego użyciu obliczony został strumień ciepła generowanego podczas użytkowania baterii

$$\dot{Q} = I^2 \cdot R \quad (1)$$

gdzie:  $\dot{Q}$  – strumień ciepła [W],  $I$  – natężenie prądu [A],  $R$  – rezystancja [ $\Omega$ ].

## 3. Parametry siatki, użyte modele matematyczne, ustawienia solvera

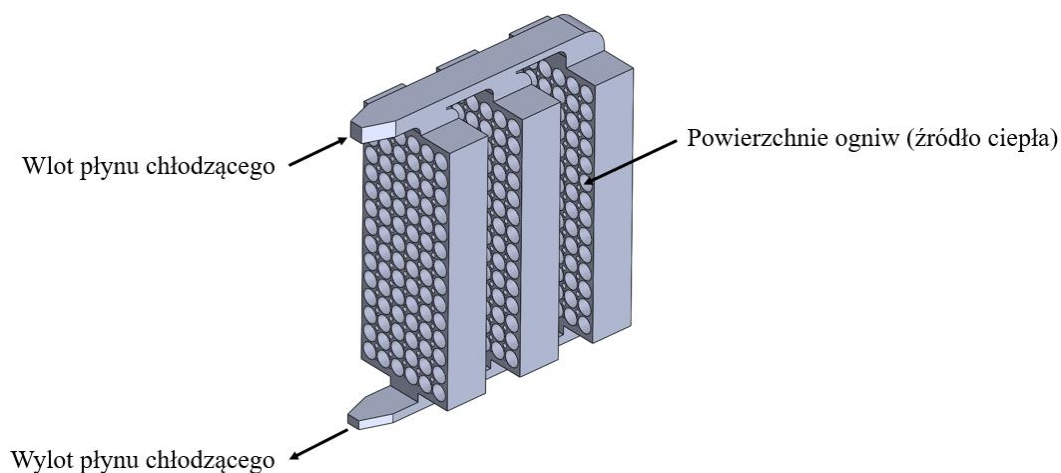
Przed właściwą analizą, stworzono zmniejszoną geometrię 2D, aby sprawdzić wpływ parametrów siatki, modeli matematycznych i innych ustawień na wynik i czas obliczeń. Z szeregu dostępnych w programie Ansys Fluent możliwości, po przeprowadzeniu próbnych analiz, najodpowiedniejszym zestawem okazały się parametry przedstawione w tabeli 2.

Tabela 2. Główne dobrane parametry siatki i solvera dla geometrii 2D baterii  
Table 2. Main selected parameters of the mesh and solver for 2D battery geometry

Model turbulencji	Transition SST
Schemat metody rozwiązywania	SIMPLE
Rozmiar elementu	0,3 mm
Grubość pierwszej warstwy przyściennej	0,01 mm
Ilość warstw przyściennych	15

Ocenę jakości siatki sprawdzano przede wszystkim za pomocą parametrów  $y^+$ , aspect ratio, orthogonal quality i skewness [1,2]. Ze względu na małe szerokości kanałów chłodzących analizowanej geometrii, zastosowanie odpowiedniej warstwy przyściennej miało kluczowy wpływ na osiągnięcie dokładnych wyników przy jednocześnie krótkim czasie obliczeń.

Geometrię analizowanej baterii z zaznaczonymi miejscami wlotu i wylotu płynu chłodzącego przedstawiono na rysunku 1. W celu skrócenia czasu obliczeń, geometrię podzielono na kilka części, aby przeprowadzić osobne optymalizacje na mniejszych geometriach. Założonym uproszczeniem było pominięcie wpływu chłodzenia przez powietrze owiewające zewnętrzne ścianki baterii.

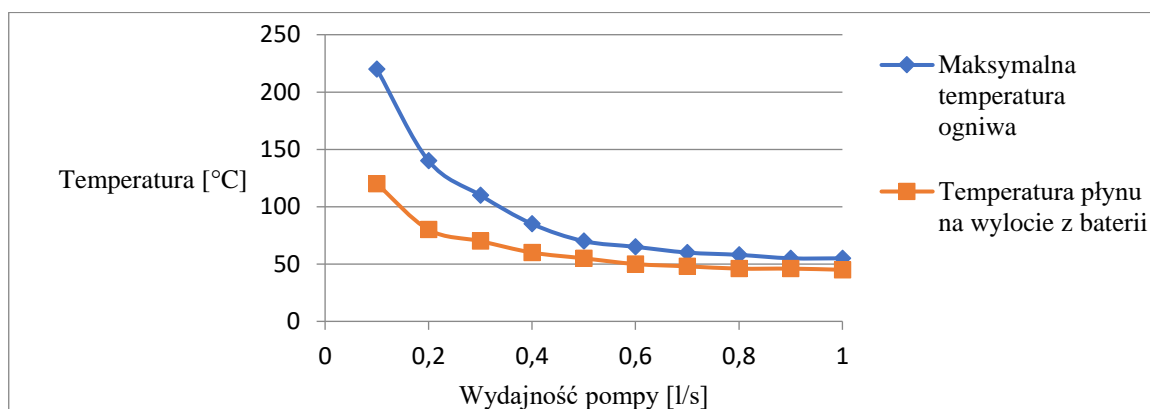


Rys. 1. Wstępna geometria wnętrza analizowanej baterii  
Fig. 1. Preliminary geometry of analyzed battery interior

#### 4. Dobór parametrów pompy płynu chłodzącego

Jednym z najistotniejszych parametrów układu chłodzenia jest szybkość przepływu płynu chłodzącego [3]. Przeprowadzono serię analiz, zmieniając jedynie strumień masowy wpływającego do baterii płynu. Wielkość ta jest powiązana z wydajnością pompy.

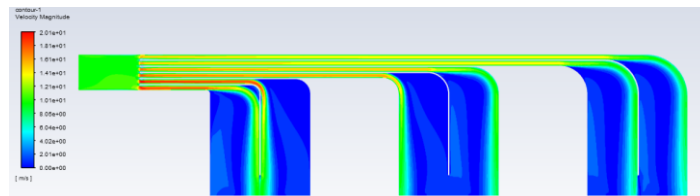
Wyniki serii analiz komputerowych pokazują, od jakich wartości przepływu temperatura ogniw ma akceptowalną wartość. Na podstawie wyników przedstawionych na rysunku 2 założono, że użyta pompa musi mieć wydajność co najmniej  $0,7 \frac{1}{s}$ .



Rys. 2. Wpływ wydajności pompy na temperaturę ogniw  
Fig. 2. Influence of pump capacity on cells temperature

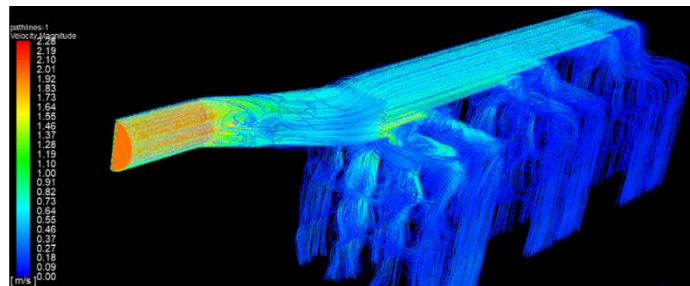
## 5. Optymalizacja wariantowa kształtu kanałów chłodzących

Ostatnim, jednocześnie najdłuższym etapem optymalizacji była modyfikacja kształtu kanałów chłodzących. Skupiono się na kanałach wlotowych, ponieważ to one mają największy wpływ na dystrybucję płynu we wnętrzu baterii. W zależności od otrzymanych wyników w analizach 2D (rysunek 3), modyfikowane były przekroje poszczególnych kanałów wlotowych w taki sposób, aby otrzymać równy rozkład temperatury na całym obszarze baterii.



Rys. 3. Wyniki analizy 2D kanałów wlotowych  
Fig. 3. Result of 2D analysis of intake duct

Celem analiz 3D (rysunek 4), było otrzymanie kanałów powodujących równy przepływ na całej szerokości baterii – płyn opływa ogniwa przy ściankach, jak i po środku obszaru.



Rys. 4. Wynik analizy 3D kanałów wlotowych  
Fig. 4. Result of 3D analysis of intake duct

Optymalizacja polegała także na rozmieszczeniu sąsiadujących ze sobą ogniw w taki sposób, by osiągnąć kompromis między rozmiarem baterii a wydajnością chłodzenia.

## 6. Walidacja otrzymanych wyników

Po zaprojektowaniu ostatecznej wersji kanałów chłodzących i reszty baterii, stworzono próbny wydruk 3D, aby sprawdzić czy płyn jest równomiernie rozdystrybuowany po wnętrzu baterii. Testy potwierdziły, że przepływ w każdym z kanałów wlotowych jest podobny.

Następnym etapem projektu będzie zbudowanie prototypu baterii, dzięki czemu możliwe będzie sprawdzenie temperatury każdego ogniwa i walidacja wyników analiz.

## Literatura

1. Peyret R., Handbook of Computational Fluid Mechanics, Academic Press, (1996).
2. Moukalled F., Mangani L., Darwish M., The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics, Springer International Publishing Switzerland, (2016).
3. Anderson J., Fundamentals of Aerodynamics, McGraw Hill, (2001).

# CZUJNIK KĄTA SKRĘTU DLA MODELU NACZEPY CIĄGNIKA SIODŁOWEGO

**inż. PIOTR WAWRZYCZEK**

Mechatronika, semestr VII, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Sebastian Rzydzik

**Streszczenie.** Artykuł poświęcony jest procesowi opracowania i usprawnienia podukładu czujnika kąta skrętu w modelu zespołu autonomicznej naczepy. Dokonano w tym celu analizy istniejącej koncepcji działania podukładu oraz opracowaniu odpowiednich modyfikacji. Do projektowania komponentów użyto oprogramowania CAD Autodesk Fusion 360, natomiast w procesie wytwarzania elementów wykorzystano technikę druku 3D FDM. Utworzony model poddano badaniom i testom, których wyniki pozwoliły na opracowanie wniosków.



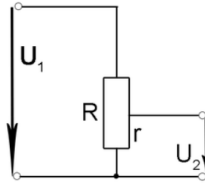
## STEERING ANGLE SENSOR FOR TRACTOR-TRAILER MODEL

**Abstract.** The article is devoted to the process of development and improvement of the steering angle sensor sub-system in the model of the autonomous semi-trailer assembly. This was done by analyzing the existing concept of operation of the sub-system and developing appropriate modifications. The Autodesk Fusion 360 CAD software was used to design the components, while the FDM 3D printing technique was used in the manufacturing process. The created model was subjected to research and tests, the results of which allowed to develop conclusions.

### 1. Wprowadzenie

Przedstawiona praca jest częścią projektu grupowego realizowanego w ramach Studenckiego Koła Naukowego „Projektowania i Konstruowania Innowacyjnych Obiektów Technicznych”, którego celem jest opracowanie rzeczywistego modelu ciągnika siodłowego, wyposażonego w systemy pozwalające na dostosowanie kąta skrętu kół trzech osi skrętnych do orientacji naczepy względem ciągnika, a także automatycznego podnośnika. Projekt składał się z trzech podsystemów, za które odpowiadały różne osoby.

Opracowywany układ pomiaru kąta skrętu naczepy zawierał elementy zarówno mechaniczne, jak i elektroniczne, których zadaniem było przekształcenie informacji o położeniu poszczególnych elementów fizycznych układu w sygnał elektryczny, będący nośnikiem danych dla innych podsystemów modelu naczepy. Odpowiadał również za fizyczny kontakt między naczepą a ciągnikiem. Pomiar kąta skrętu naczepy względem ciągnika najkorzystniej przeprowadzać w miejscu samego połączenia naczepy z ciągnikiem, wykorzystując wzajemne położenie elementów konstrukcyjnych odpowiedzialnych za mechaniczne łączenie obu części pojazdu, a więc siodła w ciągniku oraz sworznia królewskiego po stronie naczepy [1]. Często stosowanym elementem w czujnikach kąta skrętu i wielu innych jest potencjometr obrotowy [2]. Pozwala on w łatwy sposób zamienić informację w postaci rzeczywistego położenia kąтового w sygnał elektryczny. Zmiana położenia kąтового pokrętki urządzenia (lub suwaka w przypadku potencjometrów suwakowych) powoduje zmianę napięcia na wyjściu U<sub>2</sub>, gdyż całkowita rezystancja potencjometru R została podzielona. Ideę działania rezystora nastawnego pokazuje jego schemat elektryczny na rys. 1.



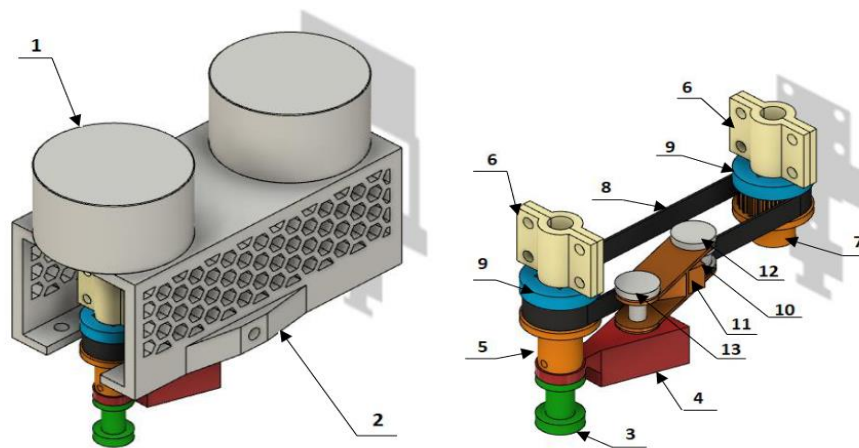
Rys. 1. Schemat elektryczny potencjometru [2]  
 Fig. 1. Electrical diagram of the potentiometer [2]

W pracy, polegającej na zaprojektowaniu i testowaniu modelu układu lub systemu, często wymagającej wprowadzania modyfikacji i kilkukrotnego wytwarzania niektórych elementów, korzystne jest zastosowanie metod Rapid prototyping, takich jak druk 3D. Wytwarzanie elementów na drukarkach 3D jest szczególnie wygodne dla elementów niewielkich, o gabarytach rzędu centymetrów.

## 2. Analiza stanu istniejącego

Podstawowym założeniem koncepcyjnym projektu było zastosowanie dwóch identycznych potencjometrów obrotowych o podwyższonej precyzji, co miało za zadanie zwiększenie niezawodności i dokładności układu pomiarowego. Sworzeń królewski miał możliwość obrotu zależnego od wzajemnej orientacji naczepy i ciągnika. Wielkość tego obrotu miała być mechanicznie przekazywana na pokrętko przedniego potencjometru, a następnie za pośrednictwem przekładni pasowej zębatej o przełożeniu 1:1 na pokrętko tylnego potencjometru.

Stan istniejący, nad którym rozpoczęto prace, obejmował modele CAD projektu podukładu czujnika, przedstawione na rys. 2, oraz wytworzone prototypy niektórych komponentów.



Rys. 2. Uproszczony model CAD koncepcji układu czujnika  
 Fig. 2. Simplified CAD model of the sensor system concept

W skład podzespołu czujnika wchodziły następujące elementy: 1 – potencjometr, 2 – klatka, 3 – sworzeń królewski, 4 – łącznik (element utrzymujący sworzeń królewski w stałym położeniu względem ciągnika), 5 – wałek przedni, 6 – połowa tulei zaciskowej, 7 – wałek tylny, 8 – pas zębaty, 9 – ogranicznik (dystans), 10 – rolka napinacza, 11 – ramię napinacza, 12 – sworzeń rolki napinacza, 13 – sworzeń ramienia napinacza. Poza potencjometrami, pasem zębatym i elementami połączeń, wszystkie komponenty zostały wytworzone w technologii druku 3D.

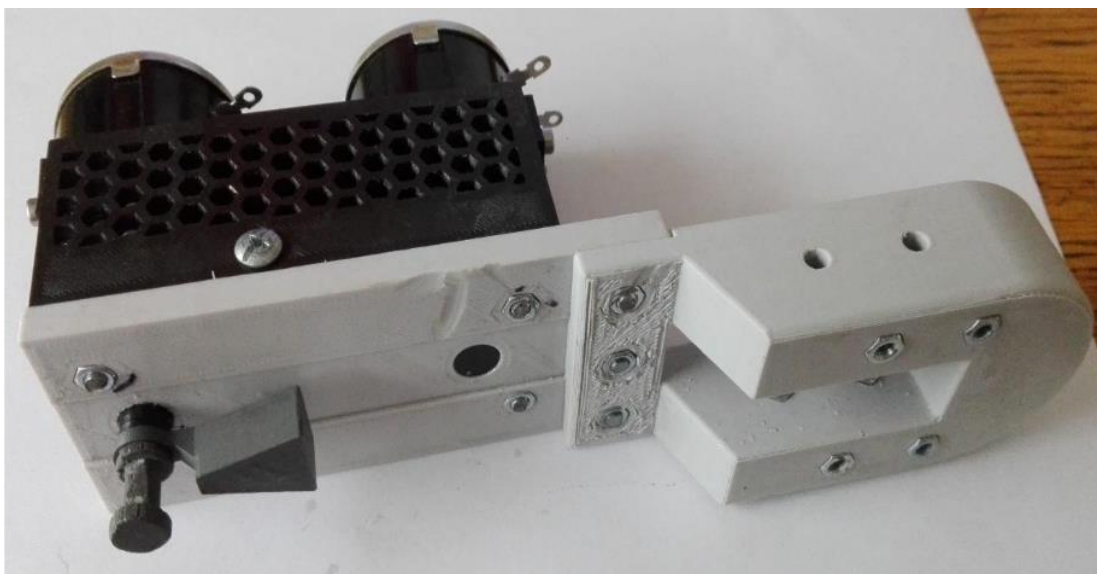
Analiza koncepcji i stanu istniejącego pozwoliła na zidentyfikowanie nieprawidłowości oraz obszarów wymagających modyfikacji, uwzględniając zarówno zakładany sposób działania podukładu czujnika, jak i proces jego wytwarzania i montażu.

### 3. Proces projektowo-konstrukcyjny

W środowisku Autodesk Fusion 360 wprowadzono modyfikacje do modeli przestrzennych elementów. Obejmowały one m.in. zmianę profilu uzębienia na wałkach z trapezowego na zaokrąglone, podniesienie podstawy względem reszty naczepy dla lepszego dopasowania do wysokości ciągnika, podzielenie największych elementów, tj. podstawy i klatki na mniejsze komponenty łączone połączeniami gwintowymi oraz zmianę ich geometrii celu łatwiejszego i bardziej estetycznego wydruku, a także umożliwienia właściwego montażu z innymi elementami.

Po skonstruowaniu nowych wersji komponentów, modele CAD wykorzystano do opracowania odpowiednich programów pracy drukarki 3D. W tym celu użyto oprogramowania Cura. Następnie dobrano parametry drukowania w technologii FDM (grubość warstwy i ścianek, temperaturę dyszy, prędkość drukowania oraz procent wypełnienia) odpowiednie do wybranego materiału, którym był PET-G. Wyróżnia się on m.in. dobrą wytrzymałością, elastycznością oraz małym skurczem, zapewniającym wysoką dokładność wymiarową. Po przeprowadzeniu powyższych czynności, przystąpiono do wydrukowania komponentów. Gotowe elementy składowe zostały zmontowane w podukładzie czujnika. Następnie został on poddany wstępnej weryfikacji działania, która niestety wykazała problemy związane z wytrzymałością niektórych elementów oraz ich montażem.

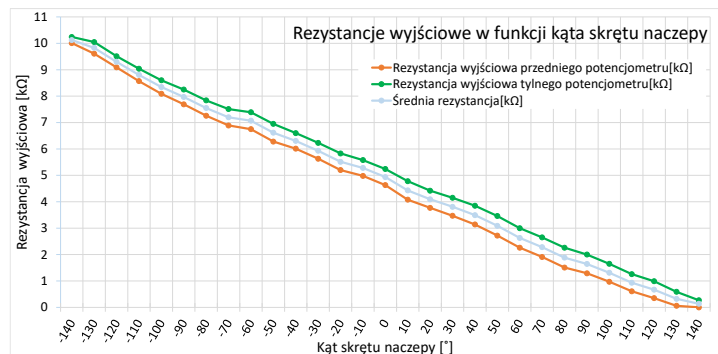
Kolejne poprawki zostały wprowadzone do modeli CAD, które obejmowały zwiększenie grubości połówek dzielonych tulei zaciskowych oraz wprowadzenie zaokrągleń w odpowiednich miejscach części klatki w celu zwiększenia ich wytrzymałości. Następnie ponownie wydrukowano elementy przy tych samych parametrach, po czym przystąpiono do montażu kolejnej wersji prototypu, uwzględniając tym samym dodatkowe czynności jak szlifowanie i smarowanie współpracujących powierzchni. Oględziny nowego prototypu, przedstawionego na rys. 3, nie wykazały nieprawidłowości.



Rys. 3. Gotowy prototyp modelu układu czujnika kąta skrętu  
Fig. 3. Completed prototype of the steering angle sensor system model

## 4. Badania i testy

Poza wizualnymi oględzinami i testami ruchomości prototypu, przeprowadzono badania zależności nastawy potencjometrów od kąta skrętu sworznia królewskiego i łącznika względem reszty naczepy. Badanie przeprowadzono z użyciem miernika uniwersalnego poprzez pomiar rezystancji między dwoma tymi samymi wyjściami obu potencjometrów w konkretnych położeniach sworznia królewskiego. Pomiary wykonano dla wartości kąta od  $-140^\circ$  do  $140^\circ$  co  $10^\circ$ , przy czym jako kąt  $0^\circ$  uznano kąt odpowiadający równoległemu ustawieniu naczepy i ciągnika. Wyniki pomiarów w postaci wykresu przedstawiono na rys 4.



Rys. 4. Wykresy zależności rezystancji wyjściowych od kąta skrętu naczepy  
Fig. 4. Charts of output resistances versus trailer steering angle

Na podstawie wyników pomiarów wyznaczono współczynnik korelacji liniowej Pearsona między przebiegami rezystancji obu potencjometrów. Wartość współczynnika z dokładnością do 5 miejsc po przecinku wyniosła 0,99927, co odpowiada niemal pełnej korelacji liniowej. Wyznaczono również liniowe funkcje aproksymujące dla obu przebiegów, których współczynniki kierunkowe różniły się w przybliżeniu o 2%. Dokonano analizy błędów pomiarowych między wartościami zmierzonymi pomiarów a wartościami oczekiwanymi, wynikającymi z równań prostych aproksymujących. W każdym przypadku błąd bezwzględny pomiaru był mniejszy od tolerancji potencjometru ( $\pm 5\%$  rezystancji nominalnej).

## 5. Podsumowanie i wnioski

Celem niniejszej pracy było zaprojektowanie, skonstruowanie i usprawnienie podukładu czujnika kąta skrętu modelu autonomicznej naczepy. Cel ten udało się zrealizować zgodnie z pierwotnymi założeniami. Analiza literatury pozwoliła stwierdzić słuszność wstępnej koncepcji działania podukładu. Dzięki wykorzystaniu oprogramowania CAD oraz druku 3D wprowadzanie wszelkich niezbędnych modyfikacji w modelu całego podukładu, jak i poszczególnych jego komponentów, było łatwe i szybkie. Przeprowadzone badania opracowanego modelu rzeczywistego stanowiły podstawę do uznania, że zaprojektowany i wytworzony prototyp podukładu działa w sposób poprawny. Opracowany podukład pozwala na dalsze prace nad modelem naczepy jako całości.

## Literatura

1. Prochowski L., Żuchowski A., Samochody ciężarowe i autobusy, WKŁ, Warszawa (2016).
2. Potencjometr. Zeszyt elektroniczny. <https://sites.google.com/site/emilar1312/elementy-dyskretne/opornosc/potencjometr> (dostęp 13.05.2021).

## MODELOWANIE ZMIAN POZIOMU CIŚNIENIA PARCJALNEGO W TKANCIE BIOLOGICZNEJ PODCZAS JEJ NAGRZEWANIA

**inż. MARIA ZADÓN**

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

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Marek Jasiński, Prof. Pol. Śląskiej

**Streszczenie.** Celem pracy jest analiza zmian poziomu ciśnienia parcjalnego w tkance biologicznej podczas jej nagrzewania. Podstawowym modelem wykorzystanym w tym celu był walec Krogha. W celu uwzględnienia zmian wartości parametrów wynikających ze zmian temperatury rozwiązano dodatkowe zadanie związane z przepływem bio ciepła oraz termicznym uszkodzeniem tkanki. Uwzględniono wpływ temperatury na parametry krzywej dysocjacji oksyhemoglobiny oraz wpływ uszkodzenia tkanki na prędkość krwi w kapilarze. Obliczenia przeprowadzono za pomocą metody różnic skończonych. Wyniki przedstawiono w postaci wykresów oraz sformułowano wnioski.



### MATHEMATICAL MODELING OF OXYGEN PARTIAL PRESSURE LEVEL CHANGES IN BIOLOGICAL TISSUE DURING HEATING PROCESS

**Abstract.** The aim of this study is to analyze the changes of oxygen partial pressure level in biological tissue during heating process. The basic model used for this purpose was the Krogh cylinder. In order to take into account alteration of parameters values resulting from changes of temperature, an additional task related to bioheat transfer and thermal tissue damage was solved. The effect of temperature impact on oxyhemoglobin dissociation curve parameters and the effect of tissue damage on blood velocity in the capillary were considered. At the stage of numerical realization the finite difference method has been applied. The results of the analysis as well as the conclusions are presented at the end of the paper.

#### 1. Wprowadzenie

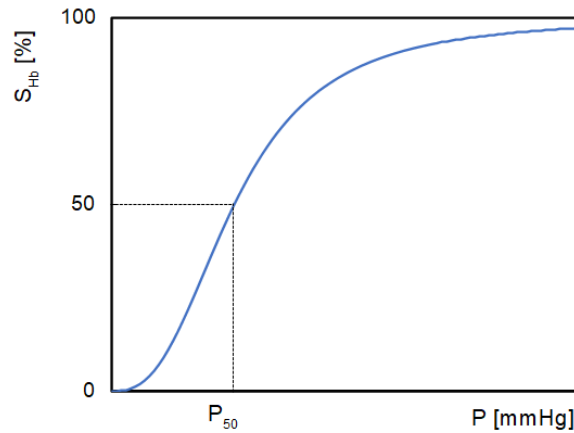
Tlen jest podstawowym i niezbędnym pierwiastkiem potrzebnym do prawidłowego funkcjonowania organizmu. Tlen dostarczany jest do organizmu podczas wdechu. Następnie w wyniku wymiany gazowej przenika do krwi poprzez pęcherzyki płucne. Tam tlen łącząc się z hemoglobina tworzy związek nazywany oksyhemoglobina. Krew wraz z tlenem transportowany jest do reszty tkanek poprzez krwioobieg, dzięki czemu poziom stężenia tlenu w organizmie jest odpowiedni. W przypadku, gdy poziom ten jest niedostateczny, wówczas może dojść do hipoksji, a następnie do uszkodzeń tkanek i narządów [1].

Pierwszym modelem związanym z transportem tlenu do tkanek był model cylindra tkankowego sformułowany przez Augusta Krogha. Ideą tego modelu jest założenie, że tkanka dzieli się na okrągłe jednostki o cylindrycznym kształcie, z których każda ma kapilarę ułożoną w kierunku osiowym, a jednostki nie przekazują sobie wzajemnie tlenu [2].

Tlen łącząc się z hemoglobina powoduje jej utlenowanie, w wyniku czego tworzy się oksyhemoglobina. Reakcja ta jest odwracalna, a przedstawia ją tzw. krzywą dysocjacji (rys. 1).



Należy dodać, że na kształt krzywej dysocjacji wpływa m.in. temperatura – jej wzrost powoduje przesunięcie krzywej w prawo, co nazywane jest efektem Bohra [1].



Rys. 1. Krzywa dysocjacji  
Fig. 1. Dissociation curve

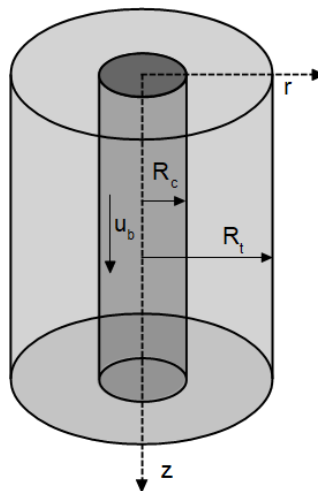
Jedną z zależności, którą można opisać krzywą dysocjacji jest model Hilla [3]:

$$S_{Hb}(P_b) = \frac{P_b^n}{P_b^n + P_{50}^n} \quad (1)$$

gdzie  $P_{50}$  to ciśnienie odpowiadające połowie maksymalnego nasycenia hemoglobiny, a  $n$  to współczynnik Hilla.

## 2. Model matematyczny dystrybucji tlenu

Rozpatrywany model dystrybucji tlenu bazuje na modelu walca Krogha – rysunek 2.



Rys. 2. Walec Krogha  
Fig. 2. The Krogh cylinder

Na podstawie założeń modelu, rozkład ciśnienia parcjalnego w tkance w kierunku promieniowym można zapisać w formie równania różniczkowego, w którym wykorzystano model zużycia tlenu wg. Michaelis-Mentena [2, 3]:

$$R_c < r < R_t: \quad K \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dP}{dr} \right) - \frac{M_0 P}{P_{crit} + P} = 0 \quad (2)$$

gdzie:  $R_c$  – promień kapilary [cm],  $R_t$  – promień tkanki [cm],  $r$  - współrzędna promieniowa [cm],  $K$  - współczynnik Krogha [ $(\text{cm}^2 \cdot \text{s}^{-1})[\text{cm}_2^3 \cdot \text{cm}^{-3} \cdot (\text{mmHg})^{-1}]$ ],  $P$  – ciśnienie parcjale tlenu [mmHg],  $M_0$  – zapotrzebowanie na tlen [ $\text{cm}_2^3 \cdot \text{cm}^{-3} \cdot \text{s}^{-1}$ ],  $P_{crit}$  – ciśnienie krytyczne [mmHg].

Równanie to uzupełniono o warunki brzegowe w postaci [3]:

$$r = R_c: \quad 2\pi R_c K \frac{dP}{dr} = -k(P_b - P) \quad (3)$$

$$r = R_t: \quad \frac{dP}{dr} = 0 \quad (4)$$

gdzie  $k$  to współczynnik przenikania masy [ $(\text{cm}^2 \cdot \text{s}^{-1})[\text{cm}_2^3 \cdot \text{cm}^{-3} \cdot (\text{mmHg})^{-1}]$ ].

Przyjęto, że w kierunku osiowym, czyli wzdłuż walca, ciśnienie parcjale zmienia się zgodnie ze wzorem [3]:

$$Q_b \kappa_b \frac{d[S_{Hb}(P_b)]}{dz} = -k(P_b - P) \quad (5)$$

gdzie:  $Q_b$ - szybkość przepływu krwi w kapilarze [ $\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ],  $\kappa_b$  – zdolność krwi do przenoszenia tlenu [ $\text{cm}_2^3 \cdot \text{cm}_{blood}^{-3}$ ],  $S_{Hb}$  – saturacja krwi,  $P_b$  – ciśnienie parcjale tlenu w kapilarze [mmHg],  $P$  – ciśnienie parcjale w tkance [mmHg], a jako warunek początkowy przyjęto:

$$z = 0: \quad P_b = P_{binlet} \quad (6)$$

gdzie  $P_{binlet}$  to ciśnienie parcjale na wlocie do kapilary.

Wartość współczynnika perfuzji jest różna w zależności od tkanki. Na podstawie wzoru na współczynnik perfuzji można otrzymać zależność między perfuzją i prędkością krwi w kapilarze:

$$w = \frac{Q_b}{\pi R_t^2 L} = \frac{\pi R_c^2 u_b}{\pi R_t^2 L} \quad \rightarrow \quad u_b = wL \frac{R_c^2}{R_t^2} \quad (7)$$

gdzie:  $w$  – współczynnik perfuzji [ $\text{s}^{-1}$ ],  $L$  – długość kapilary [cm],  $u_b$  - prędkość przepływu krwi w kapilarze [ $\text{cm} \cdot \text{s}^{-1}$ ].

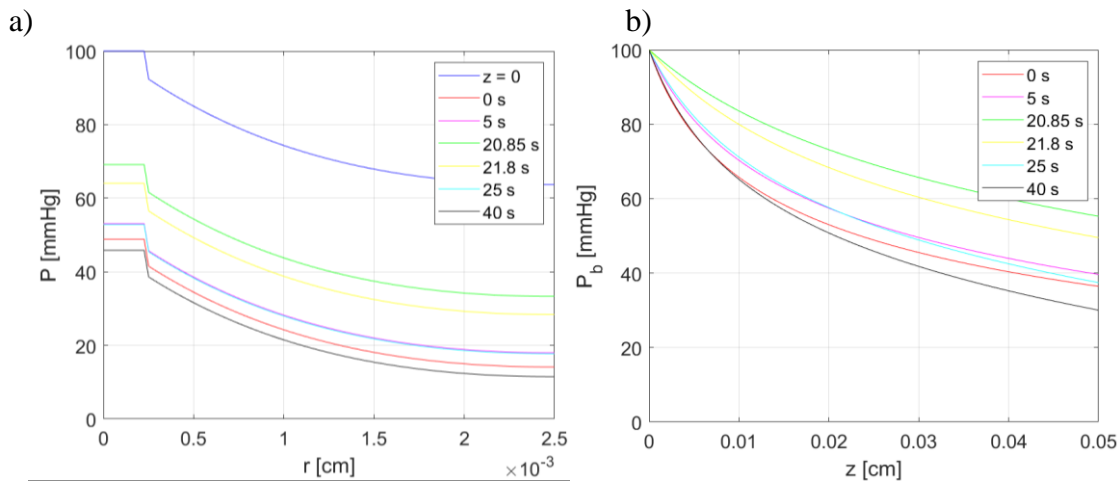
### 3. Wyniki obliczeń

W pracy połączono model przepływu biociepła z modelem dystrybucji tlenu. Na podstawie równania Pennesa zostało określone pole temperatury (stan nieustalony, zadanie 2D), stopień uszkodzenia termicznego tkanki (Schemat Arrheniusa) oraz wartość współczynnika perfuzji zależnego od uszkodzenia tkanki (funkcja Abrahama i Sparrowa). Pozwoliło to na określenie prędkości krwi w kapilarze  $u_b$ , zgodnie z zależnością (7), przy czym dokonano tego dla wybranych kroków czasu. Oprócz tego, analizowano różne, zależne od temperatury, wartości parametrów krzywej dysocjacji oksyhemoglobiny, czyli parametrów  $P_{50}$  i  $n$ .

Ostatecznie dla modelu dystrybucji tlenu rozpatrzono 4 przypadki, które wymagały przeprowadzenia kilkakrotnych obliczeń dla walca Krogha. W pierwszym wariantcie przyjęto stałe parametry prędkości przepływu krwi w kapilarze  $u_b$  oraz stałe parametry krzywej dysocjacji. W drugim wariantcie stała była wartość  $u_b$ , ale zmienne parametry  $P_{50}(T)$  oraz  $n(T)$ . Trzeci wariant zakładał, że  $u_b$  jest zależne od perfuzji, a parametry krzywej dysocjacji są stałe. W czwartym wariantcie zmienne było zarówno  $u_b$ , jak i  $P_{50}(T)$  oraz  $n(T)$ .

Przyjęto następujące parametry termofizyczne tkanki:  $\lambda = 0,609$  [ $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ],  $w_0 = 0,041$  [ $\text{s}^{-1}$ ],  $Q_{\text{met}} = 245$  [ $\text{Wm}^{-3}$ ],  $c_b = 3996200$  [ $\text{Jm}^{-3}\text{K}^{-1}$ ],  $T_b = 37$  [ $^{\circ}\text{C}$ ]. Do obliczeń związanych z modelem tlenu przyjęto parametry:  $K = 9.4\text{e}+10$  [ $(\text{cm}^2\cdot\text{s}^{-1})(\text{cm}^3\text{O}_2\cdot\text{cm}^{-3}\cdot(\text{mmHg})^{-1})$ ],  $M_0 = 0,00667$  [ $\text{cm}^3\text{O}_2\cdot\text{cm}^{-3}\cdot\text{s}^{-1}$ ],  $k = 6.25\text{e}-9$  [ $(\text{cm}^2\cdot\text{s}^{-1})(\text{cm}^3\text{O}_2\cdot\text{cm}^{-3}\cdot(\text{mmHg})^{-1})$ ],  $P_b = 100$  [ $\text{mmHg}$ ],  $R_c = 0.00025$  [ $\text{cm}$ ],  $R_t = 0.0025$  [ $\text{cm}$ ].

Na rysunku 3 przedstawiono wyniki otrzymane dla czwartego wariantu obliczeń. Dla kierunku promieniowego, najwyżej położona krzywa została wyznaczona dla  $z = 0$ , czyli dla początku walca, podczas gdy wszystkie pozostałe krzywe w połowie walca dla  $z = 0.025$  cm. Krzywe odpowiadające czasowi 20.85 s, odpowiadają momentowi osiągnięcia maksimum perfuzji, a tym samym maksymalnej prędkości krwi w kapilarze.



Rys. 3. Rozkład ciśnienia parcjalnego w kapilarze i tkance w kierunku promieniowym (a) oraz w kapilarze w kierunku osiowym (b)

Fig. 3. The distribution of the partial pressure in capillary and tissue in radial direction (a) and in capillary in axial direction (b)

#### 4. Wnioski

Na podstawie uzyskanych wyników analizy numerycznej na rysunku 3a można stwierdzić, że w kapilarze utrzymuje się stałe ciśnienie. Na przejściu przez ścianę kapilary z tkanką ciśnienie to spada. Następnie ciśnienie maleje wraz ze wzrostem promienia tkanki.

Na rysunku 3b przedstawiono ciśnienie parcjalne tlenu w kapilarze wzdłuż walca. Jak widać na początku ciśnienie jest równe 100 mmHg jak zadano jako warunek początkowy. Następnie ciśnienie spada, gdy dyfunduje do tkanki. Coraz mniejsza jest różnica ciśnienia pomiędzy kapilarą a tkanką, więc spadek jest coraz bardziej łagodniejszy. W przedstawionych wynikach nie wystąpiło zjawisko hipoksji, czyli spadku wartości ciśnienia parcjalnego do zero przed końcem kapilary.

#### Literatura

1. Solomon E. P., Berg L. R., Martin D. W., Vilee C. A.: *Biologia*, Multico Oficyna Wydawnicza, Warszawa (2020).
2. Goldman D.: Theoretical models of microvascular oxygen transport to tissue, *Microcirculation*, 15, 8, 795-811 (2008).
3. Popel A.S.: Theory of oxygen transport to tissue, *Critical Reviews in Biomedical Engineering*, 17, 3, 257-321 (1989).

## WPLYW RÓŻNYCH METOD MODELOWANIA PROCESU SPAWANIA W ŚRODOWISKU CAE NA UZYSKIWANE WYNIKI DEFORMACJI

**mgr inż. TOMASZ ZADOROŻNY, mgr inż. MARCIN KALINOWSKI**

Wspólna Szkoła Doktorska, Politechnika Śląska

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

**Streszczenie.** Poprzez symulacje procesu spawania możliwe jest wykrycie potencjalnych niezgodności jeszcze przed uruchomieniem produkcji seryjnej. W artykule przedstawiono wpływ różnych metod modelowania procesu spawania w środowisku CAE na uzyskane wartości deformacji. Dla zadanej geometrii i rodzaju spoiny wyznaczono odkształcenia termiczne w oparciu o Metodę Elementów Skończonych. Na koniec porównano wyniki dla omawianych przypadków w celu określenia wpływu zastosowanych parametrów na uzyskane wartości deformacji.



### INFLUENCE OF VARIOUS METHODS OF MODELING THE WELDING PROCESS IN THE CAE ENVIROMENT ON THE OBTAINED DEFORMATION RESULTS

**Abstract.** By simulating the welding process, potential non-conformities can be detected before serial production is launched. The article will present the influence of various methods of modeling the welding process in the CAE environment on the obtained deformation results. For the given geometry and type of weld, the thermal deformations have been simulated based on the Finite Element Method. Finally, the results for the discussed cases were compared to determine the influence of the parameters used on the obtained deformation values.

#### 1. Wprowadzenie

Symulacje procesów technologicznych z powodu wielu czynników mających wpływ na ich przebieg są trudne oraz czasochłonne. Prawidłowo przeprowadzone symulacje procesów technologicznych mogą dostarczyć wielu cennych wskazówek. Pozwalają one usprawnić proces produkcyjny przyczyniając się do znacznej redukcji kosztów związanych z czasem technologicznym oraz potencjalnymi naprawami.

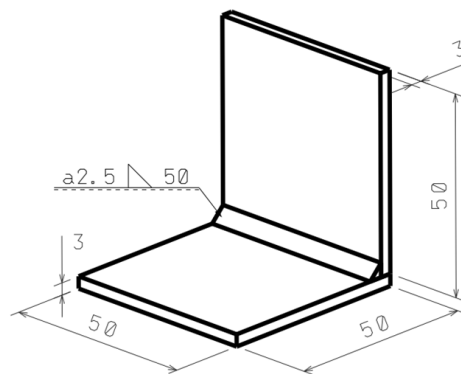
Celem pracy jest dobranie odpowiedniego sposobu modelowania w celu wyznaczenia przebiegu deformacji cieplnych w obszarze komponentu spawanego. Istnieje wiele metod modelowania, zakładają one pewne uproszczenia, które mają na celu ograniczenie rozmiaru modelu numerycznego a tym samym czasu obliczeniowego. Skomplikowane modele numeryczne składające się z dużej liczby elementów typu 3D nastęrczają wiele problemów z czasem obliczeń czy też samą wizualizacją w programie, dlatego bardzo ważnym aspektem jest dobranie odpowiedniego sposobu modelowania już na wczesnym etapie badań. Jednym z podejść jest przeprowadzenie szeregu analiz na próbnym modelu oraz porównanie wyników w celu wyznaczenia właściwego sposobu modelowania [1][2]. W dalszej części artykułu przedstawiono porównanie trzech różnych sposobów modelowania złącza spawanego

w symulacji procesu celem którego jest wyznaczenie deformacji cieplnych. Do rozwiązania zdefiniowanego wyżej problemu wykorzystano jeden z komercyjnych programów metody elementów skończonych (MES) HyperWorks [5].

## 2. Opis analizowanej próbki oraz warunki brzegowe

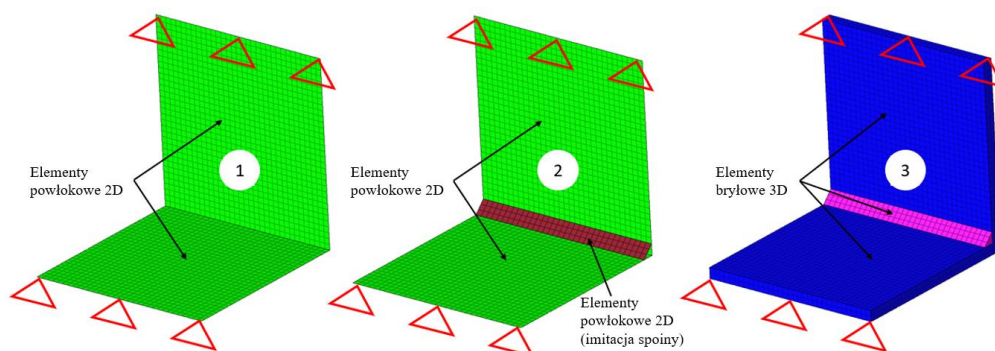
Rozpatrywana próbka spawana składa się z blach aluminiowych połączonych ze sobą spoiną pachwinową (rys. 1). W artykule rozpatrzono trzy różne sposoby modelowania:

- Pierwszy model składa się z elementów powłokowych bez dodatkowych elementów w obszarze spoiny.
- Drugi model jest rozwinięciem pierwszego o dodatkowe powierzchnie które mają na celu symulować spoinę pachwinową.
- Trzeci model składa się z elementów 3D które reprezentują geometrie spoiny.



Rys. 1. Wymiary rozpatrywanych próbek  
Fig.1. Dimensions of samples

Przyjęta w przeprowadzonych analizach wartość temperatury wynosi 1230°C, co odpowiada rzeczywistej wartości podczas prac spawalniczych [5]. Temperatura została przyłożona do miejsca połączenia blach na całej długości korzystając z warunku brzegowego pierwszego rodzaju (Dirichleta). Wartość temperatury otoczenia wynoszącą 20°C przyłożono do pozostałych węzłów [3][4]. Na rysunku 2 przedstawiono porównanie sposobu modelowania spoiny dla każdej z próbek oraz zadane utwierdzenie. W tabeli 2 zestawiono przyjęte dane materiałowe.



Rys. 2. Wizualizacja sposobu modelowania oraz zadanych warunków brzegowych  
Fig. 2. Visualization of the modeling method and given boundary conditions

Tabela 2. Własności materiałowe  
Table 2. Material properties

Moduł Younga	Gęstość	Moduł Poissona	Przewodność cieplna	Wsp. rozszerzalności cieplnej
$7 \cdot 10^4$ [MPa]	2,7 [g/cm <sup>3</sup> ]	0,3	215 [W/(m·K)]	23,1 [10 <sup>-6</sup> ·K <sup>-1</sup> ]

### 3. Wyniki

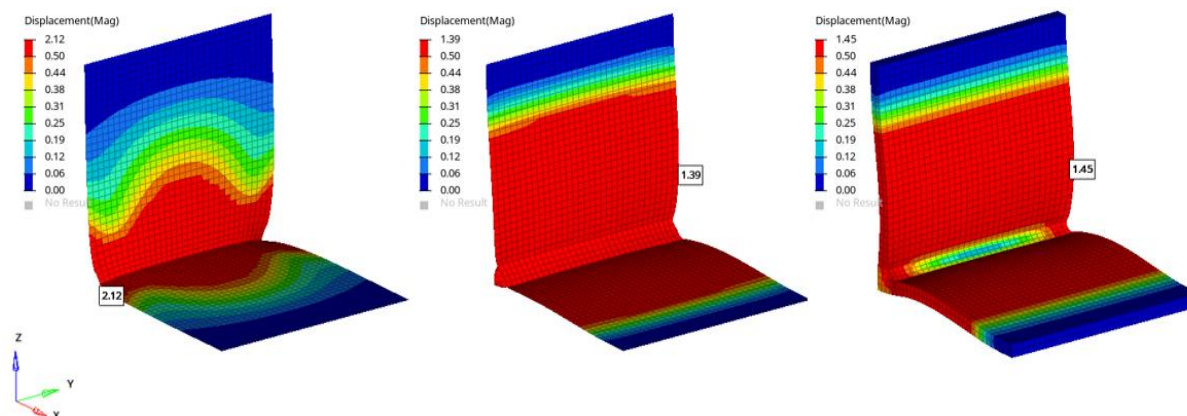
Na rysunku 3 przedstawiono rozkład przemieszeń na modelu zdeformowanym, przyjęta skala deformacji wynosi 5:1. Jako reprezentatywną można przyjąć próbkę trzecią, model numeryczny składający się z elementów 3D w największym stopniu odwzorowuje rzeczywistą geometrię. Ponadto ten sposób modelowania został przeanalizowany w innych pracach badawczych poprzez porównanie z testami rzeczywistymi [2]. W tabeli 3 zestawiono uzyskane wartości deformacji wraz z różnicą wyrażoną w procentach względem próbki trzeciej oraz czas rozwiązania zadania dla złącz o różnej długości.

Przebieg uzyskanych deformacji dla drugiej oraz trzeciej próbki jest zbliżony, a różnica w wartości uzyskanych przemieszczeń wynosi 4,3%. Dla próbki pierwszej rozkład deformacji oraz ich maksymalna wartość znacząco odbiega od dwóch pozostałych próbek. Można zatem stwierdzić, iż znaczący wpływ na rozkład przemieszczeń odgrywa geometria spoiny, która lokalnie zwiększa sztywność konstrukcji, przekłada się to bezpośrednio na odpowiedź układu.

Tabela 3. Przemieszczenia maksymalne dla próbki o długości 50mm oraz czas rozwiązania zadania dla różnych długości próbki

Table 3. Maximum displacements for a sample with a length of 50mm and the solving time for different sample lengths

	Przemieszczenie maksymalne dla próbki o długości 50mm	Różnica	Czas obliczeń dla długości		
			50mm	800mm	12800mm
Próbka I	2.12mm	31.6%	10s	21s	186s
Próbka II	1.39mm	4.3%	10s	21s	227s
Próbka III	1.45mm	0%	18s	26s	545s



Rys. 3. Rozkład przemieszeń na modelu zdeformowanym, skala 5:1  
Fig. 3. Distribution of displacements on the deformed model, scale 5: 1

Dla długości łączonych blach do 800mm można zauważyć, iż sposób modelowania nieznacznie wpływa na całkowity czas obliczeń. Spowodowane jest to stosunkowo małą liczą elementów, przez co czas potrzebny na utworzenie i rozwiązanie problemu brzegowo-początkowego dla tych przypadków jest bardzo zbliżony. Wyraźną różnicę w czasie obliczeniowym można zauważyć dla próbek o długości od 3200mm, gdzie czas rozwiązania modelu składającego się z elementów 3D (próbka III) znacznie się wydłuża względem pozostałych próbek. Przy dalszym wzroście długości próbki dysproporcje się zwiększają, wyraźnie wskazując, iż trzeci sposób modelowania jest najbardziej czasochłonny

#### 4. Wnioski

Na podstawie otrzymanych wyników można zauważyć, iż sposób modelowania ma wyraźny wpływ na czas potrzebny do przeprowadzenia symulacji procesu. Różnice między poszczególnymi czasami obliczeniowymi zwiększają się wraz ze wzrostem liczby elementów modelu numerycznego, co jest naturalnym zjawiskiem. Biorąc pod uwagę fakt, że konstrukcje spawane mają bardzo duże rozmiary, a przeprowadzenie symulacji wymaga utworzenia modelu numerycznego, który składa się z dużej liczby elementów skończonych, wybór odpowiedniego sposobu modelowania ma kluczowe znaczenie. Jak można zauważyć przebieg deformacji w obszarze próbki utworzonej przy użyciu elementów powłokowych wraz z powierzchnią odpowiadającą geometrii spoiny jest zbliżony do uzyskanego dla modelu składającego się z elementów typu 3D, różnica wynosi 4.3%. Można zatem uznać, iż modelowanie przy użyciu elementów powłokowych jest właściwym podejściem pod warunkiem zastosowania dodatkowej płaszczyzny w miejscu spoiny. Dla znaczącej większości konstrukcji symulacja procesu nie byłaby możliwa przy użyciu modelowania elementami 3D, dlatego takie uproszczenie wydaje się być wysoce zasadne. Alternatywny sposób modelowania przy użyciu elementów powłokowych z dodatkową powierzchnią znacząco ogranicza czas rozwiązania analizy, co jest równoznaczne z możliwością przeprowadzenia symulacji procesu dla dużych modeli obliczeniowych. Dla potrzeb optymalizacji procesu produkcyjnego kluczowy jest przebieg deformacji, a ten dla wyżej wspomnianych metod modelowania jest zbliżony.

#### Literatura

1. Venkatkumar D., Durairaj R., *Effect of Boundary Conditions on Residual Stresses and Distortion in 316 Stainless Steel Butt Welded Plate*, High Temperature Materials and Processes, 38 (2019): 827-836, 2019
2. Aalami-aleagha M. E., Eslampanah A., *Mechanical constraint effect on residual stress and distortion in T-fillet welds by three-dimensional finite element analysis*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part B, 227 (2): 315-323, 2012
3. Rosca A.S., Rosca D., *About using the Dirichlet boundary conditions in heat transfer equation solved lay finite element method*, International Journal of Computers, Communications & Control, 1(2006): 405-409, 2006
4. Cosimo A., Cardona A., Idelsohn S.R., *General treatment of essential boundary conditions in reduced order models for non-linear problems*, Advanced Modeling and Simulation in Engineering Sciences, 3(1) 626-636, 2010
5. Zadorożny T., Szczepanik M., *Numerical simulation of the welding process, the influence of constraint points locations on thermal deformations*, Scientific-Expert conference on railways RAILCON 2020, 145-148, Nis 2020