

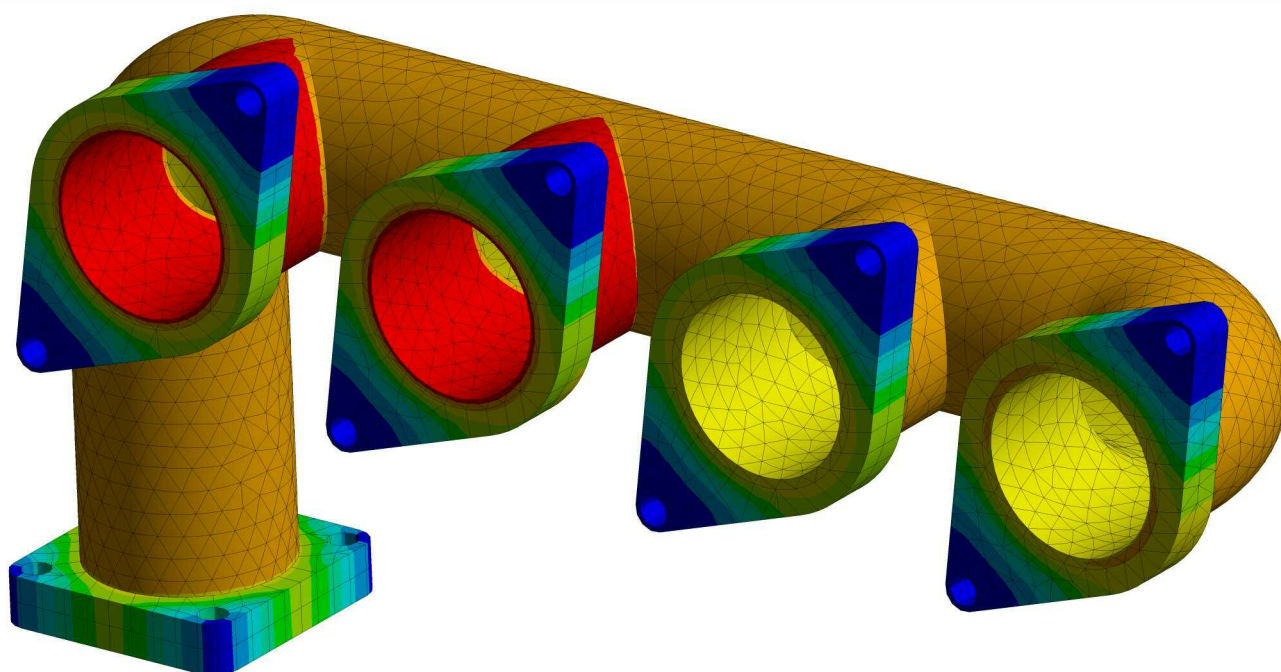


KATEDRA MECHANIKI I INŻYNIERII OBLICZENIOWEJ

WYDZIAŁ MECHANICZNY TECHNOLOGICZNY POLITECHNIKA ŚLĄSKA

Studencka Konferencja Naukowa

METODY KOMPUTEROWE 2024



Politechnika
Śląska



UCZELNIA
BADAWCZA
INICJATYWA DOSKONAŁOŚCI

Gliwice 2024

Katedra Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej
Wydział Mechaniczny Technologiczny
Politechnika Śląska

Studencka Konferencja Naukowa
„METODY KOMPUTEROWE – 2024”

Gliwice, czerwiec 2024 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. Wacław Kuś, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Jerzy Mendakiewicz, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Marek Paruch, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Alicja Piasecka-Belkhat, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Arkadiusz Poteralski, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Jacek Ptaszny, Prof. PŚ
Dr hab. inż. Mirosław Szczepanik, Prof. PŚ

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
Dr inż. Anna Skorupa
Mgr inż. Natalia Mołęda
Mgr inż. Maria Zadoń
Mgr inż. Maciej Zawistowski

Komitety Redakcyjny:

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

Wydanie zeszytów naukowych zostało sfinansowane przez IBS Poland Sp. z o. o. w Gliwicach.
Rysunek na okładce wykonał inż. Mateusz Koryciór, Autor artykułu na stronie 33.

ISBN 978-83-951185-5-5

Artykuły opublikowano na podstawie oryginałów dostarczonych przez Autorów.

Druk i oprawa: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Sekcja Poligrafii.

Nakład 70 egz. Druk ukończono w czerwcu 2024 r.

Wstęp

Zeszyt naukowy zawiera 30 artykułów prezentowanych na osiemnastej Studenckiej Konferencji Naukowej „Metody Komputerowe”, odbywającej się 6 czerwca 2024 roku na Wydziale Mechanicznym Technologicznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Konferencję zorganizowali studenci i pracownicy Katedry Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej Politechniki Śląskiej. Publikacje dotyczą zastosowania metod komputerowych w różnych dziedzinach techniki, takich jak:

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

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

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

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

Opiekun Naukowy Studenckiego Koła Naukowego
„Metod Komputerowych”

Prof. dr hab. inż. Piotr Fedeliński

Gliwice, czerwiec 2024 r.

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

Zarząd Koła w roku akademickim 2023/2024:

Przewodniczący: Paweł Bugaj, Automatyka i Robotyka Przemysłowa
Wiceprzewodniczący: inż. Krystian Teister, Mechanika i Budowa Maszyn
Sekretarz: inż. Mikołaj Majchrowski, Automatyka i Robotyka Przemysłowa

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

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

Zakres merytoryczny działania Koła:

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

Formy działalności Koła:

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



Studencka Konferencja Naukowa „Metody Komputerowe – 2023” – Gliwice, 1.06.2023 r.



Zajęcia w ramach kursu „Ansys Workbench: Podstawy symulacji mechanicznych”
– Gliwice, 25.10.2023 r.



Wręczenie dyplomów uczestnikom kursów z zakresu obsługi oprogramowania Ansys – Gliwice, 17.01.2024 r.



Zwiedzanie KP Labs Sp. z o. o. – Gliwice, 24.04.2024 r.



Transform ideas into reality

16 LAT NA RYNKU

jedyny Platynowy Partner Dassault Systemes w Polsce

KOMPLEKSOWE WDROŻENIA

3DEXPERIENCE/CAD/CAM/PLM

AUDYTY I DORADZTWO

w obszarze Zarządzania Cyklem Życia Produktu

SZKOLENIA I WSPARCIE

w pracach projektowo - konstrukcyjnych



www.ibs-poland.pl



Spis treści

PAWŁUCKI MATEUSZ

Modelowanie numeryczne w wybranych zagadnieniach oblodzenia w lotnictwie 1

ANDRZEJEWICZ PATRYK

Modelowanie i optymalizacja pałaka słuchawek nausznych 9

DYBAŁ DOMINIK

Proces projektowania, wytwarzania oraz analiza wytrzymałościowa
piłek do tenisa ziemnego 13

FABER ADRIAN

Projekt oraz analiza aerodynamiczna przedniego skrzydła
pojazdu klasy Formula Student 17

GAŁECZKA ŁUKASZ

Upper limb stump model generator with implemented hardness model..... 21

GURGUL JAKUB, ŁOZIŃSKI WOJCIECH

Aktywne sterowanie skręcaniem przedniej i tylnej osi
na przykładzie łazika Phoenix III..... 25

KĘPA RADOSŁAW, ŚLUSARSKI ANDRZEJ

Zabezpieczenia układów elektronicznych na platformie mobilnej Phoenix III 29

KORYCIORZ MATEUSZ

Wyznaczanie rozkładu temperatury w kolektorze wydechowym silnika spalinowego 33

KROCZEK PIOTR

Badania symulacyjne wpływu parametrów ruchu na zużycie energii manipulatora 37

LEWANDOWSKA EMILIA

Optymalizacja topologiczna palca obrotowego chwytaka robota..... 41

MAJCHROWSKI MIKOŁAJ

Silnik typu Reversed Boxer – system i konstrukcja..... 45

MAZUR MACIEJ

Badanie wpływu rodzaju i stopnia wypełnienia próbek wykonanych z zastosowaniem
drukarki filamentowej na ich własności mechaniczne 49

MIKUSEK KORDIAN

Projekt i analiza stanu naprężeń jednoosiowej przyczepy rolniczej 53

MOCZEK PATRYCJUSZ

Badania symulacyjne i dobór postaci geometrycznej wieszaka układu wydechowego samochodu..... 57

PAŃCZYK ALEKSANDRA

Modelowanie i analiza przepływu ciepła w naczyniu żaroodpornym 61

PIEKUŚ MICHAŁ

Wykorzystanie systemów CAx w celu wykonywania elementów manipulatorów nożnych z materiału kompozytowego bolidu klasy Formula Student 65

PISULA KAMIL

Chwytnak o cechach anatomicznych ludzkiej ręki 69

RACHWAŁSKI IGOR

Projekt i analiza wytrzymałościowa zbiornika ciśnieniowego 73

RAK MICHAŁ

Projektowanie oraz analiza wytrzymałościowa ramy motocyklowej 77

RURAŃSKI ADAM

Symulacje testu wielokrotnego zrzutu obudów baterii Li-Ion 81

SKRZYPCZYK DOMINIK, WOJTYNEK MARCIN

Wpływ orientacji elementów wykonywanych w technologii druku 3D podczas procesu wytwarzania na ich własności mechaniczne 85

SNARSKI JAKUB

Modelowanie przewodzenia ciepła w nano-urządzeniach MODFET..... 89

SPERLICH ŁUKASZ

Rozmyty model Ludwika zastosowany do opisu charakterystyki kompozytu o podstawie metalowej 93

STOSUR RAFAŁ

Badanie wpływu współczynnika przenikania ciepła okna na wielkość strat energii 97

SZŁÓSARCZYK JAKUB

Analiza wytrzymałościowa i optymalizacja wariantowa rączki rozdzielacza kulowego..... 101

WARZYBOK PATRYK

Projektowanie komponentów systemu wspomagania sterowania procesem szkolenia metodami IRT 105

WŁODARCZYK DOMINIK

Analiza numeryczna kompozytowego ramienia typu rocker zastosowanego w łożysku Phoenix III 109

WOJCIK DOMINIK

Proces projektowania oraz analiza wytrzymałościowa dwuczęściowego uchwytu ruchomego	113
--	-----

WRAZIDŁO MATEUSZ

System monitorowania i symulacji warunków środowiskowych dla uprawy wrażliwych gatunków tropikalnej flory wysokogórskiej	117
---	-----

ZAWISTOWSKI MACIEJ

Materiał kompozytowy ze zbrojeniem w kształcie struktury auksetycznej	121
---	-----

MODELOWANIE NUMERYCZNE W WYBRANYCH ZAGADNIENIACH OBLODZENIA W LOTNICTWIE

mgr inż. MATEUSZ PAWLUCKI,

Inżynieria Mechaniczna, semestr IV, 3 stopień

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

Streszczenie. Artykuł we wstępie opisuje najbardziej podstawowe problemy oblodzenia w lotnictwie oraz związane z tym wyzwania techniczne. Następnie przedstawiony jest opis typowego procesu obliczeń zagadnienia narastania lodu w podejściu tzw. multi-shot wraz z kryteriami oceny jakości takiej symulacji. Opisany jest układ zależności pomiędzy poszczególnymi etapami, dający ogólny zarys złożoności i multidyscyplinarnego charakteru takich symulacji. Przedstawione są przykłady wyników i ich interpretacja.



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

NUMERICAL MODELING OF SELECTED ASPECTS OF IN-FLIGHT ICING PHENOMENA

Abstract. This article describes in the first section the most basic inflight icing problems and the related technical challenges. In the main section presented is a general description of ice accretion, so called multi-shot approach concept, with a quality indicators of such numerical simulation process. The relationships between various steps of such simulation giving the overview on complexity and the multiphysics background is elaborated. Some examples together with results interpretation aspect are also provided.

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

1. Wprowadzenie

Współczesne statki powietrzne, przechodzą szereg procesów certyfikacyjnych celem weryfikacji bezpieczeństwa ich obsługi i w efekcie dopuszczenia nowych konstrukcji do użytku. Jednym z wymogów stawianych przez urzędy lotnictwa cywilnego na świecie, jak np. EASA (ang. European Union Aviation Safety Agency), FAA (ang. Federal Aviation Administration), jest określenie poziomu bezpieczeństwa w warunkach sprzyjających powstawaniu oblodzenia. Do głównych przyczyn tego zjawiska zalicza się obecność zawieszonych przechłodzonych kropeł wody w atmosferze, a także – na wyższych wysokościach – kryształów lodu, a ponadto ujemną temperaturę oraz zdolność do przejmowania wody. Krople wody w stanie ciekłym, przechłodzonym stanowią główny punkt rozważań dla gromadzenia lodu na powierzchniach zewnętrznych, a także niektórych powierzchniach wewnętrznych, jak np. wewnątrz czujników o otwartej budowie (ang. Total

Air Temperature, Pitot) i mogą powodować nabudowanie niebezpiecznej warstwy lodu. W przypadku kryształów lodu, uważane są one za szczególnie niebezpieczne dla zewnętrznych powierzchni takich jak skrzydła czy stateczniki ze względu słabe przywieranie do takich powierzchni, są jednak realnym zagrożeniem dla ogrzewanych w sposób ciągły czujników, a także dla łopatek kompresora. W takich przypadkach, wskutek przejmowanego ciepła w tych układach przez kryształy lodu, dochodzi do ich całkowitego lub częściowego topnienia i do ponownego zamarzania wody na zimnych powierzchniach. Pewnym problemem coraz częściej dostrzeganym jest także mieszanina kryształów lodu i kropeł w stanie przechłodzonym, czyli wystąpienie tzw. mieszanych warunków oblodzenia, gdy faza ciekła, zwilżając powierzchnię, zwiększa jej zdolności do przejmowania kryształów lodu. Mechanika tego zjawiska znajduje się w dalszym ciągu mocno w obszarze teoretycznych rozważań i braku praktycznych, dojrzałych metod analizy na skalę przemysłową.

Wymogi certyfikacyjne stale rozwijają się na skutek wciąż zdarzających się incydentów lub katastrof lotniczych, wprowadzania nowych typów statków powietrznych (ang. Unmanned Aircraft System, UAS; ang. Advanced Air Mobility, AAM), czy wskutek zmian klimatycznych. W ostatnim przypadku przykładem jest zapowiadana zmiana niektórych tzw. obwiedni oblodzenia (np. FAR25 Appendix C), ponieważ zauważono, iż obwiednie te, zdefiniowane na przestrzeni lat 40. i 50. ubiegłego wieku nie pokrywają się ze wszystkimi współczesnymi przypadkami wystąpienia oblodzenia. Producenci statków powietrznych, a także konstruktorzy systemów przeciwooblodzeniowych, biorąc pod uwagę czasochłonność i całościowy koszt wprowadzenia nowego statku powietrznego do służby muszą na wczesnym etapie mieć pełną ocenę dobranego rozwiązania do przewidywanej ścieżki certyfikacji i określenia właściwych ograniczeń w użytkowaniu statku powietrznego. Ogromną rolę w tym przypadku odgrywają liczne narzędzia numeryczne pozwalające zarówno na analizę procesu powstawania oblodzenia i degradacji własności użytkowych konstrukcji np. utraty siły nośnej na skrzydle, spadek maksymalnego użytecznego kąta natarcia, itp., jak również na prowadzenie analiz wielofizycznych w tym np. cieplno-przepływowych dla oceny wystarczającej efektywności systemów przeciwooblodzeniowych. W nieco późniejszym etapie projektowania włącza się także prowadzenie testów w oblodzeniowym tunelu aerodynamicznym (ang. Icing Wind Tunnel, IWT), na odpowiednio przeskalowanych modelach reprezentatywnych. Finalnym sposobem walidacji konstrukcji są najczęściej testy w warunkach naturalnych w locie, które zasadniczo są obarczone ogromnym ryzykiem, jednak ryzyko to jest znacząco minimalizowane poprzez zastosowanie we wspomnianych uprzednich metod oceny konstrukcji.

Omawiany problem dotyczy różnych dziedzin fizyki i techniki, i zazwyczaj jego analiza odbywa się w wysoce specjalizowanych narzędziach numerycznych, w których dla zachowania praktyczności przemysłowej znaczący udział mają modele empiryczne. Międzynarodowe środowisko badawcze tworzone zarówno przez inżynierów z branży produkcji lotniczej, badaczy uczelni wyższych, ośrodków badawczo-rozwojowych oraz wysoce specjalistycznych laboratoriów, a także producentów oprogramowania, w dużej mierze skupia się na badaniu i określaniu właściwych i praktycznych modeli fenomenologicznych. Obecnie w branży korzysta się z kilkunastu narzędzi komputerowego wspomaganie CAE (ang. Computer-Aided Engineering), opartych o różne metody numeryczne np. o Metodę Elementów Skończonych (ang. Finite Element Method, FEM), Metodę Objętości Skończonych (ang. Finite Volume Method, FVM), Metody Panelowe i inne. Niektóre ze stosowanych narzędzi mają charakter w pełni komercyjny (np. ANSYS FENSAP ICE, Fluent Icing, Siemens Starccm+) [1,2], inne charakter półkomercyjny (np. ONERA IGLOO2D/3D NASA GlennIce, w których niektóre technologie są zastrzeżone), a także narzędzia w głównej mierze badawcze lub opracowane przez firmy z branży lotniczej na potrzeby wewnętrzne, celem zyskania przewagi rynkowej. Do najczęściej wykorzystywanych narzędzi w walidacjach względem danych eksperymentalnych

należy narzędzie NASA LEWICE, oparte o Metodę Panelową, oraz narzędzie FENSAP ICE (obecnie należy do ANSYS), które oferuje w pełni trójwymiarowe modelowanie zagadnień [1].



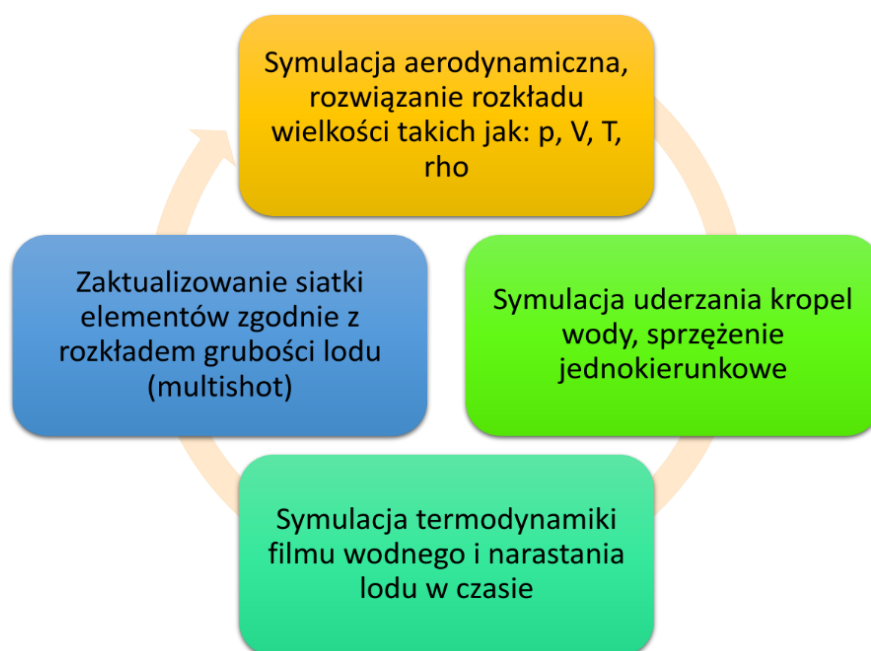
Rys. 1. Przykład warstwy lodu na modelu skośnego skrzydła, Ice Prediction Workshop 2 [3]
Fig. 1. An example of ice cover for the swept wing model, Ice Prediction Workshop 2 [3]

Na zdjęciu powyżej (Rys. 1) przedstawiono przykład oblodzenia uzyskanego w National Aeronautics and Space Administration Glenn Research Center Icing Research Tunnel (NASA GRC-IRT) dla modelu reprezentatywnego dla środkowego odcinka skrzydła skośnego dużego samolotu transportowego. Test przeprowadzono w warunkach tzw. oblodzenia mieszanego w temperaturze -8.5°C , przy prędkości napływu niezaburzonego ok 67 m/s i ciśnieniu 96 kPa . Koncentracja wody kropel wynosiła ok. 1 g/m^3 przy dystrybucji średnicy kropel od ok. $6\text{ }\mu\text{m}$ do ok. $250\text{ }\mu\text{m}$ i wartości środkowej dystrybucji rozkładu ok. $25\text{ }\mu\text{m}$. Warunki mieszanego oblodzenia w tym przypadku oznaczają iż część kropel wody będzie zamarzać w miejscu uderzenia natychmiast w jego skutek (tzw. Rime Ice), natomiast część, zwłaszcza większych kropel wody, zamarznie tylko częściowo w miejscu uderzenia, a pozostała część zamarznie przemieszczając się po powierzchni skrzydła w umownym filmie wodnym (Glaze Ice). Z intensywnością i mechanizmem zamarzania związane są takie skutki jak: kształt lodu, jego wzrost i wpływ na odrywanie warstwy przyściennej, wzrost chropowatości na powierzchni i wzrost współczynnika oporu, gęstość wypadkowa (porowatość lodu), modyfikująca jego własności termiczne i wpływająca na strategię odladzania, tendencja do zamarzania po za obszarem chronionym skrzydła (tzw. Runback Ice) [3,4].

2. Symulacja powstawania oblodzenia w FENSAP ICE

Typowym schematem obliczania kształtu i masy gromadzonego lodu z przechłodzonych kropel wody na powierzchniach zewnętrznych, jest obliczenie kolejno zagadnienia aerodynamiki – najczęściej w stanie ustalonym, następnie zagadnienia interakcji fazy

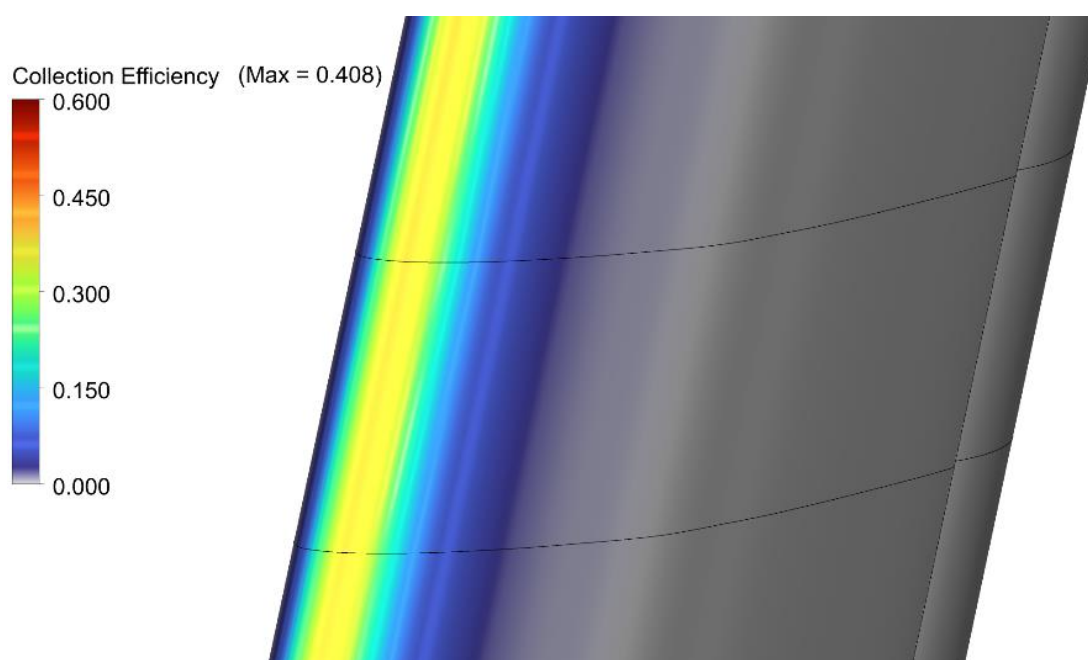
rozproszonej tj. kropeł wody z powierzchniami (ang. Droplet impingement) także w stanie ustalonym oraz na koniec nieustalonego zagadnienia przepływu masy i ciepła dla filmu wodnego na powierzchni oblodzenia metodą jawnego całkowania. Na podstawie takich obliczeń można następnie ocenić np. degradację aerodynamiczną, czas po którym osiągana jest krytyczna ilość lodu, itp. Jest to podejście w tzw. jednej sekwencji (ang. Single-Shot), które dla krótkich i mało intensywnych oblodzeń uważane jest za poprawne, nawet przy założeniu braku wpływu warstwy lodu na rozwiązanie aerodynamiczne czy analizę przejmowania kropeł wody. Dla długich czasów ekspozycji na warunki oblodzenia lub dla dużych szybkości wzrostu warstwy lodu (np. ze względu na znaczną koncentrację wody lub prędkość względną) należy nieco zmodyfikować metodykę poprzez rozwiązywanie krótszych cykli narastania lodu, w których po każdym cyklu następuje zaktualizowanie siatki elementów skończonych do nowego kształtu oraz np. rozkładu chropowatości powierzchni. Następnie cykl obliczany jest ponownie na zasadzie restartu z uwzględnieniem tych zmian. Analiza taka nosi nazwę multi-shot i została przedstawiona schematycznie na Rys. 2, gdzie p – ciśnienie, V – objętość, T – temperatura, ρ – gęstość.



Rys. 2. Typowy schemat cyklu obliczeń w analizie typu multi-shot
Fig. 2. Typical flow of events in multi-shot icing analysis

Każdy etap takiej analizy wymaga szczegółowego przygotowania, ponieważ potencjalne błędy w każdym rodzaju analizy kumulują się zarówno w obszarze danego cyklu pomiędzy kolejnymi typami analiz, jak również z każdym kolejnym cyklem. Zasadniczo można stwierdzić, iż bezwzględny wymogi jakościowy jest uzyskanie prawidłowych rozkładów ciśnienia oraz rozkładów naprężeń stycznych w płynie. Jest to możliwe przy zastosowaniu prawidłowych modeli turbulencji, odpowiedniej jakości siatki elementów skończonych oraz poprawnego określenia chropowatości w zagadnieniu przepływu (metoda ziaren piasku, Nikuradse). Na bazie takiego modelu z rozwiązania aerodynamicznego wykorzystuje się: podstawowe wielkości polowe (ciśnienie, objętość, temperatura), które są używane następnie w równaniach bilansu masy pędu i energii dla rozproszonej fazy wodnej (kropeł wody), a ponadto rozkład naprężeń stycznych na powierzchniach oraz rozkład współczynnika wnikania ciepła, potrzebnych dla rozwiązania termodynamiki filmu wodnego. W przypadku

wspomnianej analizy rozproszonej fazy wodnej określa się minimum koncentrację tej fazy w formie warunków brzegowych na wlotach, a także w formie definicji modeli fenomenologicznych oraz wielkość kropel wody lub ich rozkład statystyczny. Na podstawie takiej definicji solver rozwiązuje w ujęciu Eulera lub Lagrange'a, koncentrację fazy wewnątrz domeny, składowe wektorów prędkości fazy rozproszonej i temperaturę cząstek wody. Pole ciśnienia i pole prędkości oraz wielkość (masa) cząstek determinują trajektorie ruchu kropel. Pole temperatur i wielkość cząstek determinują temperaturę kropli wody wzdłuż trajektorii ruchu. Na Rys. 3 przedstawiono wyniki obliczeń własnych w postaci mapy rozkładu efektywności przejmowania wody, na podstawie warunków brzegowych i geometrii udostępnionych przez AIAA (ang. American Institute of Aeronautics and Astronautics) w ramach Ice Prediction Workshop 2 (IPW2) [3].

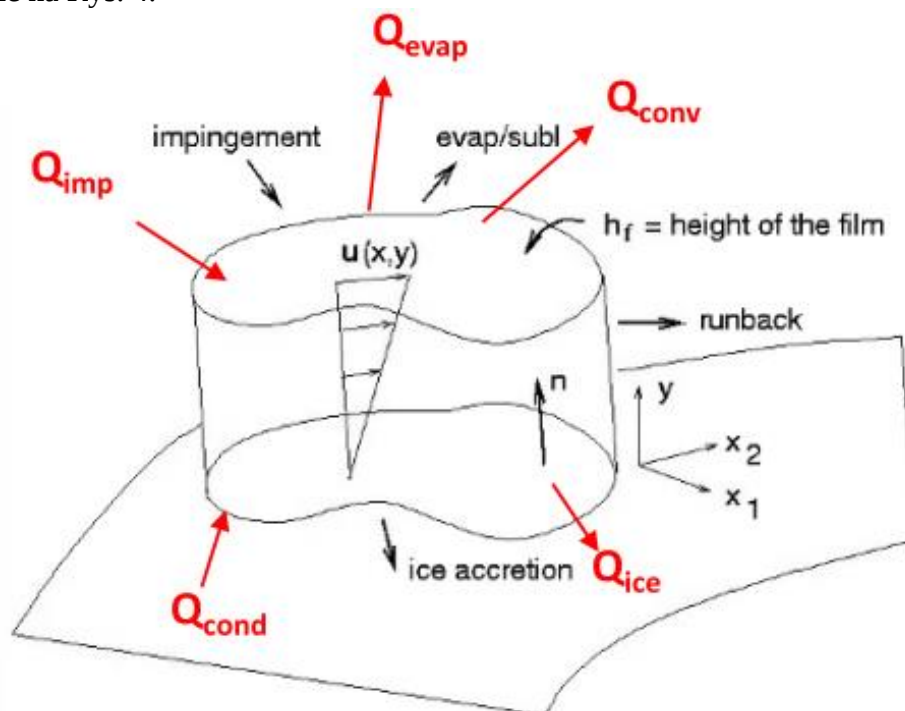


Rys. 3. Rozkład efektywności przejmowania wody, oznaczający stosunek faktycznej masy wody gromadzonej na powierzchni do masy wody w strumieniu niezaburzonym
 Fig. 3. Distribution of water collection efficiency, meaning a ratio of actual mass caught on surface to mass influx in undisturbed flow

Ważnym krokiem w zrozumieniu tego etapu analizy jest inercyjny charakter kropel wody o różnej wielkości, który w warunkach różnego zaburzenia pola ciśnienia będzie mniej lub bardziej skutecznie odchyłał ich trajektorie powodując powstawanie regionów zacienienia lub wzbogacenia koncentracji wody. Przykładowo bardzo lekkie cząstki wody osadzają się wyłącznie na punktach spiętrzenia, ponieważ w linii prądu w której się poruszają nie są skutecznie odchylane a jedynie hamowane w ostatnim etapie. W odleglejszych liniach prądu łatwo podążają za ich kształtem ze względu na niską inercję. Ciężkie cząstki są trudniej odchylane, a ponadto od pewnego poziomu mogą wykazywać także drugorzędowe efekty takie jak częściowe odbicie od powierzchni czy fragmentacja.

Na podstawie informacji o zdolności przejmowania wody, energii kinetycznej i energii wewnętrznej kropel można w trzecim kroku rozwiązać nieustalone zagadnienie termodynamiki filmu wodnego i wzrostu warstwy lodu. Z poprzedniego kroku otrzymane są strumienie masy i energii związane z przejmowaniem wody w równaniu masy oraz energii filmu wodnego zgodnie z modelem Messingera. Na podstawie rozkładu współczynnika wnikania ciepła, obliczane są strumienie masy i ciepła dla odparowania i konwekcji, zaś na podstawie rozkładu naprężeń stycznych określana jest prędkość filmu wodnego. Ostatecznie otrzymujemy układ,

w którym nieznane są: wysokość filmu wodnego, temperatura na interfejsie pomiędzy powietrzem a warstwą lodu oraz tempo generowania masy lodu, co schematycznie zostało przedstawione na Rys. 4.



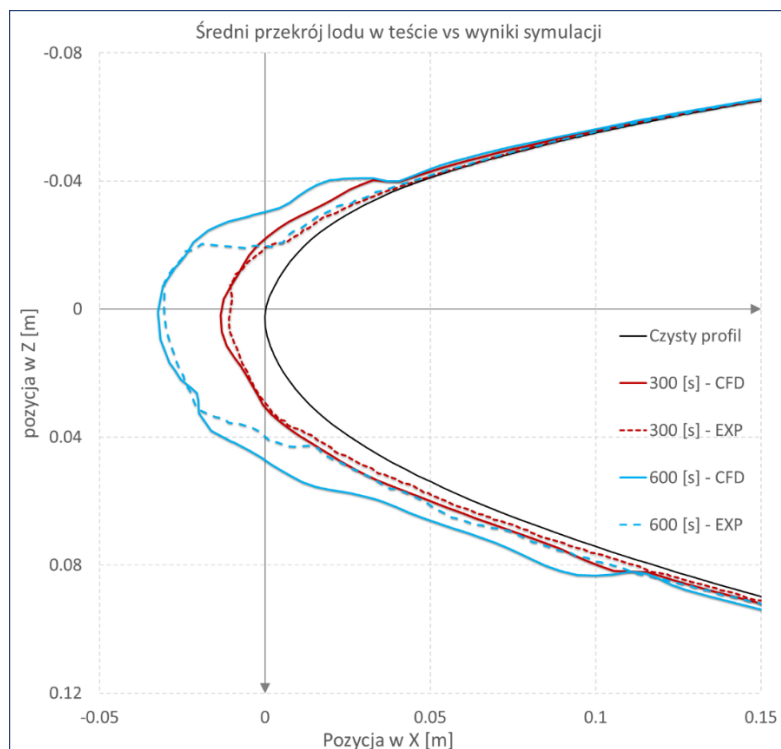
Rys. 4. Model Messingera zaimplementowany w FENSAP ICE [5]

Fig. 4. Messenger model implemented in FENSAP ICE [5]

Układ ten rozwiązuje się następnie metodą jawnego całkowania w czasie i ostatecznie otrzymuje się rozwiązanie w postaci rozkładu grubości lodu, jego parametrów fizycznych, wartości poszczególnych członów dla równań masy i energii i inne. Na tej podstawie program może stworzyć na odpowiednie żądanie np. plik STL powierzchni lodu, który można następnie przetwarzać na różne sposoby, w tym wykonać operację całkowitego przemeshowania geometrii wykorzystującą np. technologię Fault Tolerant Meshing w Ansys Fluent Meshing. Można także wykorzystać metodę morphowania siatki do nowego kształtu, co zachowa jej topologię przy pewnej degradacji jakości. Degradacja ta wynika z faktu iż nabudowany lód, niekiedy o złożonym kształcie, zwiększa ogólną powierzchnię elementów 2D na brzegu, zatem mając do dyspozycji jedynie technikę dopasowania istniejącej siatki do nowej geometrii w tej sytuacji elementy będą ulegać spłaszczeniu oraz filtrować drobne szczegóły na powierzchni.

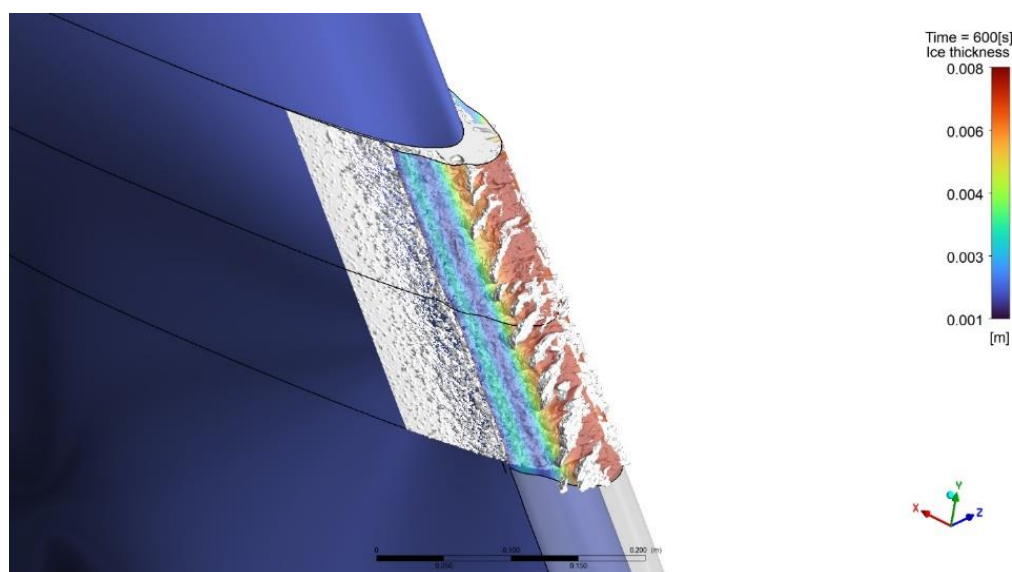
Niezależnie od tego jaka metoda zostanie wykorzystana, o ile tylko proces regeneracji siatki się powiedzie, o tyle istnieje techniczna możliwość przeprowadzenia kolejnej iteracji wszystkich opisanych dotychczas kroków. Podejście takie nosi nazwę podejścia multi-shot i ma tę cechę iż pozwala dokładniej uchwycić proces tworzenia lodu, a zatem jego kształt, grubość, itp. Dzieje się tak ponieważ prowadząc krótkie cykle, odświeża się regularnie rozwiązanie dla przepływu powietrza i rozwiązanie dla uderzeń kropel wody przy stosunkowo niskim koszcie.

Na poniższych grafikach (Rys. 5 i Rys. 6) przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych autora, dla czasu oblodzenia 5 oraz 10 min wykonanych z użyciem podejścia multi-shot z zastosowaniem cykli po 2.5 min, zestawionych z danymi eksperymentalnymi. Jak można zauważyć, wyniki te w dobrym stopniu odzwierciedlają kluczowe cechy, tj. strefę pokrycia lodem, maksymalną grubość i lokalizację miejsca maksymalnej grubości. Biorąc pod uwagę silne zależności pomiędzy uzyskiwanymi w kolejnych cyklach rozwiązaniami, można stwierdzić że niewielki zakumulowany błąd kształtu w ujęciu średnim dowodzi wysokiej jakości wyników uzyskanych przez autora dla poszczególnych etapów analizy multi-shot.



Rys. 5. Eksperymentalny rozkład grubości warstwy lodu w czasie (IPW2) w stosunku do wyników obliczeń numerycznych w FENSAP ICE

Fig. 5. Experimental ice thickness distribution in time (IPW2) compared to numerical simulation results from FENSAP ICE

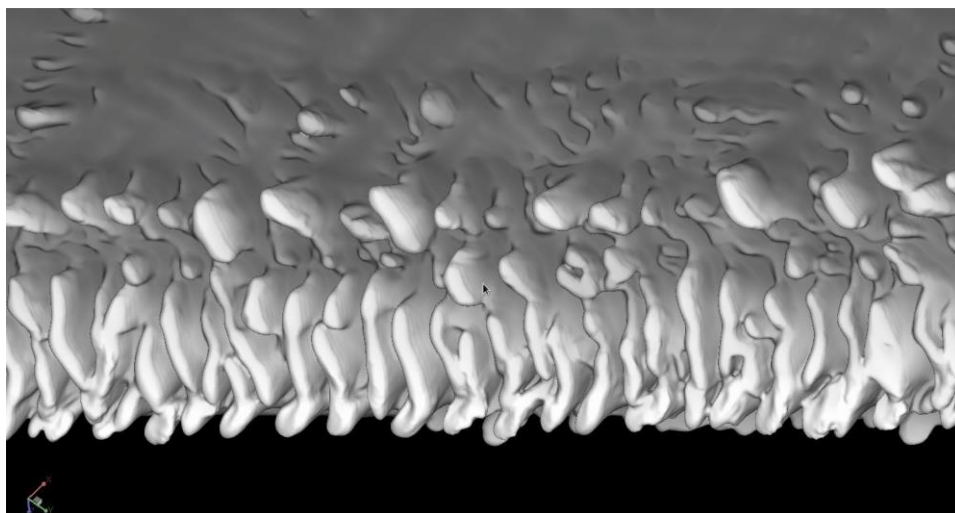


Rys. 6. Wizualizacja struktury lodu (skan 3D) po czasie 10 min ekspozycji na warunki oblodzeniowe w stosunku do wyników obliczeń numerycznych w podejściu multi-shot

Fig. 6. Visualization of 3D scan of ice shape after 10 minutes of icing conditions exposure compared to numerical simulation results using multi-shot approach

Stosując siatkę o rozmiarze znacznie drobniejszym niż wielkość lokalnych cech geometrycznych lodu, np. poniżej 1 mm, oraz odpowiednie metody regeneracji siatki zdolne uchwycić duże krzywizny można uzyskać rozwiązania takie jak poniżej na Rys. 7. Nadmienić w tym przypadku należy, że nie chodzi tu o ogólne stwierdzenie rosnącej zbieżności numerycznej w miarę zagęszczania siatki elementów, lecz o wyjątkową cechę samego

oprogramowania. Poprzez wbudowany analityczny model wzrostu chropowatości (beading model) i uwzględnianie tego rozkładu w kolejnych pętlach da się uchwycić tego typu lokalne cechy na poziomie statki. Jest to zupełnie nowa jakość modelowania osiągnięta do tej pory jedynie w oprogramowaniu FENSAP ICE, co zostało zademonstrowane podczas IPW2.



Rys. 7. Rozwiązanie numeryczne powierzchni lodu w analizie multi-shot uzyskane z wykorzystaniem metod ponownego generowania siatki elementów z użyciem technologii Fault Tolerant Meshing) [5]

Fig. 7. Ice shape predicted with numerical simulation in a multi-shot approach and remeshing method using Fault Tolerant Meshing technology [5]

3. Podsumowanie

W niniejszej pracy przedstawiono podstawowe trudności związane z modelowaniem numerycznym zagadnienia oblodzenia elementów statków powietrznych wraz opisem poszczególnych składowych analiz. Zademonstrowano, że możliwe jest uzyskanie wysokiej zgodności z rzeczywistym procesem narastania oblodzenia. Ponadto przedstawiono wyniki analiz numerycznych autora w kontekście danych eksperymentalnych opublikowanych przez AIAA w ramach Ice Prediction Workshop 2, które wskazują na wysoką zbieżność wyników symulacji numerycznych z procesem narastania lodu, obserwowanym przy badaniach eksperymentalnych. Reasumując, modelowanie numeryczne oblodzenia pozwala znacząco zmniejszyć liczbę badań eksperymentalnych prowadzonych w tunelach oblodzeniowych, a zatem również wprowadzić znaczne oszczędności przy projektowaniu i badaniu elementów statków powietrznych.

Literatura

1. Ansys Fensap Ice User Manual, ANSYS Inc., Canonsburg, PA (2017).
2. Ansys Fluent Tutorial Guide Release 2022R1, ANSYS, Inc., Canonsburg, PA (2022).
3. 2nd Ice Prediction Workshop. Test Cases, w materiałach “2nd AIAA Ice Prediction Workshop”, Vienna (2023).
4. Ozoroski T.A., Broeren A.P., Porter C.E., Lee S., Analysis of ice mass growth over time on the CRM65 midspan hybrid model, w materiałach “AIAA Aviation 2024 Forum”, Las Vegas, NV (2024).
5. Ozcer I., Moula G., Norman A., Pons D., Ansys in-flight icing simulation, w materiałach “2nd AIAA Ice Prediction Workshop”, Vienna (2023).

MODELOWANIE I OPTYMALIZACJA PAŁĄKA SŁUCHAWEK NAUSZNYCH

inż. PATRYK ANDRZEJEWICZ,

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

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

Streszczenie. Artykuł dotyczy optymalizacji topologicznej pałąka słuchawek nausznych. Za rozwiązanie wzorcowe posłużył model geometryczny rzeczywistego pałąka. Jako cele optymalizacji przyjęto minimalizację masy i minimalizację maksymalnych naprężeń zredukowanych przy minimalnej zmianie sztywności pałąka. W ramach pracy wykorzystano oprogramowanie ANSYS.



Słowa kluczowe: pałąk słuchawek, optymalizacja topologiczna, metoda elementów skończonych

MODELING AND OPTIMIZATION OF THE HEADBAND OF OVER-EAR HEADPHONES

Abstract. The paper concerns the topological optimization of the headband of an over-ear headphone. A geometrical model of the actual headband was used as the reference solution. Minimization of mass and minimization of maximum reduced Von Mises stress with the smallest possible changes of the stiffness of the headphones headband. ANSYS software was used in the work.

Keywords: headphone headband, topology optimization, finite element method

1. Wprowadzenie

Słuchawki wokółuszne są szczególnym przypadkiem słuchawek nausznych. Posiadają one większą średnicę przetworników, niż słuchawki nauszne, umożliwiając schowanie ucha w nauszniku. Z tego powodu cechują się one możliwie najwyższą do uzyskania jakością dźwięku w porównaniu z innymi rodzajami słuchawek, ale również największą możliwą masą.

Z tego powodu komfort użytkowania jest szczególnie ważny w tego typu rozwiązaniu. Pałąk firmy Beyerdynamic produkowany od 1937 roku jest wykorzystywany w wielu modelach słuchawek, dlatego podjęto próbę opracowania propozycji konstrukcji nowego, lżejszego modelu pałąka, w którym występują mniejsze maksymalne naprężenia zredukowane, przy możliwie jak najmniejszej zmianie nacisku na głowę użytkownika względem oryginalnego pałąka. Zostało to przeprowadzone z wykorzystaniem metod optymalizacji topologicznej, która nie była dostępna w czasach powstania projektu tego pałąka.

Optymalizacja topologiczna to metoda optymalizacji, która skupia się na redukcji ilości wykorzystanego materiału. Polega ona na usuwaniu wybranych elementów skończonych modelu. W artykule wykorzystano metodę topologiczną *density based* dostępną w oprogramowaniu Ansys. Wykorzystuje ona metodę stałego materiału izotropowego z penalizacją (ang. *Solid Isotropic Material with Penalization*, SIMP). Odpowiada ona za zmianę udziału procentowego gęstości elementu w przedziale od 0 do 1 [1,2]. Jeśli udział

procentowy gęstości elementu osiągnie wartość z zakresu (0; 0,4) to element ten zostaje usunięty w całości. Natomiast jeśli wartość zawiera się w zakresie (0,6; 1) element pozostaje niezmieniony, ponieważ jest on wymagany w takiej formie do poprawnego działania modelu.

2. Model wzorcowy

Na podstawie fizycznego, oryginalnego pałaka firmy Beyerdynamic utworzono we wbudowanym w Ansys środowisku DesignModeler jego model. Ze względu na symetrię modelu rozpatrywano jego ćwiartkę (Rys. 1). W celu uproszczenia obliczeń przyjęto, że przemieszczenia spowodowane założeniem słuchawek przez użytkownika są przenoszone bezpośrednio na pałak.

Analizę numeryczną za pomocą metody elementów skończonych przeprowadzono w środowisku Ansys z wykorzystaniem modułu Mechanical. Aby poprawnie odwzorować działanie modelu w symulacji utworzono dwie płaszczyzny symetrii, a także odebrano stopnie swobody na zewnętrznej krawędzi w osiach Y oraz Z. Na tej samej krawędzi w kierunku przeciwnym do osi X przyłożono siłę wynoszącą 2,065 N. Wartość siła została dobrana zgodnie z [3]. Podana tam wartość wynosi 1,3 lbs czyli około 5,9 N. Utworzony model posiada dwie płaszczyzny symetrii, więc siła przyłożona na krawędzi modelu jest jedną czwartą tej wartości. Dodatkowo wartość tej siły zwiększono 1,4 krotnie, aby sprawdzić zachowanie modelu przy większej szerokości głowy oraz jakie siły nacisku będzie to generować. Przyjęte warunki brzegowe widoczne są na Rys. 1. Model podzielono na 58974 elementów skończonych typu sześciociennego i posiada on 905850 stopni swobody.



Rys. 1. Model wzorcowy (ćwiartka):

a) warunki brzegowe, b) siatka MES dla fragmentu modelu i płaszczyzny symetrii

Fig. 1. Reference model (a quarter):

a) boundary conditions, b) FEM mesh for a part of the model and planes of symmetry

Oryginalny pałak jest wykonany ze stali sprężynowej, dla której producent nie podaje dokładniejszych danych. Do obliczeń oraz optymalizacji pałaka przyjęto parametry stali AISI 301, dla której granica plastyczności $Re = 1790$ MPa [4]. Rozkład naprężeń zredukowanych przedstawiono na Rys. 2a.

Pałak posiada zapinaną opaskę w celu zwiększeniu komfortu użytkowania oraz możliwości umieszczenia w niej kabla słuchawek.

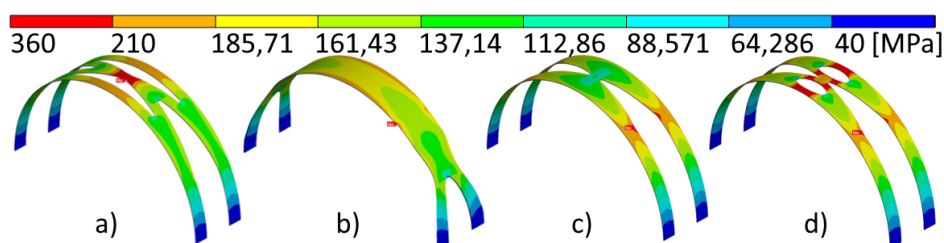
3. Modele

Optymalizację przeprowadzono metodą *density based optimization* na bazie modelu oryginalnego pałaka bez wycięć. Rozważono trzy warianty optymalizacji topologicznej.

Celem pierwszej optymalizacji była minimalizacja podatności układu, przy ograniczeniu masy do 50% masy początkowej rozpatrywanego modelu. Obszarem poddanym optymalizacji był cały model.

Celem drugiej optymalizacji było zminimalizowanie masy z ograniczeniem naprężeń redukowanych. Jako ograniczenie przyjęto maksymalną wartość naprężeń redukowanych wynoszącą 128 MPa przy sile nacisku równej 5,9 N. Z obszaru optymalizacji wyłączono zewnętrzną część pałaka, co pozwoliło na zachowanie szerokości oryginalnego pałaka. Uzyskane w wyniku optymalizacji topologicznej geometrie dla modeli 1 i 2 poddano wygładzeniu a następnie walidacji (analiza strukturalna).

Trzeci model (rys. 2d) jest zmodyfikowanym drugim modelem po optymalizacji topologicznej (rys. 2c), w którym wycięto w środkowej części pałaka elipsoidalne otwory w celu zmniejszeniu masy układu.

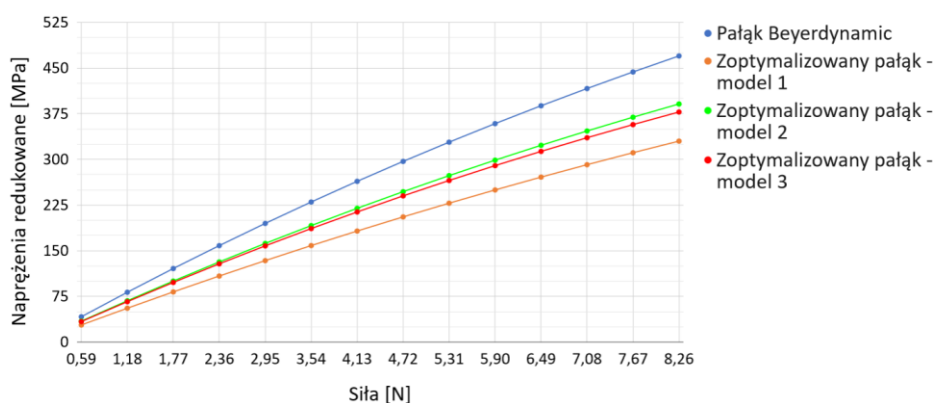


Rys. 2. Rozkład naprężeń redukowanych dla:
a) oryginalnego pałaka, b) zoptymalizowanego modelu 1 ,
c) zoptymalizowanego modelu 2, d) modelu 3

Fig. 2. Equivalent stress distribution for:
a) original headband, b) optimized model 1,
c) optimized model 2, d) model 3

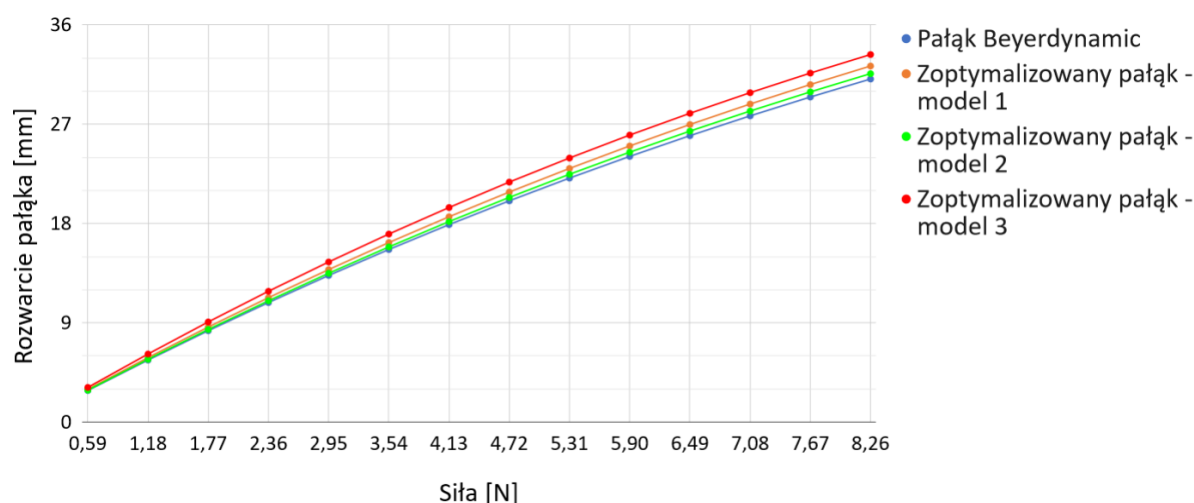
4. Podsumowanie i wnioski

We wszystkich zoptymalizowanych modelach występują mniejsze maksymalne naprężenia redukowane (Rys. 3, Rys. 4.) oraz mają one mniejszą masę niż oryginalny pałak (Tab. 1). Z tego powodu pałak wytworzony na podstawie zoptymalizowanych modeli może być wyprodukowany z mniej wytrzymałej, tańszej stali aby zmniejszyć koszt produkcji.



Rys. 3. Wykres zależności maksymalnych naprężeń redukowanych od przyłożonej siły
Fig. 3. Graph of the relationship between the max. equivalent stress and the applied force

Negatywnym efektem jest zmniejszenie się siły nacisku na głowę użytkownika z powodu występujących większych przemieszczeń w pałaku. Jest ona często pożądana w słuchawkach, lecz zależy to również od kwestii gustu użytkownika (Tab. 1).



Rys. 4. Wykres zależności rozwarcia od przyłożonej siły
Fig. 4. Graph of the relationship between the opening and the applied force

Tabela 1. Zestawienie wyników dla siły nacisku 5,9 N
Table 1. Summary of results for force equal to 5,9 N

	Pałak wzorcowy	model 1	model 2	model 3
Maks. naprężenia red. [MPa]	358,8	249,88	298,78	289,81
Rozwarcie pałaka [mm]	24,08	25,03	24,46	26,01
Objętość pałaka [mm ³]	2019,6	1846,32	1965,72	1836,88

Model pierwszy jest optymalnym modelem pod względem występujących w nim maksymalnych naprężeń redukowanych oraz przemieszczeń, ze względu na brak ograniczenia jego kształtu poprzez wyłączenie elementów z optymalizacji. Jego zastosowanie możliwe byłoby w przypadku modyfikacji wielkości zapinanej opaski.

Model drugi charakteryzuje się największym naciskiem na głowę, jednocześnie zachowując szerokość oryginalnego modelu, przez co można użyć zapinanej opaski oryginalnej wielkości.

W modelu trzecim wystąpiły mniejsze maksymalne naprężenia redukowane niż w modelu drugim, aczkolwiek rozwarcie pałaka się zwiększyło. Jest on również najlżejszym z porównywanych modeli.

Literatura

1. Bendsøe P. M., Sigmund O., Topology Optimization Theory, Methods and Applications, Springer 2004.
2. "Działanie metody SIMP"
https://help.solidworks.com/2019/english/SolidWorks/cworks/c_simp_method_topology.html [data dostępu: 09.04.2024].
3. "Siła nacisku pałaka" <https://www.rtings.com/headphones/tests/design/comfort> [data dostępu: 30.04.2024]
4. "Strona katalogowa producenta słuchawek" <https://north-america.beyerdynamic.com/dt-770-pro.html> [data dostępu: 09.04.2024].

PROCES PROJEKTOWANIA, WYTWARZANIA ORAZ ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA PIŁEK DO TENISA ZIEMNEGO

inż. DOMINIK DYBAŁ,

Mechatronika, semestr VII, 1 stopień

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

Streszczenie. Praca polegała na zaprojektowaniu różnych wariantów piłki do tenisa ziemnego. Opisano proces projektowania oraz wytwarzania piłek tenisowych, wraz z pomiarem wymiarów rzeczywistych piłek tenisowych. Przedstawiono wyniki analizy wytrzymałościowej w postaci uzyskanych map przemieszczeń. Do przeprowadzenia symulacji wykorzystano oprogramowanie Ansys.



Słowa kluczowe: metoda elementów skończonych, analiza wytrzymałościowa, tenis ziemny

THE PROCESS OF DESIGNING, MANUFACTURING AND STRENGHT ANALYSIS OF TENNIS BALLS

Abstract. The work consisted of designing a tennis ball for various variants. The process of designing and manufacturing tennis balls is described, along with measuring the dimensions of actual tennis balls. The results of the strength analysis are presented in the form of map of displacements. Ansys software was used to conduct the simulation.

Keywords: finite element method, strength of material, tennis

1. Wprowadzenie

W niniejszym artykule opisano proces powstawania piłeczki tenisowej. Dokonano przeglądu literaturowego i określono warunki, które należy spełnić przed przystąpieniem do procesu projektowego. Praca zawiera szczegółowy opis budowy piłki: z czego wytworzona, jak pozyskuje się materiały, oraz sam proces produkcyjny. Wykonane zostały również pomiary piłek przykładowych producentów, w celu określenia wymiarów rzeczywistych piłki. Symulacje numeryczne zrealizowane w ramach pracy zostały wykonane w formie statycznej próby ściskania piłki. Testy numeryczne przeprowadzono dla różnych modeli piłki tenisowej o stałej średnicy, ze zmienną grubością rdzenia oraz powłoki filcowej [2]. Zmianom podlegał również parametr ciśnienia wewnątrz piłek. W celach porównawczych zmieniano również siłę oddziałująca na piłkę.

2. Proces projektowania

Przed przystąpieniem do procesu projektowania piłki tenisowej należy przede wszystkim określić cel jaki powinien zostać osiągnięty oraz przeznaczenia danego produktu. Należy

określić, jaki rodzaj piłek będzie produkowany, dla jakiej grupy odbiorców lub do jakiej nawierzchni piłka będzie przeznaczona. Należy przeprowadzić badania dotyczące najnowszych trendów oraz wprowadzanych technologii w tenisie. Określa się dokładną specyfikację jak np. wymiary projektowanej piłki oraz możliwe do zastosowania materiały. Wiedząc jakie właściwości powinna posiadać zaprojektowana piłka można dobrać najbardziej korzystne właściwości materiału. Piłka tenisowa składa się z dwóch warstw materiału dlatego podczas projektowania należy uwzględnić wewnętrzną warstwę piłki (elastomer) oraz zewnętrzną warstwę piłki (filc). Pierwszym krokiem jest wykonanie obliczeń numerycznych, przeprowadzenie odpowiednich analiz za pomocą specjalnych programów. Po poprawnej weryfikacji numerycznej należy przejść do wykonania modelu prototypowego. Następnie można przeprowadzić fizyczne testy pierwszej wersji piłki, testy odbicia od ziemi, testy wytrzymałościowe (rys. 1), testy aerodynamiczne. W trakcie testu odbicia od ziemi, aby piłka została dopuszczona do sprzedaży po zrzuceniu z wysokości 100 cali (ok. 250 cm) powinna odbić się od ziemi na wysokość między 52.9-58.4 cala (ok. 134.6-147.3 cm).



Rys.1. Piłka tenisowa w trakcie testów wytrzymałościowych [3]

Fig.1. Tennis ball during strength tests [3]

Z kolei podczas testów wytrzymałościowych piłkę wkłada się na specjalną podstawkę, jak na rysunku powyżej (rys.1). Przeprowadza się statyczną próbę ściskania oddziałując siłami o różnych wartościach nominalnych. Podczas takiej próby mierzy się przemieszczenia w kilku charakterystycznych miejscach. Po przeprowadzeniu testów w warunkach laboratoryjnych przechodzi się do testowania piłek w warunkach terenowych, wykonywanych na różnych rodzajach kortów oraz w różnych warunkach atmosferycznych, przy udziale zawodników o różnych poziomach zaawansowania. W oparciu o wyniki testów dokonuje się udoskonaleń i optymalizacji modelu piłki tenisowej. Następnie, jeśli piłka spełnia oczekiwania użytkowników oraz producenta, przechodzi się do masowej produkcji.

3. Proces wytwarzania piłek

Przebieg wytwarzania piłek do tenisa ziemnego rozpoczyna się od pozyskiwania niezbędnych materiałów. Na początek z kauczuku oraz mieszaniny dobranych substancji urabiana jest

guma. Proces ten jest wykonywany przez maszynę, następnie duży płat gumy dzielony jest na mniejsze części w kształcie elastycznych kulek, które wkłada się w kolejnym kroku do specjalnej formy o kształcie półkul. Forma jest wkładana do specjalnej maszyny, która podgrzewa gumę, co sprawia, że staje się bardziej plastyczna i łatwiej poddaje się formowaniu. Następnie wytłacza się pod ciśnieniem plastyczne gumowe kulki, które ulegają formowaniu przybierając kształt półkul. W wyniku tego procesu otrzymuje się dwie połówki piłki tenisowej. Półkule są smarowane klejem na krawędziach, ponownie wkłada się je do maszyny, która używa wysokiej temperatury do zgrzania obu półkul, jednocześnie do środka piłki wtryskiwany jest gaz (którym zazwyczaj jest azot) pod wysokim ciśnieniem standardowo około 0,61 MPa.



Rys.2. Połowa gumowego rdzenia piłki po procesie formowania.

Fig. 2. Half of the ball's rubber core after the molding process.

Połączone w całość gumowe piłki są oczyszczane sprężonym powietrzem, weryfikuje się również każdą sztukę indywidualnie pod kątem ewentualnych defektów czy uszkodzeń mechanicznych. W międzyczasie pozyskany wcześniej na skalę hurtową filc, tnąc się na wąskie paski, które swą powierzchnią powinny pokrywać połowę piłki. Materiał włókienniczy zanurzany jest w kleju, podobnie czyni się z piłkami, które zostały oczyszczone po sklejeniu. Następnie filc przyklejany jest starannie na powierzchnię piłki. Etap ten może być wykonywany przez człowieka, lecz ze względu na oszczędność czasu zazwyczaj proces ten jest automatyzowany, wykonuje go maszyna. Piłki są suszone, po zaschnięciu między płatkami filcu powstaje biały rowek, nazywany spojeniem, powstaje on z wyschniętego kleju. Spojenia są sprawdzane i oczyszczane parą, Na filc nadrukowane jest logo producenta, piłki wkładane są do specjalnych tub ciśnieniowych. Zapakowane piłki są kierowane do sprzedaży.

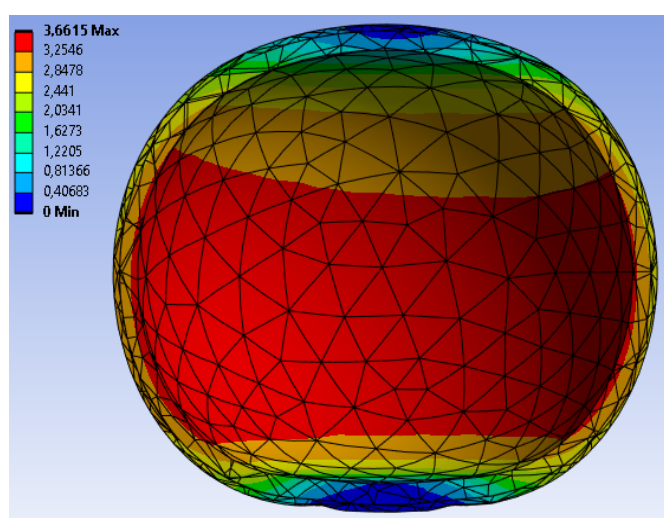
4. Analizy wytrzymałościowe

Podczas przeprowadzanych obliczeń wytrzymałościowych w programie Ansys użyte zostały cztery modele piłek [1]. Każda z nich miała taką samą średnicę zewnętrzną, wynoszącą 68 mm. Grubość elementu o zadanych parametrach materiałowych typowych dla filcu była taka sama w każdym z modeli [4]. Zmienną wartością była grubość elementu dla którego nadano parametry materiałowe zbliżone do elastomeru. Wartości grubości rdzenia wykonanego z gumy wynosiły 4.5 mm, 6 mm, 7 mm, 8.5 mm. Dla każdego z czterech modeli przeprowadzone zostały po trzy symulacje, łącznie dwanaście symulacji. W pierwszej symulacji zadano siłę oddziałującą na piłkę, która wynosiła 100 N oraz ciśnienie wewnątrz wynoszące 0,61 MPa. Następnie zwiększano siłę do 200 N, a ciśnienie do 0,86 MPa. W trzeciej wersji siła działająca na piłeczkę wyniosła 300 N, z kolei ciśnienie 1 MPa. Cykl ten był powtarzany identycznie dla każdego modelu piłki. W tabeli 1 przedstawiono wyniki dla pierwszego wariantu, dla którego

ustawiona była wartość siły 100 N oraz ciśnienie wewnątrz piłki 0,61 MPa, natomiast rys. 3 przedstawia mapę przemieszczeń dla piłki o grubości rdzenia 6 mm.

Tabela 1 Wyniki analiz naprężeń oraz przemieszczeń dla zadanej stałej siły 100 N
Table 1. Stress and displacement results for the force 100 N

Średnica zewnętrzna= 68 mm, Siła= 100 N, Tworzywo: Guma			
Grubość	Ciśnienie wewnątrz piłki	Naprężenia	Przemieszczenia
[mm]	[MPa]	[MPa]	[mm]
4,5	0,61	3,1291	4,7106
6	0,61	3,3971	3,6615
7	0,61	2,204	1,5215
8,5	0,61	2,009	0,8844



Rys.3. Rozkład przemieszczeń dla piłeczki obciążonej siłą 100 N o grubości 6 mm
Rys.3. Displacement distribution for a ball loaded with a force of 100 N
and with a thickness of 6 mm

5. Wnioski

W pracy przedstawiono proces projektowania i wytwarzania piłek do tenisa ziemnego. Przeprowadzono kilkanaście numerycznych testów wytrzymałościowych dla różnych wartości grubości piłki, różnych sił działających na piłkę oraz różnych ciśnień wewnątrz piłki. Otrzymane wyniki pod względem wytrzymałościowym są zadowalające i nie przekraczają wartości dopuszczalnych.

Literatura

1. Sydor M., Wprowadzenie do CAD. Podstawy komputerowo wspomaganego projektowania. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2009.
2. Bąk R., Burczyński T., Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, WNT, Warszawa, 2021.
3. <https://tennis-uni.com/pl/pilki-tenisowe/>
4. <https://www.rabionek.com.pl/pl/content/30-filc-rodzaje-wlasciwosci-i-zastosowanie>

PROJEKT ORAZ ANALIZA AERODYNAMICZNA PRZEDNIEGO SKRZYDŁA POJAZDU KLASY FORMULA STUDENT

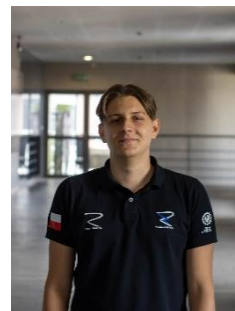
ADRIAN FABER,

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr IV, 1 stopień

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

Streszczenie. W artykule opisano projekt oraz rezultaty analizy elementu aerodynamicznego w postaci przedniego skrzydła pojazdu typu Formula Student, przy uwzględnieniu możliwości technologicznych wykonania komponentu zgodnego z regulaminem Formula Student Germany. W pracy nad projektem zastosowano oprogramowanie SolidWorks oraz Ansys Fluent.

Słowa kluczowe: Ansys, CFD, analiza numeryczna, aerodynamika, pojazd



PROJECT AND AERODYNAMIC ANALYSIS OF FORMULA STUDENT CLASS CAR FRONT WING

Abstract. This article describes design project of an aerodynamic component in the form of the front wing of a Formula Student vehicle, taking into account the technological feasibility of manufacturing the component in accordance with Formula Student Germany (FSG) regulations. SolidWorks and Ansys Fluent software were used in the design process.

Keywords: Ansys, CFD, numerical analysis, aerodynamics, vehicle

1. Wprowadzenie

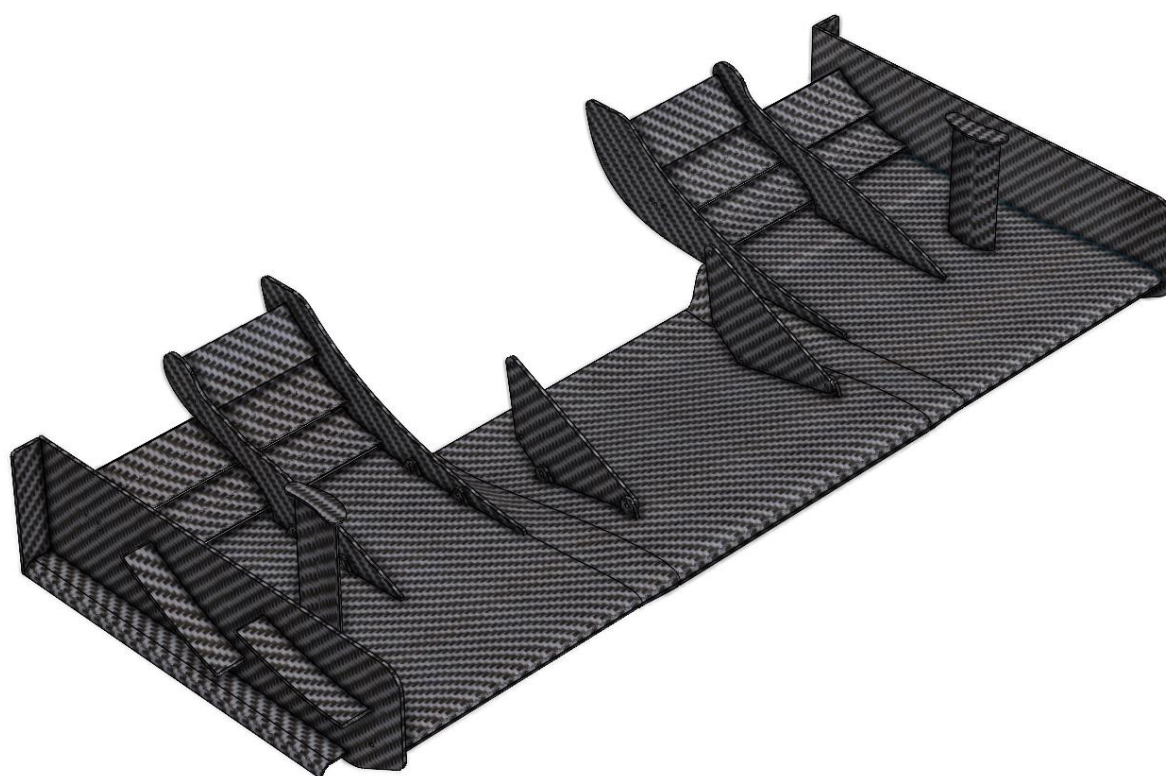
Przednie skrzydło ma za zadanie zapewnić docisk [1] przedniej części samochodu, umożliwiając mu skręcanie i unikanie podsterowności poprzez zwiększenie nacisku przednich opon na podłoże. Przednie skrzydło jest również pierwszym obiektem, który opływa powietrze podczas ruchu samochodu. Zadaniem tego komponentu jest odpowiednie przekierowanie strumienia powietrza na pozostałe komponenty aerodynamiczne, co pozwala np.: na wytworzenie większego docisku, zwiększenie chłodzenia hamulców [3] i pakietu baterii. Ważne jest przy tym omijanie przednich opon przez strumień powietrza, aby uniknąć strat w prędkości przepływu [1]. Przednie skrzydło w porównaniu do tylnego jest o wiele bardziej wydajne poprzez działanie efektu przyziemienia [1]. Podłoże i dolna powierzchnia skrzydła tworzą małą szczelinę, w której powietrze jest przyspieszane co powoduje powstanie obszaru o niskim ciśnieniu [1] pod skrzydłem oraz zwiększa docisk. Opór również jest mniejszy, ponieważ przy ziemi wiry na zakończeniach skrzydeł są przerywane.

2. Projekt

Projekt przedniego skrzydła dla samochodu klasy Formula Student musi spełniać założenia regulaminowe wg dokumentu Formula Student Rules 2024 [4] oraz generować założone przed procesem projektowym, przybliżone wartości docisku, które należy osiągnąć w celu zapewnienia odpowiedniego balansu aerodynamicznego pomiędzy przodem a tyłem pojazdu.

Wymagania regulaminowe Formula Student Germany dla konstrukcji przedniego skrzydła dotyczą m.in.:

- minimalnej odległości 30 mm od ziemi oraz maksymalnej wysokości 250 mm,
- minimalnej odległości 75 mm oraz maksymalnej odległości 700 mm od kół,
- minimalnego promienia przedniego 3 mm ze względu na ochronę pieszych.

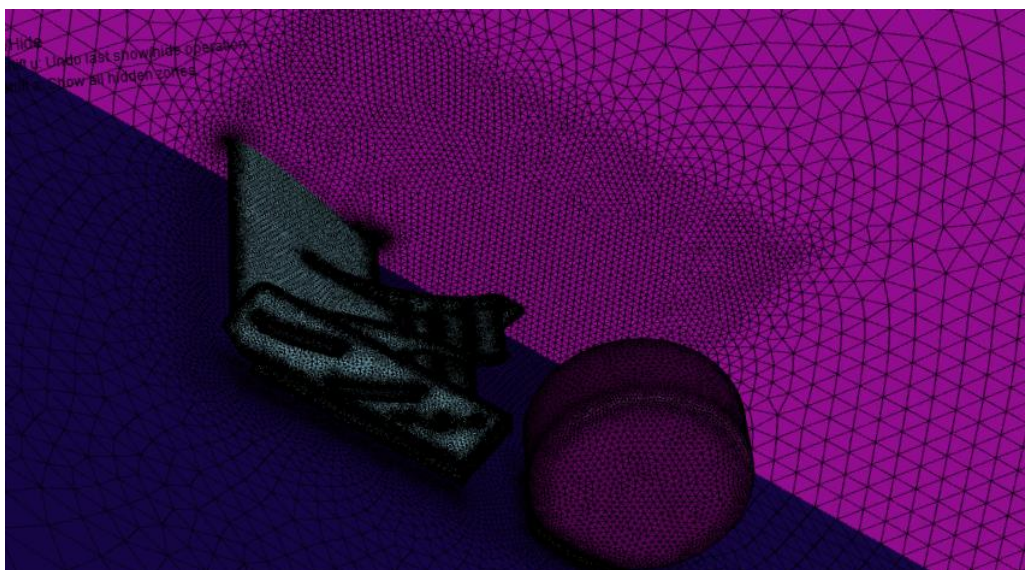


Rys. 1. Model CAD przedniego skrzydła
Fig. 1. Front wing CAD model

Założenia projektowe przedniego skrzydła na rok 2024 obejmowały wygenerowanie ok. 300 N siły docisku przy prędkości 22 m/s oraz obniżenie siły nośnej na przednich kołach do jak najniższej wartości. Do osiągnięcia wyznaczonych celów zostały zaprojektowane tunele wirowe oraz deflektory pionowe mające za zadanie przekierowywać strugę powietrza na zewnątrz kół, zmniejszając jednocześnie opór aerodynamiczny. Na ostatnim płacie skrzydła pojawiła się również kłapa Gurney'a [1] w celu uzyskania dodatkowej siły docisku przy stosunkowo niskim oporze.

3. Analiza aerodynamiczna przedniego skrzydła

Analizy przeprowadzono przy użyciu symulacji numerycznej przepływu powietrza (CFD) [2] na uproszczonym modelu przedniego skrzydła w konfiguracji wykonanej w ramach przygotowań do zawodów Formula Student Czech Republic, oraz Formula Student Italy. Do obliczeń użyto modelu turbulencji K-omega SST [2]. Parametr y^+ [2] przyjęto jako wartość 1. Jak widać na rys. 2 siatka została zagęszczona w obrębie skrzydła oraz koła w celu zwiększenia dokładności obliczeń numerycznych. W celu przyspieszenia obliczeń oraz oszczędzenia zasobów pamięci operacyjnej wykorzystano symetrię modelu. Minimalny rozmiar siatki ustawiono na 1 mm. W celu sprawdzenia wydajności posłużono się wzorem na współczynnik doskonałości aerodynamicznej, wyznaczanej jako stosunek siły docisku do siły oporu aerodynamicznego. Prace nad odpowiednią geometrią przedniego skrzydła przyniosły zamierzony efekt, a wyniki symulacji prezentują się następująco.



Rys. 2. Siatka elementów skończonych
Fig. 2. Finite element mesh

Tabela 1. Współczynniki doskonałości aerodynamicznej
Table 1. Lift to drag ratio

Element	-Lift	Drag	-Lift/Drag
Skrzydło	311,40 N	43,62 N	7.11
Koła	-10,12 N	16,50 N	-0,61
Pojazd (Wypadkowa)	301,28 N	60,12 N	5,01

4. Wnioski

Uzyskano współczynnik doskonałości aerodynamicznej na poziomie 5,01. Jak można wyczytać z tabeli 1, uzyskano docisk na poziomie 311 N, który po odjęciu siły występującej na kołach pojazdu jest wynikiem zadowalającym w stosunku do pierwotnych założeń projektowych. Przeprowadzone analizy CFD [2] pozwoliły zweryfikować i przeanalizować model niskim kosztem poprzez ominięcie fazy prototypowania elementu oraz testów w tunelu aerodynamicznym.

Literatura

1. Katz J., Race Car Aerodynamics: Designing for speed (Engineering and performance), Bentley Publishers, Cambridge (1996).
2. Versteeg K., Malalasekera W., An introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method Second Edition, Pearson, Londyn (2007).
3. Katz J., Automotive Aerodynamics, Wiley, Hoboken (2016).
4. Regulin Formula student Germany 2024.
https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2024/rules/FS-Rules_2024_v1.1.pdf.

UPPER LIMB STUMP MODEL GENERATOR WITH IMPLEMENTED HARDNESS MODEL

mgr inż. ŁUKASZ GAŁECZKA,

Inżynieria Mechaniczna, semestr II, 3 stopień

Opiekunowie naukowci: Dr hab. inż. Marek Wyleżoł, Prof. PŚ

Dr inż. Małgorzata Muzalewska

Abstract. The article presents the development of an upper limb stump model generator, with an integral model of the stump tissue hardness distribution, using advanced CAD technology. The model allows precise customization of the mechanical properties of prostheses, taking into account anatomical features and the appropriate flexibility needed for daily tasks. As part of the project, the generator allows integration of two separate surface models and spreadsheet data.



Keywords: stump model generator, bioprosthesis, prosthetic funnel, foamed filaments

GENERATOR MODELU KIKUTA KOŃCZYNY GÓRNEJ WRAZ Z ZAIMPLEMENTOWANYM MODELEM TWARDOŚCI

Streszczenie. Artykuł prezentuje rozwój generatora modelu 3D kikuta kończyny górnej, z integralnym modelem rozkładu twardości tkanek kikuta, wykorzystując zaawansowane technologie CAD. Model ten umożliwia precyzyjne dostosowanie mechanicznych właściwości protez do indywidualnych potrzeb użytkowników, z uwzględnieniem anatomicznych cech i odpowiedniej elastyczności niezbędnej w codziennych zadaniach. W ramach projektu generator pozwala na integrację dwóch osobnych modeli powierzchniowych oraz danych z arkusza kalkulacyjnego.

Słowa kluczowe: generator modelu kikuta, bioprotezy, lej protetyczny, filamenty spieniane

1. Introduction

Modern biomedical engineering utilizes advanced computer-aided design technologies to meet the growing demands for personalization and functionality in prosthetic limb design. One of the key challenges is to create an optimal prosthetic model that not only mimics the anatomical features of the user but also provides the appropriate hardness and flexibility suitable for daily tasks and activities. This article presents the development of an upper limb stump model generator that integrates a hardness model [1].

Upper limb prostheses, to be effective, must not only be lightweight and durable but also offer degrees of hardness that most closely match the natural response of human tissue. By integrating hardness modeling functions in the CAD environment, it is possible to precisely adjust the mechanical properties of prostheses to the individual needs of users. The developing model generator allows for the inclusion in one model space of two separate surface models and a spreadsheet file, which contains data on the vectors of individual points on the layer. The

use of such solutions aim to support the testing process of the program, which is responsible for processing the scan into a parametric model in the CAD program [2, 3].

2. Parameterization

During the design of the generator, it is necessary to consider factors of the stump that are significant in further design. In the case of modeling prosthetic elements that allow for safe attachment to the forearm, an appropriate fit in terms of shape and hardness is required. Based on the parameters (Table 1), a methodology for making the generator was developed. By including basic properties such as width and length, as well as variables that allow testing the fit relative to the beginning of the stump through changing the density of points and layers in a given area, we are able to develop a surface model that approximately represents the scan of different patients. A suitable approach would be manual modeling of individual objects, however, this approach allows for testing a larger number of different models in a specified time.

Table 1. Main variables used in the model
Tabela 1. Główne zmienne użyte w modelu

Variable name	Description	Unit
Width_OA	Forearm width measured at midpoint	mm
Lenght_OA	Stump length	mm
Stump_Shape_Modifier	Value in the range from 0 to 1 that determines the variation of the stump start points relative to each other	ul
Shape_Modifier	Value in the range from 0 to 1 specifying the variation of the points of the remaining stump relative to each other	ul
Lenght_of_Stump	Length of the initial stump pathology	mm
Density_of_Stump	Resolution of the initial part of the stump	ul
Density_of_slice	Resolution of the shape of the cut forearm against the number of vectors in it	ul
Density_OA	Resolution of the rest of the forearm	ul

The next step in differentiating the individual layers was to generate a data sheet responsible for each layer of the model. In this case, each layer is based on a specific number of vectors with an angular spacing corresponding to the scale of quantity relative to the full circle. Each vector on a particular layer has a predetermined percentage value of the main diameter, while the factor that allows adapting the biological diversity to rigid data is a random function that influences the length percentage within the range defined in the main file. Such action allows obtaining a reliable cross-section sketch diverse enough to serve as a basis for testing subsequent scan processing algorithms in such models.

The hardness model largely relies on a similar application. The whole is parameterized quite similarly. Each layer has a specified shape based on vectors with a defined length and quantity per layer, the spacing of individual vectors relative to the XYZ system and each other is the same as the main system. However, the parameters of the layer size are reduced relative to the main file, as is the percentage value of variability of individual points. Increasing the latter value allows for the verification of the hardness of the layer, differently, the layer into which a probe testing the body can penetrate under a specified force. Thus allowing us to examine the difference in length of the vectors of shape and hardness (Fig. 1).

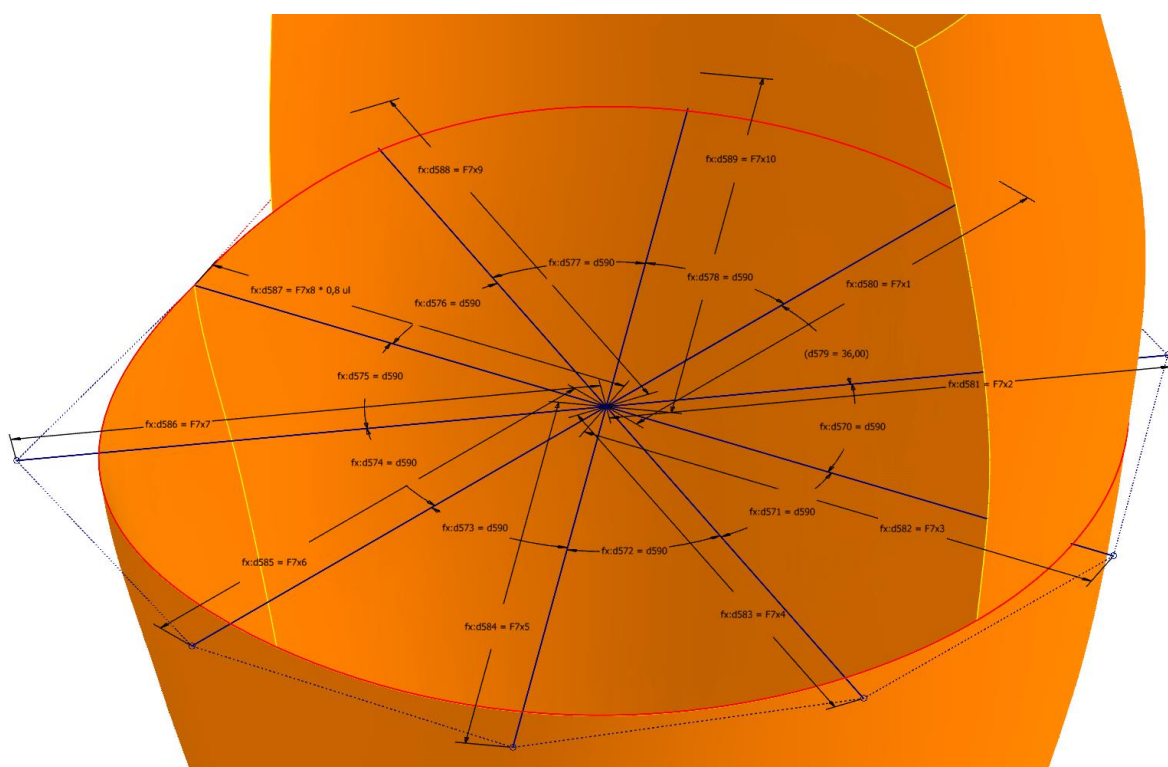


Fig. 1. Layer based on vectors derived from parameters
Rys. 1. Warstwa oparta o wektory wynikające z parametrów

3. Implementation and utilization

Each element of the model constitutes a surface with closed ends, which allows them to be volumized and enables the analysis of detail loss relative to the original scanned model. These elements are automatically generated after making changes in the spreadsheet or the parameters of the models themselves. Setting these elements relative to the same XYZ point allows for visual assessment and enables operations on the vectors of individual points, which is crucial for maintaining consistency and precision in modeling (Fig. 2).

Given that the Autodesk Inventor 2025 program does not support exporting files to the .obj format, an additional step is required. One must open the Inventor-native .ipt file in Fusion360, which is adapted to additive technologies and supports various file formats, including those that do not require parameterization. Such a prepared file can be used to create a test positive of the stump or further processed to be used for generating models of prosthetic sockets. Fusion360 thus allows bridging the limitations of the main program.

The use of such models, combined into one object, enables testing of various modifications to the internal structures of the printed object to optimize its hardness or surface roughness. This allows for the comparison of measured data from the physical object with the data specified in the generator, which enables precise adjustment and verification of designs.

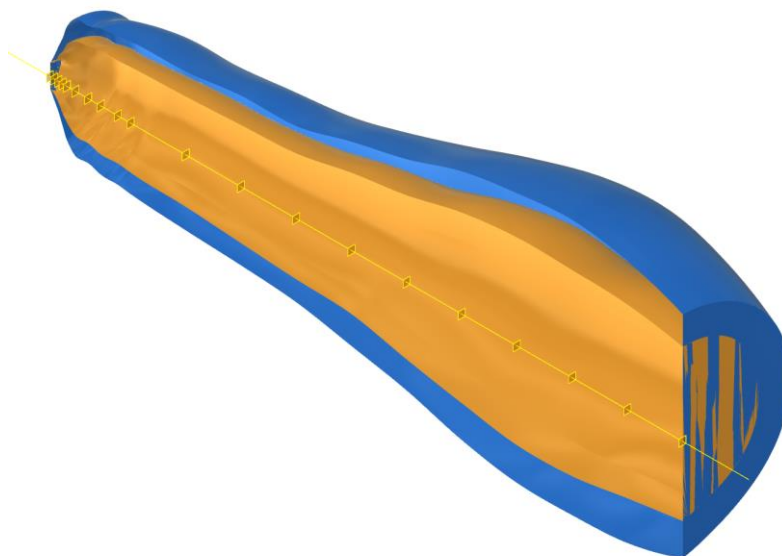


Fig. 2. Stump model (blue) together with the patient's tissue hardness model (orange) - this is smaller due to the tissue being subjected to external pressure relative to the baseline surface.
 Rys. 2. Model kikuta (niebieski) wraz z modelem twardości tkanek pacjenta (pomarańczowy)
 - jest on mniejszy ze względu na poddanie się tkanki zewnętrznemu naciskowi względem powierzchni bazowej.

4. Summary

The generator is designed to support the adaptation of suitable algorithms and methodologies when there is a need to obtain a parametric model from a scanned object. Such action on test models allows for fully controlled adjustment of individual values to the scan, so that it does not significantly differ in shape or detail of specific sections of the forearm. The generator significantly speeds up the creation of various stump models with diverse shapes and sizes. In further modifications of this generator, it would be advisable to add the ability to create a variable responsible for surface roughness. Additionally, developing the capabilities for parameterizing individual points in such a way that they can serve as a basis for producing elements using Varioshore TPU foamed filament could significantly accelerate the production process of the prosthetic socket [2].

Literature

1. Vujaklija I., Farina D., 3D printed upper limb prosthetics, *Expert Review of Medical Devices*, 15(7), 505–512, (2018).
2. Gałeczka Ł., Muzalewska M., Modyfikacja struktury protezy ręki za pomocą druku 3D. *METODY KOMPUTEROWE – 2023*, [25-28], Gliwice, Poland, Czerwiec 1, (2023).
3. Górki F., Wichniarek R., Kuczko W., Zawadzki P., Automated design and rapid manufacturing of low-cost customized upper limb prostheses, *Journal of Physics Conference Series* 2198(1):012040, (2022).

AKTYWNE STEROWANIE SKRĘCANIEM PRZEDNIEJ I TYLNEJ OSI NA PRZYKŁADZIE ŁAZIKA PHOENIX III

inż. JAKUB GURGUL,

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

WOJCIECH ŁOZIŃSKI,

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

Opiekun naukowy: mgr inż. Andrzej Jałowiecki



Streszczenie. Praca omawia zastosowanie geometrii aktywnej przedniej i tylnej osi w projekcie łazika kosmicznego Phoenix III. Wprowadzenie tego rozwiązania pozwoliło na znaczną poprawę manewrowości i stabilności pojazdu w trudnych warunkach terenowych oraz ciasnych przestrzeniach. Dzięki dynamicznej regulacji kątów ustawienia przednich i tylnych kół, łazik może skuteczniej adaptować się do różnych typów terenu, eliminując ryzyko utknięcia lub uszkodzenia platformy podczas eksploracji.

Słowa kluczowe: Aktywna geometria, łazik kosmiczny Phoenix III, sterowanie robotami mobilnymi, kompensacja Ackermanna

ACTIVE STEERING CONTROL OF THE FRONT AND REAR AXLES ON THE EXAMPLE OF THE PHOENIX III ROVER

Abstract. The paper discusses the use of front and rear active axle geometry in the design of the Phoenix III space rover. The introduction of this solution has significantly improved the vehicle's manoeuvrability and stability in difficult terrain and tight spaces. By dynamically adjusting the angles of the front and rear wheels, the rover can adapt more effectively to different types of terrain, eliminating the risk of getting stuck or damaging the platform during exploration.

Keywords: Active geometry, Phoenix III rover, mobile robot control, Ackermann's compensation

1. Wprowadzenie

Tematyka sterowania robotami mobilnymi obejmuje rozmaite systemy i techniki, które są kluczowe dla zapewnienia efektywnego poruszania się robotów w różnorodnych środowiskach. W dzisiejszym świecie roboty mobilne odgrywają coraz większą rolę zarówno w przemyśle, jak i w eksploracji kosmosu czy ratowaniu życia podczas katastrof. Istnieje wiele różnych podejść do sterowania tymi robotami, począwszy od prostych metod z wykorzystaniem czujników po zaawansowane systemy sztucznej inteligencji. Rozważając różne systemy sterowania, należy uwzględnić zarówno aspekty mechaniczne jak i programistyczne, aby uzyskać optymalną wydajność i bezpieczeństwo działania.

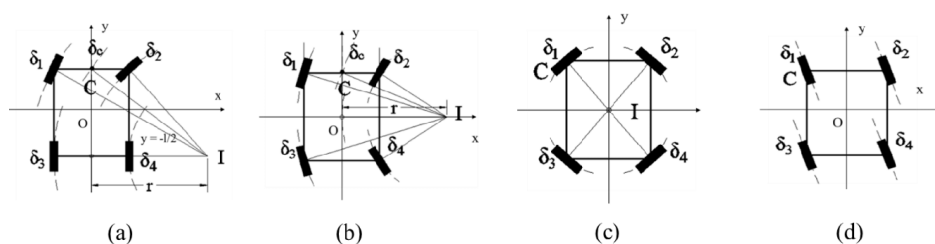
Manewr skręcania w robotach mobilnych może być realizowane poprzez zastosowanie różnych technik, z których każda ma swoje wady i zalety. Jednym z najpopularniejszych sposobów jest sterowanie różnicowe, gdzie prędkość każdego koła jest kontrolowana niezależnie. Poprzez zmianę prędkości obrotowej koła po jednej stronie robota względem drugiej, robot może skręcać w miejscu lub poruszać się po łuku.

Innym rozwiązaniem jest wykorzystanie zależności geometrycznych i odpowiednie ustawienie kół, znanej jako kompensacja Ackermanna (Rys. 1a). W tym przypadku kąt skręcenia każdego koła jest wyznaczany tak aby umożliwić robotowi płynne skręcanie zachowując przy tym stabilność i precyzję ruchu.

Kolejnym systemem jest sterowanie obydwoma osiami zarówno przednią, jak i tylną. Może ono być realizowane zgodnie (Rys. 1d) lub przeciwnie (Rys. 1b). W przypadku ruchu zgodnego obie osie wykonują obrót w tę samą stronę, co prowadzi do skrętu robota w wybranym kierunku. Natomiast w przypadku ruchu przeciwnego osie wykonują obrót w przeciwnych kierunkach.

Obracanie robota (Rys. 1c) to kolejna metoda polegająca na zmianie kierunku obrotu kół w taki sposób, aby robot obracał się wokół własnej osi. Jest to przydatne w sytuacjach gdy konieczne jest szybkie zmienienie kierunku ruchu bez konieczności przemieszczania się do przodu lub do tyłu.

Wybór odpowiedniej metody skręcania zależy od specyfiki zadania oraz warunków środowiskowych, w których porusza się robot mobilny. Każda z wymienionych metod może znaleźć zastosowanie w różnych sytuacjach.



Rys. 1. Przykładowe systemy geometrii skręcania dla 4-kołowego robota mobilnego [1]

Fig. 1. Sample steering geometry systems for a 4-wheel mobile robot [1]

2. Wstęp teoretyczny

Aby precyzyjnie określić kąty pod jakimi każde z kół powinno się ustawić oraz prędkości obrotowe z jakimi mają się obracać koła. Konieczne jest zdefiniowanie kluczowych parametrów geometrycznych i mechanicznych robota. Wśród tych parametrów znajdują się jego rozstaw wzdłużny (L) i poprzeczny (T) osi oraz promień skrętu (R). Dwa pierwsze parametry określają podstawowe wymiary pojazdu, podczas gdy promień skrętu definiuje promień łuku, który jest pokonywany przez robota. Na podstawie rozstawu możemy określić długość przekątnej robota (1) oraz kąt zawarty pomiędzy osią poprzeczną, a przekątną platformy (2).

$$H = \sqrt{L^2 + T^2} \quad (1)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{L}{2}}{\frac{T}{2}} \right) \quad (2)$$

Następnie możemy wyznaczyć kąty podstawowe, czyli takie pod którym powinny zostać ustawione konkretne strony robota. Kąty możemy podzielić na wewnętrzne (3) oraz zewnętrzne (4) w zależności od kierunku skręcania platformy. Na ich podstawie możemy określić pod jakim kątem powinny zostać obrócone koła, aby robot skręcał w odpowiednią stronę.

$$\delta_{in} = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{L}{2}}{R - \frac{T}{2}} \right) \quad (3)$$

$$\delta_{out} = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{L}{2}}{R + \frac{T}{2}} \right) \quad (4)$$

Kolejnym etapem jest wyznaczenie promieni skręcania: wewnętrznego (5) oraz zewnętrznego (6). Wyznaczenia możemy dokonać z wykorzystaniem twierdzenia cosinusów.

$$R_{in} = \sqrt{R^2 + H^2 + 2 \cdot R \cdot H \cdot \cos(180^\circ - \alpha)} \quad (5)$$

$$R_{out} = \sqrt{R^2 + H^2 + 2 \cdot R \cdot H \cdot \cos(\alpha)} \quad (6)$$

Teraz kiedy mamy określone już odpowiednie promienie skrętu możliwym jest wyznaczenie prędkości obrotowych poszczególnych kół. Na początek musimy założyć z jaką prędkością liniową (v) ma poruszać się środek platform. Z wykorzystaniem poniższych wzorów możemy wyznaczyć prędkość kątową środka platformy (7) oraz prędkości liniowe poruszania się po łuku kół wewnętrznych (8) oraz zewnętrznych (9).

$$\omega = \frac{v}{R} \quad (7)$$

$$v_{in} = \omega \cdot R_{in} \quad (8)$$

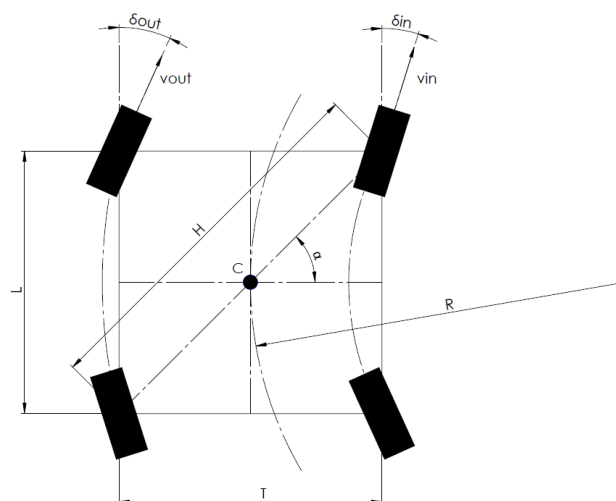
$$v_{out} = \omega \cdot R_{out} \quad (9)$$

Na podstawie tak wyznaczonych prędkości liniowych możemy już wyznaczyć docelowe prędkościątowe kół wewnętrznych (10) oraz zewnętrznych (11). Wyznaczenia dokonujemy z podstawieniem promienia koła (r).

$$\omega_{in} = \frac{v_{in}}{r} \quad (10)$$

$$\omega_{out} = \frac{v_{out}}{r} \quad (11)$$

Wszystkie opisane powyżej wartości zostały zaznaczone na Rys. 2.



Rys. 2. Schemat zależności wyznaczanych dla aktywnego układu skręcania
Fig. 2. Diagram of dependencies determined for the active steering system.

3. Wdrożenie geometrii na fizycznej platformie

Przed przystąpieniem do implementacji algorytmu sterowania na robocie Phoenix III [2] przeprowadzono szczegółowe pomiary osi wzdłużnej i poprzecznej. Przyjęto założenie, że promień skrętu będzie mieścił się w zakresie od 2 do 6 metrów. Określenie długości promienia skrętu oraz prędkości liniowej środka robota odbywało się na podstawie wychylenia gałki kontrolera podczas sterowania pojazdem.

Za sterowanie skrętem odpowiedzialne były 4 silniki krokowe NEMA17, wyposażone w przekładnię o 40-krotnym przełożeniu redukcyjnym, co zwiększyło pewność utrzymania pozycji przez każdą z osi. Dodatkowo system osi został wyposażony w enkodery absolutne, które w czasie rzeczywistym monitorowały położenie kół aby zapewnić dokładność i stabilność ruchu. Za napęd pojazdu odpowiadały cztery silniki BLDC (ang. *brushless direct-current motor*, bez szczotkowy silnik elektryczny prądu stałego) T-Motor, z 9-krotnym przełożeniem redukcyjnym zainstalowane po jednym na każde koło.

4. Podsumowanie

Podsumowując, implementacja aktywnego systemu geometrii w łaziku kosmicznym Phoenix III stanowiła przełomowy krok, który znacząco poprawił jego ogólną zdolność do poruszania się w zróżnicowanym terenie. Dzięki wprowadzeniu tego rozwiązania osiągi robota zostały znacząco ulepszone. Precyzja ruchu oraz bezpieczeństwo przejazdu zostały znacząco zwiększone, szczególnie w trudno dostępnych, ciasnych przestrzeniach. Nowa geometria aktywna umożliwiła łazikowi Phoenix III skuteczne dostosowywanie się do różnych typów terenu eliminując ryzyko utknięcia lub uszkodzenia podczas eksploracji.

Literatura

1. Zhang, Q., Karkee, M., & Tabb, A. (2019). The use of agricultural robots in orchard management. In *Robotics and automation for improving agriculture* (pp. 187-214). Burleigh Dodds Science Publishing.
2. Projekt Silesian Phoenix, <https://sknaimeth.polsl.pl/silesian-phoenix/>, data uzyskania ostatniego dostępu 30.04.2024.

ZABEZPIECZENIA UKŁADÓW ELEKTRONICZNYCH NA PLATFORMIE MOBILNEJ PHOENIX III

RADOSŁAW KĘPA,

Mechatronika Przemysłowa, semestr IV, 1 stopień

ANDRZEJ ŚLUSARSKI,

Automatyka i Robotyka, semestr IV, 1 stopień

Opiekun naukowy: mgr. inż. Andrzej Jałowicki

Streszczenie. W pracy autorzy skupiają się na tematyce zabezpieczeń układów elektronicznych przed nadmiernym napięciem oraz natężeniem jak również przed odwrotną polaryzacją. Na etapie projektowym rozważano różne rozwiązania w zależności od rodzaju zabezpieczanego układu. Poza aspektami elektrycznymi pod uwagę wzięto dodatkowe czynniki, takie jak drgania wynikające z poruszania się platformy mobilnej. W pracy zaprezentowano przykład użycia oprogramowania ECAD w celu wspomagania etapu projektowo-konstrukcyjnego.

Słowa kluczowe: elektronika, zabezpieczenia układów elektronicznych, ECAD, efuse, Phoenix III



SAFETY OF ELECTRONIC SYSTEMS ON THE PHOENIX III MOBILE PLATFORM

Abstract. In this paper, the authors focus on the topic of protection of electronic circuits against excessive voltage and current, as well as against reverse polarity. At the design stage, different solutions were considered depending on the type of circuit to be protected. In addition to electrical aspects, additional factors were taken into account, such as vibrations resulting from the movement of the mobile platform. The paper presents an example of the use of ECAD software to support the design and construction stage.

Keywords: electronics, electronic circuit protection, ECAD, efuse, Phoenix III

1. Wprowadzenie

Podczas prac projektowych nad mobilną platformą eksploracyjną Phoenix III (rys. 1), realizowaną w ramach projektu Silesian Phoenix [1] napotkano na problem wrażliwości zaawansowanych układów elektronicznych, takich jak mikroprocesory, na nagłe zmiany parametrów prądowych, do których zaliczamy nagłą zmianę napięcia lub/i natężenia [2]. Zmiany parametrów prądowych spowodowane były między innymi drganiami występującymi na platformie, które to w przypadku niektórych połączeń powodowały chwilowe wahania w zasilaniu.

Układami najbardziej podatnymi na uszkodzenia są znajdujące się na platformie Phoenix III komputery typu SBC (ang. Single Board Computer), które ze względu na prostą budowę nie są wyposażone w dodatkowe systemy zabezpieczające układ procesora czy pamięci ROM.



Rys. 1. Platforma mobilna Phoenix III
Fig. 1. Phoenix III mobile platform

2. Wymagania dotyczące układu zabezpieczeń

Układy znajdujące się na platformie wymagają określenia wymaganych parametrów układów zabezpieczających. Napięcie nominalne na platformie Phoenix III mieści się w przedziale od 25,2 V do 22,2 V (wynika to z charakterystyki źródła zasilania). Dla układu SBC Odroid H3 założono zastosowanie zabezpieczeń prądowego, napięciowego oraz przed polaryzacją odwrotną. Ze względu na wymagane przez SBC napięcie zasilania w zakresie od 14 V do 19 V, koniecznym jest zastosowanie przetwornicy DC-DC typu step-down obniżającej napięcie do 14 V. Układ Odroid H3 może pobierać do 65 W mocy elektrycznej przy napięciu zasilania 16 V, co daje górny limit prądowy na poziomie 4 A.

Ze względu na występujące drgania określono również wymagania fizyczne dotyczące złączy. Złącza powinny zapewnić ciasne i pewne połączenie, aby drgania nie powodowały chwilowych przerw w zasilaniu. Przy doborze złączy rozważano również ich odporność temperaturową oraz trwałość, aby wielorazowe podłączanie oraz rozłączanie nie wpływało na jakość połączenia w dłuższym okresie czasu.

3. Przegląd oraz wybór konkretnych rozwiązań

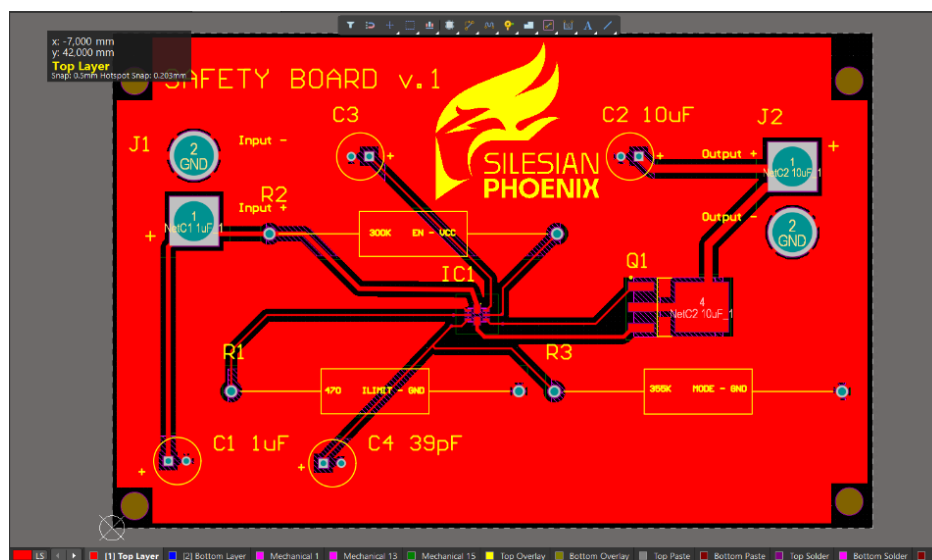
Na podstawie przeprowadzonego przeglądu stosowanych rozwiązań, postanowiono zaprojektować układ zabezpieczający bazujący na układzie scalonym MP5016H [3], który jest układem zabezpieczającym typu efuse. Układ ten umożliwia zaprojektowanie obwodu przerywającego przepływ prądu natychmiastowo powyżej określonego progu napięcia czy natężenia jak również zabezpieczającego przed odwrotną polaryzacją. Ograniczeniami rozpatrywanego układu jest maksymalne napięcie (do 22 V) oraz maksymalna moc chwilowa do 110 W (około 5 A). Co uniemożliwia zabezpieczenie dwóch jednostek SBC za pomocą pojedynczego układu.

Natomiast w przypadku złączy zdecydowano się na złącza w standardzie XT, występujące w wielu rozmiarach oraz konfiguracjach. Złącza typu TX wykazują większą odporność na

drżania, wytrzymuje również odporność na wysokie napięcia czy temperatury. Jednocześnie jest to złącze przystosowane do wielokrotnego łączenia i rozłączania.

4. Tworzenie modelu płytki PCB w Altium Designer

Na rysunku (Rys. 2) zaprezentowano widok model PCB modułu zabezpieczeń prądowych chroniący pojedynczą jednostkę obliczeniową łazika Phoenix III, wykonany za pomocą oprogramowania ECAD Altium Designer.



Rys. 2. Cyfrowy model PCB modułu zabezpieczeń prądowych
Fig. 2. Digital PCB document of the protection board

Tworzenie płytki w oprogramowaniu ECAD rozpoczyna się od uzupełnienia bibliotek o schematy komponentów, które miały być użyte w projekcie. Do każdego schematu podłączono pobrane lub własnoręcznie stworzone schematy PCB (ang. Footprint). Następnie tworzony jest schemat połączeniowy, w ramach którego projektowane są wszystkie połączenia pomiędzy poszczególnymi komponentami układu.

Na podstawie opracowanego schematu połączeniowego możliwym jest wygenerowanie schematu płytki drukowanej PCB. Projektowanie PCB rozpoczyna się od określenia zasad dotyczących rozmieszczenia elementów elektronicznych, ścieżek oraz pól lutowniczych. Konieczne jest zdefiniowanie takich parametrów jak minimalna odległość między ścieżkami, rozmiary pól lutowniczych oraz grubości ścieżek. Następnie przeprowadzany jest proces rozmieszczenia komponentów oraz wyznaczanie ścieżek prądowych oraz sygnałowych. Proces ten wspomagany jest poprzez narzędzia takie jak inteligentne projektowanie ścieżek oraz generowanie obszarów wspólnych, wypełniających płytkę i skracających proces wytrawiania układu.

Końcowym etapem jest weryfikacja opracowany projekt nie narusza ustalonych zasad. Widok dokumentu płytki z tego etapu projektowania znajduje się na rysunku (Rys. 2). Wykonany projekt można wyeksportować do postaci standardowych plików produkcyjnych.

Na podstawie opracowanego wirtualnego modelu, zlecono wykonanie fizycznego prototypu w celu wykonania ostatecznej weryfikacji poprawności projektu. Na Rys. 3 zaprezentowano wykonaną płytkę PCB dla modułu zabezpieczeń dla układu SBC.



Rys. 3. Fizyczna płytki PCB modułu zabezpieczeń prądowych
Fig. 3. Physical PCB protection board

5. Podsumowanie

W ramach projektowania mobilnej platformy Phoenix III oprócz klasycznego projektowania układów mechanicznym zachodzi potrzeba projektowania układów elektroniki. Ze względu na postępującą komputeryzację procesów projektowych, również w zakresie projektowania elektroniki możliwe jest korzystanie z narzędzi wspomagania komputerowego. Oprogramowanie klasy ECAD pozwala na opracowanie schematu połączeniowego na podstawie, którego możliwe jest opracowanie schematu płytki drukowanej PCB. Wykorzystanie tego typu oprogramowania w znaczący sposób przyspiesza i upraszcza proces projektowania zaawansowanych układów elektronicznych, poprzez pilnowanie wcześniej zdefiniowanych zasad, czy automatyczne generowanie optymalnych ścieżek.

Literatura

1. Projekt Silesian Phoenix, <https://sknaimeth.polsl.pl/silesian-phoenix/>, data ostatniego dostępu 13.05.2024
2. Horowitz P., Hill W., Sztuka Elektroniki. Tom 1 i 2. Wydanie 12, WKŁ. (2017)
3. Karta katalogowa układu MP5016H https://www.monolithicpower.com/en/documentview/productdocument/index/version/2/document_type/Datasheet/lang/en/sku/MP5016HGQH-Z/document_id/1703, data ostatniego dostępu 10.05.2024

WYZNACZANIE ROZKŁADU TEMPERATURY W KOLEKTORZE WYDECHOWYM SILNIKA SPALINOWEGO

inż. MATEUSZ KORYCIORZ,

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

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

Streszczenie. Celem pracy było wyjaśnienie roli kolektora w układzie wydechowym silnika spalinowego, jego zamodelowanie, dobór odpowiedniego materiału oraz przeprowadzenie symulacji numerycznych dla różnych scenariuszy obciążeniowych. Kolektor poddano oddziaływaniu źródła ciepła za pomocą odpowiednio zdefiniowanych warunków brzegowych. Na otrzymanych mapach temperatur zaobserwowano rosnący poziom temperatury kolektora do punktu wymuszenia, oraz cykliczne zmniejszanie się oraz wzrost temperatury.



Słowa kluczowe: Przepływ ciepła, przewodnictwo cieplne, analiza numeryczna, CAD, MES

DETERMINING THE TEMPERATURE DISTRIBUTION IN THE EXHAUST MANIFOLD OF A COMBUSTION ENGINE

Abstract. The aim of the thesis was to explain the role of the collector in the exhaust system of an internal combustion engine, creating a model of collector, selecting a suitable material for experiment and carrying out a numerical simulation for different load cases. Collector was also given a thermal load with properly selected boundary conditions. In the obtained temperature maps, an increasing collector temperature level up to the forcing point was observed, as well as a cyclical decrease and increase in temperature.

Keywords: Heat transfer, heat conductivity, numerical analysis, CAD, FEM

1. Wprowadzenie

Wyznaczanie rozkładu temperatury w kolektorze wydechowym silnika spalinowego stanowi istotny obszar badań w dziedzinie inżynierii mechanicznej. Kolektor wydechowy jest kluczowym elementem, który odpowiedzialny jest za efektywne odprowadzanie gorących gazów spalinowych do układu wydechowego. Zrozumienie i poprawnie przeprowadzona analiza rozkładu temperatury w kolektorze wydechowym są niezbędne dla optymalizacji pracy silnika, wydajności układu wydechowego oraz bezpieczeństwa działania. Do rozwiązania zadania zostało wykorzystane oprogramowanie CAD - Autodesk Inventor 2023, oraz MES - ANSYS Workbench 2023 R1, który pozwolił na wykorzystanie metod numerycznych pozwalających na zamodelowanie i symulację procesów związanych z przepływem ciepła.

2. Działanie kolektora wydechowego

Funkcje kolektora wydechowego są zróżnicowane i kluczowe dla optymalnego działania silnika. Oprócz zbierania spalin z różnych cylindrów, jego rola obejmuje także wyrównanie

przepływu gazów wydechowych pochodzących z poszczególnych cylindrów [1]. Poprawia to równomierność i stabilność działania silnika, co ma istotne znaczenie dla jego wydajności i trwałości.

3. Model matematyczny przepływu ciepła dla stanu nieustalonego

Model matematyczny dla trójwymiarowego zagadnienia przewodnictwa ciepła w stanie nieustalonym, tj. opisujący zmiany temperatury w rozpatrywanym obiekcie przestrzennym, może być zapisany przy użyciu równania przewodnictwa cieplnego Fouriera, które jest różniczkowym równaniem cząstkowym [2].

Równanie to ma postać:

$$c(T)\rho(T)\frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = \lambda(T)\frac{\partial^2 T(x, t)}{\partial x^2} + Q(x) \quad (1)$$

gdzie: x [m] - współrzędne geometryczne, t [s] - czas, $T(x, t)$ [°C] - temperatura w funkcji czasu i położenia, λ [W/(mK)] - współczynnik przewodzenia ciepła, $\partial T/\partial t$ - pochodna cząstkowa temperatury względem czasu, c [J/(kgK)] - ciepło właściwe, ρ – gęstość [kg/m³], Q [W/m³] - składnik źródłowy. Ponieważ w analizowanym zagadnieniu nie występuje składnik źródłowy ($Q = 0$) [3], a parametry termofizyczne λ , c , ρ założono jako wartości stałe, równanie (1) przyjmuje postać:

$$c\rho\frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = \lambda\frac{\partial^2 T(x, t)}{\partial x^2} \quad (2)$$

lub stosując operator nabra

$$c\rho\frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = \lambda\nabla^2 T(x, t) \quad (3)$$

Równanie (2) zostało uzupełnione odpowiednimi warunkami brzegowo-początkowymi. W tabeli 1 przedstawiono parametry termofizyczne wykorzystanego stopu stali nierdzewnej AISI 304, który zastosowano do przeprowadzenia symulacji [4].

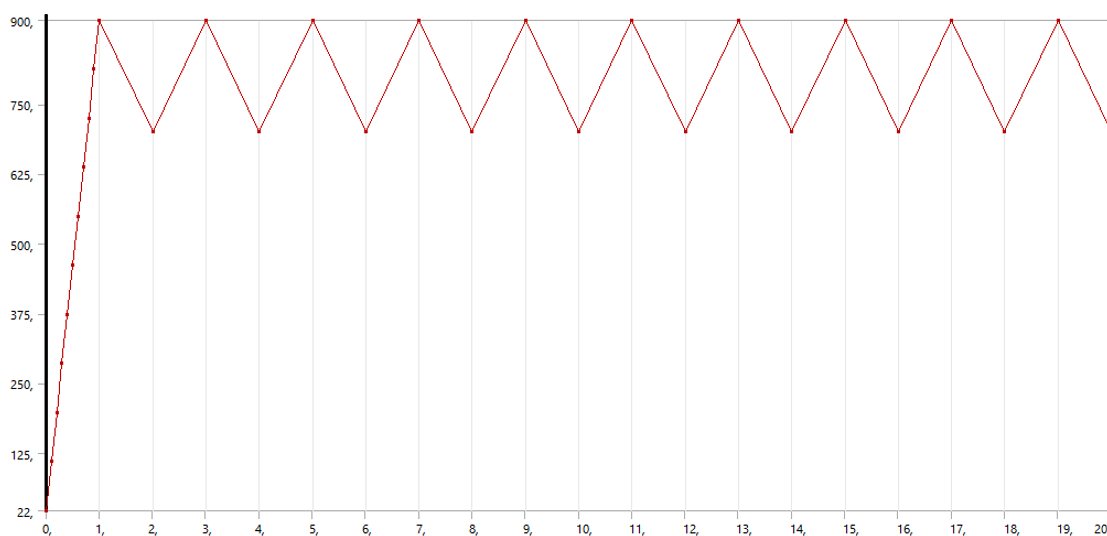
Tabela 1. Parametry termofizyczne
Table 1. Thermophysical parameters

Gęstość [kg/m ³]	7900
Współczynnik przewodzenia ciepła [W/(mK)]	16,2
Ciepło właściwe [J/(kgK)]	502

4. Warunki brzegowe – wykresy wymuszeń termicznych

W celu zamodelowania procesu przepływu ciepła i otrzymania wyników rozkładu temperatury, konieczne jest zdefiniowanie odpowiednich warunków brzegowych, określających obciążenia termiczne analizowanego układu. W założeniu przeprowadzonej analizy numerycznej cykl pracy kolektora trwał 20 sekund, co udało się zaprogramować poprzez zdefiniowanie odpowiedniej liczby kroków, przypisując każdemu z nich wartość 1

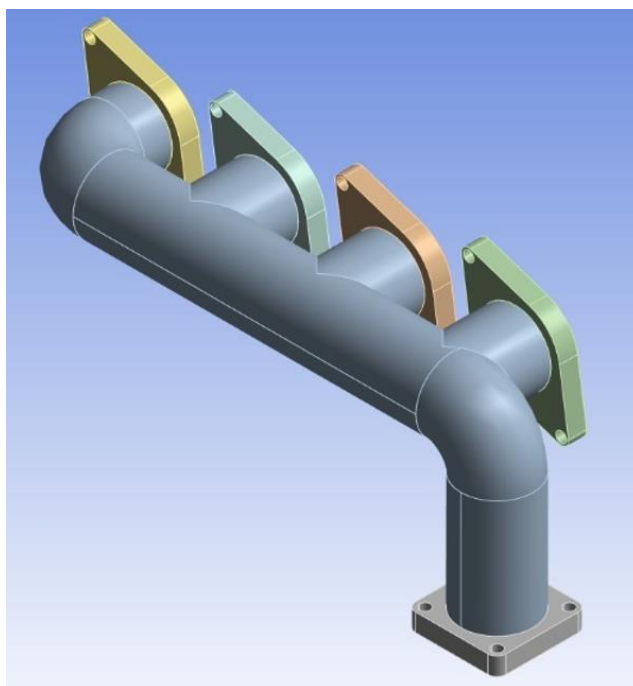
sekundy. Wartości temperatur zostały zdefiniowane tak, aby odzwierciedlić pracę prawdziwego kolektora wydechowego. Na rysunku 1 przedstawiono zmienny rozkład temperatury w czasie dla cylindra pierwszego. W podobny sposób zdefiniowano temperaturę dla cylindra 2, 3 i 4.



Rys.1. Wykres przedstawiający zadaną temperaturę w 1 cylindrze
Fig. 1. Graph showing the set temperature in 1st cylinder

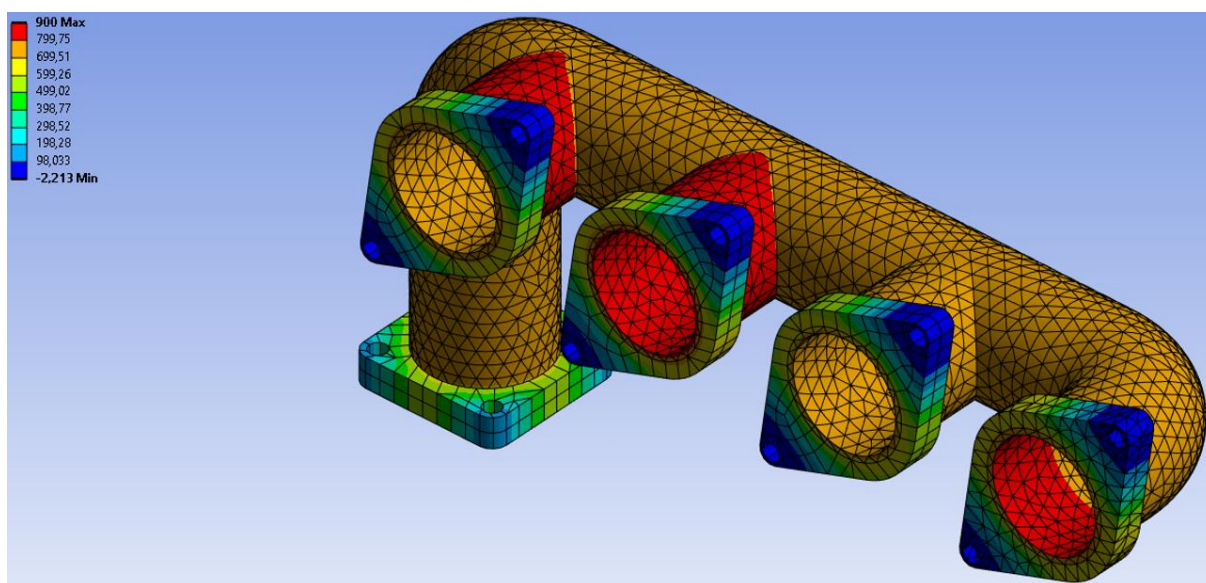
5. Wyniki obliczeń

Analizie poddano trójwymiarowy, uproszczony model kolektora wydechowego o wymiarach granicznych 500×300×150 mm (Rys. 2.).



Rys.2. Geometria analizowanego kolektora wydechowego
Fig. 2. Geometry of the analyzed exhaust manifold

Na ściankach wewnętrznych oraz zewnętrznych zdefiniowano warunek brzegowy III rodzaju - konwekcyjny. Jest on konieczny do przeprowadzenia analizy przepływu ciepła w kolektorze wydechowym związanym z makroskopowym ruchem materii w gazie [5]. Dla ścianek wewnętrznych założono wymuszenie temperatury w postaci wykresu przedstawionego na Rys. 1. Temperatura otoczenia wynosiła 22°C, z kolei temperatura maksymalna w kolektorze została zdefiniowana co do wartości równej 900°C (wynika to z przyjętej maksymalnej temperatury spalin). Warunek konwekcyjny ścianki zewnętrznej założono dla współczynnika wymiany ciepła $\alpha = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$, a dla wewnętrznej $\alpha = 50 \text{ W/m}^2\text{K}$. Na rysunku 3 przedstawiono przykładowy rozkład pola temperatury otrzymany podczas symulacji.



Rys. 3. Rozkład temperatury kolektora w 10 sekundzie analizy
Fig. 3. Temperature distribution in 10 second of analysis

W modelu matematycznym wykorzystano równanie Fouriera przewodzenia ciepła, uzupełnione o odpowiednie warunki brzegowo-początkowe. Materiał został zdefiniowany za pomocą trzech podstawowych parametrów termofizycznych: gęstości, ciepła właściwego oraz współczynnika przewodzenia ciepła. Na rysunku 3 zaobserwowano proces nagrzewania się kolektora na wylocie cylindra 3 i 4. Temperatura przedstawiona na rysunku jest zgodna ze zdefiniowanym wcześniej wymuszeniem temperatury. Podczas trwania symulacji można zaobserwować równomierny rozkład pola temperatury kolektora wydechowego, zgodny ze zmieniającymi się warunkami brzegowymi na wylocie cylindrów.

Literatura

1. Kmiec A., Procesy cieplne i aparaty, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław (2005).
2. Bialecki R., wykład „Wprowadzenie do transportu ciepła”, Politechnika Śląska, źródło internetowe.
3. Grabowska B., wykład „Termodynamika cz.2”, Katedra Inżynierii Procesów Odlewniczych, Akademia Górniczo-Hutnicza, źródło internetowe
4. Pater Z., Podstawy metalurgii i odlewnictwa, Politechnika Lubelska, Lublin (2014).
5. Wiśniewski S., Wiśniewski T., Wymiana ciepła, Wydawnictwo Naukowe PWN, WNT (2017).

BADANIA SYMULACYJNE WPLYWU PARAMETRÓW RUCHU NA ZUŻYCIE ENERGII MANIPULATORA

Mgr inż. PIOTR KROCZEK,

Inżynieria Mechaniczna, semestr IV, 3 stopień

Opiekunowie naukowci: dr hab. inż. Piotr Przyszałka, Prof. PŚ,
dr inż. Krzysztof Lis

Streszczenie. Optymalizacja zużycia energii manipulatorów jest od wielu lat przedmiotem badań wielu ośrodków naukowych i przemysłowych. W prezentowanym artykule przedstawiono analizę wpływu parametrów ruchu poszczególnych osi prototypowego manipulatora na zużycie energii na podstawie symulacji modelu brył sztywnych przeprowadzonej w środowisku MATLAB® Simulink®.

Słowa kluczowe: badania symulacyjne, zużycie energii, analiza wpływu parametrów

SENSITIVITY ANALYSIS OF MOTION PARAMETERS ON MANIPULATOR ENERGY CONSUMPTION

Abstract. Optimization of energy consumption of manipulators has been the subject of research in many scientific and industrial centers for many years. This article presents a sensitivity analysis of individual axes motion parameters on energy consumption based on a prototype manipulator multibody simulation carried out in the MATLAB® Simulink® environment.

Keywords: manipulator energy consumption, simulation studies, analysis of parameter effect

1. Wprowadzenie

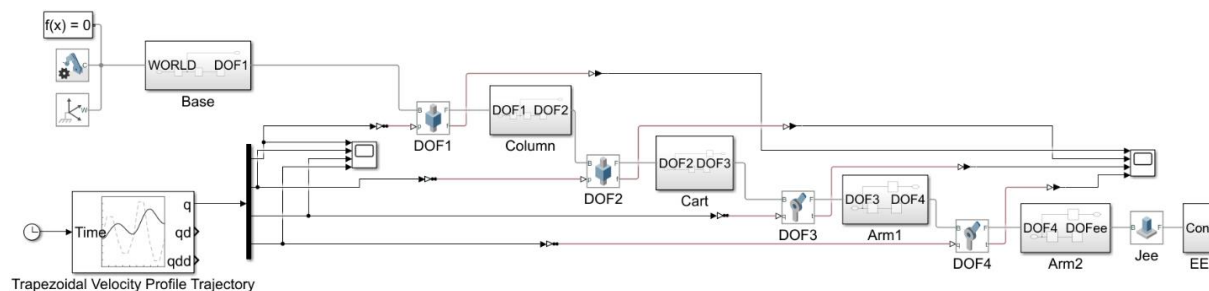
Automatyzacja i robotyzacja staje się coraz powszechniejsza w wielu dziedzinach życia. Obecnie najszerzej roboty wykorzystywane są w przemyśle wykonując prace na każdym etapie produkcji. W nowoczesnych zakładach produkcyjnych zrobotyzowane stanowiska odpowiadają za 60% całkowitego zużycia energii elektrycznej [1].

Optymalizacja zużycia energii manipulatorów, w przemyśle jak i w innych dziedzinach, jest obecnie jednym z szerzej badanych zagadnień w robotyce. Oszczędność energii na poziomie kilku procent, ze względu na ciągły charakter pracy manipulatorów, przynosi realne oszczędności finansowe. Dodatkowo wpływa pozytywnie na środowisko naturalne przyczyniając się do ograniczenia emisji szkodliwych substancji podczas produkcji energii elektrycznej. Efektywność energetyczna jest również jednym z celów obecnie trwającej rewolucji przemysłowej nazywanej Przemysłem 4.0 [2]. W artykule została przeprowadzona analiza wpływu parametrów ruchu na zużycie energii przykładowego manipulatora na podstawie symulacji z uwzględnieniem jego dynamiki.

2. Badania symulacyjne

a. Model manipulatora

W artykule skupiono się na analizie zużycia energii modelu manipulatora, opracowanego w firmie Hemitech sp. z o. o., służącego do obsługi produktów w zautomatyzowanym sklepie [3]. Manipulator składa się z czterech osi (dwóch pozycjonujących w osiach XZ oraz dwóch obrotowych realizujących ruchy ramienia w osi Y).



Rys. 1. Schemat modelu manipulatora w środowisku Simulink®

Fig. 1. Simulink® manipulator model

W celu oceny zużycia energii manipulatora w trakcie wykonywania ruchu wykorzystano model dynamiczny manipulatora zaimplementowany w środowisku MATLAB® Simulink® R2023b z wykorzystaniem bibliotek Simscape Multibody. Na rys. 1 przedstawiono schemat modelu brył sztywnych manipulatora. Parametrami wejściowymi dla modelu były przebiegi czasowe pozycji, prędkości oraz przyspieszenia poszczególnych osi napędowych, natomiast na wyjściu modelu obliczany był moment napędowy, generowany dla każdej z osi. Momenty bezwładności poszczególnych elementów zostały wyznaczone dla brył prostokątnych o masach zbliżonych do elementów rzeczywistych. Stanowiło to jednak pewne uproszczenie a model odzwierciedlał rzeczywisty obiekt w sposób uproszczony.

Na podstawie przebiegów momentu i siły oraz przebiegów prędkości dla poszczególnych stopni swobody obliczono przebieg mocy chwilowej każdej z osi, które następnie posłużyły do obliczenia zużycia energii zgodnie ze wzorem (1), gdzie W - zużyta energia, $P(t)$ – moc chwilową w czasie, T – całkowity czas ruchu.

$$W = \int_0^T P(t)dt \quad (1)$$

b. Eksperyment symulacyjny

Na potrzeby analizy wpływu parametrów ruchu na zużycie energii przeprowadzono badania symulacyjne. Bazowały one na planie badawczym wygenerowanym metodą *definitive screen design (DSD)* [4]. Metoda *DSD* jest nowoczesną metodą planowania eksperymentu pozwalającą na zaprojektowanie trójpoziomowego eksperymentu w celu zbadania zależności wielu czynników jednocześnie i identyfikacji najważniejszych z nich. Dla badanego manipulatora zdefiniowano przestrzeń 21 czynników (takich jak pozycje początkowe i końcowe, prędkości, przyspieszenia czy obciążenie zewnętrzne). Eksperyment składał się z 49 przebiegów wygenerowanych w środowisku Python z wykorzystaniem pakietu *definitive screening design* [5].

Na podstawie planu badań dla każdego z przebiegów eksperymentu wygenerowany został plik z trajektorią zawierający przebiegi czasowe pozycji, prędkości oraz przyspieszenia dla poszczególnych osi napędowych, który był wejściem dla modelu dynamicznego manipulatora. Wyniki analizy dynamicznej posłużyły do oceny zużycia energii manipulatora.

Na podstawie obliczonych trajektorii przebiegów przygotowano zestaw 25 parametrów, których wpływ na zużycie energii był analizowany. Analizowano wpływ:

- parametrów ruchu każdej z osi takich jak: przebytego dystansu - *dofx_dist*, absolutnej wartości przebytego dystansu - *dofx_dist_abs*, średniej prędkości ruchu - *dofx_avg_vel*, maksymalnej prędkości ruchu - *dofx_peak_vel*, zadanej wartości przyspieszenia - *dofx_acc*, zadanej wartości hamowania - *dofx_dec* (gdzie przedrostek *dofx* dotyczy wartości dla poszczególnych osi napędu, np. *dof1* – oś pierwsza manipulatora),
- obciążenia zewnętrznego (*load*).

3. Wyniki analiz

Dla otrzymanych wyników eksperymentu przeprowadzono analizę wpływu poszczególnych czynników na zużycie energii poszczególnych osi manipulatora. Przeprowadzono analizę korelacji oraz regresji liniowej. Wszystkie analizy przeprowadzono w środowisku Python z wykorzystaniem pakietów *scikit-learn* [6] oraz *statsmodel* [7].

a. Analiza korelacji

Dla każdej z osi manipulatora przeprowadzono analizę korelacji, obliczając współczynnik korelacji Pearsona, zużycia energii oraz pełnego zestawu czynników na podstawie, której określono poziom liniowej zależności między czynnikami, a zużyciem energii. W tabeli 1 przedstawiono wyniki analizy korelacji.

b. Analiza regresji

Drugą metodą analizy wpływu parametrów ruchu na zużycie energii była analiza regresji liniowej. Dla zużycia energii każdej z osi przeprowadzono regresję liniową metodą najmniejszych kwadratów i oceniono istotność statystyczną obliczonych współczynników. W tabeli 2 przedstawiono czynniki wraz z wartościami parametrów. W celu porównania wpływu poszczególnych współczynników zostały one znormalizowane metodą min-max. Dla czynników, których istotność statystyczna *p* była wyższa od 0.05 zostały przyjęte wartości 0.

c. Dyskusja

Dla trzech pierwszych osi największy wpływ na zużycie energii mają bezwzględny przebyty dystans oraz średnia prędkość ruchu. Dodatkowo dla osi trzeciej i czwartej znaczącym czynnikiem jest obciążenie zewnętrzne. Biorąc pod uwagę obciążenia osi zadane w postaci mas oraz momentów bezwładności poszczególnych komponentów, gdzie masa kolumny oraz wózka manipulatora jest o rząd wielkości większa od masy obciążenia zewnętrznego, otrzymane wyniki analizy są zgodne z przewidywaniami.

4. Wnioski

Bez względu od wybranej metody analizy wpływu parametrów ruchu na zużycie energii główny czynnik został określony jednakowo. Kolejne czynniki w zależności od wybranej metody różnią się między sobą. Dopiero dalsza analiza i praca związana z modelowaniem

zużycia energii pozwolą na dokładniejszą weryfikację wyników poszczególnych metod, co będzie przedmiotem dalszych badań. W celu dokładnego modelowania zużycia energii dalsze badania eksperymentalne powinny uwzględnić pomiary na podstawie planów wielopoziomowych, skupiających się głównie na parametrach związanych z dystansem, prędkością osi oraz obciążeniem zewnętrznym.

Tabela 1. Współczynniki korelacji czynników względem zużycia energii poszczególnych osi

Table 1. Features vs energy consumption correlation coefficient

param	dof1_avg_vel	dof1_peak_vel	dof1_dist_abs	dof1_acc	dof1_dec	dof2_avg_vel	dof2_peak_vel	dof2_dist_abs	dof2_acc	dof2_dec	dof3_avg_vel	dof3_peak_vel	dof3_dist_abs	dof3_acc	dof3_dec	dof4_avg_vel	dof4_peak_vel	dof4_dist_abs	dof4_acc	dof4_dec	load
dof1_avg_vel	0.99	0.047	0.091	0.015																	
dof1_peak_vel	0.57	0.00039	0.064	0.21																	
dof1_dist_abs	0.47	0.18	0.17	0.21																	
dof1_acc	0.25	0.12	0.14	0.057																	
dof1_dec	0.2	0.11	0.021	0.058																	
dof2_avg_vel	0.19	0.00036	0.033	0.041																	
dof2_peak_vel	0.19	0.019	0.018	0.58																	
dof2_dist_abs	0.18	0.0005	0.054	0.077																	
dof2_acc	0.17	0.00055	0.01	0.041																	
dof2_dec	0.17	0.00025	0.089	0.089																	
dof3_avg_vel	0.13	0.88	0.009	0.045																	
dof3_peak_vel	0.13	0.46	0.016	0.0045																	
dof3_dist_abs	0.13	0.00049	0.0018	0.043																	
dof3_acc	0.087	0.028	0.11	0.32																	
dof3_dec	0.079	0.019	0.84	0.082																	
load	0.073	0.34	0.36	0.54																	
dof4_avg_vel	0.069	0.057	0.02	0.19																	
dof4_peak_vel	0.064	0.02	0.17	0.13																	
dof4_dist_abs	0.061	0.00041	0.12	0.011																	
dof4_acc	0.046	0.00037	0.027	0.19																	
dof4_dec	0.036	0.11	0.073	0.014																	
dof1_move_energy	0.015	0.17	0.29	0.13																	
dof2_move_energy	0.0026	0.0005	0.13	0.063																	
dof3_move_energy	0.0019	0.11	0.0095	0.062																	
dof4_move_e	0.00088	0.12	0.062	0.17																	

Tabela 2. Znormalizowane współczynniki regresji linowej czynników dla zużycia energii

Table 2. Normalized linear regression coefficients for energy consumption

param	dof1_avg_vel	dof1_peak_vel	dof1_dist_abs	dof1_acc	dof1_dec	dof2_avg_vel	dof2_peak_vel	dof2_dist_abs	dof2_acc	dof2_dec	dof3_avg_vel	dof3_peak_vel	dof3_dist_abs	dof3_acc	dof3_dec	dof4_avg_vel	dof4_peak_vel	dof4_dist_abs	dof4_acc	dof4_dec	load
dof1_avg_vel	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof1_peak_vel	0.13	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof1_dist_abs	0.04	0.13	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof1_acc	0.035	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof1_dec	0.033	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof2_avg_vel	0	0	0.15	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof2_peak_vel	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof2_dist_abs	0	0.39	0.43	0	0	0	0.065	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof2_acc	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof2_dec	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof3_avg_vel	0	0.14	0.16	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof3_peak_vel	0	0.14	0	0.29	0	0	0.13	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof3_dist_abs	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
dof3_acc	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
dof3_dec	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
dof4_avg_vel	0	0.13	0	0	0	0	0	0.15	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
dof4_peak_vel	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
dof4_dist_abs	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
dof4_acc	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
dof4_dec	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
load	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof1_move_energy	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof2_move_energy	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof3_move_energy	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
dof4_move	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Literatura

1. Gadaleta M., Berselli G., Pellicciari M., Grassia F., Extensive experimental investigation for the optimization of the energy consumption of a high payload industrial robot with open research dataset, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, Vol. 68, s. 1-13 (2021).
2. Piątek Z. Czym jest Przemysł 4.0? – część 1, cytowane kwiecień 2024, dostępne na <https://przemysl-40.pl/index.php/2017/03/22/czym-jest-przemysl-4-0/> (2017).
3. Hemitech Sp. z o. o., MGL Sp. z o. o., Politechnika Śląska. konkurs „Szybka Ścieżka 1-2020” NCBiR, nr:POIR.01.01.01-00-0104/20 „Inteligentny klaster komórek Zautomatyzowanego Magazynu Sklepowego (iZMS)”, kwota dofinansowania 6 275 955,38 zł. (2020).
4. Jones B. A Class of Three-Level Designs for Definitive Screening in the Presence of Second-Order Effects, Journal of Quality Technology, Vol. 43, s. 1-15 (2011).
5. Ongari D, Definitive Screen Design (DSD), cytowane kwiecień 2024, dostępne na <https://pypi.org/project/definitive-screening-design/> (2024).
6. Pedregosa i inni, Scikit-learn: Machine Learning in Python, Journal of Machine Learning Research, Vol. 12, s. 2825-2830 (2011).
7. Seabold S., Perktold J., Statsmodels: Econometric and Modeling with Python, 9th Python in Science Conference, s. 57-61 (2010).

OPTYMALIZACJA TOPOLOGICZNA PALCA OBROTOWEGO CHWYTAKA ROBOTA

inż. EMILIA LEWANDOWSKA,

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

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

Streszczenie. Praca dotyczy optymalizacji topologicznej palca obrotowego chwytaka robota dla przyjętych kryteriów optymalizacji. Wykonano projekt obrotowego chwytaka robota i przeprowadzono optymalizację topologiczną palca w celu minimalizacji jego masy przy zachowaniu maksymalnej sztywności. Porównano dwa warianty modyfikacji uzyskanej geometrii w celu zastosowania ich podczas wytwarzania metodami przyrostowymi lub konwencjonalnymi. Do przeprowadzenia analiz wytrzymałościowych i optymalizacji topologicznej wykorzystano oprogramowanie ANSYS.



Słowa kluczowe: palec chwytaka robota, optymalizacja topologiczna, metoda elementów skończonych

TOPOLOGICAL OPTIMISATION OF THE FINGER OF THE ROTARY ROBOT GRIPPER

Abstract. The paper is devoted to the topological optimisation of the rotary robot gripper finger for the assumed optimisation criteria. The design of a rotary robot gripper was performed and a topological optimisation of the finger was carried out in order to minimise its mass while maintaining maximum stiffness. Two variants of modifications to the resulting geometry were compared for use in incremental or conventional manufacturing. ANSYS software was used to perform strength analyses and topological optimisation.

Keywords: robot gripper finger, topological optimisation, finite element method

1. Wprowadzenie

Analiza wytrzymałościowa jest kluczowym aspektem konstruowania [1]. Zarówno podczas modelowania, jak i na etapie końcowym możliwe jest przeprowadzenie weryfikacji zachowania układu oraz testowanie reakcji konstrukcji na zadane obciążenia. Obecnie w parze z analizą wytrzymałościową konstrukcji bardzo przydatnym narzędziem pozwalającym na zmniejszenie kosztów zakupu materiału, czy minimalizowanie zużycia zasobów produkcyjnych jest optymalizacja topologiczna [2]. Działa ona na zasadzie rozkładu materiału w badanej konstrukcji tak, by zminimalizować masę układu przy zadanych ograniczeniach, np. na sztywność układu i/lub na maksymalne naprężenia redukowane.

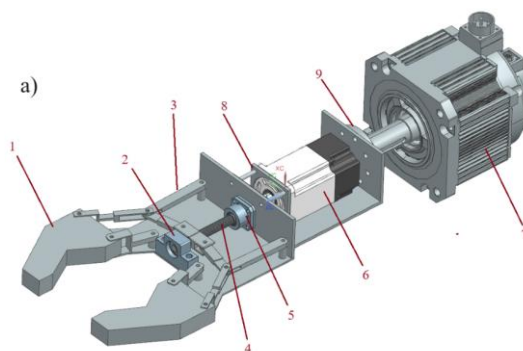
W ramach niniejszej pracy przedstawiono koncepcję chwytaka obrotowego przeznaczonego do przenoszenia określonych obiektów. Zaproponowano wstępną geometrię palców chwytaka obrotowego i przeprowadzono ich analizę wytrzymałościową. Następnie przeprowadzono optymalizację topologiczną palców dla wybranych kryteriów optymalizacji chwytaka. Uzyskane rezultaty poddano modyfikacjom geometrii z uwzględnieniem potencjalnej metody

wytwarzania i dokonano walidacji modeli pod względem wytrzymałościowym. Wszystkie obliczenia przeprowadzono w środowisku ANSYS.

2. Opis modelu

Przyjęto, iż chwytak ma przenosić aluminiowy półfabrykat w kształcie cylindra, którego średnica podstawy zawiera się w zakresie 60-70 mm, a wysokość w zakresie 90-100 mm. Model konstrukcji obrotowego chwytaka (Rys. 1) został wykonany w taki sposób, aby spełniał wymagane założenia, m.in. sprawne wykonanie operacji przenoszenia aluminiowego walca o zadanych wymiarach. Podstawowe elementy chwytaka to: 1 – palec chwytaka, 2 i 5 – bloki łożyskujące, 3 – ramię, 4 – śruba trapezowa, 6 – serwonapęd 1, 7 – serwonapęd 2, 8 i 9 – mocowania napędów.

Założono, że palce chwytaka będą wykonane ze stali nierdzewnej o następujących właściwościach: moduł Younga $E = 1.93e5$ MPa, współczynnik Poissona $\nu = 0.31$, gęstość $\rho = 7.75$ g/cm³, granica plastyczności $R_e = 207$ MPa.



Rys. 1. Chwytak obrotowy – koncepcja
Fig. 1. Rotary gripper – a concept

W celu wyznaczenia obciążenia, jakie na chwytaku wywiera przenoszony detal, obliczono minimalną siłę chwytu dla chwytaka siłowo-kształtowego:

$$F_{cH} = \frac{Q_{max} \cdot n \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \mu} \approx 14 \text{ N} \quad (1)$$

gdzie: $n = 2$ – współczynnik bezpieczeństwa, $\alpha = 120^\circ$ – kąt nachylenia szczęk chwytaka, $\mu = 0.6$ – współczynnik tarcia stal-aluminium.

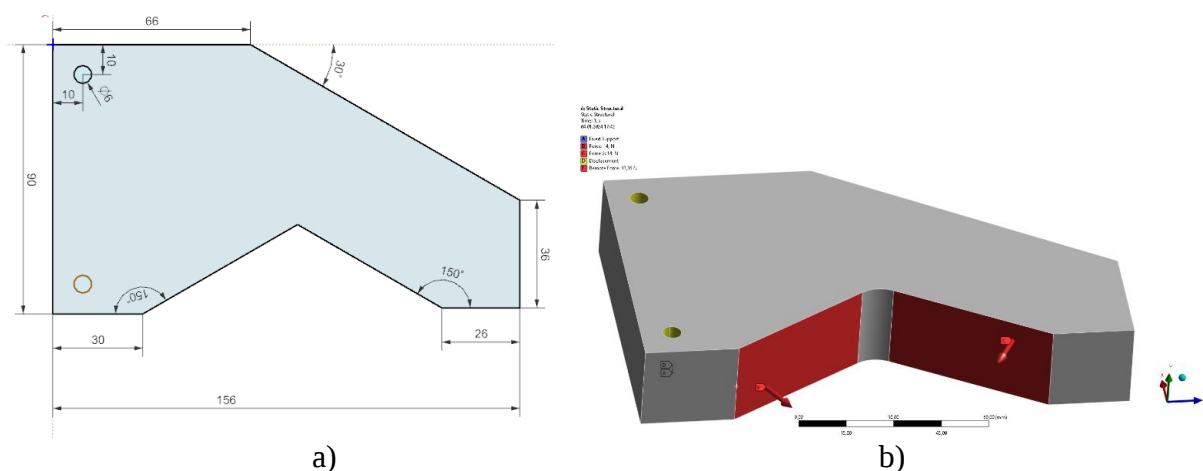
W układzie dobrano odpowiednie serwonapędy. Dla serwonapędu odpowiedzialnego za obrót śruby (serwonapęd 1) dobrano serwonapęd ELM1H-1000MA80E, natomiast jako serwonapęd odpowiedzialnego za obrót całej konstrukcji (serwonapęd 2) przyjęto model ELM2M-4400LD180FT-H [3].

3. Analiza wytrzymałościowa i optymalizacja topologiczna palca chwytaka

W pierwszym etapie analizie wytrzymałościowej oraz optymalizacji topologicznej poddany został referencyjny model palca chwytaka o wymiarach jak na Rys. 2a.

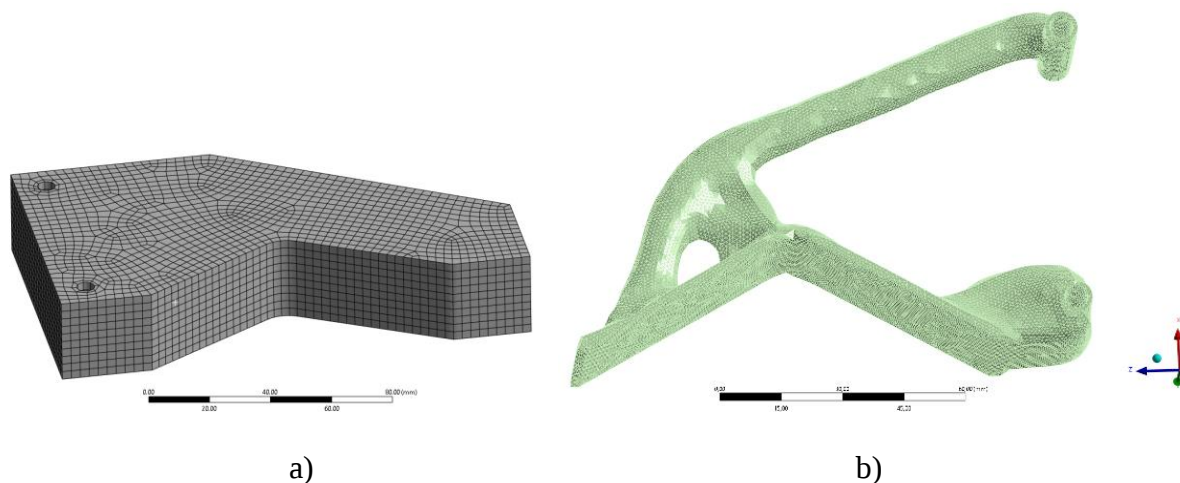
Przyjęto następujące obciążenia i warunki brzegowe: obciążenie minimalną siłą chwytu $F_{cH} = 14$ N dla dwóch powierzchni styku z walcem, obciążenie siłą $F_{s1} = 33$ N równą ciężarowi serwozaworu 1 w postaci zdalnej siły skupionej (*Remote Force*), ponadto odebrano możliwości ruchu wzdłuż osi Y w otworach oraz zadano utwierdzenie w jednym z otworów (Rys. 2b).

Model został podzielony na 11570 sześciściennych, kwadratowych elementów skończonych typu Hex20 o rozmiarze 3 mm (Rys. 3a).



Rys. 2. Palec chwytaka: a) wstępna geometria; b) warunki brzegowe i obciążenia
Fig. 2. Gripper finger: (a) initial geometry; (b) boundary conditions and loads

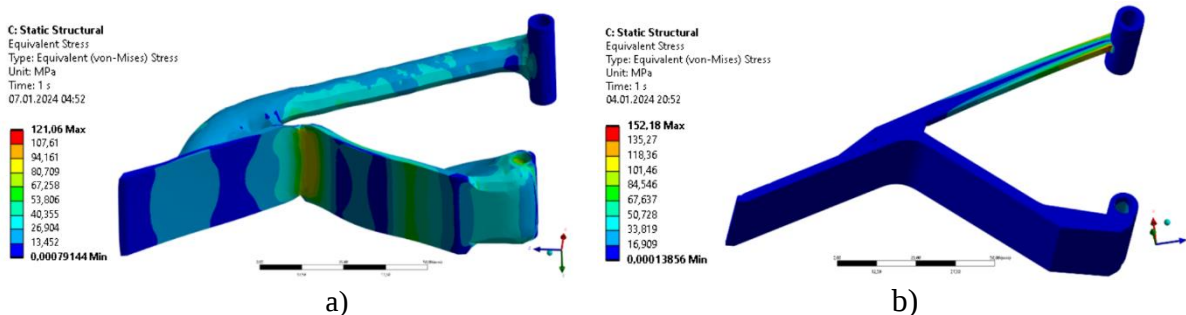
W następnym etapie przeprowadzono optymalizację topologiczną palca chwytaka. W tym celu przyjęto kryteria optymalizacji w postaci kryterium maksymalizacji sztywności oraz minimalizacji masy przy ograniczeniu redukcji masy palca do 90%. Jako obszary wyłączone z optymalizacji topologicznej przyjęto wszystkie powierzchnie, na których zadane zostały warunki brzegowe i obciążenia. Geometrię palca chwytaka uzyskaną w wyniku przeprowadzonej optymalizacji topologicznej wraz z siatką MES przedstawia Rys. 3b.



Rys. 3. Palec chwytaka: a) siatka MES; b) wynik optymalizacji topologicznej
Fig. 3. Gripper finger: (a) FEA mesh; (b) result of topological optimisation

W kolejnym etapie zastosowano dwa podejścia do poprawy uzyskanej geometrii w celu przeprowadzenia analiz wytrzymałościowych. W pierwszym podejściu wygładzono geometrię palca chwytaka w celu wytworzenia modelu metodami przyrostowymi, w drugim podejściu uproszczono geometrię w taki sposób, aby składała się z nieskomplikowanych figur geometrycznych w celu wykonania elementu metodami konwencjonalnymi. Do poprawy geometrii wykorzystano moduł SpaceClaim oprogramowania ANSYS.

Wyniki analiz wytrzymałościowych dla uzyskanych modeli w postaci map naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera-von Misesa przedstawiono na Rys. 4.



Rys. 4. Rozkład naprężeń redukowanych dla założonego wytwarzania:
a) metodami przyrostowymi; b) metodami konwencjonalnymi

Fig. 4. Equivalent stress distribution for assumed manufacturing using:
a) incremental methods; b) conventional methods

Otrzymane wyniki w postaci maksymalnych naprężeń redukowanych σ_{red_max} , maksymalnych przemieszczeń u_{max} oraz mas m zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Zestawienie wyników

Table 1. Summary of the results

	σ_{red_max} [MPa]	u_{max} [mm]	m [kg]
Model referencyjny	5.7	$2.2 \cdot 10^{-3}$	2.2
Po optymalizacji, metody przyrostowe	121	$1 \cdot 10^{-3}$	0.26
Po optymalizacji, obróbka konwencjonalna	152	1.2	0.16

4. Podsumowanie

Uzyskane wyniki świadczą o tym, że przeprowadzona optymalizacja topologiczna przeprowadzona została poprawnie ze względu na nieprzekroczenie granicy plastyczności dla zastosowanego materiału. Zaobserwowano znaczne spadki masy optymalizowanych elementów (od 88% do 93% w odniesieniu do modelu referencyjnego) dla obu metod wytwarzania przy spełnieniu wszystkich ograniczeń. Tym samym możliwe jest obniżenie kosztów produkcji palców chwytaka oraz zastosowanie innych, potencjalnie mniej kosztowych i lżejszych pozostałych elementów składowych rozpatrywanego chwytaka robota.

Zastosowanie podejście może być wykorzystane w odniesieniu do różnych elementów konstrukcyjnych wykonywanych z różnych materiałów (np. tworzywa sztuczne, kompozyty).

Literatura

1. Środka W., Trzy lekcje metody elementów skończonych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław (2004).
2. Poszwa P., Szostak M., Optymalizacja topologiczna projektowania wyrobów wytwarzanych metodą wtryskiwania tworzyw sztucznych, Mechanik, Vol. 11, s. 948-950 (2017).
3. Leadshine, strona producenta, <https://www.leadshine.com/proall/servo/servo-motor.html>, [data uzyskania dostępu: 2.01.2024].

SILNIK TYPU REVERSED BOXER – SYSTEM I KONSTRUKCJA

inż. MIKOŁAJ MAJCHROWSKI,

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

Opiekun naukowy: Dr inż. Witold Janik

Streszczenie: Artykuł przedstawia efekty dotychczasowej pracy nad projektem silnika pneumatycznego, który jest realizowany w ramach Programu Mentorskiego „Rozwiń Skrzydła”. Silnik ten jest dwucylindrowym, czterotłokowym silnikiem pneumatycznym o przeciwległym ustawieniu tłoków. Najważniejszymi wynikami pracy są programy do wizualizacji parametrów pracy silnika i ich optymalizacji oraz dokumentacja CAD samego silnika. Aktualnie przygotowywane są symulacje MES. Na podstawie wyników prac opracowany zostanie skalowany model silnika do badań eksperymentalnych.



Słowa kluczowe: silnik pneumatyczny, reverse boxer, CAD, optymalizacja, model ciśnieniowy

DESIGN PROCESS OF INVERTED BOXER PNEUMATIC ENGINE

Abstract: The paper describes the effects of hitherto achievements on design of pressurized air engine, which was realized as part of the Mentoring Program “Rozwiń Skrzydła”. The described engine is the inline-twin, opposed-piston engine, fitted out with four pistons. Most prominent highlights is the development of software for visualization and optimization of engine parameters and CAD documentation. Currently FEM analysis is being developed. Downscaled model will be developed, with reference to current results. The downscaled prototype is to be used for experimental research.

Key words: pneumatic engine, reverse boxer, CAD, optimization, pressure model

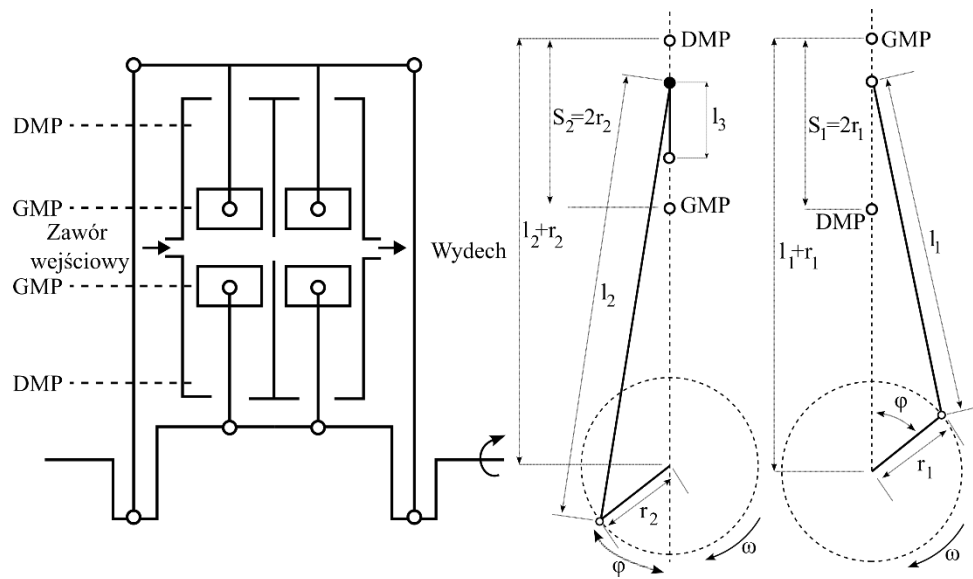
1. Wprowadzenie

Celem pracy jest określenie niezbędnych parametrów konstrukcyjnych jak i parametrów pracy silnika, których znajomość pozwala na opracowanie modelu jednostki prototypowej, która ma być zastosowana do analizy kinematycznej, dynamicznej oraz wytrzymałościowej. Jednocześnie opracowany zostanie model skalowany, przystosowany do wytworzenia przyrostowego, celem badań eksperymentalnych. Projektowany silnik jest wzorowany na silniku Gobron-Brille z 1904 roku. Przyjęte parametry geometryczne odpowiadają parametrom pracy silników spalinowych, których pojemność wynosi w przybliżeniu 2 litry. Sam silnik, posiada efektywną pojemność roboczą 1,71 litra. Wymiary elementów zostały szerzej opisane w dalszej części pracy. Jednostka jest zasilana za pomocą sprężonego powietrza o ciśnieniu ~ 100 barów, zgodnie z wartością przyjętą dla układów napędowych lokomotyw parowych w Polsce [1]. Przeprowadzono również analizy dla wartości ciśnienia równego 248 barów, przyjętego w prototypowym pojeździe o napędzie pneumatycznym - AirPOD 2.0.

2. Założenia konstrukcyjne

Opracowano silnik pneumatyczny o rzędowym układzie dwóch cylindrów z przeciwstawnie pracującymi tłokami. Przeciwległe pary tłoków zbudowane są w oparciu o oddzielne mechanizmy korbowe z różnymi promieniami wykorbienia, które zostały zoptymalizowane za pomocą narzędzi komputerowych. Promienie wykorbienia są jedną z niezależnych zmiennych przy wyznaczaniu równań kinetycznych i dynamicznych układów korbowodowych. Na rysunku 1 przedstawiono schemat budowy silnika. Na rysunku 1 zostały oznaczone krańcowe pozycje położenia tłoków, DMP, dolne martwe położenie (wał korbowy obrócony o 180°) oraz GMP, czyli górne martwe położenie (wał korbowy w pozycji 0°). Dodatkowo przedstawione są schematy mechanizmów korbowodowych [2].

W modelu uwzględnione zostały jedynie dwie grupy sił: siła gazowa, wytwarzana przez ciśnienie napierające na czoło tłoka oraz siła bezwładności elementów ruchomych.



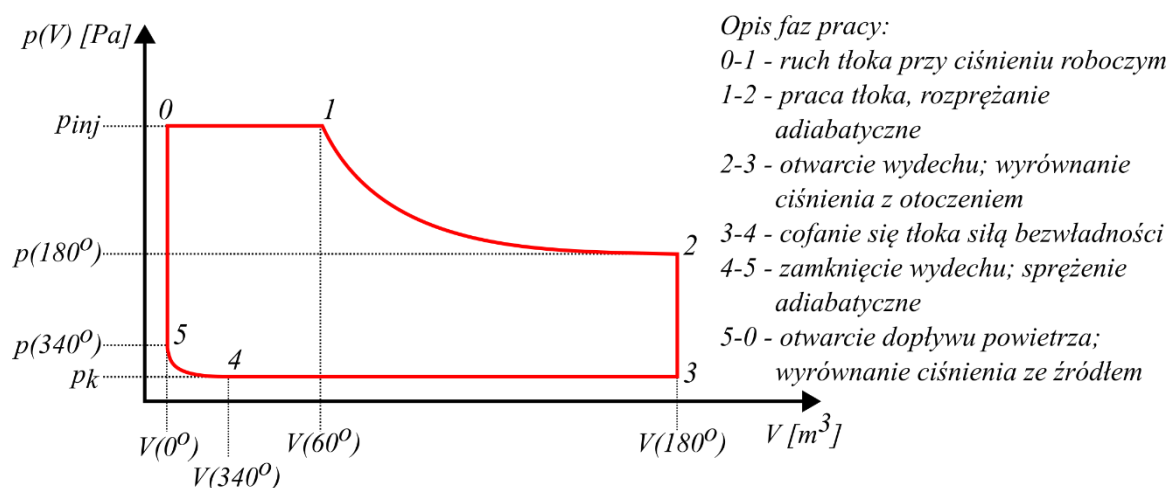
Rys. 1. Schemat mechaniczny silnika
Fig. 1. Mechanical engine diagram

Zostały również przyjęte następujące najważniejsze parametry silnika: stała prędkość obrotowa wału korbowego $n_{obr} = 1000$ RPM; średnica cylindra $D = 80$ mm; ciśnienie wejściowe $p_{inj} = 248$ bar; długości korbowodów $l_1 = 200$ mm i $l_2 = 375$ mm; promienie wykorbienia $r_1 = 50$ mm i $r_2 = 30$ mm. Jako medium gazowe przyjęto suche powietrze o temperaturze 20°C wykładniku adiadyty $k_c = 1,400$, a jako ciśnienie otoczenia $p_k = 1$ bar.

Zmiany ciśnienia wewnątrz cylindrów zostały zamodelowane za pomocą funkcji opisanej przedziałami, modelującymi kolejne fazy pracy silnika, które przedstawiono na wykresie zależności ciśnienia od objętości gazu na rysunku 2 oraz zgodnie z zależnością 1 ciśnienia od kątu obrotu wału [3]. Kąt będący argumentem funkcji ciśnienia i objętości liczony jest względem GMP.

$$p(\phi) = \begin{cases} dla (0 \leq \phi < \phi_1) = & p_{inj} \\ dla (\phi_1 \leq \phi < \phi_2) = & \frac{p_{inj} V(60^\circ)^{k_c}}{V(\phi)^{k_c}} \\ dla (\phi_2 \leq \phi < \phi_3) = & p_k \\ dla (\phi_3 \leq \phi < 360^\circ) = & \frac{p_k V(340^\circ)^{k_c}}{V(\phi)^{k_c}} \end{cases} \quad \text{gdzie: } \begin{cases} \phi_1 = 60^\circ - \text{zamknięcie dolotu powietrza,} \\ \phi_2 = 180^\circ - \text{otwarcie wylotu powietrza,} \\ \phi_3 = 340^\circ - \text{zamknięcie wylotu powietrza,} \end{cases} \quad (1)$$

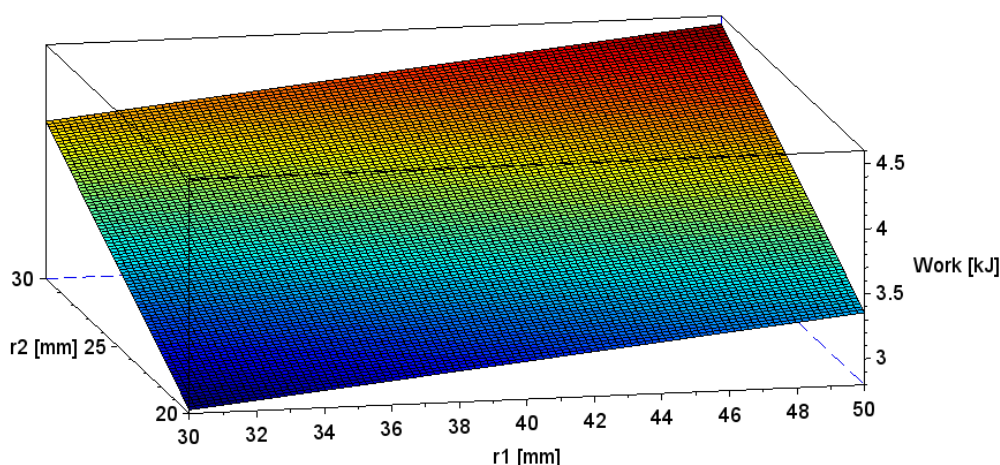
$V(\phi)$ – funkcja zależności objętości od kątu obrotu wału silnika.



Rys. 2. Opis modelu ciśnieniowego silnika
 Fig. 2. Description of engine's pressure model

3. Narzędzia komputerowe

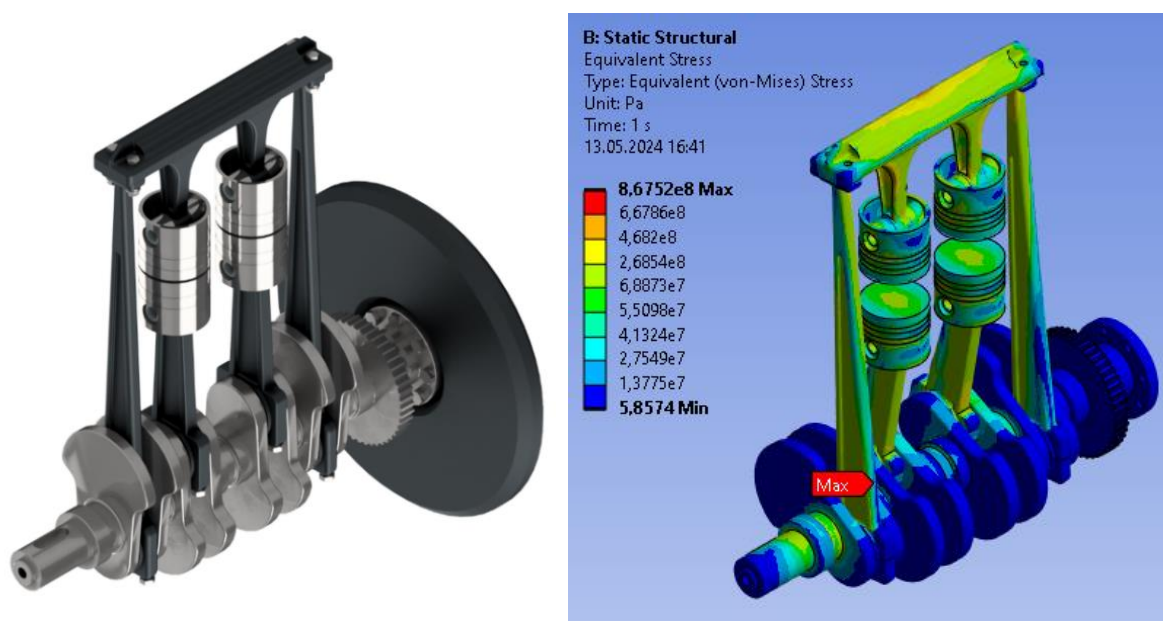
Do wizualizacji oraz optymalizacji zastosowano autorskie programy opracowane w środowisku SciLAB. Program optymalizacyjny stosował metodę Powella oraz Quasi-Newtonowską, która jest metodą zaimplementowaną w bibliotekach środowiska SciLAB. Optymalizowanym parametrem były promienie wykorbienia wału korbowego, przy przyjętych przedziałach: 30-50 mm dla r_1 i 20-30 mm dla r_2 . Działanie programu wykazało, że funkcja zależności pracy od promieni wykorbienia, wykonywanej w jednym cyklu pracy osiągnęła maksimum w górnej granicy badanych przedziałów, więc takie właśnie wartości zostały przyjęte do dalszej analizy. Po przyjęciu takich wartości, wytwarzana jest praca na poziomie 4,54 kJ w jednym cyklu, która przy prędkości obrotowej zaledwie 1000 RPM, skutkuje mocą na poziomie 75,67 kW (102,9 KM) i zużyciu powietrza 0,5 m³ na minutę ciągłej pracy.



Rys. 3. Wynik pracy programu – Wykres zależności pracy jednego cyklu od zmiennych optymalizowanych r_1 oraz r_2
 Fig. 3. Program results – Plot of relations of optimized variables r_1 and r_2 to summarized work of one cycle

4. Model 3D

Opracowany został pełnowymiarowy model projektowanego silnika w oprogramowaniu Inventor. Model przedstawiono na poniższym rysunku. Model został zaimportowany do oprogramowania ANSYS, w celu przygotowania analizy statycznej w położeniu, w którym mechanizm jest obciążony największymi siłami (wał obrócony o 60°). Maksymalne naprężenie redukowane w układzie wyniosło 867,5 MPa. Należy zauważyć, że na granicy tworzyw (między stalowymi panewkami, a żeliwnymi korbowodami) wystąpiło lokalne spiętrzenie naprężeń, które oceniono jako błąd numeryczny wynikający z uproszczonego modelu geometrycznego. Przyjęty model przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Modele układu korbowego silnika
Fig. 4. Models of engine's crank mechanism

5. Wnioski

Proces projektowania został podzielony na etapy. Początkowe, analizy modelu matematycznego, w środowisku SciLAB, cechujące się dużą szybkością obliczeń i łatwością edycji danych wejściowych, pozwoliły na przyjęcie wstępnej postaci konstrukcyjnej. Zamodelowany układ poddano wstępnej analizie MES, która pozwoliła na jej ocenę. Zastosowane modele będą rozwijane w dalszym toku prac, przed przystąpieniem do budowy układu oraz testów rzeczywistych. Praca stanowi wstępne studium badań nad matematycznym oraz numerycznym modelem silnika pneumatycznego oraz jego konstrukcją.

Literatura

1. Przegląd Techniczny, Nr.1-2, Warszawa (1929)
2. Jędrzejowski J., Mechanika układów korbowych silników samochodowych, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa (1979).
3. Szargut J., Termodynamika techniczna, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa (1991).
4. Dietrych J., System i Konstrukcja, WNT, Warszawa (1985).

BADANIE WPŁYWU RODZAJU I STOPNIA WYPEŁNIENIA PRÓBEK WYKONANYCH Z ZASTOSOWANIEM DRUKARKI FILAMENTOWEJ NA ICH WŁASNOŚCI MECHANICZNE

inż. MACIEJ MAZUR,

Automatyka i Robotyka, ZAB, semestr VII, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Witold Ogierman

Streszczenie. Celem artykułu jest zbadanie wpływu rodzaju oraz stopnia wypełnienia próbek wykonanych na drukarce filamentowej na ich parametry wytrzymałościowe oraz sztywność. Parametry wytrzymałościowe oraz moduł Younga zostały wyznaczone w ramach statycznej próby rozciągania. Badane były próbki o trzech stopniach i trzech rodzajach wypełnienia. Uzyskane wyniki dla różnych wariantów zostały ze sobą porównane. Zaobserwowane zostały znaczące różnice w wartościach parametrów pomiędzy poszczególnymi wariantami.



Słowa kluczowe: druk 3D, własności mechaniczne, własności sprężyste, wytrzymałość

INVESTIGATION ON IMPACT OF THE TYPE AND DEGREE OF INFILL OF 3D PRINTED SPECIMENS ON THEIR MECHANICAL PROPERTIES

Abstract. The aim of the article is to investigate the influence of the type and degree of infill of samples made on a filament printer on their strength parameters and stiffness. The strength parameters and Young's modulus were determined throughout a static tensile test. Samples with three degrees of infill and three types of infill were tested. The results obtained for various variants were compared with each other, and significant differences in parameter values between individual variants were observed.

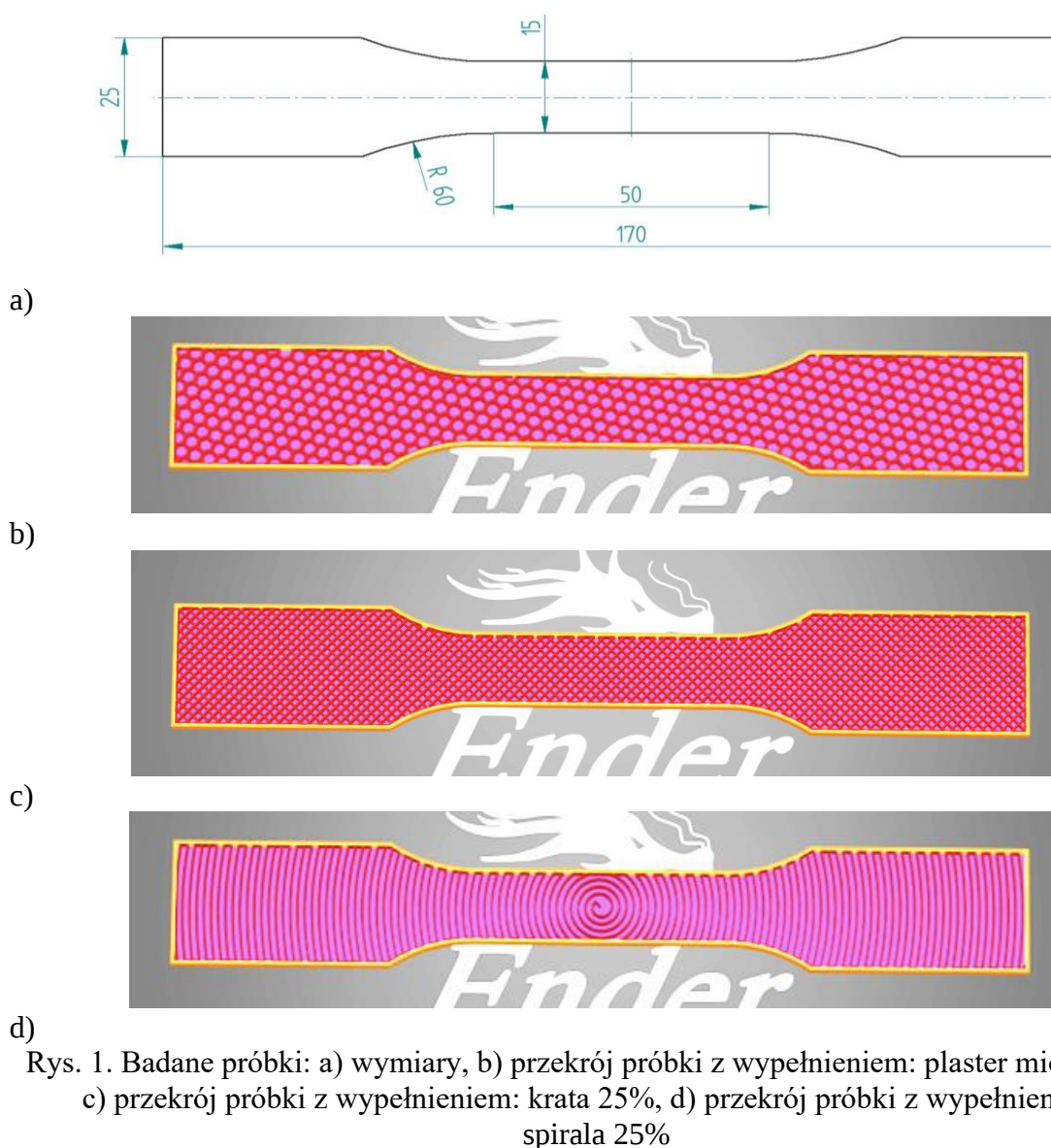
Keywords: 3D printing, mechanical properties, elastic properties, strength

1. Wprowadzenie

Technologia wytwarzania przyrostowego może być spotkana niemal że w każdej z dziedzin życia, takich jak medycyna, gastronomia, budownictwo, motoryzacja, sztuka oraz wielu innych działach gospodarki [1-4]. Do najczęściej spotykanych metod druku przestrzennego można zaliczyć metody: FDM, SLA, MJP, DLP. Elementy do badań przeprowadzonych w ramach niniejszej pracy wykonano w oparciu o metodę FDM (Fused Deposition Modeling) oraz materiał PLA (Polilaktyd). Do wykonywania elementów za pomocą tej metody służą także inne materiały różniące się właściwościami takie jak m.in: PETG, TPU, ASA oraz HIPS. Ze względu na kryteria związane m.in. z kosztami oraz czasem produkcji, objętość wytwarzanych elementów nie jest zazwyczaj w pełni wypełniona, ale wprowadzona jest struktura wewnętrzna (wypełnienie) o zadanym udziale objętościowym materiału. Celem tej pracy jest doświadczalne zbadanie wpływu rodzaju oraz stopnia wypełnienia próbek, które zostały wykonane na drukarce filamentowej, na ich parametry wytrzymałościowe oraz sztywność. W badaniach skupiono się na statycznej próbie rozciągania, przeanalizowano próbki o trzech rodzajach wypełnienia oraz o trzech jego stopniach.

2. Badania doświadczalne

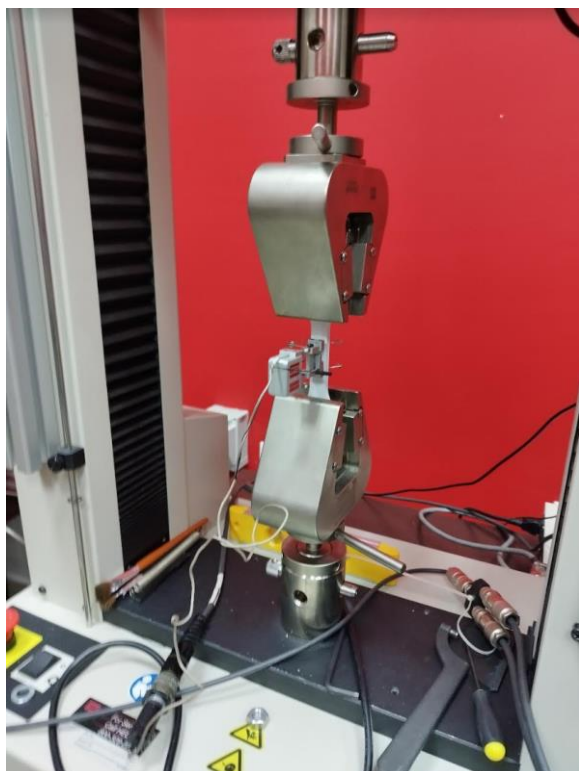
Wymiary próbek oraz uwzględnione sposoby wypełniania ich wnętrza przedstawiono na rys. 1. Zostały przeanalizowane wypełnienia w postaci plastra miodu, kraty oraz spirali. Uwzględniono dwa różne udziały objętościowe materiału bazowego 0.25 oraz 0.75, dodatkowo zbadany został również przypadek pełnego wypełnienia przestrzeni próbki. W celu zmiany udziału objętościowego wypełnienia modyfikowano grubość ścianek wewnętrznej struktury bez zmiany wartości głównych wymiarów i grubości ścianek zewnętrznych. Grubość próbek to 6 mm, a grubość ścianek zewnętrznych to 0,8 mm.



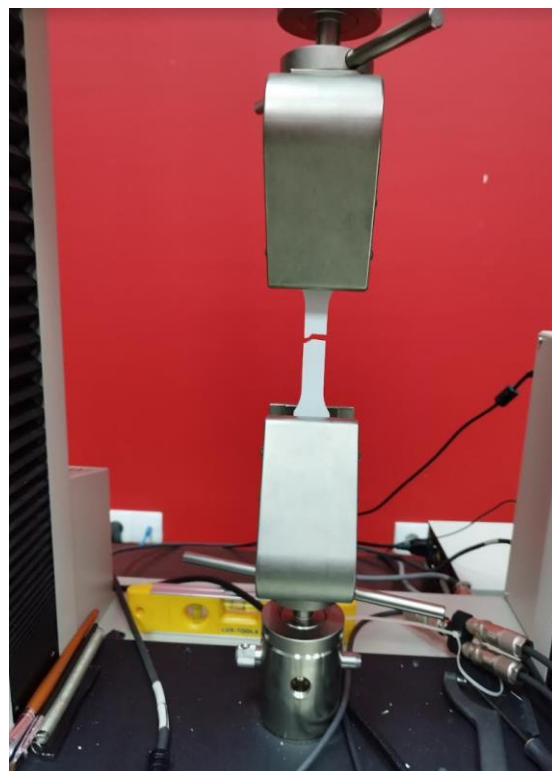
Rys. 1. Badane próbki: a) wymiary, b) przekrój próbki z wypełnieniem: plaster miodu 25%, c) przekrój próbki z wypełnieniem: krata 25%, d) przekrój próbki z wypełnieniem: spirala 25%

Fig. 1. Tested specimens: a) dimensions, b) cross section of specimen with infill: honeycomb 25%, c) cross section of specimen with infill: grid 25%, d) cross section of specimen with infill: spiral 25%

Statyczną próbę rozciągania przeprowadzono z zastosowaniem zrywarki elektromechanicznej firmy MTS. Podczas wykonywania doświadczeń, w celu precyzyjnego pomiaru wydłużenia części pomiarowej próbki stosowany był ekstensometr. Na rys. 2a przedstawiono jedną z próbek przygotowaną do badania wraz z zamocowanym ekstensometrem, natomiast na rys. 2b zaprezentowano próbkę po przeprowadzeniu próby.



a)



b)

Rys. 2. Próba rozciągania: a) próbka przygotowana do badania, b) próbka po zerwaniu
Fig. 2. Tensile test: a) specimen prepared for the test, b) specimen after breakage

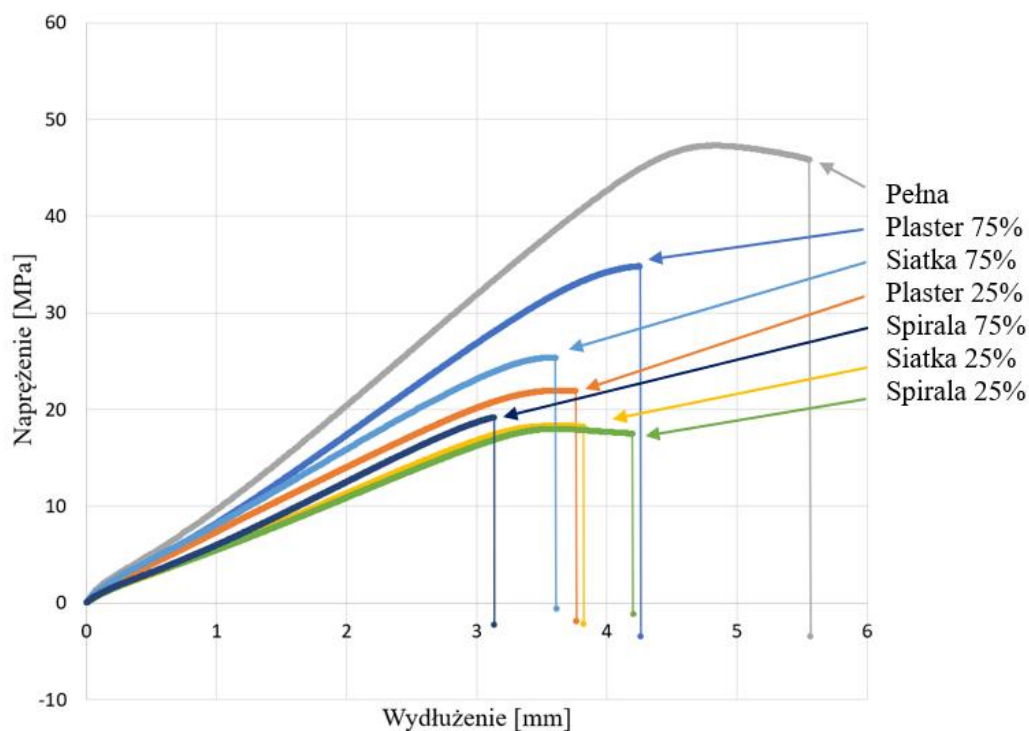
3. Wyniki badań

Na podstawie analizy wykresów naprężenie-odkształcenie wyznaczono wartości modułu Younga oraz umownej granicy plastyczności stanowiącej naprężenie odpowiadające działaniu siły rozciągającej, wywołującej w próbce umowne wydłużenie trwale wynoszące 0.2% długości pomiarowej [5]. Analizę wykresów przeprowadzono w programie Microsoft Excel. Wyniki przeprowadzonych badań zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Zestawienie wyników badań: E - moduł Younga, $R_{0.2}$ - granica plastyczności R_m -wytrzymałość na rozciąganie, Z - przewężenie

Table 1. Summary of the results: E - Young modulus, $R_{0.2}$ - yield stress R_m -ultimate tensile stress, Z - reduction of area

	Siatka 25%	Siatka 75%	Spirala 25%	Spirala 75%	Plaster 25%	Plaster 75%	Pełna
E [MPa]	1116,7	1685,6	1147,4	1426,9	1337,2	2269,1	3001,7
$R_{0.2}$ [MPa]	16,24	21,42	16,33	17,85	18,92	31,23	39,50
R_m [MPa]	18,23	24,62	17,81	18,09	21,46	34,54	46,08
Z [%]	1,42	0,96	1,00	0,59	1,04	0,69	0,29



Rys. 3. Wykresy naprężenie-wydłużenie dla próbek o różnych strukturach wewnętrznych i stopniach wypełnienia

Fig. 3. Stress-elongation curves for specimens of with various types and degrees of infill

4. Wnioski

Przeprowadzone badania doświadczalne pozwoliły wyznaczyć podstawowe własności mechaniczne odpowiadające poszczególnym wariantom próbek, dzięki czemu możliwa jest ocena wpływu rodzaju i stopnia wypełnienia. Rodzaj wypełnienia, który zapewnił zarówno największą sztywność oraz najwyższe własności wytrzymałościowe to plaster miodu. Ogólnie, różnice pomiędzy poszczególnymi wariantami są znaczne. W szczególności można zaobserwować, że próbki o udziale objętościowym materiału bazowego 25% z wypełnieniem w postaci plastra miodu charakteryzują się wyższymi własnościami wytrzymałościowymi niż próbki o udziale objętościowym materiału bazowego 75% z wypełnieniem w postaci spirali.

Literatura

1. Dodziuk H., Druk 3D w Budownictwie, Napędy i Sterowanie, Vol. 22, nr 12, s. 41-47 (2020).
2. Wyleżoł M., Wróbel A. (Red), Selected Applications of Additive Technologies, Scientific papers of the Department of Fundamentals of Machinery Design, Gliwice (2021).
3. Waseem M., Tahir A.U., Majeed J., Printing the future of food: The physics perspective on 3D food printing, Food Physics, Vol. 1, 100003 (2024)
4. Tatarczak J., Krzysiak Z., Samociuk W., Kaliniewicz Z., Krzywonos L., Przegląd Nowoczesnych Technologii Druku 3D Obiektów Metalowych, Mechanik, vol. 90, nr 7, s. 612-614 (2017)
5. Jakubowicz A., Wytrzymałość materiałów Tom 1, WNT, Warszawa (1999).

PROJEKT I ANALIZA STANU NAPRĘŻEŃ JEDNOOSIOWEJ PRZYCZEPY ROLNICZEJ

inż. KORDIAN MIKUSEK,

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

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

Streszczenie. Celem pracy było zaprojektowanie konstrukcji jednoosiowej przyczepy rolniczej oraz wykonanie weryfikacji wytrzymałościowej konstrukcji w następujących przypadkach: analiza przyczepy obciążonej maksymalnie dopuszczalnym ładunkiem oraz analiza konstrukcji w trakcie wywrotu ładunku. Projekt wykonano przy zastosowaniu oprogramowania *Autodesk Inventor*.



Słowa kluczowe: przyczepa, CAD, stan naprężeń, obliczenia wytrzymałościowe, metoda elementów skończonych

DESIGN AND ANALYSIS OF STRESS STATE OF SINGLE-AXLE AGRICULTURAL TRAILER

Abstract. The aim of the thesis was designing of a single-axle agricultural trailer structure and appropriate strength calculations of the trailer in the following cases: analysis of the trailer loaded with the maximum load and analysis of the structure during tipping of the load. The thesis was made using *Autodesk Inventor* software.

Keywords: trailer, CAD, stress state, strength calculations, finite element method

1. Wprowadzenie

Niniejsza praca obejmuje zaprojektowanie konstrukcji jednoosiowej przyczepy rolniczej. Na początku pracy przeprowadzono przegląd rozwiązań konstrukcyjnych przyczep dostępnych na rynku, a także norm prawnych związanych z projektowaniem tego typu pojazdów. Uwzględniając powyższe informacje zdefiniowano założenia konstrukcyjne.

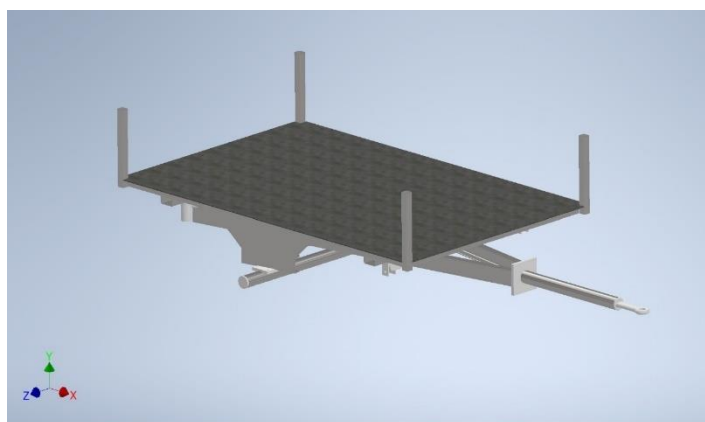
Kolejnym etapem pracy było stworzenie modelu CAD przyczepy, a następnie przeprowadzenie symulacji numerycznych MES dla zaprojektowanej konstrukcji przyczepy. Ze względu na wystąpienie w konstrukcji naprężeń przekraczających naprężenia dopuszczalne dokonywano sukcesywnej zmiany doboru przekrojów i wymiarów kształtowników w celu redukcji wartości naprężeń maksymalnych.

2. Założenia projektowe

Przyczepa została dostosowana do ciągnięcia przez ciągnik rolniczy oraz posiada możliwość trójstronnego wywrotu ładunku celem ułatwienia rozładunku przewożonego towaru. Przyjęto ładowność równą 1500 kg, a maksymalne wymiary gabarytowe: długość 3500 mm, szerokość 1600 mm oraz wysokość 1400 mm.

3. Modelowanie CAD

Projektowana przyczepa jest głównie konstrukcją spawaną, wykonaną z kształtowników stalowych. Jedynym wyjątkiem jest połączenie ramy dolnej z dyszlem, które jest połączeniem śrubowym w celu ułatwienia regulacji wysokości zaczepu. Na rysunku 1 przedstawiono model CAD konstrukcji [1].



Rys. 1. Geometria przyczepy rolniczej

Fig. 1. Agricultural-trailer geometry

Utworzony model CAD jest modelem bryłowym, posiadającym 6 stopni swobody. Model przyczepy składa się z 2 głównych komponentów: ramy nośnej i skrzyni ładunkowej.

Rama nośna jest jednym z najważniejszych elementów budowy przyczepy. Odpowiedzialna jest ona za przenoszenie wszystkich obciążeń. Do niej również mocowane są pozostałe elementy. Rozładunek przyczepy odbywa się ręcznie lub poprzez przechylenie skrzyni ładunkowej. W tym celu zamodelowano specjalne gniazda przegubowe umożliwiające obrót powierzchni ładunkowej wokół zadanej osi.

4. Analiza wytrzymałościowa

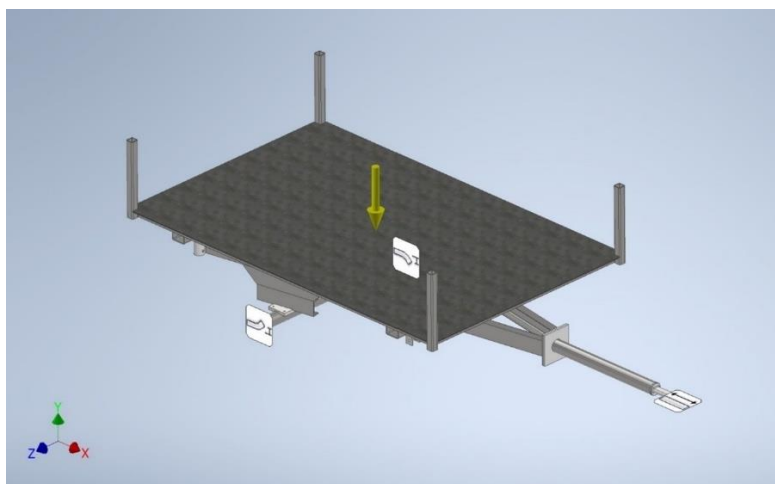
Wytrzymałościową analizę numeryczną wykonano za pomocą metody elementów skończonych [2]. Obliczenia przeprowadzono dla kilku wybranych przypadków z uwzględnieniem analizy statycznej, liniowej. Nie przeprowadzono badań dynamicznych, zmęczeniowych ani testów pojazdów prototypowych, dlatego z w/w przyczyn zdecydowano się na zwiększenie współczynnika bezpieczeństwa. Przeprowadzenie obliczeń ma na celu wyznaczenie wartości naprężeń redukowanych w skończonym obszarze konstrukcji, a następnie porównanie ich z wartością naprężeń dopuszczalnych.

4.1 Naprężenia dopuszczalne, współczynnik bezpieczeństwa

Założono, że wszystkie elementy konstrukcyjne są wykonane ze stali S235 (materiał idealnie sprężysty). Przyjęto, że moduł sprężystości wzdłużnej Younga wynosi $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Pa, współczynnik Poissona $\nu = 0,3$ oraz granica plastyczności $R_e = 235$ MPa, a wartość współczynnika bezpieczeństwa jest równa 3 [3]. Z obliczeń wynika, że naprężenia maksymalne nie mogą być większe niż 78,33 MPa. Podczas obliczania naprężeń zastępczych skorzystano z hipotezy wytrzymałościowej Hubera-Misesa.

4.2 Warunki brzegowe

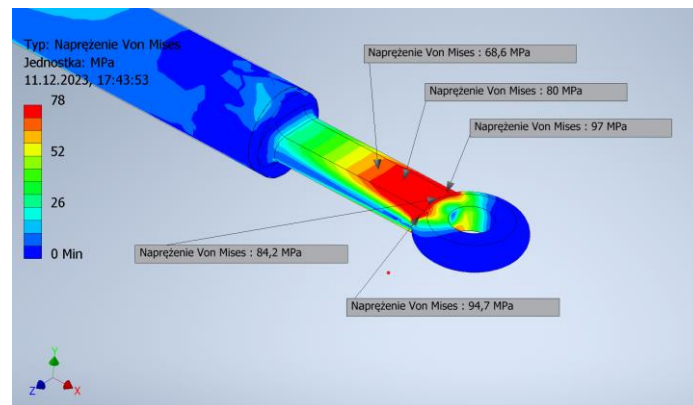
Konstrukcji nadano dwie podpory przegubowe stałe w miejscach podpór łożyskowych oraz jedną podporę przegubową przesuwą (możliwość przesuwu w osiach x i z oraz brak możliwości w osi y) w miejscu oparcia dyszla o hak transportowy ciągnika. Następnie nadano konstrukcji obciążenie w postaci siły o wartości 15000N wywierającej nacisk na powierzchnię ładunkową przyczepy. W symulacji założono, że przyczepa jest równomiernie obciążona. Na rysunku 2 przedstawiono graficznie miejsca, w których odebrano stopnie swobody konstrukcji oraz przyłożone obciążenie.



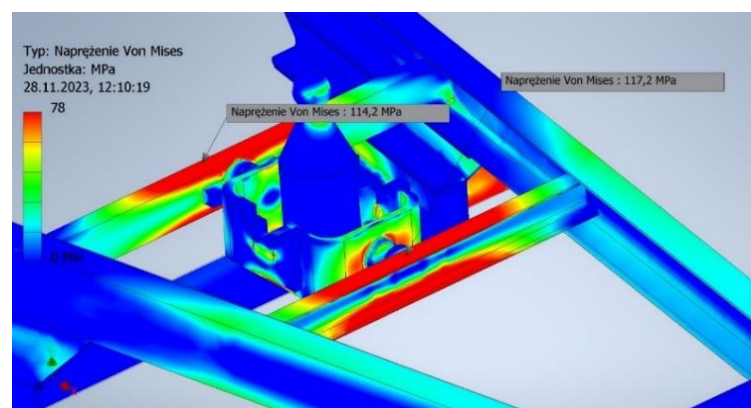
Rys. 2. Warunki brzegowe prezentacja graficzna
Fig. 2. Boundary conditions – graphic presentation

4.3 Wyniki

Analizie wytrzymałościowej poddano całą konstrukcję przyczepy. W procesie dyskretyzacji konstrukcja została podzielona na bryłowe czworoscienne elementy skończone. W symulacji zastosowano liniową funkcję kształtu. Na rysunku 3 przedstawiono rozkład naprężeń redukowanych Hubera-Misesa w okolicy miejsca sprzęgania przyczepy z ciągnikiem dla przypadku obciążenia przyczepy maksymalnym ładunkiem, a rysunek 4 przedstawia rozkład naprężeń redukowanych w okolicy kołyski podnośnika hydraulicznego podczas symulacji wywrotu ładunku.



Rys. 3. Mapa naprężeń redukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa
Fig. 3. Map of stresses according to Huber-Mises' hypothesis



Rys. 4. Mapa naprężeń redukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa
Fig. 4. Map of stresses according to Huber-Mises' hypothesis

5. Wnioski

Początkowo naprężenia przekraczały wartości dopuszczalne. Newralgicznymi miejscami konstrukcji była oś pojazdu, dyszel oraz ceowniki podtrzymujące kołyskę siłownika hydraulicznego. W celu obniżenia wartości powstałych naprężeń dokonano zmian w doborze profilów i wymiarów kształtowników, a także badano zależność wpływu odległości osi kół od dyszla na otrzymane naprężenia.

Na podstawie wszystkich wykonanych obliczeń i symulacji komputerowych oraz przy uwzględnieniu współczynnika bezpieczeństwa równego 3, można stwierdzić, że ostatecznie przyjęta postać konstrukcyjna spełnia zarówno założenia projektowe jak i aspekty wytrzymałościowe.

Literatura

1. Psiuk K., Cholewa A., Zapis konstrukcji z zastosowaniem modelowania komputerowego, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2017).
2. Rakowski G., Kasprzyk Z., Metoda Elementów Skończonych w mechanice konstrukcji, Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2016).
3. Niezgodziński M. E., Niezgodziński T., Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe, WNT, Warszawa (2013).

BADANIA SYMULACYJNE I DOBÓR POSTACI GEOMETRYCZNEJ WIESZAKA UKŁADU WYDECHOWEGO SAMOCHODU

inż. PATRYCJUSZ MOCZEK

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

Opiekun naukowy: Dr hab. Inż. Jacek Ptaszny, Prof. PŚ

Streszczenie: Opracowano modele geometryczne wieszaka układu wydechowego samochodu. Pierwszy z modeli to dostępny na rynku wieszak, natomiast drugi to propozycja jego ulepszenia. Wykonano symulacje zachowania się wieszaków pod obciążeniem statycznym, Heaviside'a oraz analizę harmoniczną, w programie Ansys Workbench. Parametry obciążenia zaczerpnięto z literatury. Wyniki symulacji wskazują na niższe przemieszczenia ulepszonej wersji wieszaka przy niższej jego masie.



Słowa kluczowe: wieszak układu wydechowego samochodu, analiza statyczna, analiza harmoniczna, analiza dynamiczna, metoda elementów skończonych

SIMULATION STUDIES AND SELECTION OF THE GEOMETRIC FORM OF THE HANGER OF THE CAR EXHAUST SYSTEM

Abstract: Geometric models of a car's exhaust system hanger have been developed. The first model is a commercially available hanger, while the second is a proposal for its improvement. Simulations of the hangers' behavior under static loading, Heaviside and harmonic analysis, were performed in Ansys Workbench software. Loading parameters were taken from the literature. The simulation results show lower displacements of the improved version of the hanger with lower weight.

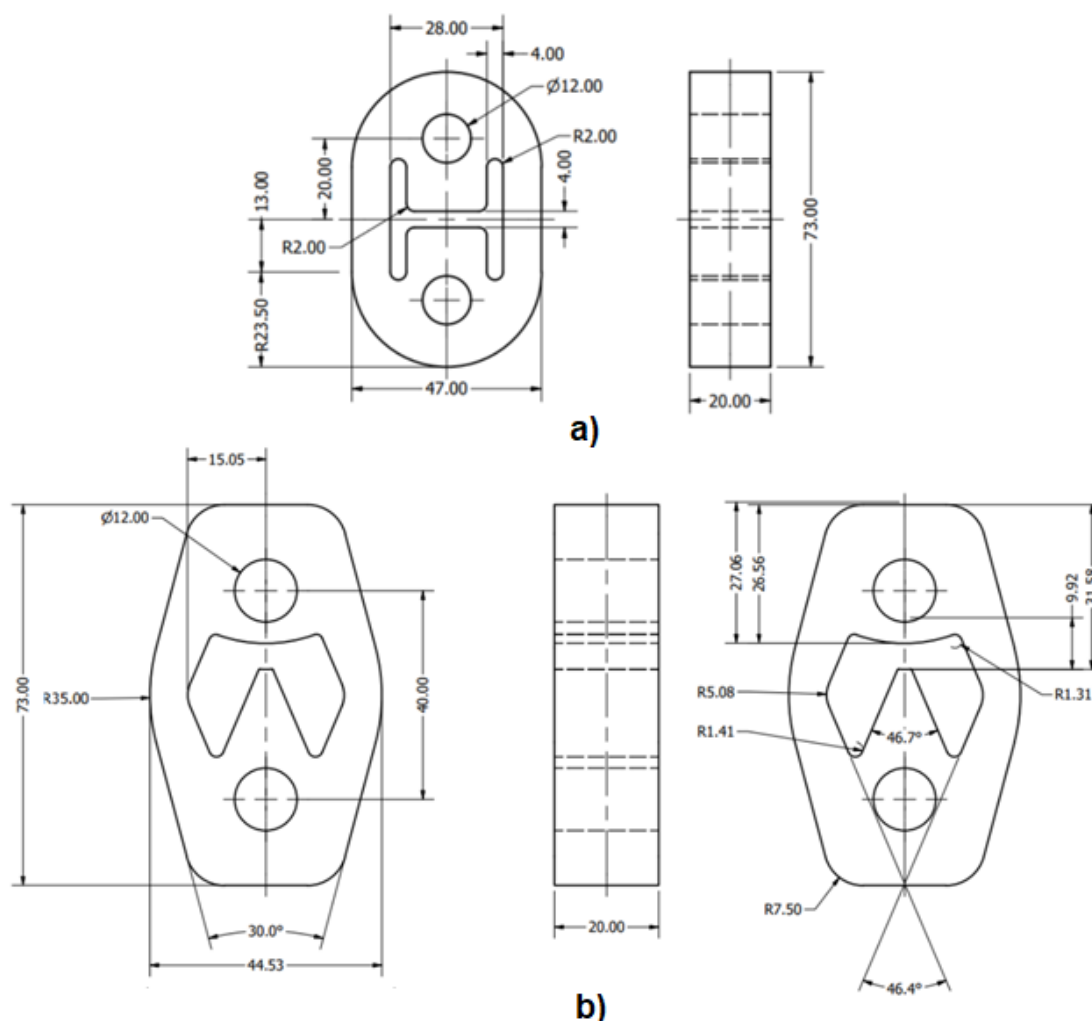
Keywords: exhaust system hanger, static analysis, harmonic analysis, finite element method

1. Wprowadzenie

Układ wydechowy składa się z wielu elementów, począwszy od kolektora wydechowego, po rurę wydechową oraz tłumik końcowy. Podstawowym jego zadaniem jest odprowadzenie spalin z silnika, zapobieganie ich przedostawaniu się do kabiny, oraz ograniczenie emisji trujących związków do środowiska naturalnego. Układ połączony jest z nadwoziem poprzez wieszak (Rys.1) układu wydechowego samochodu, oraz z otoczeniem pośrednio przez zespół napędowy samochodu. Wibracje z silnika i otoczenia, przenoszone są do struktury nadwozia. Aby zredukować te wibracje, układ należy zamocować do podwozia przy pomocy wieszaków układu wydechowego samochodu w odpowiednio dobranych miejscach. Zastosowany wieszak ma duży wpływ na zagadnienia związane z hałasem i wibracjami. Przyjętym materiałem dla modeli jest guma EPDM o module Younga $E_0 = 6 \text{ MPa}$ oraz gęstości $\rho = 1430 \text{ kg/m}^3$ [5]. Masa wieszaka dostępnego na rynku jest równa 0,069 kg. Model materiału w badanym przedziale można uprościć do modelu liniowo-sprężystego w celu skrócenia czasu obliczeń podstawiając liczbę Poissona $\nu = 0,49$ [2]. Analiza w każdym przypadku dotyczy umiejscowienia mocowania wieszaka przy tłumiku końcowym, dla którego przyjęto zadane

obciążenie równe 9 N (w przypadku obciążenia siłą harmoniczną jest to 9 N w przedziale 0 - 100Hz), co wynika z literatury [1]. Zaleca się, aby numeryczna analiza harmoniczna była wykonywana w zakresie 150% rozpatrywanego zakresu częstotliwości [3].

Celem niniejszej pracy jest dobór postaci geometrycznej wieszaka układu wydechowego samochodu, który charakteryzuje się najmniejszymi przemieszczeniami przy użyciu oprogramowania komputerowego. Porównano model taniego, rzeczywistego wieszaka (model A, Rys. 1a) z propozycją autora (model B, Rys. 1b).

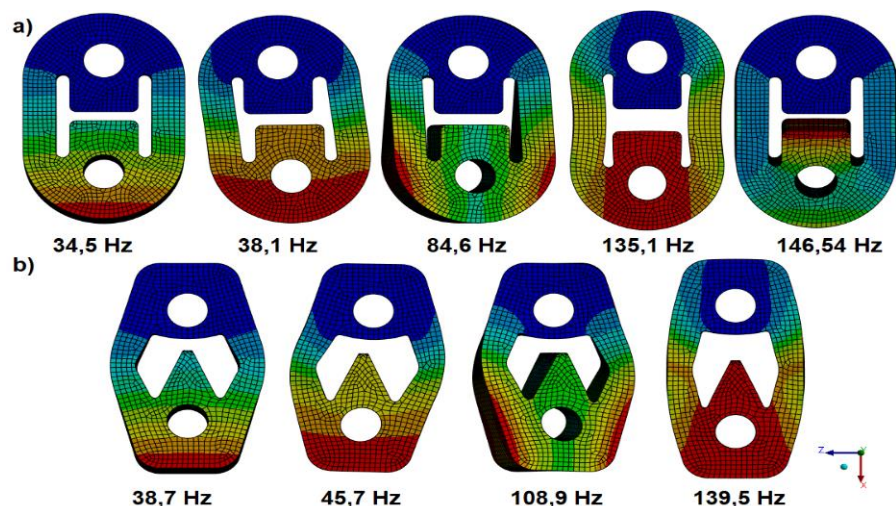


Rys. 1. Modele wieszaka układu wydechowego samochodu, a) model A, b) model B

Fig. 1. Models of car exhaust system hanger, a) model A, b) model B

2. Analiza MES

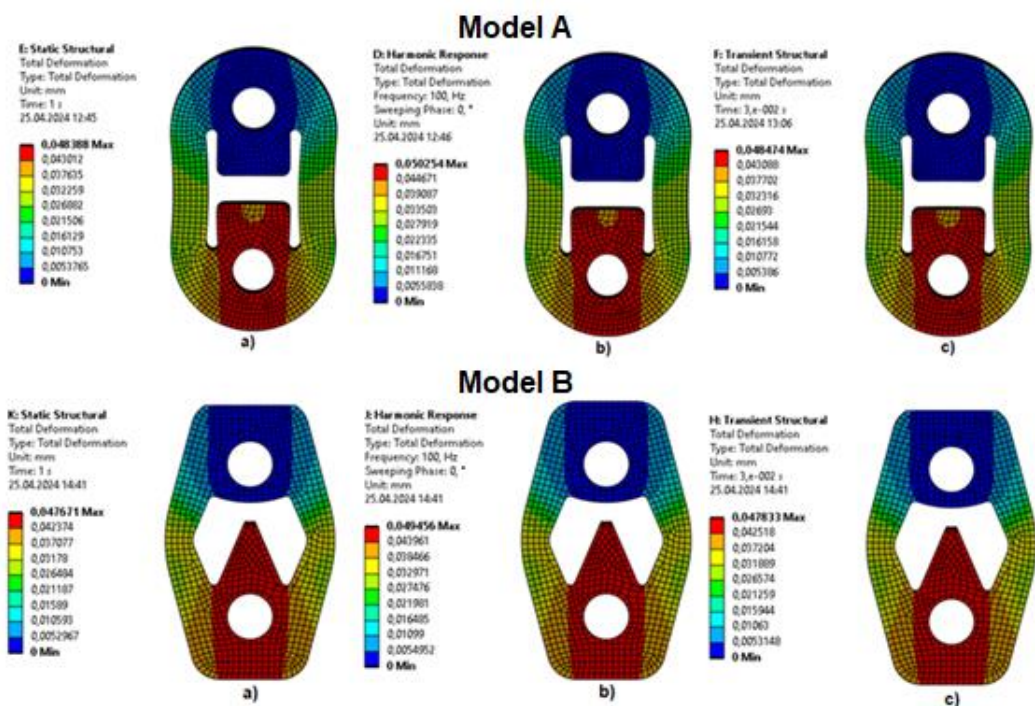
Analiza została przeprowadzona przy pomocy modułów „Modal” do analizy modalnej, „Static Structural” do analizy statycznej, „Harmonic Response” do analizy harmonicznej oraz „Transient Structural” do analizy dynamicznej w programie Ansys Mechanical. W górnym otworze na pręt mocujący model został utwierdzony, w dolnym otworze w modelu została dodana siła wzdłuż osi X. Na rysunku 2 przedstawiono wyniki analizy modalnej.



Rys. 2. Porównanie częstotliwości i postaci drgań własnych badanych modeli w zakresie do 150 Hz, a) model A, b) model B

Fig. 2. Comparison of eigenfrequencies and eigenmodes of the tested models in the range up to 150 Hz, a) model A, b) model B

Jak można zauważyć na rysunku 2 w modelu A w rozpatrywanym zakresie częstotliwości występuje pięć częstotliwości drgań własnych, a w przypadku modelu B cztery częstotliwości drgań własnych. Na rysunku 3 pokazano wyniki przemieszczeń maksymalnych wieszaków uzyskanych drogą analizy statycznej, harmonicznego i dynamicznego.



Rys. 3. Mapy rozkładu przemieszczeń wypadkowych dla modeli A i B: a) analiza statyczna, b) analiza harmoniczna, c) analiza dynamiczna

Fig. 3. Maps of resultant displacement distribution for models A and B: a) static analysis, b) harmonic analysis, c) dynamic analysis

W celu sprawdzenia, który z modeli identyfikuje się najmniejszym przemieszczeniem maksymalnym, porównano te wartości w tabeli 1.

Tabela 1. Porównanie maksymalnych wartości przemieszczeń wypadkowych wieszaka, m
Table 1. Comparison of maximum values of hanger accidental displacements, m

Rodzaj analizy	Model A	Model B	Różnica %
Statyczna	$4,4156 \cdot 10^{-4}$	$4,3383 \cdot 10^{-4}$	1,75
Harmoniczna	$8,8669 \cdot 10^{-4}$	$8,6486 \cdot 10^{-4}$	2,46
Dynamiczna	$5,0779 \cdot 10^{-4}$	$5,0162 \cdot 10^{-4}$	1,21

3. Wnioski

W pracy przedstawiono wyniki symulacji dla dwóch modeli wieszaka układu wydechowego samochodu przy użyciu metody elementów skończonych w celu optymalizacji geometrii wieszaka. Przygotowane wyniki pokazują jak niewielkie są różnice między analizą statyczną, a dynamiczną z obciążeniem Heaviside'a. Analiza harmoniczna wykazała około dwa razy większe przemieszczenia maksymalne. Gdy częstotliwość siły wymuszającej zbliża się do częstotliwości drgań własnych w kierunku wzbudzenia, następuje rezonans, czyli zjawisko, w którym układ drgający z wymuszeniem jest doprowadzany do osiągnięcia maksymalnej amplitudy. Najmniejsze przemieszczenia maksymalne, przy użyciu każdej z metod, występują w modelu B, co czyni go korzystniejszym rozwiązaniem. Przemieszczenia są mniejsze średnio o około 1,8%. Warto zaznaczyć, iż model B jest lżejszy od modelu A o około 16%, to jest 0,011 kg. W obliczeniach nie zostały uwzględnione siły, które wynikają z przyspieszenia całego samochodu, oraz drgań silnika w osi innej niż prostopadła do układu wydechowego. Nie uwzględniono również sił tłumienia, co wymagałoby ustalenia większej liczby parametrów modelu. W celu walidacji modelu A i analizy MES należałoby zbadać wieszak na maszynie wytrzymałościowej i porównać otrzymane wyniki z wynikami badań doświadczalnych.

Literatura

1. Shojaeifard M., Ebrahimejad S., Kamarkhani S. Optimization of Exhaust System Hangers for Reduction of Vehicle Cabin Vibrations. Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran, Vol. 6, Number 1 (2016).
2. Jakel R., "Analysis of Hyperelastic Materials with MECHANICA", Presentation for the 2nd SAXSIM Technische Universität Chemnitz (2010).
3. ANSYS Mechanical Linear and Nonlinear Dynamics, Module 06: Harmonic Analysis
4. Skalmierski B., Mechanika. Wydawnictwo naukowe PWN, Warszawa (1994).
5. Designerdata, <https://designerdata.nl/materials/plastics/rubbers/ethylene-propylene-diene-m-class-rubber>, [data uzyskania dostępu: 30.04.2024]

MODELOWANIE I ANALIZA PRZEPŁYWU CIEPŁA W NACZYNIU ŻAROODPORNYM

inż. ALEKSANDRA PAŃCZYK,

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr VII, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Grażyna Kałuża

Streszczenie. Praca przedstawia analizę przepływu ciepła w zamodelowanym naczyniu żaroodpornym ze względu na dobrany materiał. Na początku, za pośrednictwem programu Inventor, zostały wykonane dwa modele różniące się grubością ścianki. Następnie w środowisku ANSYS dokonano symulacji nagrzewania ich do temperatury 250 °C. Na koniec przeanalizowano wyniki i wykresy otrzymane dla całego modelu. Dokonano wyboru naczynia o najszybszym przyroście ciepła ze względu na rodzaj geometrii i dobór materiału.



Słowa kluczowe: przepływ ciepła, naczynie żaroodporne, metoda elementów skończonych, ANSYS

MODELING AND ANALYSIS OF HEAT FLOW IN A HEAT-RESISTANT DISH

Abstract. The work presents an analysis of heat flow in a modeled oven-proof dish due to the selected material. At first, two models were made using the Inventor program, differing in wall thickness. Then heating them to a temperature of 250 °C was simulated in the ANSYS environment. Finally, the results and graphs obtained for the entire model were analyzed. The vessel with the fastest heat increase was selected due to the type of geometry and material selection.

Keywords: heat flow, oven-proof dish, finite element method, ANSYS

1. Wprowadzenie

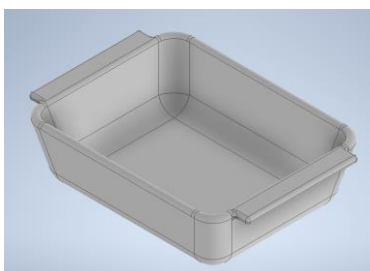
Praca miała na celu zamodelowanie i analizę przepływu ciepła naczynia żaroodpornego dla trzech materiałów. Były i są one nadal pionierami w tego typu produktach ze względu na właściwości. Pierwszym materiałem jest szkło borokrzemowe, najczęściej stosowane i najtańsze. Dzięki wysokiej zawartości krzemionki charakteryzuje się małą podatnością na pękanie. Drugim wyborem była porcelana, cechuje ją wysoka wytrzymałość dzięki naturalnym składnikom głównie kaolinu. To on sprawia, że ten cieszący się dużym zainteresowaniem materiał, charakteryzuje wysoka odporność na uszkodzenia mechaniczne. Najdroższym materiałem spośród wybranych jest żeliwo. Zawartość węgla w jego składzie spowodowała ogniotrwałość i odporność chemiczną. Jest to najrzadziej wybierany materiał z racji ceny oraz uszkodzeń [1].

Geometria badanego modelu została wykonana w środowisku Inventor i upodabnia realistyczne wymiary gotowego produktu powszechnie dostępnego. Jest to standardowe naczynie o wymiarach 150 mm x 120 mm x 45 mm na podstawie producenta firmy Simax. Oferuje on szeroką ofertę spośród której wybrano najbardziej poręczne i najczęściej wybierane.

Do wykonania symulacji wykorzystany został moduł Transient Thermal programu ANSYS Workbench. Przeprowadzono analizę termiczną dla stanu nieustalonego, wykorzystując warunek brzegowy trzeciego rodzaju [2]. Wykresy i symulacje przedstawiono dla pojedynczych materiałów, aby uniknąć zbędnych podobieństw.

2. Model naczynia żaroodpornego i sposób przeprowadzenia symulacji

Głównymi warunkami geometrycznymi jakie należało uwzględnić w modelu było unikanie ostrych krawędzi, brak zadziorów, odprysków i gładkie powierzchnie – rys. 1 [3]. Wszelkie działania wykonano dwukrotnie, uwzględniając grubość ścian bocznych i dno modelowanego elementu, którego wymiary podano w tabeli 1.



Rys. 1. Trójwymiarowy model naczynia żaroodpornego
Fig. 1. Three-dimensional model of an oven-proof dish

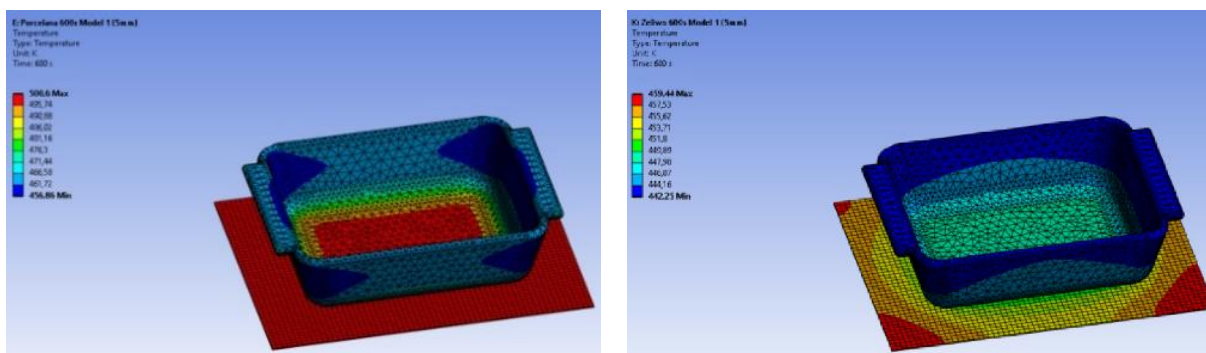
Tabela 1. Zestawienie wymiarów dla modeli naczyń żaroodpornych
Table 1. List of dimensions for heat-resistant cookware models

	Model naczynia nr 1	Model naczynia nr 2
Wysokość [mm]	45	
Długość [mm]	150	
Szerokość [mm]	120	
Grubość ścianki [mm]	5	4

Do modelu zaimplementowane zostało środowisko piekarnika domowego o sposobie nagrzewania góra-dół bez termoobiegu. Dodano element w postaci aluminiowej blachy o grubości 0,001 m. Zbadano wpływ zastosowanego materiału na szybkość nagrzewania, wprowadzając właściwości termiczne konkretnych materiałów – tabela 2. Następnie porównano wyniki w określonych odstępach czasowych. Na rysunku 2 przedstawiono symulację nagrzanego już modelu nr 1 dla różnych materiałów w czasie 600 s. Pominęto szkło z racji podobieństwa. Na podstawie symulacji poddawany był ocenie wpływ grubości naczynia (model 1 - 5 mm, model 2 – 4 mm) oraz jego ułożenie na elemencie zwanym blachą.

Tabela 2. Właściwości materiałów wybranych do symulacji
Table 2. Properties of materials selected for simulation

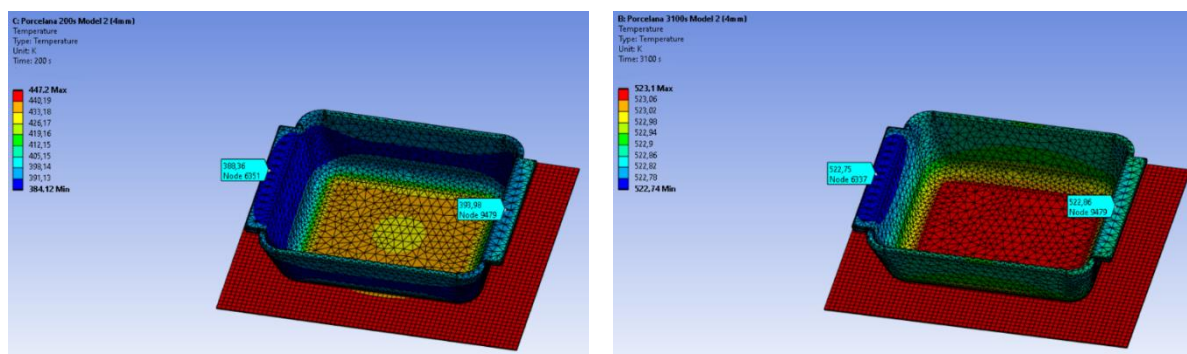
	Szkło borokrzemowe	Ceramika (Porcelana)	Żeliwo
Gęstość [kg/m^3]	2200	2300	7200
Przewodność cieplna [W/(mK)]	1,2	1	50
Ciepło właściwe [$\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$]	0,83	0,8	0,46



Rys. 2. Model 1 dla porcelany i żeliwa
Fig. 2. Model 1 for porcelain and cast iron

Symulacje procesu grzewczego uwydatniają wyraźne podobieństwo w nagrzewaniu naczyń wykonanych z materiałów ceramicznych. Najwyższa temperatura to 227,45 °C, a najmniejsza 183,71 °C. Żeliwo charakteryzuje się znacznie wolniejszym przyrostem temperatury, gdzie maksymalna temperatura to 186,29 °C, a minimalna 169,1 °C.

Biorąc pod uwagę umiejscowienie naczynia na aluminiowej blaszce to każde z nich w efekcie skutkowało jej nagrzaniem. Sytuacja, kiedy punkt środkowy naczynia pokrywa się z punktem środkowym blaszki czyli ułożenie centryczne, pozwoliło na symetryczne nagrzewanie naczynia. W odwrotnej sytuacji, gdzie punkty się nie spotykają mamy do czynienia z ułożeniem niecentrycznym, skutkującym nierównym rozłożeniem temperatur – rys. 3. Jednakże analizując ten drugi przypadek, można zauważyć, że istnieje znacząca różnica w rozbieżności temperatur. Dla początkowego stopnia nagrzania ma ona wartość 5,62 °C, w końcowym zaś 0,11 °C.



Rys. 3. Model 2 - porcelana po 200 s i 3100 s nagrzewania
Fig. 3. Model 2 - porcelain after 200 s and 3100 s of heating

3. Wyniki symulacji i wnioski

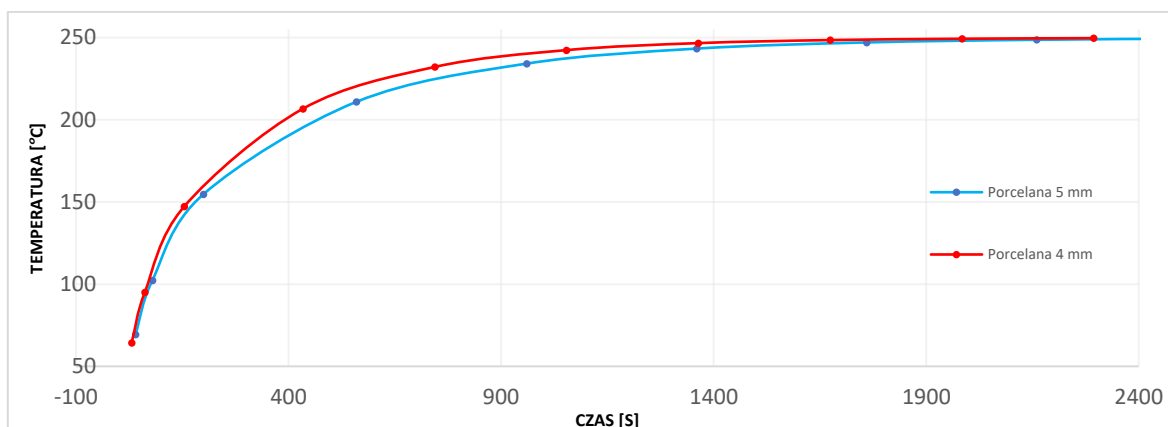
Tworzywem o największej skłonności do nagrzewania jest porcelana, zaraz po niej szkło. Żeliwo w znacznym stopniu odbiegało od materiałów ceramicznych – tabela 3. Biorąc pod uwagę średnie temperatury to szkło byłoby na pierwszym miejscu przez wolniejsze nagrzewanie. Kluczowym czynnikiem w zmniejszeniu czasu całego procesu okazała się objętość. Wraz ze wzrostem grubości ścian naczynia wzrastał czas nagrzewania – rys. 4.

Analizując wpływ grubości naczynia, można wysnuć najważniejszy wniosek iż ma ono kluczowe znaczenie. Zmieniając niewiele geometrię skrócono czas nawet o około 23 minuty. Taka sytuacja miała miejsce dla żeliwa, jednak w przypadku materiałów ceramicznych czas ten

skrócił się o 15 min (porcelana) i 13,3 min (szkło). Najdłuższy czas odnotowano dla żeliwnego naczynia o grubszej ścianie. Najkrótszy zaś dla porcelany o ścianie 4 mm.

Tabela 3. Wzrost temperatur w stosunku do czasu dla poszczególnych materiałów
Table 3. Temperature increase in relation to time for individual materials

		Temperatura [°C]				Temperatura [°C]	
		Szkło borokrzemowe	Ceramika (Porcelana)			Żeliwo	
Czas [s]	40	50,23	50,31	Czas [s]	66	49,62	
	200	123,56	123,29		330	122,07	
	960	222,17	221,74		1584	223,65	
	1760	243,8	243,59		2904	244,87	
	2560	248,57	248,49		4224	249	
	3360	249,84	249,64		5544	249,81	
	4000	249,9	249,82		6600	249,95	



Rys. 4. Rozkład temperatury dla różnych grubości ścian naczynia wykonanego z porcelany

Fig. 4. Temperature distribution for different wall thicknesses of a vessel made of porcelain

Kluczowym czynnikiem w rozkładzie temperatur było ułożenie, w którym to centryczne okazało się być optymalnym. Rozkład temperatur stały i jednostajny. Największy na dole naczynia, od strony blachy, najmniejszy na wysokości środka modelu. Ułożenie niecentryczne wpłynęło na nierównomierne nagrzewanie badanego elementu.

Literatura

1. S. Kłysz. Podstawy wytrzymałości materiałów. Wydawnictwo Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych, Warszawa, 2015.
2. S. Wiśniewski, T.S. Wiśniewski. Wymiana ciepła. Wydanie szóste. Wydawnictwo WNT, Warszawa, 2017.
3. Norma PN-EN 13834:2021-02. Naczynia kuchenne – naczynia użytkowe w tradycyjnych piekarnikach domowy.

WYKORZYSTANIE SYSTEMÓW CAX W CELU WYKONANIA ELEMENTÓW MANIPULATORÓW NOŻNYCH Z MATERIAŁU KOMPOZYTOWEGO BOLIDU KLASY FORMUŁA STUDENT

inż. MICHAŁ PIEKUŚ,

Mechatronika, MTA, semestr VII, 1 stopień

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

Streszczenie. Praca miała na celu wykorzystanie oprogramowania CAD do zamodelowania układu manipulatorów nożnych do bolidu klasy Formuła student. Projekt miał na celu zmniejszenie masy układu poprzez zastosowanie nowoczesnych materiałów kompozytowych do wytworzenia części, zastępując komponenty aluminiowe oraz stalowe. W drugim kroku projektu została zbadana wytrzymałość elementów opisanych w regulaminie oraz wybranie optymalnej z pośród badanych geometrii pedału hamulca.



Słowa kluczowe: metoda elementów skończonych, analiza wytrzymałościowa, wyścigi samochodowe

THE USE OF CAX SYSTEMS TO MAKE FOOT MANIPULATOR ELEMENTS FROM COMPOSITE MATERIAL FOR A FORMULA STUDENT RACING CAR

Abstract. The aim of the work was to use CAD software to model the system of foot manipulators for a Formula Student class racing car. The project aimed to reduce the weight of the system by using modern composite materials to produce parts, replacing aluminum and steel components. In the second step of the project, the durability of the elements described in the regulations was tested and the optimal brake pedal geometry was selected.

Keywords: finite element method, strength of material, car racing

1. Wprowadzenie

Praca nad bolidem klasy Formuła Student wymaga stosowania nowych technologii podczas opracowywania nowych rozwiązań. Redukując masę pojazdu poprzez zastępowanie w każdej iteracji coraz lżejszych części można dojść do momentu, w którym walka nie toczy się o kilogramy lecz często o dziesiąte części kilograma. Zastosowanie materiałów kompozytowych do układów na pozór tak prostych jak manipulatory nożne może przynieść wymierne różnice w ogólnym rozrachunku. Podczas projektowania takich układów ważne jest również dostosowanie się do wymagań regulaminowych stawianych przez organizację, w której startuje się później w zawodach fizycznym bolidem. Zagadnienie minimalizacji masy musi więc iść w parze z badaniami wytrzymałościowymi poszczególnych komponentów odpowiedzialnych za bezpieczeństwo samego kierowcy jak i obsługi toru, sędziów zawodów oraz widzów.

2. Cel pracy

Celem pracy było zaprojektowanie układu manipulatorów nożnych bolidu klasy Formula Student [1] w oprogramowaniu CAD [3]. Układ manipulatorów stosowany w poprzednich generacjach wykonany był w całości z aluminium, co pozwalało zmniejszyć masę względem układów stalowych nie tracąc przy tym znacznie sztywności oraz wytrzymałości składowych układu. Chcąc jednak rozwijać bolid z każdą iteracją należy poszukiwać coraz lepszych rozwiązań w każdej części. Rozwój w dziedzinie kompozytów, a także znacznie większa ich dostępność pozwalają na coraz szersze zastosowanie nawet w tak małych elementach.

W celu wykonania kompletnego projektu należało również wykonać symulacje numeryczne składowych ujętych w regulaminie, aby zapewnić bezpieczeństwo kierującemu pojazdem. Wykorzystanie zaawansowanego oprogramowania CAE [2] pozwala również na zbadanie kilku geometrii oraz dobranie optymalnej spośród badanych.

3. Wymagania regulaminowe

Regulamin Formula Student Germany, którym studenci posilkują się projektując i budując swoje pojazdy posiada bardzo szczegółowe zapisy dotyczące bezpieczeństwa projektowanych układów. Jest wiele regulacji mających na celu zabezpieczenie na kilka możliwych sposobów jednego układu biorących pod uwagę wiele możliwych scenariuszy, które mogą mieć miejsce na torze wyścigowym.

Najwięcej zapisów, a jednocześnie najbardziej restrykcyjnych odnosi się do pedału hamulca, który ma ogromne znaczenie w kwestiach bezpieczeństwa, a jednocześnie „czucia” pojazdu przez kierowcę pokonującego zakręty toru. Pedał hamulca musi być wykonany ze stali, aluminium lub tytanu, aby uniknąć błędów w wytwarzaniu na przykład materiałów kompozytowych. Element ten musi również wytrzymać nacisk siłą 2kN i może być to sprawdzone przez sędziego lub kierowcę naciskającego pedał całą siłą. Podczas takiego testu żaden element układu nie może ulec zniszczeniu. Ten zapis jest uzasadniony bardzo dużymi siłami działającymi w hydraulicznym układzie hamulcowym, który nie posiada wspomagania, ze względu na redukcję masy. Analizując ten punkt regulaminu należy spojrzeć nie tylko na pojedynczy element jakim jest cięgno, ale na układ jako całość, aby powstałe potencjalne odkształcenia nie spowodowały zniszczenia pozostałych elementów.

Kolejnym punktem regulaminu jest zapis mówiący o posiadaniu przez samochód układu hamulcowego blokującego wszystkie cztery koła jednocześnie za pomocą jednego manipulatora. Takie rozwiązanie stosowane jest aby umożliwić kontrolę nad samochodem podczas hamowania.

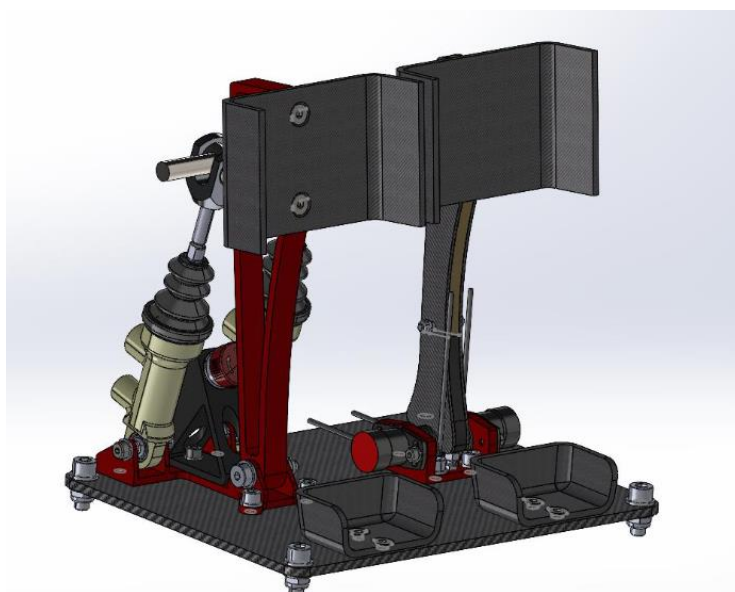
Ważnym zapisem, który umożliwia zastosowanie systemu balansu hamulców jest zapis mówiący, że samochód musi być wyposażony w układ hamulcowy posiadający dwa niezależne obwody hydrauliczne, które blokują minimum dwa koła jednocześnie. Takie rozwiązanie oprócz możliwości stosowania balansu siły hamowania na dwie osie pojazdu poprawia również bezpieczeństwo ponieważ mamy pewność, że nawet w wyniku awarii lub wycieku przynajmniej dwa koła będą miały odpowiednią siłę hamowania aby zatrzymać rozpędzony pojazd.

Ostatni punkt odnoszący się do układu hamulcowego bolidu określa położenie przycisku odcinającego prąd w bolidzie na wypadek zbyt dużego przemieszczenia się pedału hamulca, które może oznaczać wyciek lub awarię układu. Przycisk musi znajdować się za pedałem hamulca, i nie może być możliwości ponownego włączenia go podczas jazdy.

Pozostałe regulacje odnoszą się do pedału gazu i mówią jedynie, że układ musi być wyposażony w dwa niezależne czujniki położenia gazu oraz układ musi mieć system, który przywraca pedał gazu do położenia zero po jego puszczeniu.

4. Model układu wykonany za pomocą oprogramowania CAD

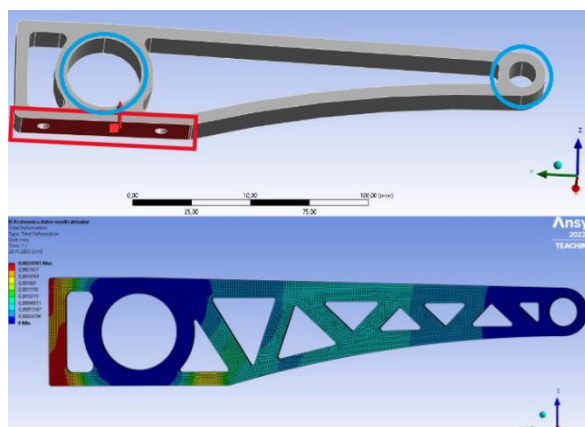
W modelu 3D układu zostały użyte gotowe elementy pobrane ze strony dostawców fizycznych rozwiązań w celu zwiększenia dokładności wymiarowych oraz uproszczenia pracy konstruktorskiej. W tym celu użyto m.in. pompy hamulcowe, przyciski, czujniki, sprężyny oraz znormalizowane elementy do połączeń śrubowych. Część elementów została również wykonana samodzielnie oraz zlecona do produkcji jednostkowej firmom zewnętrznym. Elementami modelowanymi była m. in. płyta montażowa, kompozytowe podkładki pod pięty kierowcy, kompozytowe nakładki zwiększające powierzchnię manipulatorów, drukowane przestrzennie mocowanie przycisku wyłącznika awaryjnego, mocowanie hamulca, ciągnio hamulca, mocowanie gazu oraz kompozytowy pedał gazu. Złożenie gotowego układu zostało przedstawione na rysunku 1.



Rys. 1. Złożenie układu pedalbox'a bolidu klasy Formula Student
Fig. 1. Assembling the pedalbox system of a Formula Student class car

5. Wykorzystanie metody elementów skończonych do symulacji numerycznej

Symulacja numeryczna została wykonana w oprogramowaniu Ansys Workbench. Do programu został zaimportowany model części podlegającej analizie [3]. Oprogramowanie umożliwia uproszczenie geometrii, które zmniejsza rozmiar obliczanego zadania oraz nie zaburza regularności siatki przez takie detale jak fazowania, małe zaokrąglenia czy otwory montażowe, które nie mają dużego wpływu na generowane wyniki. Do geometrii zostały również przypisane parametry materiałowe charakterystyczne dla stopów aluminium oraz zostały zadane warunki brzegowe jak najbardziej odzwierciedlające rzeczywisty układ. W symulacji przeanalizowano trzy zaproponowane geometrie w celu znalezienia optymalnej spośród badanych ze względu na trzy kryteria: masę, deformacje oraz powstałe naprężenia. Układ z najmniejszą liczbą punktów uznawany jest za optymalny spośród badanych, a im większa liczba punktów tym kryteria są spełniane w mniejszym stopniu. Na rysunku 2 został przedstawiony model numeryczny z zaznaczonym w kolorze czerwonym obciążeniem oraz w kolorze niebieskim utwierdzeniem w cylindrze, a także barwna mapa przemieszczeń dla jednego z badanych rozwiązań.



Rys. 2. Model numeryczny z zaznaczonym obciążeniem i utwierdzeniem oraz barwna mapa przemieszczeń dla przykładowego rozwiązania
Fig. 2. Numerical model with marked load and fixing and a colored displacement map for an example solution

Wyniki optymalizacji wariantowej ze względu na kryteria podane powyżej zostały przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1. Wyniki optymalizacji wariantowej

Kryterium	Badany układ		
	Układ bez wzmocnień	Układ z wzmocnieniami poprzecznymi	Układ kratownicowy
Masa	1	2	3
Deformacje	3	2	1
Naprężenia	3	2	1
SUMA	7	6	5

6. Wnioski

Biorąc pod uwagę wszystkie wyniki przeprowadzonych symulacji można wyciągnąć wnioski, że rozwiązaniem optymalnym spośród zaprojektowanych jest geometria ze wzmocnieniami w kształcie kratownicy. Masa tego elementu jest największa, ale biorąc pod uwagę pozostałe kryteria przeważające na korzyść tego rozwiązania jest ono najbardziej korzystne. Zaprojektowana geometria najlepiej ze wszystkich przenosi obciążenia oraz odznacza się najmniejszymi deformacjami spośród przedstawionych. Geometria ze wzmocnieniami poprzecznymi odznaczająca się niższą masą od wcześniej omawianej, charakteryzuje się również dobrymi własnościami wytrzymałościowymi. Najslabszym okazał się być element bez zastosowanych wzmocnień, w którym maksymalne naprężenia były ponad dwa razy większe od układu ze wzmocnieniami w kształcie kratownicy. Wszystkie szczegółowe wyniki dotyczące wyboru rozwiązania optymalnego spośród badanych zostały przedstawione w tabeli 1.

Literatura

1. https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2023/rules/FS-Rules_2023_v1.1.pdf
2. Thomas G.P.: Materials used in Formula One (F1) cars
3. <https://www.3ds.com/products/solidworks>

CHWYTAK O CECHACH ANATOMICZNYCH LUDZKIEJ RĘKI

inż. KAMIL PISULA,

Automatyka i Robotyka Przemysłowa, AB5, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: Dr inż. Sebastian Rzydzik

Streszczenie. Celem zrealizowanej pracy było utworzenie modelu chwytaka o cechach anatomicznych ludzkiej ręki oraz dedykowanego systemu zdalnego sterowania. System sterowania stosuje ciągłą analizę obrazu wideo do wyznaczenia wychyleń kątowych palców. Do realizacji obliczeń użyto mikrokomputera Raspberry Pi 3 w wersji B. Opracowane w języku Python oprogramowanie współpracuje z modelem fizycznym chwytaka, wykonanym w technologii druku 3D. Testy podzielone zostały na kilka etapów i wszystkie one dały wynik pozytywny.



Słowa kluczowe: chwytak, system sterowania, elektronika, oprogramowanie, anatomia człowieka, systemy wizyjne, druk 3D, serwomechanizmy

A GRIPPER WITH ANATOMICAL FEATURES OF THE HUMAN HAND

Abstract. The aim of the work was to create a gripper model with anatomical features of the human hand and a dedicated remote control system. The control system uses continuous video image analysis to determine the angular deflections of the fingers. A Raspberry Pi 3 version B microcomputer was used to perform the calculations. The software developed in Python works with a physical model of the gripper made using 3D printing technology. The tests were divided into several stages and all of them gave positive results.

Keywords: gripper, control system, electronics, software, human anatomy, vision systems, 3D printing, servomechanisms

1. Wprowadzenie

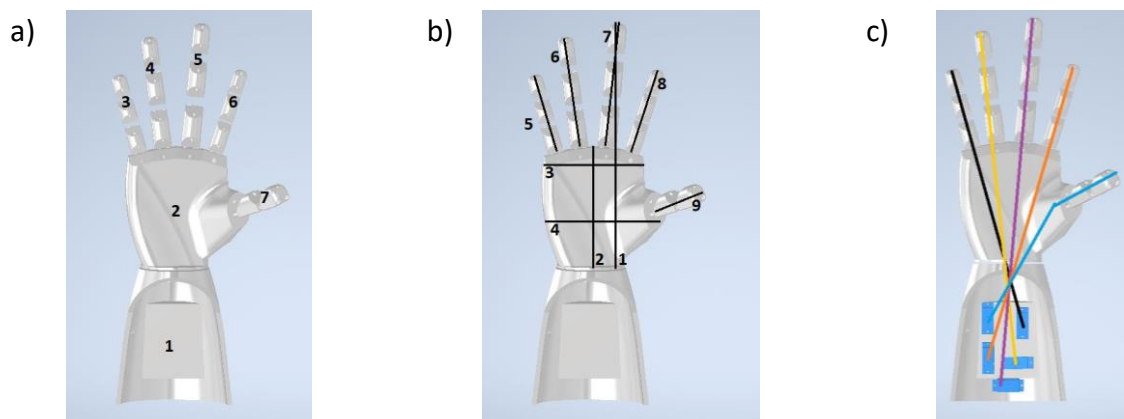
Dzięki specjalnie zaprojektowanym protezom oraz różnego rodzaju chwytakom, które przypominają ludzkie ręce, można wykonywać czynności w środowiskach niesprzyjających człowiekowi lub innych wymagających zdalnego odwzorowania naturalnych ruchów ręki. Chwytaaki o cechach anatomicznych ludzkiej ręki mogą zostać także skonstruowane w taki sposób, aby symulowały cechy geometryczne ręki poszkodowanej osoby pozbawionej palców, które zostały utracone wskutek nieszczęśliwego wypadku.

W zrealizowanej pracy zastosowano chwytak zaciskowy, który będzie trzymał przedmiot o masie do 0.5 [kg] za pomocą nacisku wywieranego przez końcówki chwytne [1,2].

2. Model fizyczny chwytaka

Model przestrzenny wzorowany jest na ręce statystycznego 50 centylowego mężczyzny [3] (Rys. 1). Opracowano model geometryczny śródręcza, do którego dołączono modele wszystkich paliczków. Paliczki danego palca są ze sobą związane za pomocą cięga

i odpowiednio ukształtowanych przegubów ślizgowych, wzorując się na naturalnych stawach. Skutkiem tego model dłoni ma 5 stopni swobody ruchu. Dodatkowo utworzono uproszczoną część nadgarstkową razem z częścią przedramienia, gdzie przygotowano miejsce na montaż układów napędowych. Wszystkie elementy wydrukowano metodą FDM (ang. Fused Deposition Modeling) z tworzywa PLA (polilaktyd), a następnie zmontowano w całość.



Rys. 1. Uproszczony model przestrzenny ludzkiej ręki (a: 1- przedramię, 2 - śródręcze, 3 - palec mały, 4 - palec serdeczny, 5 - palec środkowy, 6 - palec wskazujący, 7 - kciuk), oznaczenia wymiarów (b) i rozmieszczenie elementów układu napędowego (c) [1,2]

Fig. 1. Simplified three-dimensional model of a human hand (a and b: 1 - forearm, 2 - pastern, 3 - little finger, 4 - ring finger, 5 - middle finger, 6 - index finger, 7 - thumb), dimension identifiers (b) and arrangement of drive system elements (c) [1,2]

Tabela 1. Wymiary modelu przestrzennego i wymiary ręki 50c mężczyzny [3]
Table 1. Dimensions of the spatial model and dimensions of a 50c man's hand [3]

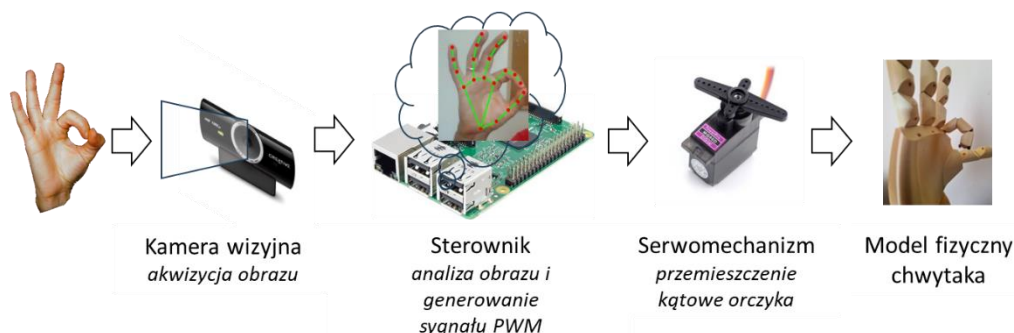
Id wymiaru	Wartość wymiaru odczytana z modelu [mm]	Wartość wymiaru odczytana z atlasu miar człowieka [mm]
1	194,30	196
2	105,90	115
3	82,87	90
4	103,35	110
5	69,86	85
6	99,01	104
7	104,98	111
8	83,85	97
9	53,44	67

Układ napędowy zbudowano z serwomechanizmów położenia, po jednym dla każdego z palców. Użycie cięgna, które zostało na jednym końcu przymocowane do orczyka serwomechanizmu, a na drugim do czubka ostatniego paliczka, pozwala wykonać niezależne ruchy każdego z palców. Ruch powrotny realizowany jest przez elastyczną linkę, która powoduje ruch palca do pozycji wyprostowanej. Moment napędowy serwomechanizmu określono na 0,235 [Nm], uwzględniając maksymalną masę przedmiotu, współczynnik tarcia tworzywa PLA i stali oraz siłę potrzebną do pokonania siły sprężystości elastycznej linki. Ponadto, założono spokojny ruch całego modelu, bez gwałtownych przyspieszeń.

3. System sterowania

Na Rys. 2 pokazano schemat systemu zdalnego sterowania. Można na nim wyróżnić:

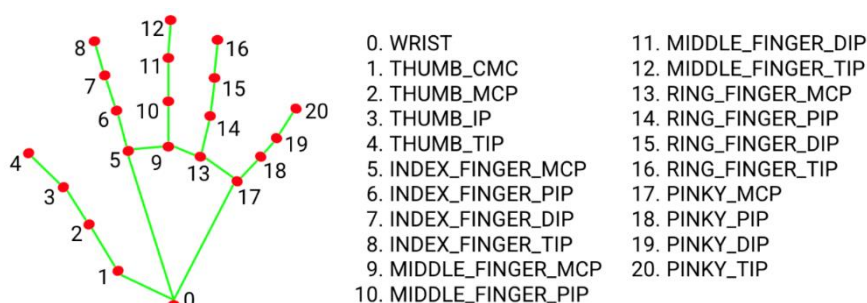
- kamerę internetową Creative Live! Cam Sync HD (rozdzielczość 720p),
- sterownik Raspberry Pi 3 w wersji B (CPU Broadcom BCM2837, 1GB RAM),
- serwomechanizm położenia TowerPro MG90D (2.1kg/4.8V, 0.6sek/60°).



Rys. 2. Schemat systemu zdalnego sterowania chwytakiem o cechach anatomicznych [2]

Fig. 2. Diagram of a remote control system for a gripper with anatomical features [2]

Po uruchomieniu oprogramowania nawiązywane jest połączenie z kamerą wizyjną, która w sposób ciągły wysyła do sterownika ramki obrazu, gdzie przesyłany strumień wideo poddawany jest analizie. W momencie wykrycia ręki dokonywana jest analiza jej charakterystycznych punktów w celu określenia odkształceń kątowych poszczególnych palców. Następnie na podstawie tej analizy zmieniane są pozycje serwomechanizmów o odpowiedni kąt. Detekcja oraz analiza położenia przestrzennego ręki na obrazie wizyjnym oparta jest na klasach i metodach dostępnych w bibliotekach MediaPipe [4,5]. Użycie modelu obliczeniowego HandLandmarker pozwala uzyskać tablicę z wartościami współrzędnych punktów charakterystycznych ręki (Rys. 3). Na podstawie sąsiednich punktów charakterystycznych danego palca obliczane jest jego całkowite ugięcie kątowe wyrażone w procentach (0-100%). Ostatecznie wartość ta jest konwertowana i przekazywana, za pośrednictwem sygnału PWM, do serwomechanizmu powodując jego obrót do zadanej pozycji kątowej, tak żeby odwzorować rzeczywisty ruch danego palca.



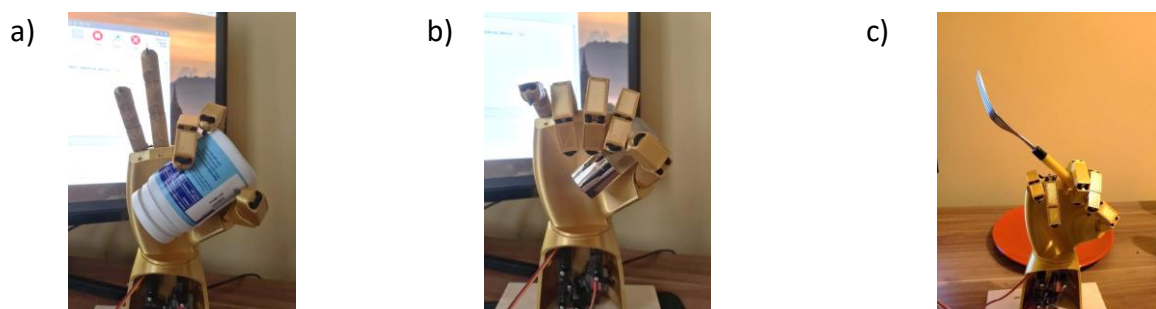
Rys. 3. Charakterystyczne punkty ręki wyznaczone przez metodę HandLandmarker [6]

Fig. 3. Characteristic points of the hand determined by the HandLandmarker method [6]

4. Testy funkcjonalne

Testy weryfikacyjne podzielono na etapy. W pierwszym etapie sprawdzono poprawność odwzorowania wykonywanych ruchów i w miarę potrzeb dokonano strojenia parametrów sygnałów zadających położenie kątowe serwomechanizmów.

W drugim etapie testowano możliwości chwytaka w przypadku chwytania różnych przedmiotów codziennego użytku, jak: opakowanie po lekach, lakier do paznokci i widelec. Wszystkie testy przebiegły pomyślnie, a ich przykładowe wyniki zostały pokazane na Rys. 4.



Rys. 4. Test uchwycenia i trzymania różnych przedmiotów: a) opakowanie po lekach, b) lakier do paznokci i c) widelec [1,2]

Fig. 4. Test of grasping and holding various objects: a) medicine box, b) nail polish and c) fork [1,2]

5. Podsumowanie

Zbudowany model fizyczny chwytaka o cechach anatomicznych zbliżonych do ludzkiej ręki oraz dedykowany system zdalnego sterowania sprawdzili się w testach funkcjonalnych. Wszystkie cele określone w założeniach projektowych zostały zrealizowane. Utworzone oprogramowanie pozwoliło na poprawne odwzorowanie ruchów ręki obserwowanej przez kamerę.

Podczas realizacji pracy pojawiło się wiele trudności, zarówno podczas rozwoju układu mechanicznego jak i podczas tworzenia oprogramowania. Wiele z nich rozwiązano na drodze wykonania prób praktycznych (np. problem doboru tworzywa cięgien) lub zaznajomienie się z dokumentacją techniczną sprzętu oraz bibliotek użytych w trakcie pisania oprogramowania.

Literatura

1. Pisula, Kamil. „System zdalnego sterowania chwytakiem o cechach anatomicznych”, Praca Dyplomowa Magisterska, Politechnika Śląska, Gliwice, 2023.
2. Pisula, Kamil and Rzydzik, Sebastian. „System zdalnego sterowania chwytakiem o cechach anatomicznych”. In Wyleżoń, Marek (ed.): „Przegląd osiągnięć dydaktycznych dyplomantów i promotorów, Tom II”, Zeszyty Naukowe, Volume: 160, Politechnika Śląska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, 2024, http://kpkm.polsl.pl/PUBLIKACJE/zeszyt_nr_160_tekst.pdf [Data uzyskania dostępu: 08.04.2024]
3. Gedliczka, Adam (Red.). „Atlas miar człowieka, dane do projektowania i oceny stanowisk pracy”, CIOP, Warszawa, 2001.
4. Sagar Bounsley, R. and Thanuja, JC. "Gesture volume control using OpenCV". In International Research Journal of Modernization in Engineering Technology and Science. Volume: 04. Issue: 06. June, 2022.
5. MediaPipe. Hand landmarks detection guide. https://developers.google.com/mediapipe/solutions/vision/hand_landmarker [Data uzyskania dostępu: 24.01.2024]

PROJEKT I ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA ZBIORNIKA CIŚNIENIOWEGO

inż. IGOR RACHWAŁSKI,

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

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

Streszczenie. Celem pracy było przedstawienie projektu i analizy wytrzymałościowej zbiornika ciśnieniowego. Projekt opierał się na stworzeniu sześciu modeli 3D zbiornika ciśnieniowego różniących się od siebie istotnymi cechami konstrukcyjnymi. Modele zostały poddane analizie przy użyciu metody elementów skończonych, w programie Autodesk Inventor 2024. Zbiorniki porównano pod względem uzyskanych wyników a także masy konstrukcji i ceny materiałów potrzebnych do produkcji w celu wybrania najlepszej konstrukcji zbiornika ciśnieniowego.



Słowa kluczowe: zbiornik ciśnieniowy, konstrukcja, naprężenia, przemieszczenia, współczynnik bezpieczeństwa, metoda elementów skończonych

DESIGN AND STRENGTH ANALYSIS OF A PRESSURE VESSEL

Abstract. The aim of the work was to present the design and strength analysis of the pressure vessel. The project was based on the creation of six 3D models of a pressure vessel differing in important design features. The models were analyzed using the finite element method in Autodesk Inventor 2024. The vessels were compared in terms of the results obtained as well as the weight of the structure and the price of materials needed for production in order to select the best pressure vessel design.

Keywords: pressure vessel, structure, stress, displacement, safety factor, finite element method

1. Wprowadzenie

Zbiorniki to konstrukcje stalowe, które odgrywają bardzo ważną rolę we współczesnym świecie, ponieważ są one wykorzystywane w wielu gałęziach przemysłu. Zbiorniki służą do przechowywania różnego rodzaju substancji, zarówno tych, które są niezbędne do utrzymania życia np. woda pitna, czy też takich, które ułatwiają codzienną egzystencję np. paliwo do samochodów. Szeroki wachlarz zastosowań sprawia, że zapotrzebowanie na zbiorniki na rynku jest duże. Obecnie większość zakładów przemysłowych, np. energetyczne, spożywcze, petrochemiczne, jest zainteresowanych posiadaniem zbiorników o coraz to lepszych parametrach konstrukcyjnych, umożliwiających bezpieczne przechowywanie dużej ilości substancji wykorzystywanych do produkcji lub sprzedaży. Na rynku przemysłowym najczęstszym podziałem zbiorników jest podział ze względu na sposób przechowywania substancji, wyróżnia się tu zbiorniki ciśnieniowe i bezciśnieniowe. Zbiorniki ciśnieniowe będące przedmiotem projektu, ze względu na swój specyficzny charakter pracy wymagają nadzoru w trakcie procesu projektowania, wytwarzania i użytkowania. Zbiorniki ciśnieniowe są wykorzystywane między innymi w przemyśle ciepłowniczym, budowlanym, najczęściej pełniąc funkcję regulującą i magazynującą [1].

2. Założenia konstrukcyjne

Zdefiniowane założenia konstrukcyjne, które projektowany zbiornik musi spełniać:

- pojemność zbiornika – minimum 3 m³,
- musi zmieścić się w pomieszczeniu o wysokości 6 m,
- ciśnienie obliczeniowe, które należy przyjąć wynosi $p_o = 0,3$ MPa,
- pozycja pracy zbiornika – pionowa,
- kształt – cylindryczny,

Do analizy zbiorników przyjęto współczynnik bezpieczeństwa równy 1,65 [2].

Analizie zostały poddane zbiorniki, które wraz z ich elementami wsporczymi zostały wykonane ze stali P265GH. Stal ta jest niestopową stalą o niskiej zawartości węgla, która jest przystosowana do pracy w podwyższonych temperaturach [2].

Własności stali P265GH, które zostały wprowadzone w programie do analizy MES [3]:

- moduł Younga $E = 210$ GPa,
- współczynnik Poissona $\nu = 0,3$,
- gęstość $\rho = 7,8$ g/cm³
- granica plastyczności $R_e = 265$ MPa,
- wytrzymałość na rozciąganie $R_m = 450$ MPa.

Naprężenia dopuszczalne są maksymalnymi naprężeniami, jakie mogą wystąpić w konstrukcji bez obawy o jej bezpieczeństwo. Naprężenia ustala się na podstawie granicy plastyczności oraz współczynnika bezpieczeństwa według wzoru (1) [4].

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{n} \quad (1)$$

Gdzie:

σ_{dop} – naprężenia dopuszczalne [MPa]

R_e – granica plastyczności [MPa]

n – współczynnik bezpieczeństwa

Z powyższego wzoru wynika, że naprężenia dopuszczalne muszą być mniejsze lub równe 160,61 MPa.

3. Warianty zbiorników ciśnieniowych

Utworzono sześć wariantów zbiornika ciśnieniowego, których parametry zostały ze sobą zestawione w Tabeli 1, w celu porównania cech konstrukcyjnych. W każdym modelu zbiornika dennice zostały zaprojektowane według normy DIN 28011, wysokość części walcowej w przypadku wariantów I-V wynosiła 1750 mm, a w wariantach VI 2500 mm. W wariantach III przyjęto wykonanie nóg zbiornika z blachy giętej, ze względu na brak dostępności odpowiedniego kształtownika ze stali P265GH. Dlatego też, wariant ten będzie mógł być brany pod uwagę tylko przy znacząco lepszych wynikach analizy w związku z większym nakładem pracy.

Stworzony model zbiornika ciśnieniowego był analizowany za pomocą analizy statycznej, liniowej. Analiza została przeprowadzona w warunkach najbardziej zbliżonych do rzeczywistych warunków pracy. W każdym analizowanym zbiorniku wprowadzono utwierdzenie w postaci podpór stałych zastosowanych na 4 blachach o wymiarach Ø200 mm i grubości 10 mm, dzięki którym zbiornik jest przymocowany do podłoża przy użyciu kotew. Ponadto każdy zbiornik został obciążony siłą ciężkości oraz ciśnieniem 0,3 MPa.

Tabela. 1 Warianty zbiorników ciśnieniowych
Table.1 Pressure vessel variants

Cecha	I Wariant	II Wariant	III Wariant	IV Wariant	V Wariant	VI variant
Średnica wewnętrzna [mm]	Ø1400	Ø1400	Ø1400	Ø1400	Ø1400	Ø1200
Grubość ścianki	6 mm	6 mm	6 mm	5 mm	6 mm	6 mm
Nogi zbiornika (kształt x grubość ścianki)	4 rury Ø 139,7x7 mm	4 rury Ø 127x5 mm	4 rury kwadratowe RK 100x100x5 mm	4 rury Ø 127x5 mm	4 rury Ø 127x5 mm	4 rury Ø 133x5 mm
Sposób połączenia nóg z dnem zbiornika (rozmiar x grubość)	4 blachy Ø 200x10 mm	4 blachy Ø 200x10 mm	4 blachy Ø 200x10 mm	4 blachy Ø 200x10 mm	piersień z blachy Ø1100xØ700 x10 mm	4 blachy Ø 200x10 mm
Wysokość konstrukcji	3,42 m	3,42 m	3,42 m	3,42 m	3,42 m	4 m

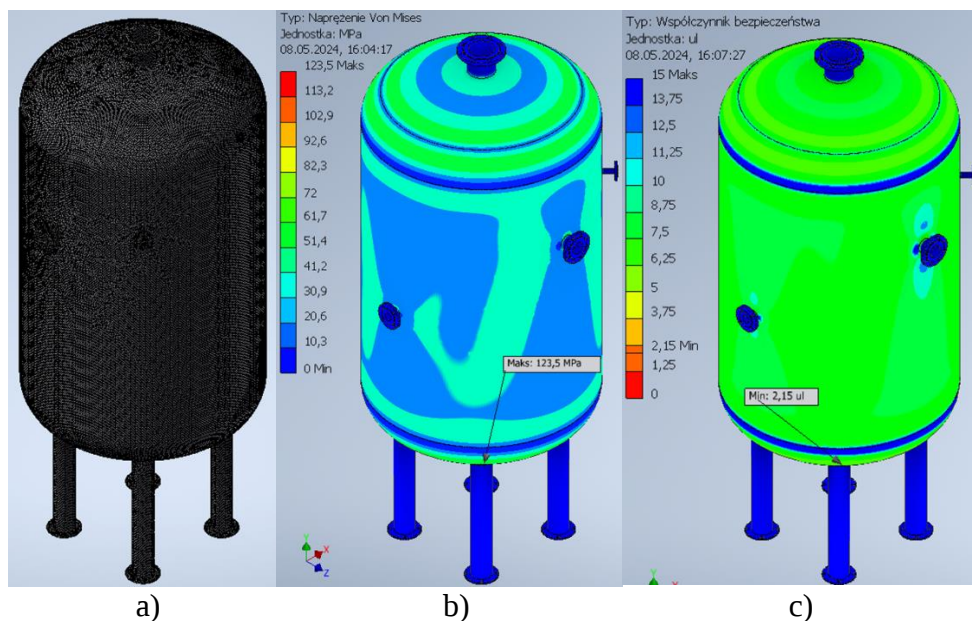
4. Wyniki analiz numerycznych

Każdy z modeli został podzielony na elementy skończone bryłowe czworościenne. Liczba elementów w każdym modelu wynosi ok. 326980, a liczba węzłów ok. 649885.

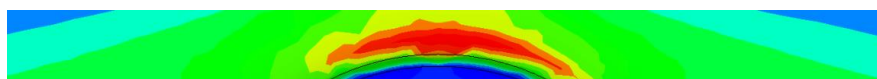
Na podstawie przeprowadzonej analizy zbiorników metodą elementów skończonych uzyskano wyniki obrazujące rozkład naprężeń redukowanych Hubera-von Misesa oraz współczynnika bezpieczeństwa. Ponadto dla każdego zbiornika została obliczona masa oraz cena materiałów niezbędnych do produkcji zbiornika. Wszystkie warianty zostały porównane w tabeli 2 w celu znalezienia najlepszego wariantu. Wyniki analizy oraz siatka elementów skończonych dla II wariantu zostały przedstawione na rys. 1. Dodatkowo na rys. 2 pokazano miejsce występowania największych naprężeń oraz najniższego współczynnika bezpieczeństwa. (tab. 2), które znajduje się przy blasze łączącej nogi zbiornika z dennicą.

Tabela.2 Wyniki analizy wariantów zbiorników ciśnieniowych
Table.2 Results of the analysis of pressure vessel variants

Wyniki	Wariant I	Wariant II	Wariant III	Wariant IV	Wariant V	Wariant VI
Naprężenia Hubera-von Misesa [MPa]	130,9	123,5	119,1	155,3	100,8	175,3
Współczynnik bezpieczeństwa	2,02	2,15	2,22	1,71	2,63	1,51
Masa [kg]	706,62	679,5	679,06	581,18	713,87	697,84
Cena [zł]	8 052,5	7 781,3	7 579,46	6 363,5	7 987,52	6 976,46



Rys.1 Wariant II zbiornika ciśnieniowego: a) siatka elementów skończonych, b) mapa naprężeń Hubera-von Misesa, c) współczynnik bezpieczeństwa
 Fig.1 Variant II of the pressure vessel: a) finite element meshes, b) map of the Huber-von Mises stresses, c) safety factor



Rys.2 Miejsce największych naprężeń Hubera-von Misesa
 Fig.2 The place of the highest Huber-von Mises stresses

5. Wnioski

Po analizie wszystkich sześciu zaprojektowanych modeli zbiornika ciśnieniowego tylko jeden, wariant VI, nie spełniał założeń konstrukcyjnych, ponieważ maksymalna wartość naprężeń w nim występująca przekraczała wartość naprężeń dopuszczalnych oraz współczynnik bezpieczeństwa był mniejszy od przyjętego w założeniach konstrukcyjnych. Po porównaniu wszystkich wariantów zbiornika można zauważyć porównywalne wyniki dla wariantów II oraz III. Są to najlepsze warianty, zarówno ze względu na wartości naprężeń, masę, koszty materiału, jak i ze względu na wysoką wartość współczynnika bezpieczeństwa. W kryteriach wyboru nie uwzględniono kosztów pracy a jedynie koszty materiałowe. Przy uwzględnieniu kosztów wykonania, tańszą opcją będzie zastosowanie dostępnych na rynku kształtowników, stąd wariant II będzie najlepszą opcją wyboru.

Literatura

1. Praca zbiorowa pod kierunkiem Gieżejowskiego M., Ziółko J., Projektowanie wybranych stalowych konstrukcji powłokowych z przykładami obliczeń, PWN, Warszawa (2023).
2. Dudek A., Łączek S., Zbiornik ciśnieniowy spawany, WPK, Kraków (2006).
3. Rakowski G., Kacprzyk Z., Metoda Elementów Skończonych w mechanice konstrukcji, WPW, Warszawa (2016).
4. Zielnica J., Wytrzymałość materiałów, WPP, Poznań (1996).

PROJEKTOWANIE ORAZ ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA RAMY MOTOCYKLOWEJ

inż. MICHAŁ RAK,

Mechanika i Budowa Maszyn, Studia Dualne, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Jolanta Dziatkiewicz

Streszczenie. W artykule przedstawiono etapy projektowania ramy motocykla Suzuki SV 650, którą w następnej kolejności poddano analizie MES. Sformułowano zadanie poddane analizie MES, opracowano model, a w końcowej fazie przedstawiono wyniki i sformułowano wnioski.

Słowa kluczowe: metoda elementów skończonych, metody numeryczne, rama motocyklowa

DESIGN AND STRENGTH ANALYSIS OF A MOTORCYCLE FRAME

Abstract. The article presents the stages of the frame design process for Suzuki SV 650 motorcycle, which was then subjected to FEM analysis. A task subjected to FEM analysis was formulated, a model was developed, and in the final phase, the results were presented and conclusions were formulated.

Keywords: final element method, numerical methods, motorcycle frame

1. Wprowadzenie

Ramy motocyklowe stanowią integralną część konstrukcji motocykla, będącą również obudową dla silnika oraz zbiornika paliwa. Są to zaawansowane technologicznie konstrukcje, które mają wpływ na wagę, aerodynamikę, sztywność oraz estetykę pojazdu.

Projektowanie ram nośnych i ich elementów jest złożonym zagadnieniem, gdzie należy przejść przez wiele etapów obliczeń oraz uwzględnić kilka kryteriów. Podstawowym etapem analizy wytrzymałościowej jest wyznaczenie maksymalnych naprężeń statycznych. Dzięki temu określa się przekroje niebezpieczne, w których mogą wystąpić w pierwszej kolejności trwałe deformacje w ramie lub pęknięcia prowadzące do zniszczenia ramy [1].

Skutecznym narzędziem wspomagającym pracę konstruktora w skomplikowanych obliczeniach oraz w toku projektowania są programy CAx. Programy te służą do cyfrowego modelowania tzn. tworzenia modelu przekazywanego następnie do procesu przygotowania produkcji. Opracowany model powinien reprezentować zaproponowaną postać konstrukcyjną, na podstawie której w dalszym etapie realizacji, przygotowana zostaje dokumentacja techniczna. Dzięki oprogramowaniu CAD można relatywnie niskim kosztem eksperymentować z geometrią modelu w fazie projektowania w celu uzyskania optymalnego efektu.

2. Wprowadzenie do analizy

Jedną z ważniejszych wartości definiujących stan wyężenia zaprojektowanej konstrukcji jest współczynnik bezpieczeństwa [5].

Współczynnik bezpieczeństwa jest liczbą większą od jedności, określającą, ile razy napężenie redukowane σ_{red} jest mniejsze od napężenia krytycznego σ_n :

$$n = \frac{\sigma_n}{\sigma_{red}} > 1 \quad (1)$$

Wartości współczynnika bezpieczeństwa przyjętego dla określonego typu konstrukcji n_0 są podane w normach oraz mogą się różnić w zależności od krajowych przepisów lub standardów producenta. Wartości te w przypadku ram motocyklowych mogą średnio oscylować w zakresie 1.5 – 2.0 [6]. Bezpiecznie zaprojektowana konstrukcja powinna spełniać warunek:

$$n > n_0 \quad (2)$$

w to miejsce wstawić: Napężenia dopuszczalne w konstrukcji, są zależne od przyjętego współczynnika bezpieczeństwa oraz wartości napężenia krytycznego, dla którego przyjęto R_m - 280~300 MPa. Stan napężeń w konstrukcji ramy motocyklowej jest stanem złożonym. W celu wyznaczenia napężeń redukowanych przyjęto hipotezę wyężeniową Hubera, Misesa i Hencky'ego [7].

$$\sigma_{dop} \leq \frac{\sigma_n}{n_0} \quad (3)$$

3. Metoda elementów skończonych

Metoda elementów skończonych (MES) to metoda numeryczna, która służy do modelowania zachowania się obiektów fizycznych w warunkach obciążeń. MES wykorzystuje się w wielu dziedzinach nauki i techniki, m.in. w budownictwie, przemyśle lotniczym, motoryzacyjnym czy medycynie [2, 4].

MES pozwala na rozwiązywanie różnych problemów brzegowo-początkowych, w przypadku których uzyskanie rozwiązania metodą analityczną jest niemożliwe lub trudne do uzyskania.

Zbudowanie modelu obliczeniowego wiąże się z podziałem rozpatrywanej konstrukcji na elementy skończone i przyjęciem odpowiednich parametrów takich jak materiał oraz warunki brzegowe.

4. Model MES

Projekt ramy wykonano za pomocą oprogramowania SolidWorks 2023 w wersji edukacyjnej. W projektowaniu ramy wzorowano się istniejącą już ramą motocykla SUZUKI SV650S.

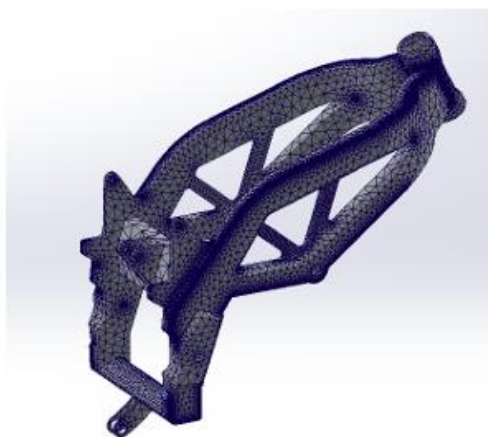
Przygotowany model ramy jest modelem uproszczonym, opracowanym na potrzeby analizy MES. Zastosowano uproszczenia geometrii poprzez pominięcie fazowań, zaokrągleń oraz spoin. W procesie projektowym nie wzięto pod uwagę przedniego oraz tylnego zawieszenia.

Do analizy przyjęto materiał Aluminium 6061, dla którego zastosowano nieliniowo sprężysty model materiałowy (R_m – 280~300 MPa; R_e – 230~250 MPa, liczba Poissona – 0,33, moduł Younga – 70 GPa). Na tym etapie przystąpiono do zadania warunków brzegowych.

Jako pierwsze dodane zostały utwierdzenia. Zastosowano utwierdzenie w miejscach montażu przedniego widelca oraz tylnego zawieszenia motocykla [3].

Po wprowadzeniu podparcia przystąpiono do dodania sił zewnętrznych. Badana rama obciążona została w warunkach spoczynku z kierowcą o wadze 75kg oraz zapełnionym do połowy zbiornikiem paliwa. Przyjęto równomierny rozkład obciążenia na elementach wspornych ramy. Sumując masę kierowcy (75kg) oraz napełnienie połowy zbiornika paliwa (7l) wyznaczono obciążenie całkowite, równe $\sim 820\text{N}$ [3]. Uwzględniono również siłę grawitacji działającą pionowo w dół.

Po dodaniu obciążenia niezbędne jest podzielenie modelu na elementy skończone, tj. wygenerowanie siatki. Na rys. 1 przedstawiono siatkę modelu. Siatka została zagęszczona automatycznie w miejscach spiętrzenia naprężeń tzn. na ostrych krawędziach i przy otworach.

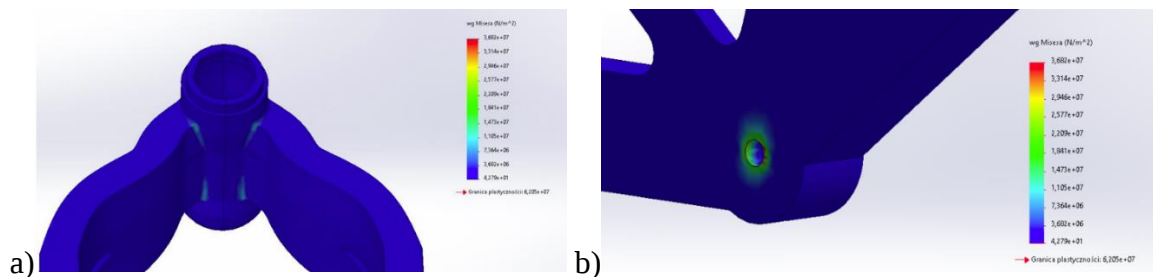


Rys. 1. Wygenerowana siatka
Fig. 1. Generated mesh

Całkowita liczba węzłów i elementów skończonych wynosiła odpowiednio 209 965 oraz 124 461. Zastosowano elementy skończone w kształcie 4Tetrahedrons.

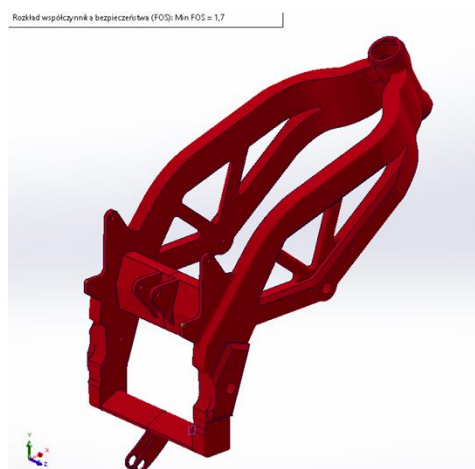
5. Wyniki analizy MES

Na rysunku 2 a i b przedstawiono wyniki analizy dla wcześniej wspomnianych danych wejściowych. Jako pierwsze wyróżnione zostało maksymalne naprężenie wg. hipotezy Hubera-Misesa, które wyniosło 43.51 MPa co uwidoczniono na rys. 2a. Wystąpiło ono na połączeniu elementów ramy z częścią przedniego widelca. Na rys. 2b pokazano drugi obszar o większych wartościach naprężeń.



Rys. 2 a,b. Miejsca występowania największych naprężeń
Fig. 2 a,b. The places where the greatest stresses occurs

Jako ostatni kluczowy element obliczono współczynnik bezpieczeństwa, który finalnie wyniósł 1.7 co ukazano na rys. 3.



Rys. 3. Współczynnik bezpieczeństwa

Fig. 3. Safety factor

6. Wnioski

Maksymalne naprężenie nie było na tyle wysokie aby zagrozić konstrukcji, co potwierdza wartość współczynnika bezpieczeństwa. Dokładniejsze wyniki analiz można uzyskać przy zastosowaniu bardziej specjalistycznego oprogramowania CAE, ponieważ program SolidWorks ma ograniczenia w zakresie stosowalności elementów skończonych wyższych rzędów. W celu polepszenia wyników można zastosować program dedykowany do analiz MES, jak np. Ansys, Abaqus.

Literatura

1. Chomka G. , Chudy J., Modelowanie konstrukcji ramy motocykla o napędzie elektrycznym, Instytut Naukowo-Wydawniczy "SPATIUM". sp. z o.o., Autobusy : technika, eksploatacja, systemy transportowe, Słupsk 06.2014, str. 85-88 (2014).
2. Zienkiewicz O.C., Metoda elementów skończonych, Arkady, Warszawa, (1972).
3. SUZUKI MOTOR POLAND, Suzuki owner's manual, (2007).
4. KOMES moc obliczeń, Analiza MES w projektowaniu konstrukcji i przykład zastosowania w praktyce, Wrocław, KOMES, (2023).
5. Rakowski G., Kacprzyk Z., Metoda Elementów Skończonych w mechanice konstrukcji, Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2016).
6. Eurokod 9 PN-EN 1999 – Projektowanie konstrukcji aluminiowych, Eurokod PN-EN, kwiecień 2012
7. Buzala P., Naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera -M-H, <https://www.statyka.info/naprezienia-zredukowane-wg-hipotezy-hubera-m-h/>, grudzień 2021.

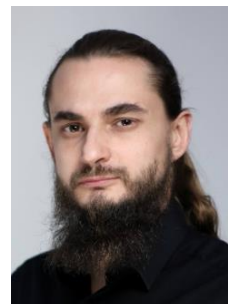
SYMULACJE TESTU WIELOKROTNEGO ZRZUTU OBUDÓW BATERII LI-ION

mgr inż. ADAM RURAŃSKI,

Inżynieria Mechaniczna, semestr IV, 3 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Wacław Kuś, Prof. PŚ

Streszczenie. Artykuł przedstawia wyniki symulacji numerycznych wielokrotnego zrzutu obudowy baterii. Omówiono automatyzację sekwencji symulacji następujących po sobie zrzutów, które zawierają informacje o poziomach odkształceń plastycznych oraz uszkodzeniach z poprzednich zdarzeń. Symulacja została opracowana w celu odwzorowania fizycznego testu.



Słowa kluczowe: MES, wielokrotny test zrzutu, obudowa baterii, zniszczenie

MULTIPLE DROP TEST SIMULATIONS OF LI-ION BATTERY ELEMENTS

Abstract. The article presents the results of numerical simulations of multiple drops of a battery housing. It discusses the automation of the sequence of simulations for successive drops, which include information on plastic deformation levels and damage from previous events. The simulation was developed to replicate a physical test.

Keywords: FEM, multiple drop test, battery housing, damage

1. Wprowadzenie

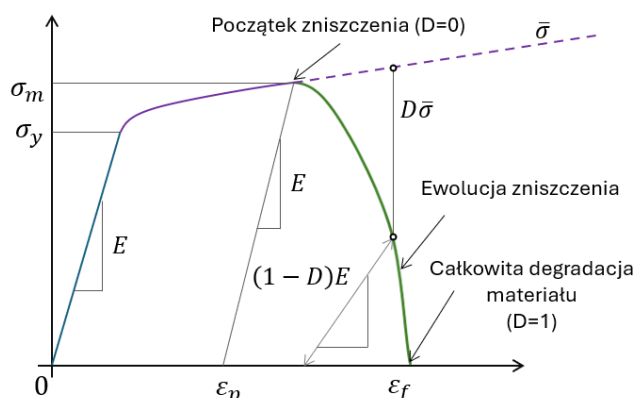
Baterie wyposażone w ogniwa litowo jonowe są zabezpieczone elektronicznie poprzez System Zarządzania Baterią (ang. Battery Management System, BMS) [1], który jest w stanie wyłączyć baterie jeżeli któryś z elektrycznych parametrów zostanie przekroczony. Zapewnia to bezpieczeństwo użytkownika patrząc pod kątem elektrycznym. Z punktu widzenia mechanicznego ogniwa są chronione poprzez obudowę. Bateria musi przejść szereg testów mechanicznych, które symulują warunki eksploatacji. Do takich testów należą m.in. testy wibracyjne, uderzeniowe, uderzeniowe. Jednym z takich testów jest test wielokrotnego zrzutu baterii. Test polega na sekwencji zrzutów na każdą ze stron obudowy (przednią, prawą i lewą) z 10 wysokości od 30 cm do 210 cm (łącznie 90 zrzutów podczas jednego testu).

Symulacje numeryczne pojedynczego zrzutu są popularnie wykorzystywane w inżynierii oraz są dobrze opisane w literaturze. Wyzwaniem jest test wielokrotnego upuszczenia, który nie może zostać zastąpiony pojedynczą symulacją. Uszkodzenia powstałe w trakcie testu oraz pole odkształceń trwałych mogą powiększać się z każdym kolejnym zrzutem. W celu ograniczenia koniecznego nakładu pracy z oprogramowaniem MES zdecydowano na automatyzację procesu modelowania numerycznego z wykorzystaniem skryptów. Konieczne było opracowanie procedur pozwalających nie tylko uruchamiać poszczególne symulacje numeryczne dla kolejnych skryptów, lecz również pozwalające na przeniesienie pól odkształceń plastycznych oraz informacji o zniszczonych elementach konstrukcji.

2. Metoda

Symulacja była przeprowadzona z wykorzystaniem metody całkowania jawnego MES, pozwalającej na rozwiązanie nieliniowego równania dynamiki. Metody te są szczególnie przydatne w symulacjach zjawisk szybkozmiennych [2]. W tej metodzie stabilność jest zapewniona przez dobór odpowiednio małego kroku całkowania, stosując kryterium szacowania stałej czasowej procesu propagacji fal sprężystych dla danej siatki elementów skończonych. Do obliczeń wykorzystano oprogramowanie Abaqus.

Materiał, z którego wykonano obudowę zamodelowano jako sprężysto-plastyczny. Przyjęto kryterium zniszczenia obejmujące inicjację zniszczenia Xue-Wierzbickiego opisanego w funkcji współczynnika trójosiowości naprężeń i parametru Lode'go [3] oraz ewolucję zniszczenia. Uwzględnienie trójosiowego stanu naprężenia podczas symulacji jest istotne dla symulacji rzutu w celu wyeliminowania nienaturalnego zniszczenia konstrukcji w przypadku wysokich chwilowych naprężeń aksjatorowych w miejscu kontaktu, przenosząc zniszczenie w miejsce z większym udziałem składowych dewiatorowych tensora naprężenia, co zauważył Wierzbicki i Bai. Nieuwzględnienie tego zjawiska skutkuje w przypadku testów rzucania, nienaturalne usuwanie kolejnych elementów, które zderzają się z podłogą. W rzeczywistości w tym miejscu występują niewielkie odkształcenia, a pęknięcia pojawiają się w obszarach, poza strefą kontaktu, gdzie występuje większy udział naprężeń ścinających i rozciągających. Na Rys. 1 przedstawiono przebieg krzywej materiałowej modelu sprężysto-plastycznego ze wzmocnieniem (w stanie bez uszkodzeń) wraz z dalszą częścią krzywej tuż po rozpoczęciu zniszczenia.



Rys. 1. Przebieg krzywej naprężenie-odkształcenie dla modelu ciała sprężysto-plastycznego ze zniszczeniem [4]

Fig. 1. The chart of the stress-strain curve for a model of an elastoplastic body with damage

Parametr zniszczenia D wyraża się przez skumulowany przyrost równoważnych odkształceń plastycznych $\bar{\epsilon}_p$ względem odkształceń przy zniszczeniu $\bar{\epsilon}_f$ [3, 5]:

$$D(\bar{\epsilon}_p) = \int_0^{\bar{\epsilon}_p} \frac{d\bar{\epsilon}_p}{\bar{\epsilon}_f(\eta, \bar{\Theta})} \quad (1)$$

gdzie $\bar{\Theta}$ to parametr Lode'go oraz η jest współczynnikiem trójosiowości naprężeń.

$$\eta = \frac{-p}{q} \quad (2)$$

gdzie p jest aksjatorową składową tensora naprężeń Cauchy'ego:

$$p = -\sigma_m = -\frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (3)$$

Po wystąpieniu początku degradacji materiału, z numerycznego punktu widzenia nie jest zalecane, aby usunięcie elementu następowało natychmiastowo. Może to prowadzić do nagłego spadku naprężeń i niestabilności, dlatego sztywność materiału ulega stopniowej degradacji po przekroczeniu punktu początku zniszczenia (Rys. 1). Tensor naprężenia w dowolnej chwili analizy jest określony przez skalarnie równanie zniszczenia:

$$\sigma = (1 - D)\bar{\sigma} \quad (4)$$

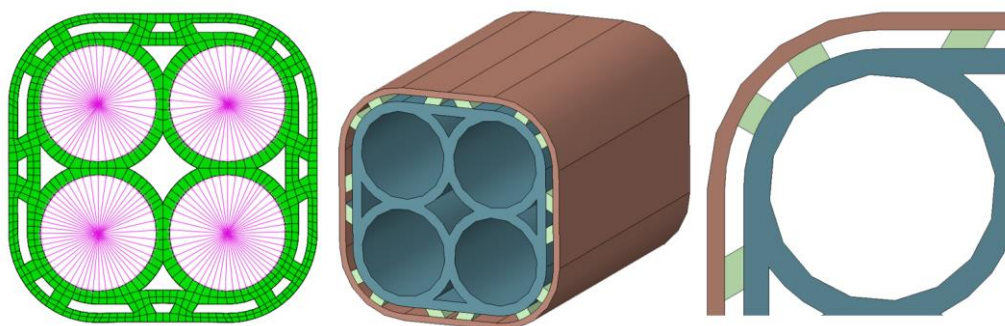
gdzie, $\bar{\sigma}$ jest efektywnym (nieuszkodzonym) tensorem naprężenia obliczonym w aktualnym przyroście, inaczej ujmując były by to naprężenia występujące w materiale, jeżeli nie doszło by do uszkodzenia.

Podczas degradacji materiału zauważono, że rozpraszana energia zniszczenia maleje [4], dlatego zniszczenie jest zdefiniowane jako charakterystyczna długość zniszczenia elementu. Pozwala to zmniejszyć wpływ wielkości siatki na szybkość degradacji.

Element, który osiąga maksymalną degradację ($D=1$) zostaje usunięty z symulacji MES.

3. Przykład numeryczny

Badanym obiektem jest schematycznie uproszczona obudowa baterii z masą ogniwa litowo jonowego, które zostało przytwierdzone do obudowy, co zostało przedstawione na Rys. 2.

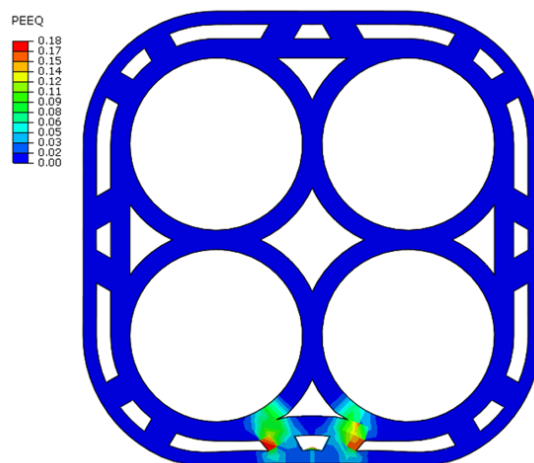


Rys. 2. Model numeryczny obudowy baterii litowo jonowej
Fig. 2. Numerical model of li ion battery housing

Warunkiem początkowym analizy jest prędkość liniowa w momencie kontaktu z powierzchnią podłoża, podczas zrzutu z danej wysokości, która wynika z równania dla spadku swobodnego wyprowadzonego z zasady zachowania energii. Powierzchnia, na którą zrzucany jest obiekt jest powierzchnią sztywną, która jest utwardzona. Możliwe jest dodanie innych kierunków zrzutu, poprzez zamodelowanie dodatkowych powierzchni, jednak tutaj przedstawiono wyniki dla jednego kierunku. W analizie przyjęto kontakt obudowy z podłożem bez tarcia. Tłumienia w układzie nie uwzględniono, zastosowano tylko domyślne numeryczne tłumienie.

Do skryptu wprowadzane są 3 zestawy danych: scenariusz testu, definicja modelu oraz parametry skryptu. Scenariusz testu zawiera informacje o kątach zrzutu, prędkościach początkowych oraz liczby powtórzeń dla danej konfiguracji. Osobnym zestawem jest definicja modelu, którą przygotowuje się tworząc model poprzez nagrywanie skryptu oraz umieszczając

się w odpowiednie miejsce programu jako fragment kodu. Ostatni zestaw danych to parametry, dla których ma być przeprowadzona przebudowa geometrii. Podczas symulacji stan badanego obiektu (poziom odkształceń, zniszczenia) są przekazywane do analiz przed rozpoczęciem kolejnego zrzutu, kontynuując aż do ostatniego kroku testów. Przykładowe wyniki z symulacji wielokrotnego zrzutu są przedstawione na Rys. 3, gdzie znajduje się mapa zredukowanych odkształceń plastycznych z maksymalną wartością $0.18 \frac{m}{m}$, bez żadnych elementów, które uległy zniszczeniu.



Rys. 3. Mapy odkształceń plastycznych na końcu symulacji wielokrotnego zrzutu
Fig.3. Plastic deformation map at the end of a multiple drop simulation

4. Podsumowanie

W artykule przedstawiono sposób automatyzacji symulacji numerycznych dla wielokrotnego zrzutu obudowy baterii litowo jonowej. Uwzględniono konieczność aktualizacji stanu odkształceń oraz zniszczenia w poszczególnych symulacjach wchodzących w skład testu. Opracowana metoda i skrypt pozwalają na w pełni automatyczne prowadzenie obliczeń co jest szczególnie istotne w przypadku rozwiązywania w przyszłości zadań optymalizacji.

Literatura

1. Cheng, K.W.E., Divakar, B.P., Wu, H., Ding, K., Ho, H.F.: Battery-Management System (BMS) and SOC Development for Electrical Vehicles. IEEE Trans. Veh. Technol. 60, 76–88 (2011). <https://doi.org/10.1109/TVT.2010.2089647>
2. Zienkiewicz, O.C., Taylor, R.L.: The finite element method for solid and structural mechanics. Elsevier Butterworth-Heinemann, Amsterdam ; Boston (2005).
3. Bai, Y., Wierzbicki, T.: A new model of metal plasticity and fracture with pressure and Lode dependence. International Journal of Plasticity. 24, 1071–1096 (2008). <https://doi.org/10.1016/j.ijplas.2007.09.004>
4. Ammar, M.M.A., Shirinzadeh, B., Elgamal, H., Nasr, M.N.A.: On the Role of Damage Evolution in Finite Element Modeling of the Cutting Process and Sensing Residual Stresses. Sensors. 22, 8547 (2022). <https://doi.org/10.3390/s22218547>
5. ABAQUS (2023)Abaqus Analysis User's Manual, Version 2023, Dassault Systems Simulia, Inc., (2023).

WPLYW ORIENTACJI ELEMENTÓW WYKONYWANYCH W TECHNOLOGII DRUKU 3D PODCZAS PROCESU WYTWARZANIA NA ICH WŁASNOŚCI MECHANICZNE

DOMINIK SKRZYPCZYK,

Automatyka i Robotyka Przemysłowa, semestr IV, 1 stopień

MARCIN WOJTYNEK,

Automatyka i Robotyka Przemysłowa, semestr IV, 1 stopień

Opiekun naukowy: Dr inż. Witold Ogierman

Streszczenie. Celem doświadczenia było zbadanie wpływu orientacji elementów podczas procesu przyrostowego wytwarzania w technologii druku 3D na stole roboczym drukarki na ich własności mechaniczne. W tym celu wydrukowano 6 rodzajów próbek podzielonych na 2 rodzaje materiału oraz na 3 rodzaje ułożenia na stole roboczym drukarki, a następnie przeprowadzono łącznie 30 prób rozciągania. Wyniki przedstawiono w postaci wykresów oraz porównano ze sobą.

Słowa kluczowe: technologia druku 3D, wytrzymałość na rozciąganie, polilaktyd (PLA), włókno węglowe, orientacja



INFLUENCE OF ORIENTATION OF ELEMENTS PRODUCED IN 3D PRINTING TECHNOLOGY ON THEIR MECHANICAL PROPERTIES

Abstract. The aim of the experiment was to investigate the influence of the orientation of elements during the additive manufacturing process in 3D printing technology on their mechanical properties. For this purpose, 6 types of samples were printed, divided into 2 types of materials and 3 types of orientations on the printer's build platform, and then a total of 30 tensile strength tests were conducted. The results were presented in the form of graphs and compared with each other.

Keywords: 3D printing technology, tensile strength, polylactic acid (PLA), carbon fiber, orientation

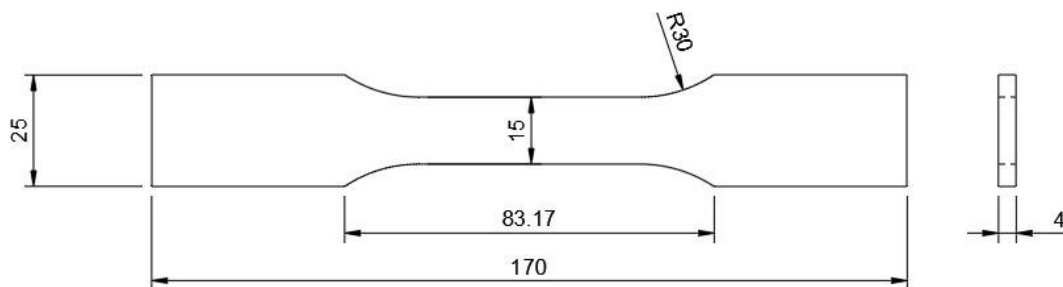
1. Wprowadzenie

Technologia druku 3D rewolucjonizuje sposób, w jaki produkujemy i kształtujemy przedmioty. Ta innowacyjna metoda wytwarzania umożliwia generowanie trójwymiarowych obiektów warstwa po warstwie, oferując nieograniczone możliwości projektowania i produkcji [1]. Mnogość dostępnych materiałów wykorzystywanych w druku 3D, pozwala na dobranie materiału posiadającego odpowiednie właściwości dla rozpatrywanego problemu [2]. W tym artykule poruszona została problematyka badania wpływu ułożenia (orientacji) wydruku na stole roboczym drukarki na własności mechaniczne wytwarzanych elementów. W ramach badań przeanalizowano próbki wykonane z dwóch różnych materiałów bazowych, dodatkowym celem pracy jest określenie różnic w wynikach uzyskanych z zastosowaniem

polilaktydu oraz materiału kompozytowego o osnowie polilaktydu wzmocnionego krótkimi włóknami węglowymi.

2. Badania doświadczalne

Na rysunku nr 1 przedstawiono geometrię próbki wraz z naniesionymi wymiarami. Model geometryczny wykonano w programie Autodesk Fusion na podstawie normy ISO 527-1:2019 [3].



Rys. 1. Schemat modelu próbki z naniesionymi wymiarami
Fig. 1. The diagram of the sample model with dimensions marked

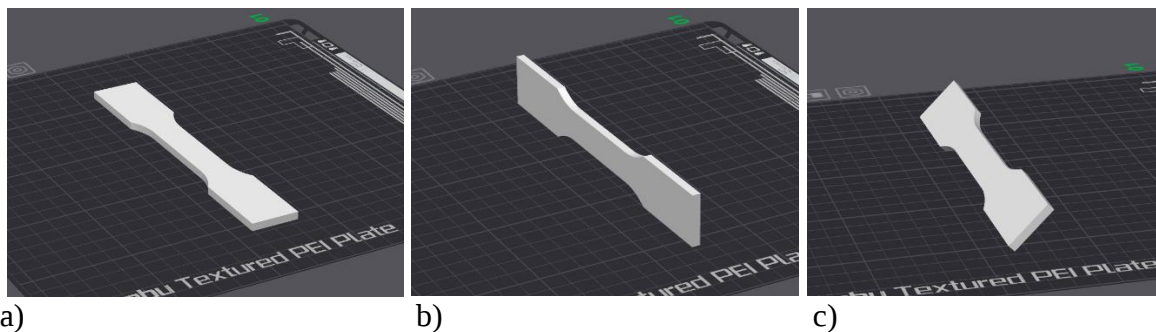
Próbki wykonano w oparciu o dwa różne materiały bazowe:

- CF-PLA (Polilaktyd z dodatkiem włókna węglowego wynoszącym około 20% masy kompozytu) – jest to materiał kompozytowy, w którym rolę osnowy pełni PLA, natomiast włókna wykonane są z węgla,
- PLA (Polilaktyd bez dodatków).

Dodatkowo próbki z każdego z materiałów zostały wydrukowane w 3 orientacjach w odniesieniu do stołu roboczego drukarki 3D:

- w poziomie - zorientowane płaszczyzną największego przekroju równolegle do stołu roboczego (rys. 2a),
- w pionie - zorientowane pod kątem 90° w stosunku do próbek w poziomie, względem najdłuższego boku próbki (rys. 2b),
- pod kątem 45° - zorientowane pod kątem 45° w stosunku do próbek w poziomie, względem najdłuższego boku próbki (rys. 2c).

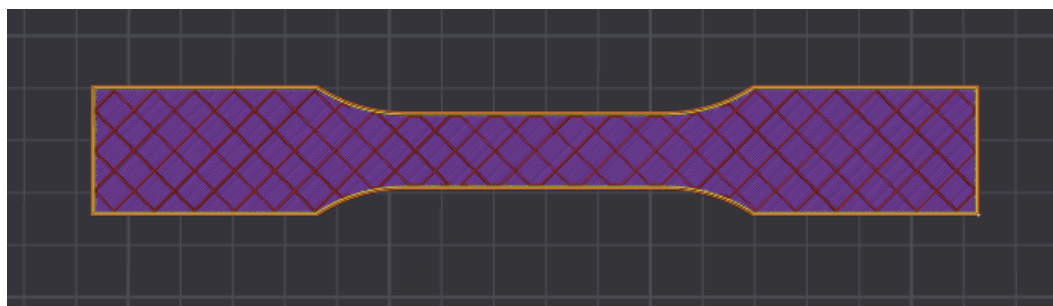
Rozpatrzonych zostało zatem 6 różnych przypadków, dla każdego z nich wykonano po 5 próbek. Sumarycznie przeprowadzono 30 prób rozciągania.



Rys. 2. Ułożenie próbki podczas druku: a) w poziomie, b) w pionie, c) pod kątem 45°

Fig. 2. Position of the specimen during printing: a) horizontal, b) vertical, c) at a 45° angle

Proces wydruku każdej z próbek został zrealizowany na drukarce Bambu Lab X1 Carbon z jednakowym rodzajem (rectilinear) oraz poziomem wypełnienia (20%). Strukturę wewnętrzną próbki przedstawiono na rys. 3.

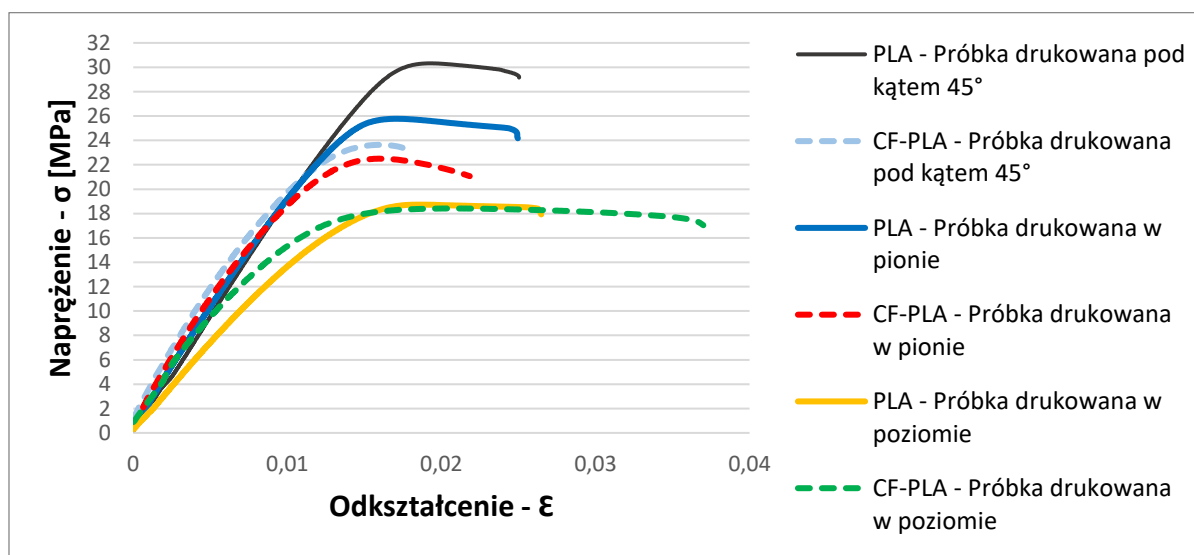


Rys. 3. Struktura wewnętrzna próbki
Fig. 3. The internal structure of the sample

Próbki poddano statycznej próbie rozciągania na maszynie wytrzymałościowej MTS Insight System 10kN wyposażonej w samozaciskowe szczęki mocujące oraz dodatkowy moduł ekstensometru, który umożliwił zarejestrowanie wartości wydłużenia części pomiarowej próbek podczas wykonywania eksperymentu.

3. Wyniki

Na rys. 4 przedstawiono wyniki rozciągania dla 6 rodzajów próbek w postaci wykresu obrazującego zależności naprężenie-odkształcenie. Dodatkowo, uzyskane wyniki zestawiono w tabeli 1, gdzie przedstawiono parametry takie jak moduł Younga, odkształcenie przy zerwaniu oraz wytrzymałość na rozciąganie.



Rys. 4. Wykres porównawczy zależności naprężenia σ od odkształcenia próbki ϵ dla wszystkich rodzajów próbek

Fig. 4. A comparative chart illustrating the relationship between stress σ and strain ϵ for all types of samples

Tabela 1. Wyznaczone własności mechaniczne (średnia z 5 prób dla każdego rodzaju próbki, w nawiasach podano wartości odchyłeń standardowych)

Table 1. Determined mechanical properties (average of 5 tests for each sample type, standard deviation values are given in brackets)

Rodzaj próbki	Moduł Younga, MPa	Odkształcenie przy zerwaniu	Wytrzymałość na rozciąganie, MPa
CF-PLA drukowane w poziomie	1689.2 (80,3)	0.021 (0.002)	17.66 (0.51)
PLA drukowane w poziomie	1426.2 (95.5)	0.021 (0.002)	17.92 (0.79)
CF-PLA drukowane w pionie	2382.8 (22.3)	0.015 (0.000)	21.18 (1.76)
PLA drukowane w pionie	1888.5 (129.0)	0.017 (0.001)	25.66 (0.30)
CF-PLA drukowane po kącie 45°	2281.9 (59.8)	0.015 (0.001)	23.08 (1.12)
PLA drukowane pod kątem 45°	2071.6 (46.6)	0.018 (0.001)	30.40 (0.22)

4. Wnioski i obserwacje

Na podstawie analizy otrzymanych wyników wyciągnięte zostały następujące wnioski:

- Orientacja elementu podczas procesu druku ma znaczący wpływ na własności mechaniczne wytwarzanych elementów.
- Z punktu widzenia własności wytrzymałościowych, najlepszą orientacją druku, zarówno dla materiału PLA, jak i CF-PLA jest nachylenie pod kątem 45° w odniesieniu do stołu roboczego drukarki.
- Badania wykazały zmniejszoną wytrzymałość na rozciąganie próbek wykonanych z CF-PLA w porównaniu z PLA. Wynik ten jest zaskakujący, ponieważ spodziewano się, iż dodatek włókien węglowych wzmocni strukturę materiału, a co za tym idzie – wzrośnie jego wytrzymałość. Jednakże, wyniki sugerują, że inne czynniki, takie jak interakcje międzyfazowe między włóknami a matrycą, mogą mieć istotny wpływ na wytrzymałość materiału.
- Zbadane elementy wykonane z CF-PLA wykazują niższe własności plastyczne w stosunku do PLA, natomiast zapewniają większą sztywność (wyższą wartość modułu Younga).

Literatura

1. Leary M., Design for Additive Manufacturing: Tools and Technologies for Integrated 3D Product Development, Florida, USA (2019).
2. Hon B., Stok P., Design for Additive Manufacturing: Guidelines and Insights from the Manufacturing Process, Heidelberg, Niemcy (2019).
3. ISO 527-1:2019, Plastics - Determination of tensile properties – Part 1: General principles, Genewa, Szwajcaria (2019).

MODELOWANIE PRZEWODZENIA CIEPŁA W NANO-URZĄDZENIACH MOSFET

inż. JAKUB SNARSKI,

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

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

Streszczenie. Artykuł poświęcony jest komputerowej symulacji nieustalonego przepływu ciepła w dwuwymiarowym modelu tranzystora MOSFET o wymiarach sub-nanometrycznych. Do modelowania przepływu ciepła w nano-skali użyto równania z dwoma czasami opóźnień. Symulacje zostały przeprowadzone z wykorzystaniem numerycznej metody różnic skończonych w schemacie jawnym. W artykule przedstawiono wyniki dla uproszczonego modelu tranzystora polowego z adiabaticznym warunkiem brzegowym na wszystkich brzegach.



Słowa kluczowe: metoda różnic skończonych, równanie z dwoma czasami opóźnień, przewodzenie ciepła, tranzystor polowy, MOSFET

MODELING OF HEAT CONDUCTION IN MOSFET NANO-DEVICES

Abstract. This paper is about computer simulation of transient heat transfer in a two-dimensional model of a sub-nanometric MOSFET transistor. The dual-phase lag equation (DPLE) was used to model the heat transfer at the nanoscale. The simulations were realized using the numerical finite difference method in an explicit scheme. This paper presents results for a simplified field-effect transistor model with an adiabatic boundary condition on all edges.

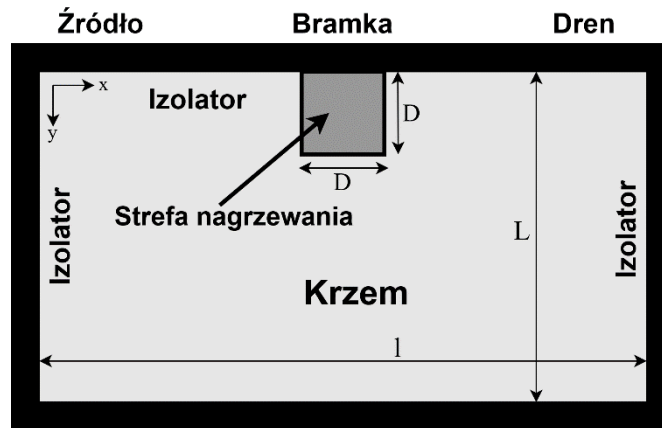
Keywords: finite difference method, dual-phase lag equation, heat conduction, field effect transistor, MOSFET

1. Wprowadzenie

Aktualnie trwający trend polegający na minimalizacji elementów elektronicznych do skali nano, wykorzystanie materiałów o niskim współczynniku przewodności cieplnej oraz stosowanie geometrycznie ograniczonych struktur, np. FinFET powoduje gwałtowny wzrost szybkości samonagrzewania się [1]. Skutkuje to lokalnym wzrostem temperatury w nano-urządzeniach takich jak tranzystory MOSFET. Duży wzrost temperatury powoduje ekstremalne naprężenia termiczne, które mogą doprowadzić do stopienia elementu lub całego systemu powodując jego awarię. Opór elektryczny również zależy od temperatury [2], co może powodować zmianę prądu wyjściowego układu. Jak można zauważyć, skuteczne odprowadzanie ciepła z obszarów, które generują go najwięcej ma kluczowe znaczenie dla niezawodnego funkcjonowania nano-elektroniki oraz dalszego procesu jej miniaturyzacji. Dlatego wiedza na temat przepływu ciepła wewnątrz tych urządzeń oraz opracowanie modeli określających profil temperaturowy nano-urządzeń jest bardzo potrzebna.

2. Model matematyczny

Na rysunku 1 pokazano schemat budowy tranzystora MOSFET z zaznaczoną strefą nagrzewania (jednorodne źródło ciepła). Należy podkreślić, że w celu opisania przepływu ciepła w mikro- i nano-skali nie można skorzystać z klasycznych wzorów wykorzystywanych przy opisie zjawisk termicznych w skali makro. Potrzebny jest model matematyczny zawierający dwa czasy opóźnień: czas relaksacji τ_q i czas termalizacji τ_T [3], nazywany dual-phase lag equation (DPLE).



Rys. 1. Schemat budowy tranzystora
Fig. 1. Diagram of the transistor structure

Równanie z dwoma czasami opóźnień dla zadania płaskiego i przy założeniu stałych wartości parametrów termofizycznych ma następującą postać

$$0 < y < L, \quad 0 < x < l: \quad C \left[\frac{\partial T(x, y, t)}{\partial t} + \tau_q \frac{\partial^2 T(x, y, t)}{\partial t^2} \right] = \lambda \left[\frac{\partial^2 T(x, y, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, t)}{\partial y^2} \right] + \tau_T \lambda \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\partial^2 T(x, y, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, t)}{\partial y^2} \right] + Q(x, y, t) \quad (1)$$

gdzie C [J/(m³K)] jest objętościowym ciepłem właściwym, λ [W/(mK)] to współczynnik przewodzenia ciepła, $Q(x, y, t)$ [W/m³] oznacza funkcję źródła związaną z nagrzewaniem, x, y to współrzędne kartezjańskie, $T(x, y, t)$ [K] oznacza temperaturę, natomiast t [s] czas. Jak widać na rysunku 1, górny lewy narożnik tranzystora (Źródło) przyjęto za początek układu współrzędnych $(x, y) = (0, 0)$, natomiast dolny prawy narożnik to punkt $(x, y) = (l, L)$. Przez D oznaczono grubość i szerokość strefy nagrzewania. Należy zaznaczyć, że funkcja źródła Q w strefie nagrzewania jest stała, a poza strefą równa zero.

Na wszystkich powierzchniach zewnętrznych tranzystora przyjęto warunki adiabatyczne (brak wymiany ciepła z otoczeniem):

$$\begin{aligned} x = 0, \quad 0 < y < L: \quad q(0, y, t) &= 0 \\ x = l, \quad 0 < y < L: \quad q(l, y, t) &= 0 \\ y = 0, \quad 0 < x < l: \quad q(x, 0, t) &= 0 \\ y = L, \quad 0 < x < l: \quad q(x, L, t) &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Model matematyczny uzupełniono warunkami początkowymi

$$t = 0: \quad T(x, y, t) = T_p, \quad \left. \frac{\partial T(x, y, t)}{\partial t} \right|_{t=0} = 0 \quad (3)$$

gdzie T_p [K] oznacza temperaturę początkową układu.

3. Metoda różnic skończonych

W celu rozwiązania równania (1) użyto jawnego schematu metody różnic skończonych (MRS) dla stanu nieustalonego [4]. Wprowadzono siatkę różnicową o stałym kroku oraz dokonano dyskretyzacji czasu. Rozważany obszar geometryczny tranzystora pokryto siatką różnicową i zdefiniowano siatkę czasoprzestrzenną. Podstawiając odpowiednie ilorazy różnicowe dla wewnętrznych węzłów siatki otrzymano numeryczną postać równania (1)

$$\begin{aligned} T_{i,j}^f = & \frac{\alpha(\Delta t)^2}{h^2(\Delta t + \tau_q)} (T_{i-1,j}^{f-1} - 2T_{i,j}^{f-1} + T_{i+1,j}^{f-1}) + \frac{\alpha(\Delta t)^2}{k^2(\Delta t + \tau_q)} (T_{i,j-1}^{f-1} - 2T_{i,j}^{f-1} + T_{i,j+1}^{f-1}) + \\ & \frac{\alpha\tau_T\Delta t}{h^2(\Delta t + \tau_q)} (T_{i-1,j}^{f-1} - 2T_{i,j}^{f-1} + T_{i+1,j}^{f-1} - T_{i-1,j}^{f-2} + 2T_{i,j}^{f-2} - T_{i+1,j}^{f-2}) + \\ & \frac{\alpha\tau_T\Delta t}{k^2(\Delta t + \tau_q)} (T_{i,j-1}^{f-1} - 2T_{i,j}^{f-1} + T_{i,j+1}^{f-1} - T_{i,j-1}^{f-2} + 2T_{i,j}^{f-2} - T_{i,j+1}^{f-2}) + \\ & \frac{\Delta t}{\Delta t + \tau_q} T_{i,j}^{f-1} + \frac{\tau_q}{\Delta t + \tau_q} (2T_{i,j}^{f-1} - T_{i,j}^{f-2}) + \frac{(\Delta t)^2}{C(\Delta t + \tau_q)} Q \end{aligned} \quad (4)$$

gdzie $\alpha = \lambda/C$ [m²/s] jest współczynnikiem dyfuzji, h, k to kroki siatki różnicowej odpowiednio w kierunku osi x i y , natomiast Δt oznacza krok czasu. Równanie (4) obowiązuje dla węzłów $i=1, 2, \dots, n-1; j=1, 2, \dots, m-1$.

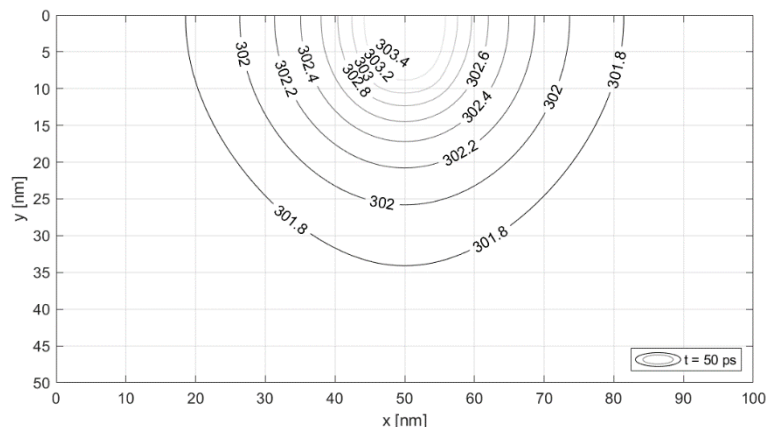
Dla węzłów brzegowych należy odpowiednio aproksymować warunki brzegowe (2). Dla czasów $t = 0$ ($f = 0$) i $t = \Delta t$ ($f = 1$), zgodnie z warunkami początkowymi (3) we wszystkich węzłach siatki różnicowej należy przyjąć temperaturę początkową T_p .

4. Wyniki obliczeń

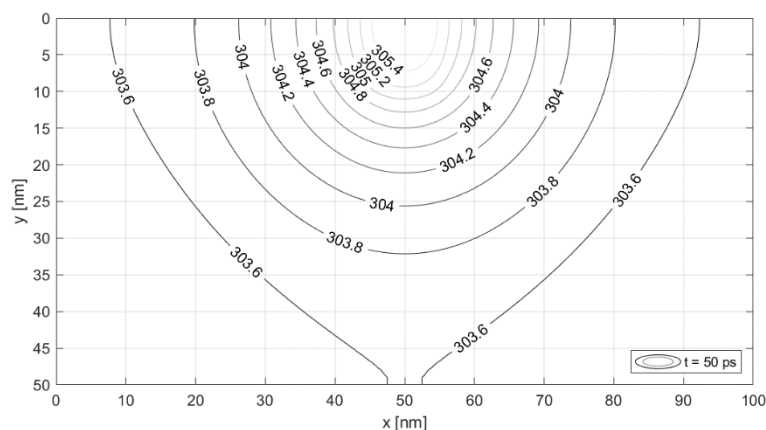
Przyjęto następujące wymiary tranzystora: $l = 100$ nm, $L = 50$ nm, $D = 10$ nm, funkcja źródła: $Q = 0.5 \cdot 10^{19}$ W/m³, temperatura początkowa: $T_p = 300$ K. Materiał, z którego wykonano tranzystor to krzem, dla którego $C = 1.5 \cdot 10^6$ J/(m³K), $\lambda = 150$ W/(mK), $\tau_q = 33.33$ ps, $\tau_T = 1.6665$ ps.

Obliczenia przeprowadzono za pomocą metody różnic skończonych przyjmując $n = 100$, $m = 50$, czyli kroki siatki były równe $h = 1$ nm, $k = 1$ nm. Przyjęto krok czasu $\Delta t = 2$ fs, który zapewnił stabilność obliczeń.

Na rysunku 2 pokazano rozkład temperatury w tranzystorze po czasie 50 ps dla modelu z dwoma czasami opóźnień, natomiast rysunek 3 ilustruje rozkład temperatury po tym samym czasie dla zerowych czasów opóźnień, czyli modelu Fouriera stosowanego w makroskopowym opisie przepływu ciepła. Jak widać, różnice w rozkładach temperatury są istotne.



Rys. 2. Rozkład temperatury po czasie $t = 50$ ps
 Fig. 2. Temperature distribution after time $t = 50$ ps



Rys. 3. Rozkład temperatury dla zerowych czasów opóźnień, $t = 50$ ps
 Fig. 3. Temperature distribution for zero delay times, $t = 50$ ps

5. Wnioski

Wyniki przedstawione na rysunkach 2 i 3 pokazują, że w przypadku zastosowania równania Fouriera otrzymuje się znacznie wyższe temperatury w porównaniu do równania z dwoma czasami opóźnień. Można sformułować wniosek, że w przypadku modelowania przepływu ciepła w skali nano należy stosować równanie z dwoma czasami opóźnień, które uwzględnia skalę i wymiary wyrażone w nanometrach. Jest to istotne przy projektowaniu systemów chłodzenia układów oraz elementów elektronicznych.

Literatura

1. E. P. Seresht, „Numerical Modeling of Self-heating in MOSFET and FinFET Basic Logic Gates Using Effective Thermal Conductivity”, Master’s thesis, University of Toronto, 2012.
2. J. Bodzenta, Wykłady z fizyki. PolskaKsiegarnia.pl, 2023.
3. D. Y. Tzou, Macro- to Microscale Heat Transfer: The Lagging Behavior. John Wiley & Sons, Ltd., 2015.
4. E. Majchrzak i B. Mochnacki, Metody numeryczne : podstawy teoretyczne, aspekty praktyczne i algorytmy. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2004.

ROZMYTY MODEL LUDWIKA ZASTOSOWANY DO OPISU CHARAKTERYSTYKI KOMPOZYTU O OSNOWIE METALOWEJ

ŁUKASZ SPERLICH,

Automatyka i Robotyka, semestr VII, 1 stopień

Opiekun naukowy: Dr hab. inż. Jacek Ptaszny, Prof. PŚ

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki obliczeń parametrów rozmytych modelu Ludwika. Do napisania programu komputerowego wykorzystano język Python, moduł Scikit-fuzzy oraz metody optymalizacji zaimplementowane w module SciPy. Opracowany program zastosowano do określenia parametrów modelu Ludwika na podstawie znajomości wyników badań doświadczalnych kompozytu o osnowie Al6092 wzmacnianego cząstkami SiC, zaczerpniętych z literatury.



Słowa kluczowe: kompozyt o osnowie metalowej, krzywa rozciągania, model Ludwika, rozmyte parametry, Python

FUZZY LUDWIK MODEL APPLIED TO DESCRIPTION OF THE CHARACTERISTICS OF A METAL-MATRIX COMPOSITE

Abstract. The paper presents the results of fuzzy parameter calculations of the Ludwik model. Python language, Scikit-fuzzy module and optimization methods implemented in SciPy module were used to write computer programs. The developed programs were used to determine the parameters of the Ludwik model based on the knowledge of experimental results of the Al6092 matrix composite reinforced with SiC particles, taken from the literature.

Keywords: metal matrix composite, stress-strain curve, Ludwik model, fuzzy parameters, Python

1. Wprowadzenie

Jednym z istotnych aspektów, który wpływa na wiarygodność modeli stosowanych do opisu układów mechanicznych jest niepewność, którą dzieli się na niepewność aleatoryczną (niemożliwą do usunięcia i wynikającą z losowości zjawiska) i niepewność epistemiczną. Ten drugi rodzaj niepewności wynika z braku wiedzy wynikającego np. z małej liczby pomiarów. Jednym z możliwych sposobów opisu tej niepewności jest zastosowanie liczb rozmytych [1]. Mogą one być zastosowane do opisu charakterystyk mechanicznych materiału w postaci zależności naprężenie-odkształcenie. W pracy [2] zastosowano m. in. liczby rozmyte do opisu charakterystyk materiałów gumopodobnych.

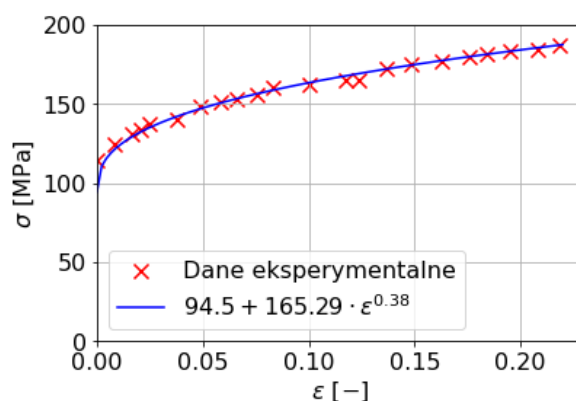
W niniejszym artykule zaproponowano metodę pozwalającą na dobór parametrów rozmytych modelu Ludwika [3] dla materiału kompozytowego o osnowie Al6092 wzmacnianego cząstkami SiC [4]. Metodę zaimplementowano za pomocą języka programowania Python [5], modułu do obliczeń rozmytych *Scikit-fuzzy* [6, 7], oraz modułu zawierającego zaimplementowane metody optymalizacji *SciPy* [8].

2. Model Ludwika zastosowany do opisu krzywej rozciągania kompozytu

Statyczna próba rozciągania metali jest jednym z podstawowych rodzajów badań wytrzymałościowych, w wyniku którego sporządzany jest wykres rozciągania. Wykres ten przedstawia zależność naprężenia od odkształcenia. Charakterystyka wielu materiałów metalowych zawiera zakres liniowosprężysty oraz plastyczny. W wybranych przypadkach nieliniowy zakres naprężeń można opisać za pomocą modelu Ludwika [3]:

$$\sigma = \sigma_0 + K\varepsilon^n, \quad (1)$$

gdzie: σ – naprężenie, ε – odkształcenie plastyczne, σ_0 – granica plastyczności, n – wykładnik wzmocnienia ($0 < n < 1$), K – współczynnik wzmocnienia. Model (1) został wykorzystany w pracy [4] do dopasowania krzywej do wyników doświadczalnych otrzymanych w wyniku jednoosiowej próby rozciągania próbki z materiału kompozytowego Al6092/SiC (Rys. 1). Ten sposób opisu nie uwzględnia jednak rozrzutu zmierzonych wielkości względem dopasowanego modelu, a więc nie uwzględnia niepewności.



Rys. 1. Wyniki próby rozciągania materiału kompozytowego Al16092/SiC oraz dopasowana krzywa modelu Ludwika [4]

Fig. 1. Tensile test results of Al16092/SiC composite material and the fitted Ludwik curve [4]

3. Liczby rozmyte

Zbiory rozmyte pozwalają na opisanie wielkości lub zjawisk, które mają nieprecyzyjny charakter. Dla przyjętych wartości x ze zbioru X , zbiór rozmyty $\tilde{A}$ definiuje się korzystając z przyporządkowanej mu wartości funkcji przynależności $\mu_A(x)$ [1]:

$$\tilde{A} = \{(x, \mu_A(x)) | x \in X\}, \quad (2)$$

$$\mu_A(x) \geq 0 \quad \forall x \in X; \quad \sup(\mu_A(x)) = 1. \quad (3)$$

Warunek (3) mówiący o górnym ograniczeniu funkcji przynależności dotyczy znormalizowanego zbioru rozmytego. Znormalizowany wypukły zbiór rozmyty może określać liczbę rozmytą $\tilde{a}$. Często stosowanym liczbami są trójkątne liczby rozmyte przedstawiane jako trójki wartości x : $\tilde{a} = \langle x_1, x_2, x_3 \rangle$, $x_1 < x_2 < x_3$, przy czym $\mu_A(x_1) = \mu_A(x_3) = 0$, $\mu_A(x_2) = 1$. Ilustracja graficzna przykładowych trójkątnych liczb rozmytych zostanie pokazana w dalszej części artykułu. Operacje na liczbach rozmytych mogą być wykonywane poprzez ich podział na α -przekroje i zastosowanie arytmetyki interwałowej [1, 6, 7].

4. Obliczenia rozmytych parametrów modelu Ludwika

W celu uwzględnienia niepewności modelu Ludwika uwzględniono parametry $\tilde{K}$ i $\tilde{\sigma}_0$ jako rozmyte, zaś n jako parametr ostry (nie rozmyty). Założono, że parametry rozmyte są liczbami rozmytymi trójkątnymi: $\tilde{\sigma}_0 = \langle \sigma_{01}, \sigma_{02}, \sigma_{03} \rangle$, $\tilde{K} = \langle K_1, K_2, K_3 \rangle$. Celem zadania jest dobór parametrów modelu w taki sposób aby zbudować funkcję:

$$\tilde{\sigma}(\varepsilon) = \tilde{\sigma}_0 + \tilde{K}\varepsilon^n. \quad (4)$$

Rozmyta wartość tej funkcji w całym zakresie odkształceń powinna zawierać wszystkie wartości eksperymentalne naprężeń. Zadanie rozwiązano w dwóch krokach:

1. Określenie parametrów środkowych σ_{02} i K_2 , oraz parametru n przez dopasowanie krzywej do wyników badań eksperymentalnych metodą najmniejszych kwadratów (metoda *curve_fit* z modułu *scipy.optimize*).
2. Rozwiązanie zagadnienia optymalizacji z wektorem zmiennych projektowych $\mathbf{p} = [\sigma_{01} \ \sigma_{03} \ K_1 \ K_3]^T$. Funkcja celu, która była minimalizowana, miała postać:

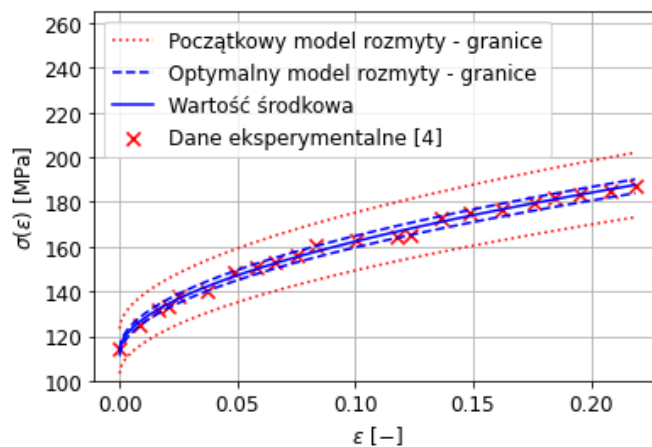
$$f(\varepsilon_i, \mathbf{p}) = \sum_{i=1}^N [\sigma_3(\varepsilon_i, \mathbf{p}) - \sigma_1(\varepsilon_i, \mathbf{p})] \rightarrow \min, \quad (5)$$

gdzie σ_3 i σ_1 to odpowiednio górna i dolna wartość naprężeń określonych przez optymalizowany model rozmyty a ε_i to eksperymentalne wartości odkształceń, $i = 1, 2, \dots, N$ (N – liczba punktów z eksperymentu). Ograniczenia miały postać:

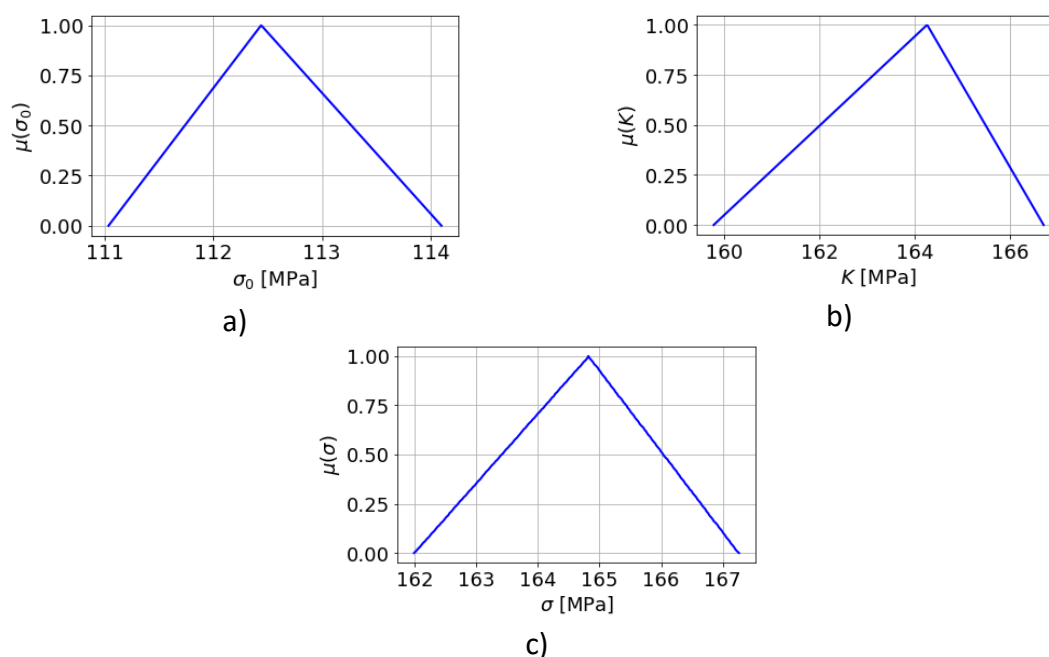
$$[\sigma_3(\varepsilon_i, \mathbf{p}) - \sigma_i] \geq 0, \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad (6)$$

$$[\sigma_i - \sigma_1(\varepsilon_i, \mathbf{p})] \geq 0, \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad (7)$$

gdzie σ_i to wartości eksperymentalne naprężeń. Do rozwiązania zadania optymalizacji wykorzystano metodę SLSQP [9] dostępną w module *scipy.optimize*. Punktem startowym optymalizacji był model o szerokim zakresie zmienności naprężeń. W wyniku optymalizacji zakres ten został zawężony. Wyniki optymalizacji przedstawiono na Rys. 2 i 3. Rys. 3c przedstawia naprężenia rozmyte dla przykładowej wartości odkształceń $\varepsilon = 0.1$. Podany pod rysunkiem 3c opis zakłada, że wynik jest trójkątną liczbą rozmytą.



Rys. 2. Początkowy i optymalny rozmyty model Ludwika
Fig. 2. Initial and optimal Ludwik fuzzy model



Rys. 3. Optymalny model rozmyty, $n = 0.52$: a) $\tilde{\sigma}_0 = \langle 111.0, 112.5, 114.1 \rangle$ MPa, b) $\tilde{K} = \langle 159.8, 164.3, 166.7 \rangle$ MPa, c) $\tilde{\sigma}(\varepsilon = 0.1) = \langle 162.0, 164.8, 167.3 \rangle$ MPa
 Fig. 3. Optimal fuzzy model, $n = 0.52$: a) $\tilde{\sigma}_0 = \langle 111.0, 112.5, 114.1 \rangle$ MPa, b) $\tilde{K} = \langle 159.8, 164.3, 166.7 \rangle$ MPa, c) $\tilde{\sigma}(\varepsilon = 0.1) = \langle 162.0, 164.8, 167.3 \rangle$ MPa

5. Wnioski

Opracowana metoda pozwala na określenie parametrów rozmytych modelu Ludwika przy znajomości wyników badań doświadczalnych charakteryzujących się niepewnością epistemiczną spowodowaną małą liczbą pomiarów. Zaproponowany rozmyty model materiału może być wykorzystany w przyszłości do modelowania numerycznego układów pracujących w zakresie plastycznym z uwzględnieniem niepewności.

Literatura

1. Möller B., Beer M., Fuzzy Randomness Uncertainty in Civil Engineering and Computational Mechanics, Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg (2004).
2. Penner E., Caylak I., Mahnken R., Dridger A., Fuzzy and stochastic approach applied to rubber like materials, Safety and Reliability, Vol. 40 (2), s. 99–123 (2021).
3. Bergström Y., Aronsson B., The application of a dislocation model to the strain and temperature dependence of the strain hardening exponent n in the Ludwik-Hollomon relation between stress and strain in mild steels, Metallurgical Transactions, Vol. 3, s. 1951–1957 (1972).
4. Gatea S., Jwad T., Chen, F. et al., Micromechanical Modeling of the Deformation and Damage Behavior of Al6092/SiC Particle Metal Matrix Composites, Journal of Materials Engineering and Performance, Vol. 32, s. 10680–10701 (2023).
5. www.python.org
6. Dong W. M., Shah H. C., Wongt F. S., Fuzzy computations in risk and decision analysis, Civil Engineering Systems, Vol. 2 (4), s. 201-208 (1985).
7. scikit-fuzzy.github.io/scikit-fuzzy
8. scipy.org
9. Nocedal J., Wright S. J., Numerical Optimization, Springer, New York (2006).

BADANIE WPLYWU WSPÓŁCZYNNIKA PRZENIKANIA CIEPŁA OKNA NA WIELKOŚĆ STRAT ENERGII

inż. RAFAŁ STOSUR,

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr VII, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Grażyna Kałuża

Streszczenie. W pracy analizowano współczynnik przenikania ciepła U dla okna oraz jego związek z ilością strat energii. Opisane zostało zjawisko strat ciepła w oknie i wpływ zastosowanego rodzaju ogrzewania na straty. Praca zawiera przykładowe obliczenia wielkości i kosztów strat dla wybranego budynku przy zastosowaniu okien o różniącym się współczynnikiem przenikania ciepła oraz różnych nośników energii w ogrzewaniu.



Słowa kluczowe: współczynnik przenikania ciepła, przepływ ciepła, straty ciepła, nośniki energii w ogrzewaniu

STUDY OF THE EFFECT OF THE WINDOW'S HEAT TRANSFER COEFFICIENT ON THE AMOUNT OF ENERGY LOSS

Abstract. The thesis defines the heat transfer coefficient U for the window and its relationship with the amount of energy loss. The phenomenon of heat loss in the window and the influence of the type of heating on the cost of losses were described. The thesis includes example calculations of the amount and cost of losses for a selected building using windows with different heat transfer coefficients and different energy carriers in heating.

Keywords: heat transfer coefficient, heat flow, energy loss, energy carriers in heating

1. Wprowadzenie

W dobie coraz wyższych cen za nośniki energii oraz wysokiej inflacji popularne jest pytanie: „Jak zmniejszyć cenę ogrzewania”? Sposobem na rozwiązanie tego problemu jest próba minimalizacji strat ciepłych. Jednym ze źródeł tych strat są okna. Z technicznego punktu widzenia, straty ciepła w oknie są wyrażone w kWh i określają wielkość energii w formie ciepła, które przez to okno przepływnie. Zgodnie z definicją wg [1], współczynnik przenikania ciepła U określa ile energii przenika przez 1 metr kwadratowy przegrody (ściany, dachu, okna, drzwi), gdy różnica temperatury z obu jej stron wynosi 1 kelwin. Jednostką współczynnika przenikania ciepła jest $W/(m^2K)$.

Autor [2] definiuje współczynnik U_{okna} następującym wzorem:

$$U_{okna} = \frac{A_{szyby} \cdot U_{szyby} + A_{ramy} \cdot U_{ramy} + L \cdot \psi}{A_{szyby} + A_{ramy}} \quad (1)$$

gdzie: A_{szyby} , A_{ramy} – powierzchnie pakietu szybowego oraz ramy okiennej [m^2], U_{szyby} , U_{ramy} – współczynniki przenikania ciepła dla pakietu szybowego oraz ramy [$W/(m^2K)$],

L – długość ramy [m], ψ – liniowy współczynnik przenikania mostka cieplnego na styku szyby z ramą [W/(mK)].

Straty ciepła w oknie w postaci przepływającego przez nie strumienia ciepła wyraża się w [kWh] i oblicza według wzoru [2]:

$$W = U_{okna} \cdot A_{okna} \cdot t \cdot (T_w - T_z) \quad (2)$$

gdzie: U_{okna} – współczynnik przenikania ciepła okna [W/(m²K)], A_{okna} – powierzchnia okna [m²], T_w – temperatura wewnątrz pomieszczenia [K], T_z – temperatura zewnętrzna [K], t – czas rozważanego przepływu ciepła [h].

2. Przygotowanie danych do analizy

Jako budynek do analizy strat ciepła wybrano Wydział Mechaniczny Technologiczny Politechniki Śląskiej, mieszczący się przy ulicy Stanisława Konarskiego 18A w Gliwicach. W tabeli 1. pokazano oszacowaną ilość i wymiary okien w wybranym budynku. W tabeli 2. zestawiono najpopularniejsze nośniki energii stosowane w ogrzewaniu. Dane dotyczące średnich temperatur zewnętrznych przyjęto według [3], a średnie temperatury wewnętrzne zostały oszacowane. Okres grzewczy przyjęto od 15 października do 15 kwietnia.

Tabela 1. Wymiary i liczba analizowanych okien
Table 1. Dimensions and amount of analysed windows

Wymiar okna [m × m]		Liczba okien	Powierzchnia okien [m ²]
2,7	3	79	639,90
2,4	2,2	441	2328,48
1,75	0,75	85	111,56
0,75	0,75	1	0,56
2,35	0,9	36	76,14
1,5	1,8	5	13,50
2,35	1,5	2	7,05
Suma		649	3177,2

Tabela 2. Koszt 1kWh energii dla różnych nośników [4] (stan na 7.12.2023)
Table 2. Cost of 1kWh energy for different energy carriers [4] (as of 7.12.2023)

Nośnik energii	Jednostka	Cena w zł za 1 kWh energii z jednostki
Węgiel kamienny orzech	1 kg	0,45
Węgiel ekogroszek	1 kg	0,57
Olej opałowy	1 l	0,58
Gaz ziemny taryfa W-3	1 m ³	0,36
Gaz płynny LPG	1 l	0,36
Pellet drzewny	1 kg	0,46
Drewno opałowe	1 kg	0,19
Energia elektryczna taryfa G11	1 kWh	1,23
Pompa ciepła gruntowa taryfa G11	1 kWh	0,31
Pompa ciepła powietrzna taryfa G11	1 kWh	0,41

3. Arkusz kalkulacyjny oraz wyniki obliczeń

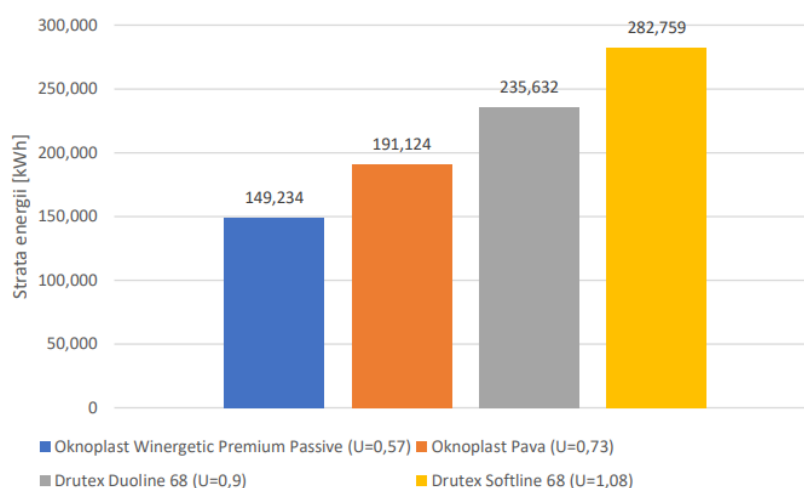
Do przeprowadzenia obliczeń użyto oprogramowania Microsoft Excel. Główny arkusz daje możliwość wyboru dwóch wariantów składających się z różnych okien oraz systemów grzewczych – rys.1. Dodatkowo istnieje możliwość określenia zysków ze strony instalacji fotowoltaicznej, które na potrzeby pracy oszacowano na 30 000 zł za sezon grzewczy. Pozostałe arkusze stanowią bazę danych dla parametrów okien i systemów grzewczych, temperatur oraz powierzchni okien.

Wariant 1 - okno		Wariant 1 - ogrzewanie	
Model okna	Drutex Softline 68	Rodzaj ogrzewania	Energia elektryczna taryfa G11
Materiał	Drewno	Sprawność	99%
Wsp. U [W/m ² K]	1,08	Cena 1 kWh	1,23 zł
		Fotowoltaika	nie
Wariant 2 - okno		Wariant 2 - ogrzewanie	
Model okna	Oknoplast Winergetic Premium Passive	Rodzaj ogrzewania	Pompa ciepła gruntowa (prąd G11)
Materiał	PVC	Sprawność	400%
Wsp. U [W/m ² K]	0,57	Cena 1 kWh	0,31 zł
		Fotowoltaika	tak
Dane ogólne		Różnice	
Liczba okien	649	Różnica strat w sezonie [kWh]	133 524,92
Powierzchnia okien [m ²]	3177,20	Różnica kosztów strat w 1 sezonie	331 530,70 zł
Czas obliczeniowy w sezonie [h]	4392	Okres eksploatacji [lata]	30
Szacunkowa energia produkowana przez fotowoltaikę [kWh]	24 000	Różnica kosztów w okresie eksploatacji	9 945 920,89 zł
Szacunkowy zysk na fotowoltaice	30 000,00 zł		
Wariant 1			
Tracona energia w sezonie [kWh]	282 758,66		
Koszty strat	347 793,16 zł		
Wariant 2			
Tracona energia w sezonie [kWh]	149 233,74		
Koszty strat	16 262,46 zł		

Rys. 1. Arkusz kalkulacyjny do obliczania strat ciepła

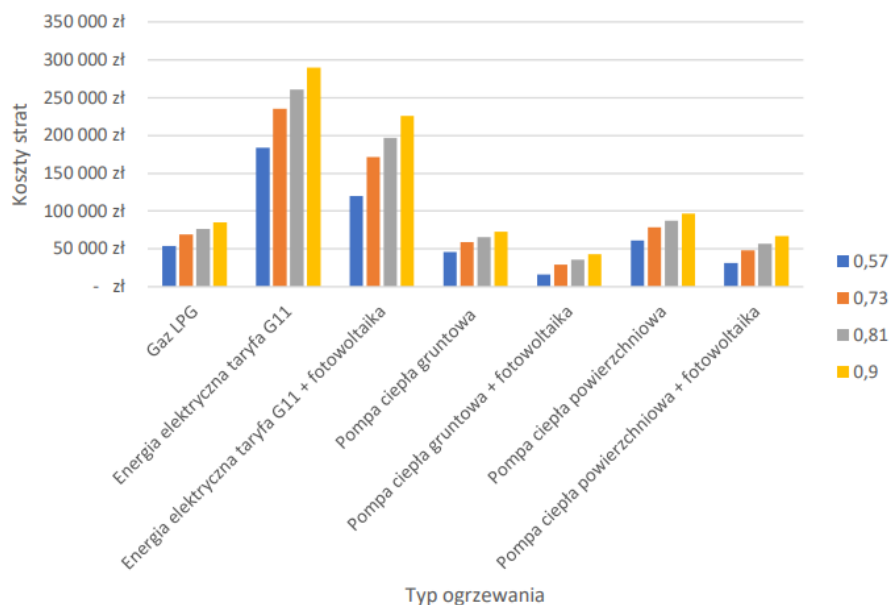
Fig. 1. Spreadsheet for calculating heat losses

W ramach pracy analizowano roczne straty energii oraz ich koszty ze względu na różny współczynnik U_{okna} oraz rodzaj ogrzewania. Wyniki tych analiz pokazano na rys. 2 oraz rys. 3.



Rys. 2. Roczne straty energii w oknach o współczynniku U z zakresu 0,57-1,08

Fig. 2. Annual energy losses in windows with a coefficient U of 0,57-1,08



Rys. 3. Roczne koszty strat dla różnych rodzajów ogrzewania
Fig. 3. Annual loss costs for different types of heating

4. Wnioski

Ze wzoru (2) można wywnioskować, że straty ciepła w oknie w określonym czasie są wprost proporcjonalne do współczynnika U_{okna} , różnicy temperatur oraz powierzchni okien.

Wybór bardziej energooszczędnego okna może spowodować prawie dwukrotny spadek traconej energii, co potwierdza rys. 2. Przyjmując według [4] średnie zapotrzebowanie na energię dla domu jednorodzinnego o powierzchni 150 m² wynoszące 100 kWh/m² na sezon, straty energii w jednym sezonie w analizowanym budynku pokryłyby zapotrzebowanie energetyczne takiego domu na 10 – 20 lat.

Wybór tańszego w utrzymaniu system grzewczego może spowodować, że bardziej opłacalny będzie montaż okien o wyższym współczynniku U_{okna} z ogrzewaniem na tańszy nośnik energii niż droższego w utrzymaniu ogrzewania z oknami energooszczędnymi. Przykładowo, z rys. 3, nawet najbardziej energetyczne okna generują przy ogrzewaniu energią elektryczną większe koszty strat niż okna najmniej energetyczne dla ogrzewania gazowego.

Przeprowadzone analizy zostały znacznie uproszczone. Pominęto straty ciepła zależne od sposobu montażu okna oraz koszty wymiany okien, które mają kluczowe znaczenie przy wyborze optymalnego rozwiązania. Dlatego przedstawione obliczenia należy traktować jedynie poglądowo.

Literatura

1. Kostowski E., Przepływ ciepła, WPS, Gliwice (2006).
2. Kępa A., Okna w budynkach – zyski czy straty ciepła?, Rynek Energii 4, s. 74-78 (2013).
3. <https://pl.climate-data.org/europa/polska/silesian-voivodeship/gliwice-571> (dostęp: 21.04.2024).
4. <http://cena-pradu.pl/ogrzewanie.html> (data dostępu: 2.11.2023).

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA I OPTYMALIZACJA WARIANTOWA RĄCZKI ROZDZIELACZA KULOWEGO

inż. JAKUB SZLÓSARCZYK,

Automatyka i Robotyka, AC4, semestr I, 2 stopień

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

Streszczenie. W artykule przedstawiono modelowanie, analizę wytrzymałościową oraz optymalizację wariantową rączki zaworu rozdzielacza kulowego stosowanego w pożarnictwie. Skupiono się na obszarze szczególnie podatnym na uszkodzenia, jakim jest ogranicznik ruchu. Po przeprowadzonej analizie wytrzymałościowej modelu dokonano optymalizacji wariantowej polegającej na zaproponowaniu trzech modyfikacji w geometrii modelu. Wszystkie warianty poddano analizie wytrzymałościowej i wskazano najkorzystniejsze rozwiązanie.



Słowa kluczowe: analiza wytrzymałościowa, optymalizacja wariantowa, naprężenia redukowane, metoda elementów skończonych, rozdzielacz kulowy

STRENGTH ANALYSIS AND VARIANT OPTIMISATION OF BALL DISTRIBUTOR HANDLE

Abstract. The paper presents the modelling, strength analysis and variant optimisation of a ball valve handle used in firefighting. The focus is on the area particularly vulnerable to damage, i.e. the movement limiter. Following the strength analysis of the model with a geometry corresponding to the real object, a variant optimisation was carried out by proposing three modifications to the model geometry. All variants were subjected to strength analysis and the most favourable solution was identified.

Keywords: strength analysis, variant optimization, equivalent stress, finite element method, ball valve

1. Wprowadzenie

Jednym z istotnych elementów armatury wodnej wykorzystywanych w pożarnictwie jest rozdzielacz kulowy. Doświadczenie praktyczne wykazuje, że jego komponentem, który często ulega uszkodzeniu, jest rączka umożliwiająca manipulację zaworem odcinającym przepływ wody. Problemem jest kruszenie się ogranicznika określającego skrajne położenie zaworu, co skutkuje tzw. przesterowaniem zaworu (w skrajnej pozycji ogranicznika) do pozycji niepełnego otwarcia. Przykład takiego uszkodzenia rączki obrazuje Rys. 1. Niniejsza praca skupia się na analizie wytrzymałościowej modelu numerycznego rzeczywistej konstrukcji, ocenie naprężeń redukowanych występujących w materiale oraz optymalizacji wariantowej kształtu tejże części. Do realizacji przedstawionych zadań wykorzystano oprogramowanie metody elementów skończonych (MES) ANSYS® 2023 R2.

2. Rozdzielacz oraz jego budowa

W pożarnictwie, rozdzielacz stanowi mechanizm umożliwiający efektywne rozdzielanie przepływającej wody (lub innej substancji gaśniczej), dostarczanej pojedynczą linią główną, na dwie lub trzy linie gaśnicze. W zależności od rodzaju zastosowanych zaworów, wyróżnia się dwa podstawowe typy rozdzielaczy: kulowe oraz grzybkowe. Główne elementy rozdzielacza obejmują nasadę wejściową, korpus, zawory oraz nasady wyjściowe (Rys. 2) [1].



Rys. 1. Uszkodzenie rączki zaworu rozdzielacza

Fig. 1. Manifold valve handle damage



Rys. 2. Rozdzielacz kulowy – podstawowe elementy

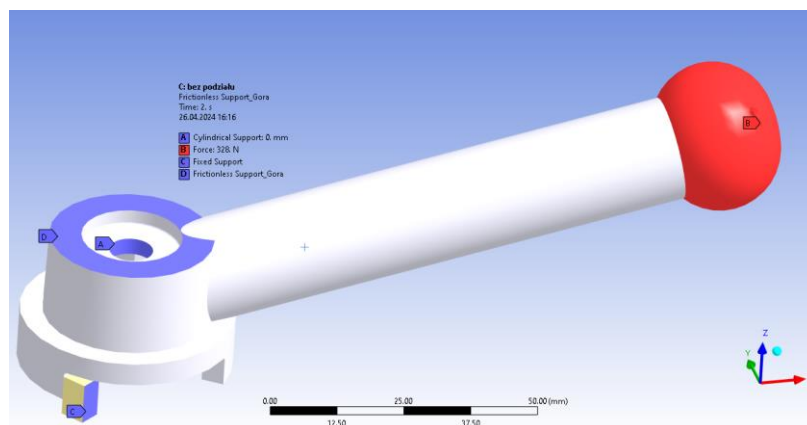
Fig. 2. Ball distributor – basic components

Niemal wszystkie elementy rozdzielacza powinny być wykonane z wysokiej jakości stopu aluminium zgodnego z normą PN-EN 1676. Jednocześnie materiał ten powinien charakteryzować się odpornością na wpływ substancji gaśniczych, zapewniając skuteczną ochronę przed korozją kontaktową. Najczęściej wykorzystywanym materiałem jest stop AlSi11(AK11), dla którego granica plastyczności $R_e = 70$ MPa, a wytrzymałość na rozciąganie $R_m = 150$ MPa [2].

3. Model numeryczny i analiza wytrzymałościowa

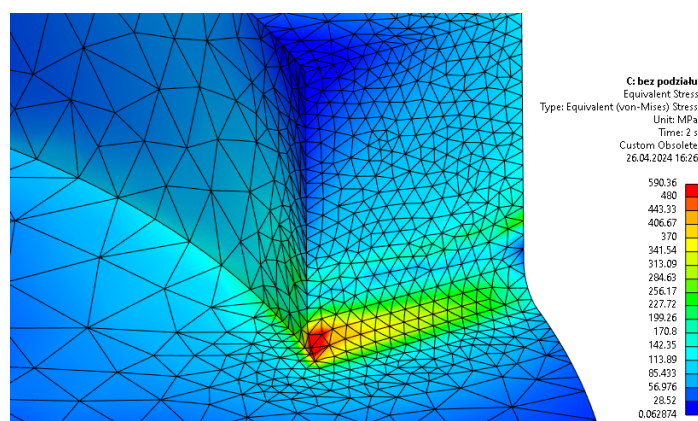
Model geometryczny rączki zaworu wykonano w module *SpaceClaim* na podstawie pomiarów przeprowadzonych na rzeczywistym obiekcie. Obliczenia przeprowadzono w module *Mechanical* dla typu analizy *Static Structural*. Zadano warunki brzegowe w odpowiednich miejscach poprzez zastosowanie funkcji: *Cylindrical Support* – ograniczającą ruch promieniowy wzdłuż osi obrotu rączki, *Frictionless Support* – uniemożliwiającą ruch wzdłuż osi obrotu oraz funkcję *Fixed Support* – do całkowitego unieruchomienia układu. Wiedząc, że maksymalny moment obrotowy niezbędny do przesterowania zaworu wynosi 30 Nm, i uwzględniając współczynnik bezpieczeństwa $K = 1,2$, zadano siłę równą 328 N, którą przyłożono do kulistej części rączki, prostopadle do jej osi, wzdłuż osi Y. Geometrię rączki zaworu wraz z zadanymi warunkami brzegowymi i obciążeniem przedstawiono na Rys. 3. Długość rękojeści wynosi 11 cm, a w miejscu występowania uszkodzenia występuje zaokrąglenie krawędzi o promieniu równym 0,6 mm.

Model został podzielony na ok. 605 000 bryłowych elementów skończonych o kwadratowych funkcjach kształtu [3]. W obszarze kontaktu między rączką a ogranicznikiem zadano kontakt typu *Frictionless*.



Rys. 3. Warunki brzegowe i obciążenie
Fig. 3. Boundary conditions and loading

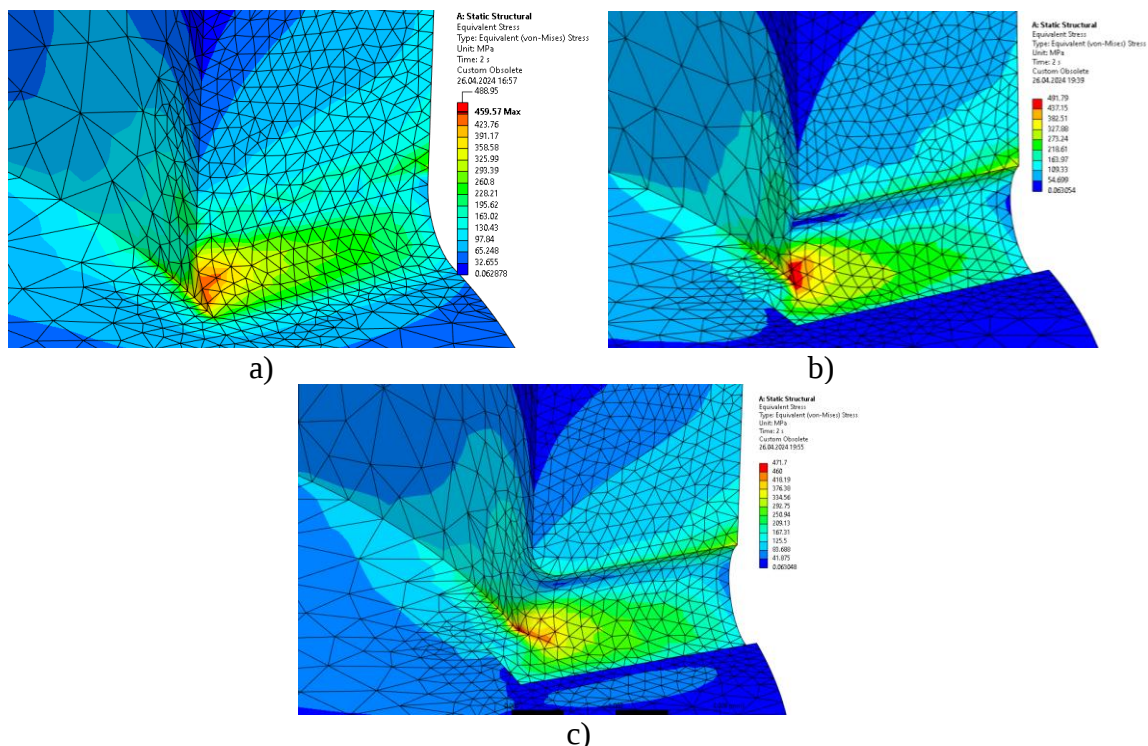
Po przeprowadzeniu analizy MES dla oryginalnej geometrii, zaobserwowano lokalne spiętrzenie naprężeń osiągające wartość 590 MPa, co przedstawia barwna mapa naprężeń redukowanych Hubera-von Misesa pokazana na Rys. 4. Lokalne przekroczenie granicy plastyczności materiału jest najprawdopodobniej spowodowane jakością siatki w rozważanym obszarze, jednakże pozwala na porównanie wyników z tymi, które uzyskano dla proponowanych modyfikacji geometrii.



Rys. 4. Barwna mapa naprężeń redukowanych dla oryginalnej geometrii
Fig. 4. Equivalent stress colour map for the original geometry

4. Optymalizacja wariantowa

W celu zmniejszenia koncentracji naprężeń, zaproponowano trzy warianty modyfikacji oryginalnej geometrii (Rys. 5). W pierwszym wariancie zwiększono promień zaokrąglenia w miejscu występowania uszkodzenia do 1 mm. W drugim wariancie zastosowano walcowe podebranie materiału w miejscu spiętrzenia naprężeń, którego środek umiejscowiony był w tym samym punkcie, w którym wcześniej występowało zaokrąglenie, przy promieniu równym 1,8 mm. Wariant trzeci jest modyfikacją rozwiązania drugiego, polegającą na wprowadzeniu dodatkowych zaokrągleń o promieniu 0,6 mm krawędzi, które poprzednio powodowały spiętrzenie naprężeń. Na rysunkach 5a, 5b i 5c przedstawiono barwne mapy naprężeń dla poszczególnych wariantów modyfikacji geometrii.



Rys. 5. Mapa naprężeń redukowanych dla wariantów: a) pierwszego b) drugiego c) trzeciego
Fig. 5. Colored map of equivalent stresses for variants: a) first b) second c) third

5. Wnioski

W wyniku przeprowadzonej analizy wszystkich wariantów można stwierdzić, że geometria rączki, zwłaszcza kształt podebrania i promień zaokrąglenia wykazują istotny wpływ na rozkład naprężeń w badanym układzie. Maksymalna wartość naprężeń redukowanych dla każdej z zaproponowanej geometrii jest mniejsza od wartości naprężeń dla oryginalnej geometrii, co zestawiono w Tabeli 1. Najlepsze wyniki otrzymano dla wariantu trzeciego, gdzie uzyskano obniżenie wartości maksymalnych naprężeń redukowanych o 20% względem oryginalnej geometrii.

Tabela 1. Zestawienie wyników analiz
Table 1. Summary of analysis results

	Wartość naprężeń maksymalnych na zaokrągleniu [MPa]	Spadek wartości maksymalnych naprężeń [%]
Geometria początkowa	590	-
Wariant pierwszy	489	17,12
Wariant drugi	492	16,61
Wariant trzeci	472	20,00

Literatura

1. Lemańska K., Główna S., Przegląd, zastosowanie i tendencje rozwojowe armatury pożarniczej, Wydawnictwo CNBOP-PIB, Józefów (2013).
2. Krótki przewodnik po stopach aluminium
www.metalkolor.pl/images/download/przewodnik-aluminium.pdf (dostęp 17.01.2024 r.).
3. Rakowski G., Kacprzyk Z., Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji, Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2005).

PROJEKTOWANIE KOMPONENTÓW SYSTEMU WSPOMAGANIA STEROWANIA PROCESEM SZKOLENIA METODAMI IRT

mgr inż. PATRYK WARZYBOK,

Inżynieria Mechaniczna, semestr IV, 3 stopień

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

Streszczenie. Praca przedstawia elementy procesu projektowania komponentów systemu wspomagania sterowania procesem szkolenia kompetencji inżynierskich użytkowników systemów CAx. Jednym z ważniejszych komponentów takiego systemu jest baza wiedzy testów kompetencji inżynierskich, zawierająca banki pytań i ich modeli. Modele pytań wymagają identyfikacji w ramach psychometrycznej teorii udzielania odpowiedzi na pytania, która wykorzystuje do tego celu metody obliczeniowe, w szczególności metody identyfikacji.



Słowa kluczowe: kompetencje inżynierskie, teoria udzielania odpowiedzi na pytania, psychometria obliczeniowa, metody identyfikacji, baza wiedzy

COMPONENTS DESIGN OF TRAINING PROCESS CONTROL SUPPORT SYSTEM BY IRT METHODS

Abstract. The paper presents elements of designing components of a support system for training process control to develop engineering competencies using CAx systems. One of the most essential components of such a system is the knowledge base of engineering competence tests, which includes banks of questions and their models. The question models need to be identified within the psychometric item response theory framework, which uses computational methods, particularly identification methods.

Keywords: engineering competencies, item response theory, computational psychometrics, identification methods, knowledge base

1. Wprowadzenie

Przedstawione w niniejszej pracy zagadnienia stanowią kontynuację prac, których wyniki były prezentowane podczas poprzedniej edycji konferencji. Rozwój kompetencji inżynierskich jest niezwykle istotny dla wspierania procesów innowacji w gospodarce opartej na wiedzy [1]. Kompetencje te zazwyczaj są osiąganе podczas szkoleń zawodowych, odbywających się już w trakcie kariery zawodowej inżynierów. Właściwe doskonalenie kompetencji inżynierskich wymaga procesów ich identyfikacji i monitorowania, co wiąże się z potrzebą projektowania i wdrażania dedykowanych do tych celów systemów wspomagających proces szkolenia. Procesy projektowania takich systemów, mogą odbywać się w ramach teorii udzielania odpowiedzi na pytania (ang. item response theory, IRT) [2], która stosując metody i techniki psychometrii obliczeniowej pozwala na obiektywną identyfikację poziomu kompetencji, jego monitorowanie, a także wspomaganie procesu szkolenia, poprzez dobór personalizowanych treści szkoleń, zapewniających maksymalizację poziomu kompetencji.

W niniejszej pracy przedstawiono wybrane elementy procesu projektowania systemu wspomagania procesu szkoleń kompetencji inżynierskich związanych z użytkowaniem systemów CAX. Przeprowadzone badania są częścią projektu i pracy doktorskiej realizowanych przez autora pracy.

2. Baza wiedzy systemu wspomagania sterowania procesem szkolenia

Najważniejszym z elementów systemów wspomagania sterowania procesem rozwoju kompetencji inżynierskich jest jego baza wiedzy. Do głównych jej elementów należą bank pozycji (pytań) testowych oraz ich modele. Bank pytań testowych stanowi bazę do oceny i monitorowania procesu uczenia się i nabywania wybranych kompetencji. Modele matematyczne pytań testowych w ramach IRT stanowią opis relacji między sformalizowanym modelem treści szkolenia reprezentowanym przez pozycje testowe a aktualnym poziomem kompetencji osoby uczącej się [2]. Modele te powinny być zidentyfikowane po akwizycji danych empirycznych. Projektowanie bazy wiedzy wymaga analizy systemowej szkolenia, zapewniającego wybrany zakres kompetencji, stosuje się w tym celu taksonomię Blooma [3] i zestaw zakładanych efektów kształcenia. Ograniczając się do tzw. obszaru kognitywnego można wyróżnić następujące poziomy efektów kształcenia: wiedza, rozumienie, zastosowanie, analiza, synteza oraz ocena. W niniejszej pracy pokazano przykład analizy szkolenia podstawowego w zakresie modelowania przestrzennego, tj. 3D – CATIA V5 Mechanical Design Fundamentals [4] dla użytkowników systemu CAX jakim jest platforma 3DExperience Dassault Systemes. Jest to szkolenie, które dla inżynierów mechaników stanowi pierwszy etap planowanej ścieżki rozwoju kompetencji związanych z użytkowaniem platformy 3DExperience, ponieważ obejmuje takie zagadnienia jak: podstawy obsługi interfejsu programu, wykonywanie szkiców 2D, modelowanie bryłowe 3D, tworzenie złożeń, czy wykonywanie dokumentacji technicznej. Stosując taksonomię Blooma dla zakresu szkolenia wybrano kompetencje pokazane w Tab. 1, których poziom powinien wzrosnąć po zakończeniu szkolenia.

Tabela 1. Lista badanych kompetencji na przykładzie szkolenia podstawowego
Table 1. List of competencies tested on the example of basic training

Obszar kompetencji	Symbol kompetencji	Efekt kształcenia
Infrastruktura systemu	CINF1	Znajomość infrastruktury systemu
Szkicownik	CSKT1	Potrafi tworzyć szkice
Modelowanie bryłowe	CPDG1	Potrafi modelować bryłowo
Tworzenie złożeń	CASM1	Potrafi tworzyć złożenia
Tworzenie rysunków	CGDR1	Potrafi tworzyć rysunki

Na podstawie zdefiniowanych kompetencji opracowano bank pytań testowych, zgodnie z wymogami IRT [2]. Bank zawiera 78 dychotomicznych pytań testowych, tj. takich że na każde z pytań można odpowiedzieć poprawnie lub niepoprawnie, nie jest możliwe udzielenie odpowiedzi, która byłaby w części poprawna. Za pomocą narzędzia „Formularze Google” oraz dodatkowej wtyczki ExtendedForms opracowano elektroniczny arkusz testu kompetencji, z ograniczeniem czasowym jego wypełniania wynoszącym 1 h. Akwizycja danych z testów kompetencji, niezbędnych dla identyfikacji modeli pytań, odbywała się na dwa sposoby – poprzez zaangażowanie uczestników prowadzonych na bieżąco szkoleń oraz wysyłkę mailową do prawie 900 inżynierów, zapewniając różne poziomy kompetencji osób testowanych.

Biorąc pod uwagę obie metody zbierania wyników responsywność uzyskania w pełni wypełnionych formularzy wynosiła 15%.

Kompetencja	Taksonomia	Pytanie	Pytanie - pomoc	Odp. A	Odp. B	Odp. C	Odp. D
CPDG1	CCPH	Którego kształtu nie wykonujemy w bryle za pomocą operacji "Pocket" (z powodu istnienia dedykowanej, innej funkcji brylowej dla takiej operacji):					
CPDG1	CKNW	Ikona o takim symbolu oznacza w Catli:		Otwór ("Hole")	Otwór ("Hole") z włączoną opcją "Thread."	element "Thread/Tap" naniesiony na geometrię cylindryczną	symbol w drzewku gwintu naniesionego na geometrię w module Drafting
CINF1	CKNW	Pokazany symbol w drzewku oznacza element:		zdezaktywowany ("Deactivate")	niezaładowany ("Unload")	wyzolowany ("Isolate")	usunięty ("Delete")
CPDG1	CANL	Z jakiej geometrii istnieje możliwość wykonania elementu typu "Shaft" bez włączenia dodatkowych opcji tej funkcji?					

Rys. 1. Przykładowe pozycje testowe dla szkolenia podstawowego wg taksonomii Blooma
Fig. 1. Sample test items for basic training according to Bloom's taxonomy

Na Rys. 1 pokazano przykładowe pytania; przykładowo, kompetencja z obszaru modelowania bryłowego (CPDG1) posiada trzy pozycje testowe odpowiadające poziomowi wiedzy (CKNW ang. Cognitive Knowledge), zastosowania (CAPP ang. Cognitive Application) oraz analizy (CANL ang. Cognitive Analysis).

3. Analiza danych i identyfikacja modeli IRT pozycji testowych

Za pomocą IRT można dokonać oceny testu poziomu kompetencji, która bierze pod uwagę poziom trudności pytania względem poziomu kompetencji osoby testowanej oraz zróżnicowanie pytań. Wyniki uzyskane za pomocą IRT mogą być bardziej wiarygodne niż wyniki uzyskane w ramach klasycznej teorii testu [2]. IRT umożliwia również stosowanie komputerowego testowania adaptacyjnego (ang. computerized adaptive testing, CAT) [2]. W CAT pozycje testowe są wybierane w sposób personalizowany tak, aby pasowały do poziomu kompetencji każdego zdającego w celu zniwelowania efektu, w którym zdający byłby znudzony łatwymi lub sfrustrowany zbyt trudnymi zadaniami. Dzięki IRT można też zaprojektować test dla zadanego docelowego poziomu kompetencji grupy szkolącej się.



Rys. 2. Rozkład poprawnych odpowiedzi na poszczególne pozycje testowe
Fig. 2. Distribution of correct answers to each test item

Rys. 2 przedstawia rozkład poprawnych odpowiedzi na poszczególne pozycje testowe. Można zaobserwować istotne zróżnicowanie poziomu trudności pytań.



Rys. 3. Rozkład wyników testu wśród uczestników badania
Fig. 3. Distribution of test results among survey participants

Rys. 3 pokazuje rozkład wyników testu kompetencji. Można zauważyć, że żaden z uczestników nie udzielił poprawnych odpowiedzi na wszystkie pytania, jak również żaden z uczestników nie udzielił niepoprawnych odpowiedzi na wszystkie pytania. Jest to ważna własność uzyskanych danych, potwierdzająca zasadność modelowania w ramach IRT [2]. Jednym z modeli pytań stosowanych w IRT jest model Rascha [2]. Niech $X_{ni} = x \in \{0, 1\}$ będzie dychotomiczną zmienną losową, która przyjmuje wartość $x = 1$ w przypadku udzielenia poprawnej odpowiedzi przez n -tą osobę na i -te pytanie testowe i $x = 0$ w przypadku udzielenia odpowiedzi niepoprawnej. Wtedy w modelu Rascha prawdopodobieństwo zdarzenia $X_{ni} = 1$ jest dane przez:

$$\Pr\{X_{ni} = 1\} = \frac{e^{\theta_n - \delta_i}}{1 + e^{\theta_n - \delta_i}}, \quad (1)$$

gdzie θ_n jest poziomem kompetencji n -tej osoby testowanej, a δ_i jest poziomem trudności i -tego pytania. Logit poprawnej odpowiedzi danej osoby na dane pytanie wynosi $\theta_n - \delta_i$. Wyznaczenie parametrów modelu (1), tj. $\{\theta_n, \delta_i\}$ wymaga zastosowania metod identyfikacji. Ze względu na własności statystyczne modelu preferowane jest podejście wykorzystujące funkcję wiarygodności [2]. Wyniki identyfikacji będą prezentowane podczas konferencji.

Literatura

1. Liu L., Application of Dassault System 3D Experience Platform in Enterprise Digitalization, Frontier Computing, FC 2021. Lecture Notes in Electrical Engineering, Springer, vol. 827, 2022, s. 1407-1413.
2. DeMars C., Item response theory, Oxford University Press, New York, 2010.
3. Wankat P.C., Oreovicz F.S., Teaching engineering, Purdue University Press, West Lafayette, 2015.
4. Michaud M., CATIA. Narzędzia i moduły, Helion, 2014, s.13-24.

ANALIZA NUMERYCZNA KOMPOZYTOWEGO RAMIENIA TYPU ROCKER ZASTOSOWANEGO W ŁAZIKU PHOENIX III

DOMINIK WŁODARCZYK,

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr IV, 1 stopień

Opiekun naukowy: mgr inż. Andrzej Jałowiecki

Streszczenie. W ramach pracy autor prezentuje proces analizy numerycznej z wykorzystaniem metody elementów skończonych ramienia typu rocker, wykorzystywanego w układzie zawieszenia mobilnej platformy eksploracyjnej Phoenix III. Praca prezentuje opracowaną postać konstrukcyjną analizowanego elementu oraz proces analizy przy założeniu różnych grubości warstwy kompozytu. Efektem prowadzonych badań są wyniki, które umożliwiły dobór odpowiedniej grubości w docelowym elemencie.



Słowa kluczowe: analiza numeryczna, metoda elementów skończonych, łazik Phoenix III, materiał kompozytowy, komputerowe wspomaganie projektowania

NUMERICAL ANALYSIS OF THE COMPOSITE ROCKER ARM USED IN THE PHOENIX III ROVER

Abstract. Within the scope of the paper, the author presents the process of numerical analysis using the finite element method of the rocker arm used in the suspension system of the Phoenix III mobile exploration platform. The work presents the developed design of the analyzed element and the analysis process assuming different thicknesses of the composite layer. The result of the conducted research is the results, which enabled the selection of the appropriate thickness in the target element.

Keywords: numerical analysis, finite element method, Phoenix III rover, composite material, computer aided design

1. Wprowadzenie

W ramach prac projektowych nad mobilną platformą eksploracyjną Phoenix III, realizowaną w ramach projektu Silesian Phoenix [1], opracowano nowatorską postać konstrukcyjną łazika, bazującą na zastosowaniu kompozytu węglowo-epoksydowego jako głównego tworzywa. Jednym z założeń projektu było obniżenie masy całkowitej platformy, co pozwoli uzyskać dodatkową przewagę w trakcie zawodów klasy Rover Challenge [2]. Projektując układ zawieszenia opracowano postać konstrukcyjną ramienia typu rocker, którą zaprezentowano na Rys. 1. Na podstawie wirtualnego modelu opracowanego elementu przeprowadzono szereg analiz z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES) w celu określenia grubości kompozytu, która zapewniłaby odpowiednią nośność elementu jednocześnie zapewniając jak najmniejszą masę.



Rys. 1. Postać konstrukcyjna analizowanego elementu
Fig. 1. Structural form of the analysed element

2. Założenia przyjęte do analizy

Przystępując do analizy MES koniecznym było określenie kryteriów, które musi spełnić element aby uznać go za możliwym do wykorzystania. W przypadku analizowanego elementu przyjęto następujący zestaw kryteriów:

- masa uzyskanego ramienia nie może przekraczać 2,6 kg;
- ramię musi być w stanie przenieść obciążenie na poziomie 650 N;
- zapewnić przemieszczenia w kierunku pionowym (Y) oraz prostopadłym do powierzchni bocznej (Z) nie większe niż 0,35 mm.

W ramach doboru grubości założono, że grubość kompozytu (g) założono, że będzie się ona zmieniać w sposób dyskretny z skokiem co 0,5 mm zaczynając od wartości 1 mm do 5 mm. Założenie to wynika z możliwości produkcyjnych firmy, która ma docelowo wykonać finalny element. Ze względu na ograniczony obszar możliwych rozwiązań zdecydowano, że nie będą stosowane żadne złożone algorytmy optymalizacyjne i zostaną zweryfikowane wszystkie możliwe warianty spełniające założenia.

Aby uzyskać wartości do porównania modeli z różnymi grubościami warstwy kompozytu zastosowano analizę MES. W ramach analizy MES przygotowano model powierzchniowy reprezentujący postać opracowanego ramienia. W procesie dyskretyzacji modelu zastosowano elementy skończone powierzchniowe, dla których zmieniano grubość w kolejnych iteracjach procesu [3].

W celu odwzorowania obciążenia jakiemu poddawane jest ramię wprowadzono utwierdzenie w miejscu, w którym znajduje się oś zawieszenia oraz dodano obciążenie na powierzchni cylindrycznej główki ramienia, co ma symulować siły przenoszone na ramię przez tuleję osi skrętnej.

3. Uzyskane wyniki

Po przeprowadzeniu serii obliczeń dla różnych grubości warstwy kompozytu uzyskano wyniki, które zestawiono w Tabeli 1. Na podstawie uzyskanych wyników opracowano wykres (Rys. 2) prezentujący zmianę stosunku przemieszczeń uogólnionych URES, wyliczanego jako wypadkowa poszczególnych przemieszczeń zgodnie z równaniem (1), do masy elementu w zależności od grubości warstwy kompozytu. Jak można zauważyć w okolicach grubości warstwy równej 3 mm, dalszy wzrost grubości nie wpływa w istotny sposób na zmniejszenie się uzyskiwanych przemieszczeń (zauważalne wypłaszczenie się krzywej).

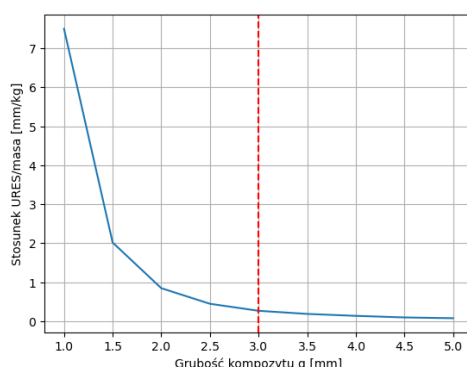
$$URES = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2} \quad (1)$$

Gdzie: u_x, u_y, u_z – przemieszczenia w kierunku z określoną osią układu współrzędnych analizowanego elementu.

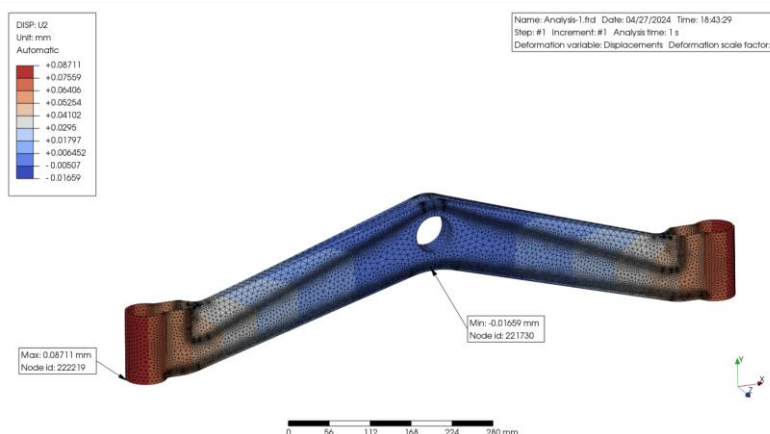
Na podstawie uzyskanych wyników postanowiono wykonać element o grubości warstwy kompozytu równej 3 mm. Wyniki przemieszczeń w osi Y oraz Z zaprezentowano odpowiednio na Rys. 3 oraz Rys. 4, natomiast na Rys. 5 zaprezentowano uzyskaną mapę naprężeń.

Tabela 1. Zestawienie wyników doboru grubości warstwy kompozytu
Table 1. Summary of results for composite layer thickness selection

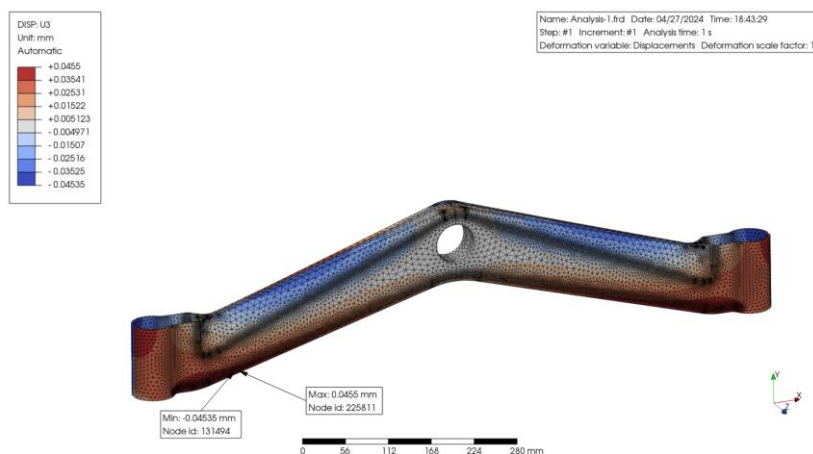
g [mm]	U _x [mm]	U _y [mm]	U _z [mm]	σ [MPa]	m [kg]	URES [mm]	URES/m [mm/kg]
1,00	0,2719	1,1590	1,9230	104,90	0,30	2,26	7,50
1,50	0,1037	0,5983	0,6859	63,08	0,45	0,92	2,02
2,00	0,0538	0,3929	0,3260	43,22	0,60	0,51	0,85
2,50	0,0328	0,2834	0,1820	31,32	0,75	0,34	0,45
3,00	0,0220	0,2178	0,1138	23,71	0,90	0,25	0,27
3,50	0,0157	0,1752	0,0915	18,64	1,06	0,20	0,19
4,00	0,0118	0,1458	0,0767	15,11	1,21	0,17	0,14
4,50	0,0092	0,1245	0,0654	12,52	1,36	0,14	0,10
5,00	0,0074	0,1084	0,0565	10,55	1,51	0,12	0,08



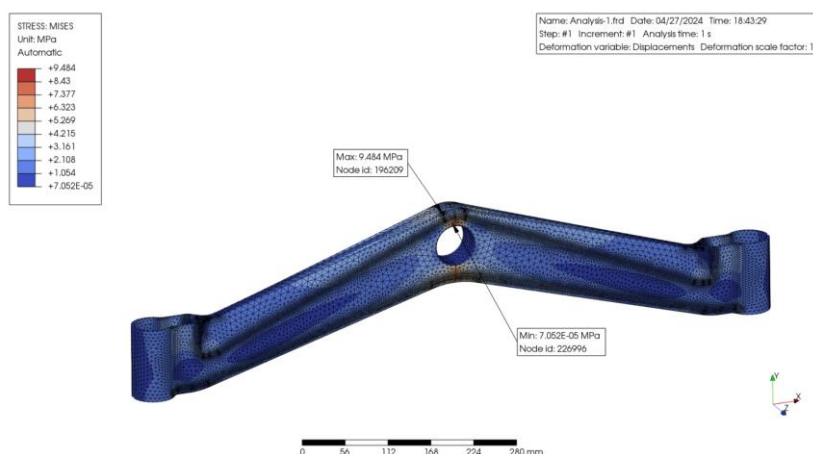
Rys. 2. Wykres zamiany stosunku URES/masa dla różnych grubości warstwy kompozytu
Fig. 2. URES/mass ratio conversion diagram for different composite layer thicknesses



Rys. 3. Wynik analizy prezentujący przemieszczenia w osi Y
Fig. 3. Analysis result showing displacements in the Y axis



Rys. 4. Wynik analizy prezentujący przemieszczenia w osi Z
Fig. 4. Analysis result showing displacements in the Z axis



Rys. 5. Wynik analizy prezentujący rozkład naprężeń w elemencie
Fig. 5. Analysis result showing the stress distribution in the element

4. Podsumowanie

Wykorzystując narzędzia do komputerowego wspomagania projektowania oraz do obliczeń numerycznych udało się dobrać odpowiednią grubość warstwy kompozytu ramienia zawieszenia przeznaczonego do łazika Phoenix III. W wyniku przeprowadzonych analiz określono, że grubość 3 mm zapewnia zadawalający stosunek sztywności i masy analizowanego elementu. Uzyskano element o masie 0,74 kg, który z powodzeniem został wykorzystany w łaziku Phoenix III biorącym udział w międzynarodowych zawodach klasy Rover Challenge.

Literatura

1. Projekt Silesian Phoenix, <https://sknaimeth.polsl.pl/silesian-phoenix/>, data uzyskania ostatniego dostępu 27.04.2024.
2. European Rover Challenge, <https://roverchallenge.eu/>, data uzyskania ostatniego dostępu 27.04.2024.
3. Dokumentacja oprogramowania PrePoMax, <https://prepomax.fs.um.si/documentation/>, data uzyskania ostatniego dostępu 27.04.2024.

PROCES PROJEKTOWANIA ORAZ ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA DWUCZĘŚCIOWEGO UCHWYTU RUCHOMEGO

inż. DOMINIK WOJCIK,

Mechatronika, semestr VII, 1 stopień

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

Streszczenie. Celem pracy było zaprojektowanie i dobranie odpowiednich komponentów do dwuczęściowego uchwytu ruchomego. Wykonano analizę wytrzymałościową uchwytu wykorzystując metodę elementów skończonych. Analizowane były dwa warianty konstrukcyjne, dla których sprawdzono dwa rodzaje materiałów oraz trzy różne grubości profili. Przedstawiono wyniki w postaci map naprężeń redukowanych oraz map przemieszczeń.



Słowa kluczowe: metoda elementów skończonych, analiza wytrzymałościowa

DESIGN PROCESS AND STRENGTH ANALYSIS OF A TWO-PART MOVABLE HANDLE

Abstract. The aim of the study was to design and select suitable components for a two-piece movable handle. A strength analysis of the handle was carried out using the finite element method. Two design variants were analyzed, for which two types of materials and three different profile thicknesses were checked. The results are presented in the form of map of equivalent stresses and displacements.

Keywords: finite element method, strength analysis

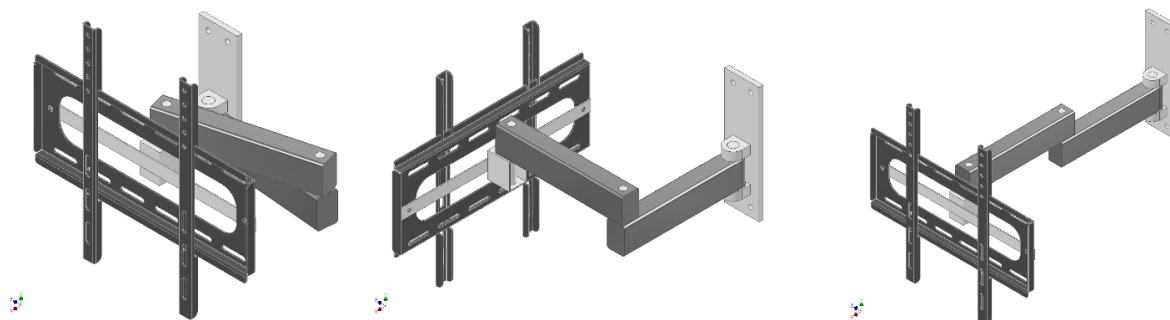
1. Wprowadzenie

W pracy analizowano wytrzymałościowo dwa rodzaje uchwytów, różniących się budową oraz kinematyką. Przeznaczenie tych uchwytów to zamocowanie telewizora o masie 40kg. Założono, że uchwyt docelowo będzie się poruszać za pomocą silników zamontowanych w przegubach, co zostało uwzględnione podczas analizy wytrzymałościowej. Modele uchwytów wykonano przy użyciu oprogramowania Autodesk Inventor [1]. Natomiast obliczenia wytrzymałościowe metodą elementów skończonych przeprowadzono w środowisku Ansys. Analizę wytrzymałościową wykonano dla trzech różnych pozycji: początkowej, pośredniej oraz końcowej. Pozycja początkowa i końcowa to dwa skrajne położenia w jakiej może być ustawiony uchwyt.

2. Proces projektowo-konstrukcyjny

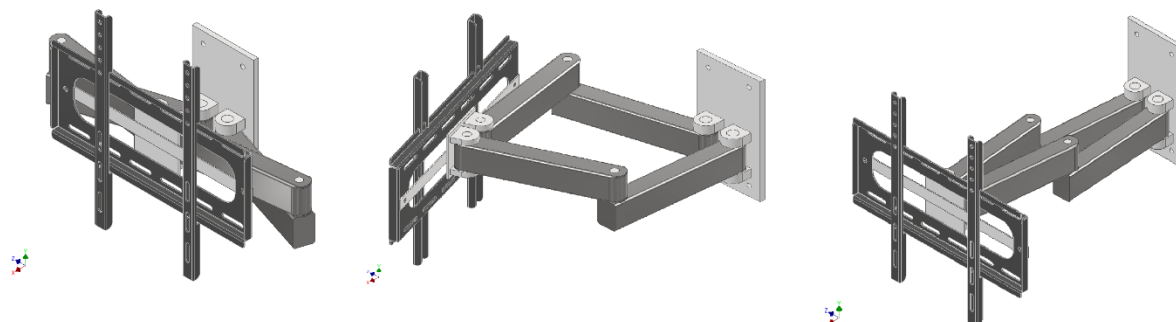
Podczas projektowania uchwytów wzorowano się na istniejących już na rynku gotowych produktach. Zastosowano podobne kinematyki jak i wymiary. Pierwszym krokiem było wybranie odpowiedniego kształtownika wykorzystanego w ramionach uchwytów, a następnie

dopasowanie ich do całej konstrukcji. Zdecydowano się na kształtownik ISO 4019 o wymiarach 40x60 i długości 290mm. Zaimportowano go z biblioteki części znormalizowanych dostępnej w środowisku Autodesk Inventor 2023. Dodatkowo elementy konstrukcyjne zostały przystosowane do mocowania w standardzie VESA. Efekt końcowy widać na rys. 1 i 2. Wymiarem granicznym jest maksymalne wychylenie uchwyty i jest to 580 mm dla pierwszej koncepcji i 560 mm dla drugiej. Wymiary mocowania systemu VESA to: 445 x 170 mm.



Rys. 1 Model CAD dla pierwszej koncepcji uchwyty dla trzech pozycji: początkowej, pośredniej i końcowej

Fig. 1. The CAD model for the first handle concept for three positions: initial, intermediate and final



Rys. 2 Model CAD dla drugiej koncepcji uchwyty dla trzech pozycji: początkowej, pośredniej i końcowej

Fig. 2. The CAD model for the second handle concept for three positions: initial, intermediate and final

Przygotowane modele w oprogramowaniu Autodesk Inventor [1] dla trzech przedstawionych na rysunkach 1 i 2 pozycjach w pierwszym kroku wyeksportowano do odpowiednich plików tak by użyć ich w środowisku Ansys. W modelach wprowadzono pewne uproszczenia nie wpływające na wytrzymałość całej konstrukcji takie jak: zaokrąglenia oraz małe fazy które, mogłyby mieć niekorzystny wpływ na generowanie siatki elementów skończonych oraz wyniki. Usunięto także mocowanie VESA: nie było ono uwzględnione w analizie wytrzymałościowej.

3. Symulacje wytrzymałościowe

Przeprowadzone zostały wytrzymałościowe symulacje numeryczne w oprogramowaniu Ansys dla kilku różnych konfiguracji materiału oraz kilku wariantów ustawienia geometrii: pozycji początkowej pośredniej i końcowej. Wyżej wymienione symulacje przeprowadzono dla dwóch różnych koncepcji uchwytów, dla których w pierwszej wersji grubość profili wynosiła

1 mm, natomiast w drugiej 2 mm. W ramach niniejszej pracy wykonano łącznie 24 symulacje wytrzymałościowe [2]. W symulacjach użyto parametrów dla dwóch różnych materiałów: stali konstrukcyjnej oraz aluminium. Jedną z modyfikacji była zmiana gęstości materiału przypisanego do sworzni. Sworznie miały właściwości takie same jak stal, lecz zmieniono ich gęstość, by zasymulować ciężar silników, które docelowo będą zastosowane. Każdy zastosowany w pracy sworzeń to silnik, którym będzie można poruszać uchwytem. Średnia masa silników to 1 kg – 1,5 kg (w pracy przyjęto 1,5 kg). Podstawowe własności stali to: gęstość 7850 kg/m³, moduł Young’a 200000 MPa, liczba Poisson’a 0,3, granica plastyczności 250 MPa, wytrzymałość na rozciąganie 460 MPa. Podstawowe własności aluminium to: gęstość 2770 kg/m³, moduł Young’a 71000 MPa, liczba Poisson’a 0,33, granica plastyczności 280 MPa, wytrzymałość na rozciąganie 310 MPa.

W symulacjach założono, że obciążenie uchwytu to 40 kg, a sam uchwyt jest przymocowany do ściany na czterech śrubach M8. Wartość obciążenia została dobrana na podstawie danych istniejących już rozwiązań na rynku. Obciążenie zasymulowano za pomocą siły o wartości 400 N działającej w dół w miejscu mocowania telewizora. Dodatkowo na masę uchwytu działa również przyspieszenie ziemskie. Po przeprowadzeniu symulacji dla każdego wariantu wyniki zapisano w tabeli 1 oraz wygenerowano mapy przemieszczeń wypadkowych jak i naprężeń zredukowanych dla każdego z nich. Wybrane mapy zostały przedstawione na rys. 3.

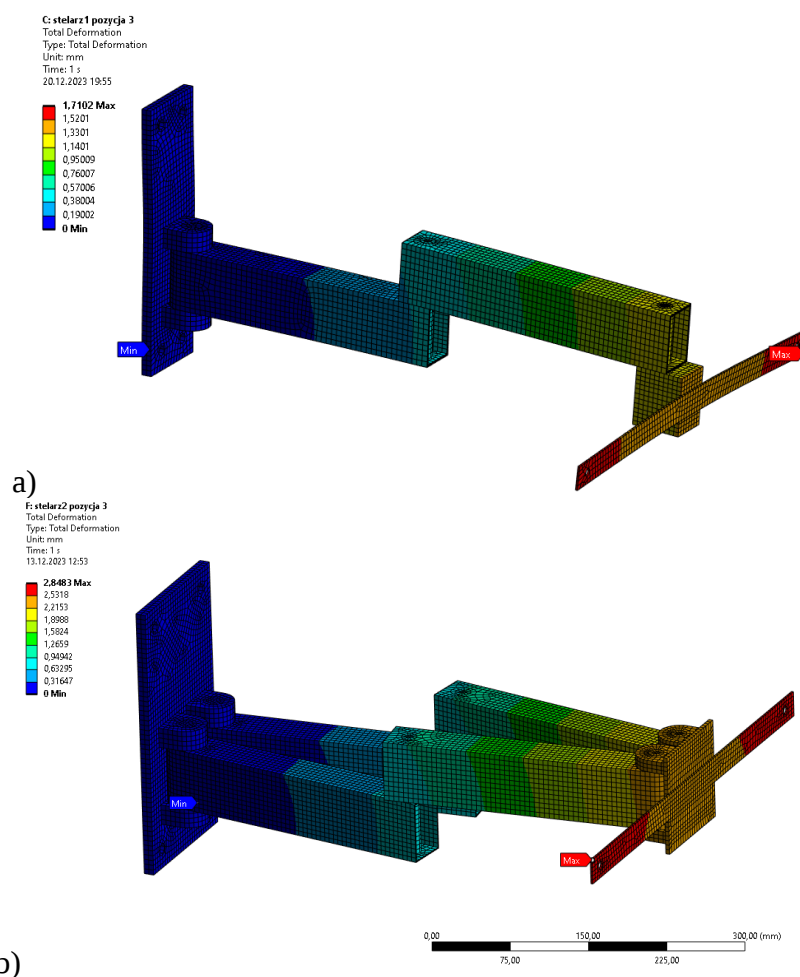
Tabela 1. Wyniki symulacji wytrzymałościowej dla pierwszej koncepcji
Table 1. Strength simulation results for the 1st concept

materiał	pozycja	grubość profilu [mm]	koncepcja pierwsza		koncepcja druga	
			przemieszczenie wypadkowe [mm]	naprężenie redukowane [MPa]	przemieszczenie wypadkowe [mm]	naprężenie redukowane [MPa]
stal	1	1	1.19	191.11	0.28	101.43
		2	0.77	100.16	0.22	47.94
	2	1	3.03	892.87	1.62	354.42
		2	1.79	384.94	0.96	157.40
	3	1	2.53	382.06	1.41	252.59
		2	1.71	238.44	1.26	220.75
aluminium	1	1	3.15	177.98	0.75	93.01
		2	2.10	96.40	0.59	45.32
	2	1	7.67	772.63	3.88	295.27
		2	4.70	318.74	2.36	120.65
	3	1	6.56	291.58	3.37	170.98
		2	4.60	201.72	3.03	172.47

4. Wnioski

W czasie projektowania należy pamiętać aby kształt elementów składających się na konstrukcję był możliwy do wykonania. Uproszczenie geometrii, które zostało wprowadzone pomaga w wygenerowaniu regularnej siatki elementów skończonych, co przekłada się na dokładniejsze wyniki. Porównano dwa różne typy konstrukcyjne uchwytów pod telewizor, tak aby sprawdzić, który z nich jest korzystniejszy ze względu na wytrzymałość konstrukcji. Analizując wyniki (mapy przemieszczeń oraz naprężeń) można wywnioskować, gdzie dany element ma słabe punkty i należy go w tych miejscach wzmocnić poprzez dodanie materiału

lub zmianę geometrii. Zauważono, że większe naprężenia pojawiają się w pewnych charakterystycznych miejscach takich jak łączenie profili, miejsca przy otworach, gdzie montuje się uchwyt za pomocą śrub, miejsca przy mocowaniu kształtowników z częścią która jest montowana na ścianie oraz na zamodelowanych sworzniach.



Rys. 3 Wybrane mapy przemieszczeń wypadkowych: a) koncepcja 1, b) koncepcja 2
 Fig. 3. Selected displacement maps of the handle: a) concept 1, b) concept 2

Porównując wyniki otrzymane i zamieszczone w tabelach 1 i 2 można wywnioskować, że zastosowanie tych samych profili dla analizowanych dwóch różnych konstrukcji daje wyniki zadowalające tylko dla drugiej koncepcji. Dla pierwszej koncepcji należałoby zwiększyć grubość profili tak aby naprężenia redukowane zmniejszyły się po poziomie mniejszego od granicy plastyczności. Zatem podsumowując niniejszą pracę lepszym wariantem uchwytu okazał się ten oznaczony numerem 2, czyli model z dwoma ramionami, ponieważ otrzymane przemieszczenia były dla niego mniejsze jak i naprężenia nie przekroczyły granicy plastyczności i trwale nie odkształciły konstrukcji.

Literatura

1. Sydor M., Wprowadzenie do CAD. Podstawy komputerowo wspomaganego projektowania. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa (2009).
2. Bąk R., Burczyński T., Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, WNT, Warszawa (2021).

SYSTEM MONITOROWANIA I SYMULACJI WARUNKÓW ŚRODOWISKOWYCH DLA UPRAWY WRAŻLIWYCH GATUNKÓW TROPIKALNEJ FLORY WYSOKOGÓRSKIEJ

mgr inż. MATEUSZ WRAZIDŁO,

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, III stopień

Opiekun naukowy: Prof. dr hab. Wojciech Moczulski

Streszczenie. Celem projektu jest stworzenie prototypowego sprzętu dla rozwoju innowacyjnej, interdyscyplinarnej metodologii badań botanicznych i środowiskowych nad endemicznymi siedliskami flory tropikalnych refugium górskich. System pozwoli na bezpośredni transfer wyników prac *in situ* do przedsięwzięć badawczych i ochrony przyrody *ex situ*. System będzie połączeniem dwóch autonomicznych jednostek - sondy środowiskowej przeznaczonej do pozyskiwania, przechowywania i przesyłania danych środowiskowych z terenu oraz komory środowiskowej zdolnej do symulacji określonych warunków środowiskowych.



Słowa kluczowe: monitoring środowiska, komora uprawna, sonda środowiskowa, symulacja środowiska

SYSTEM FOR MONITORING AND SIMULATION OF ENVIRONMENTAL CONDITIONS FOR THE CULTIVATION OF VULNERABLE SPECIES OF TROPICAL HIGH ALTITUDE FLORA

Abstract. The aim of the project is to develop prototype equipment for the development of an innovative, interdisciplinary methodology for botanical and environmental research on endemic flora habitats of tropical mountain refugia. The system will allow direct transfer of the results of *in situ* work to *ex situ* research and conservation endeavors. The system will be a combination of two autonomous units - an environmental probe designed to acquire, store and transmit environmental data from the field, and an environmental chamber capable of simulating specific environmental conditions.

Keywords: environmental monitoring, cultivation chamber, environmental probe, environmental simulation

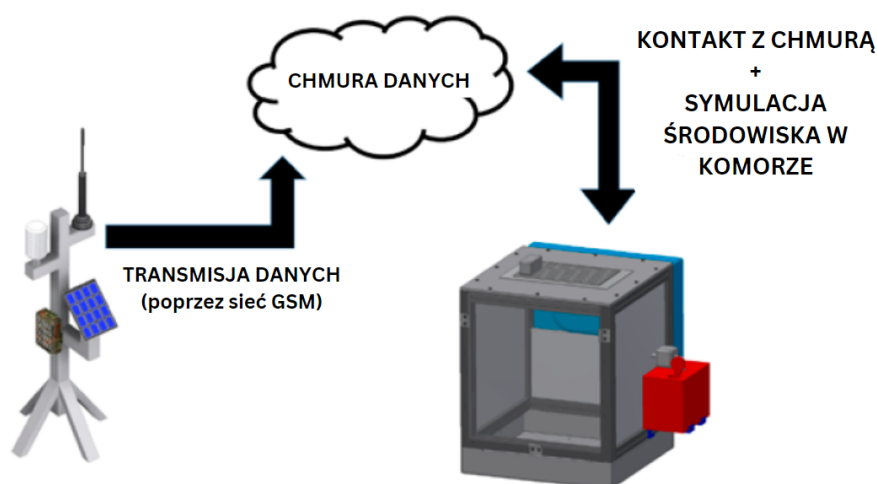
1. Wprowadzenie

Zakłócenia klimatyczne, i związana z nimi utrata naturalnych siedlisk to jedno z największych wyzwań, przed którymi stoi ludzkość w dzisiejszych czasach. Zagrożenia te utrudniają wszelkie wysiłki mające na celu przeciwdziałanie masowemu wymieraniu dzikiej przyrody i zagrażają globalnej różnorodności biologicznej bardziej niż jakiegokolwiek inne współczesne zjawisko [1]. Odizolowane, reliktowe tropikalne refugia wysokogórskie należą do jednych z najbardziej wrażliwych, a zatem zagrożonych rodzajów środowiska na naszej planecie, wymagając natychmiastowej uwagi i działań mających na celu ich badanie i ochronę. Rozwój nowoczesnych technologii detekcji, transmisji danych i automatyzacji upraw roślin

oferuje nowy, unikalny wgląd w ekosystemy tropikalne i dostarcza nam bezcennych danych, które do tej pory nie były możliwe do osiągnięcia. Połączenie monitoringu *in situ* mikrosiedlisk i rozmnażanie gatunków *ex situ* stanowi innowacyjne rozwiązanie dla długoterminowych badań i ochrony przyrody [2].

2. Opis systemu

Głównym celem projektu jest opracowanie systemu dwóch prototypowych urządzeń: sonda terenowa (urządzenie dedykowane do pomiaru, gromadzenia i zbierania i przesyłania danych środowiskowych ze zdalnych lokalizacji) oraz komory środowiskowej (cyfrowo sterowana komora środowiskowa zdolna do symulowania określonych warunków środowiskowych, aby sprostać wymaganiom wybranych gatunków roślin). Dane pozyskane przez sondę terenową są przesyłane za pomocą bezprzewodowej jednostki transmisji danych (GSM) do chmury danych, do której dostęp będzie zdalny i zaimplementowany w cyfrowym systemie sterowania komory środowiskowej (Rys. 1).



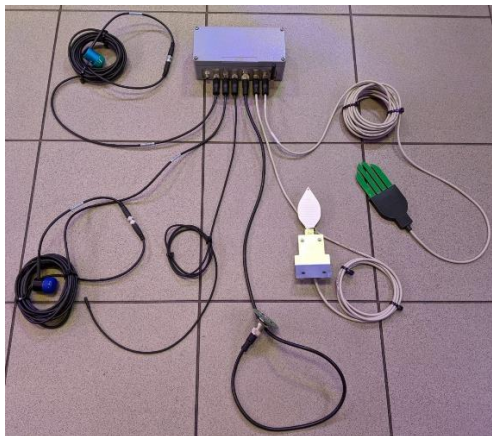
Rys. 1. Schemat działania systemu
Fig. 1. System operation scheme

3. Sonda terenowa

Działanie sondy terenowej skupia się na pozyskiwaniu ściśle praktycznych informacji i zbieraniu danych na poziomie mikrosiedlisk roślin mokradłowych. Prototyp sondy ma postać aluminiowej skrzynki o wymiarach 175x80x60 mm, uszczelnionej przed działaniem niesprzyjających warunków atmosferycznych. Zabudowany w skrzynce układ elektroniczny wyposażony jest w złącza do zestawu sensorów, baterię oraz nadajnik GSM z anteną. Istnieje także możliwość zasilania urządzenia przez panel solarny. Zestaw sensorów zabudowany w urządzeniu zawiera:

- pyranometr oraz czujnik PAR do pomiarów oświetlenia,
- układ sensorów atmosferycznych do pomiarów wilgotności względnej powietrza, temperatury oraz ciśnienia atmosferycznego,
- termometr uszczelniony (do pomiaru temperatury wewnątrz gleby, bądź jako dubler sensora temperatury powietrza),
- czujnik do pomiaru wilgotności oraz temperatury gleby,
- sensor stopnia zawilgocenia powierzchni liści („sztuczny liść”).

Sensory podłączone są do jednostki centralnej za pomocą długich kabli wyposażonych w wodoszczelne złącza, co pozwala na łatwe umiejscowienie ich w pożądanym miejscu do pomiarów (Rys. 2). W razie konieczności istnieje możliwość zamontowania sondy na dedykowanym stojaku, bądź też wykonanie złączek umożliwiających montaż na istniejących już obiektach. Zdjęcia układu zamieszczone są poniżej:

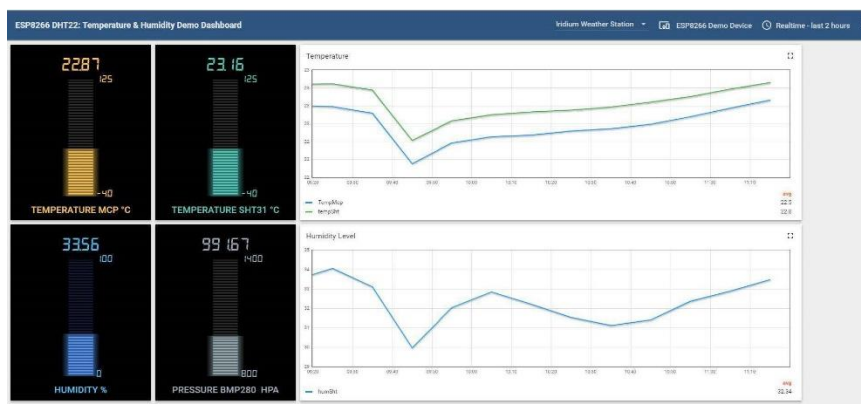


Rys. 2. Prototyp terenowej sondy środowiskowej (bez stelaża)
Fig. 2. Environmental field probe prototype (mounting rig not included)

Sondę przed umieszczeniem w miejscu docelowym programuje się przez specjalny interfejs po podłączeniu urządzenia do komputera, celem ustawienia pożądanego interwału czasowego rejestracji pomiarów. Pełny cykl pomiarowy trwa ok. 40 sekund i zawiera:

- wybudzenie systemu,
- kontrolę stanu naładowania baterii przez system,
- rejestrację pomiarów,
- transmisję danych przez układ GSM na platformę obsługiwaną przez dedykowany serwer,
- sporządzenie kopii zapasowej wyników pomiarów w pamięci wewnętrznej urządzenia (EEPROM)

Zarejestrowane wyniki widoczne są na platformie internetowej w postaci wykresów oraz tabel, jak na ilustracji poniżej (Rys. 3). Dostęp do platformy mają tylko osoby upoważnione.



Rys. 3. Wyniki pomiarów testowych sondy widoczne na platformie online
Fig. 3. Field probe test run results shown on the online platform

4. Komora środowiskowa

W obecnym etapie projektu trwają prace nad projektowaniem oraz konstrukcją zintegrowanej z sondą terenową komory środowiskowej do uprawy roślin. Konstrukcja komory wzorowana jest na prototypie wstępnym stworzonym w ramach prac nad wcześniejszym projektem autora (Rys. 4) [3].



Rys. 4. Wstępny prototyp komory środowiskowej
Fig. 4. Initial prototype of the environmental chamber

Komora projektowana jest w sposób modułowy, aby zapewnić wszechstronność i łatwość montażu, ale także konstrukcję o wystarczającej wytrzymałości, zdolnej do zapewnienia znacznego poziomu izolacji termicznej i wilgoci dla zagwarantowania możliwości utrzymania względnie stabilnych warunków wewnątrz urządzenia, co skutkuje zmniejszeniem ogólnego zużycia energii podczas pracy urządzenia (utrzymanie bardziej stabilnych warunków w komorze i osłonięcie jej wnętrza przed elementami zewnętrznymi zmniejsza ilość czasu pracy podsystemów potrzebnej do regulowania warunkami środowiskowymi). Będzie ona wyposażona w dedykowany układ sterowania, zautomatyzowane oświetlenie o dobranym pod potrzeby roślin spektrum światła, a także układ wentylacji, nawilżania oraz regulacji temperatury.

Literatura

1. Laurance, W. F., Useche, D. C., Rendeiro, J., Kalka, M., Bradshaw, C. J. A., Sloan, S. P., Laurance, S. G., Campbell, M., Abernethy, K., Álvarez, P., Arroyo-Rodríguez, V., Ashton, P., Benítez-Malvido, J., Blom, A., Bobo, K. S., Cannon, C. H., Cao, M. Carrol, R., Chapman, C., ..., Zamzani, F., Averting biodiversity collapse in tropical forest protected areas, *Nature*, 489, 290–294 (2012).
2. Thomas, G., Sucher, R., Wyatt, A., Jiménez, I., Ex situ species conservation: Predicting plant survival in botanic gardens based on climatic provenance, *Biological Conservation*, Volume 265 (2022).
3. Wrazidlo, M., Bzymek, A., Prototype of a low-cost compact horticultural chamber for indoor cultivation of tropical highland wetland flora, *Technologies*, 8(4), 62 (2020).

MATERIAŁ KOMPOZYTOWY ZE ZBROJENIEM W KSZTAŁCIE STRUKTURY AUKSETYCZNEJ

mgr inż. MACIEJ ZAWISTOWSKI,

Inżynieria Mechaniczna, semestr IV, 3 stopień

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

Streszczenie. W niniejszej pracy przedstawiono wyniki analizy materiału kompozytowego w skali makro ze zbrojeniem włóknem szklanym uformowanym w kształt geometrii auksetycznej i o osnowie z żywicy epoksydowej. Struktury auksetyczne charakteryzują się ujemnymi wartościami zastępczego współczynnika Poissona, co powoduje ich specyficzny, sprzeczny z intuicją sposób odkształcenia przy obciążeniu. Rozpatrzono wpływ osnowy na zachowanie struktury auksetycznej i wyznaczono własności zastępcze kompozytu.



Słowa kluczowe: materiał auksetyczny, metoda elementów skończonych, materiał kompozytowy

COMPOSITE MATERIAL REINFORCED WITH AUXETIC GEOMETRY

Abstract. This paper presents the results of an analysis of macro-scale composite material reinforced with glass fibers shaped into an auxetic geometry and with epoxy resin matrix. Auxetic structures are characterized by negative values of effective Poisson's ratio, which is the cause of their specific, counterintuitive, deformation patterns under mechanical loading. Influence of matrix on the behavior of auxetic structure was analyzed and the effective material properties of the proposed composite were determined.

Keywords: auxetic material, finite element method, composite material

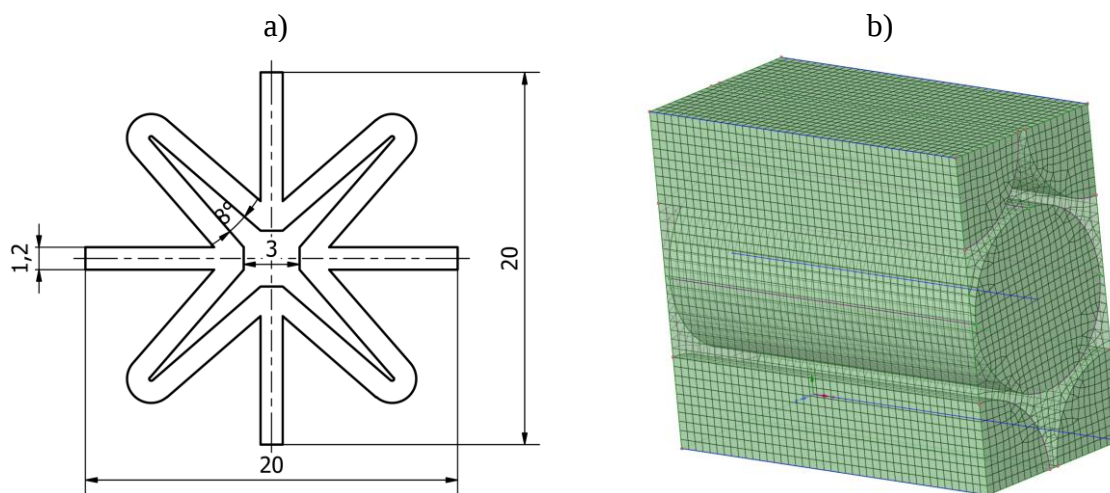
1. Wprowadzenie

Kompozyty składają się z dwóch lub więcej nierozpuszczających się w sobie faz, połączonych ze sobą w jeden materiał lub strukturę o własnościach różniących się, często podwyższonych, względem własności materiałów składowych. Obok laminatów, jednym z podstawowych rodzajów kompozytów są kompozyty zbrojone włóknami ciągłymi [1]. Geometria zbrojenia ma istotny wpływ na własności kompozytu. Wymiary i kształt pojedynczych włókien zbrojenia wpływają na własności samej fazy umocnienia. Szczególnie istotna jest geometria ułożenia wewnątrz osnowy. Materiały kompozytowe złożone z tych samych faz, o identycznym udziale procentowym, mogą wyraźnie różnić się własnościami na skutek różnic w sposobie ułożenia zbrojenia. Materiały i struktury auksetyczne charakteryzują się ujemnymi wartościami współczynnika Poissona. Wynika z tego ich specyficzny sposób odkształcenia przy obciążeniu – podczas jednoosiowego rozciągania auksetyki wydłużają się osiowo i rozszerzają się poprzecznie, podczas jednoosiowego ściskania analogicznie skracają się osiowo i kurczą się poprzecznie [2]. Pod pojęciem „materiał auksetyczny” rozumie się jednolity materiał o ujemnym współczynniku Poissona. Jako „strukturę auksetyczną” określa

się geometrię, której specyficzne ukształtowanie powoduje że przy obciążeniu odkształca się w sposób auksetyczny. W przypadku struktur auksetycznych materiał rodzący, z którego wykonana jest struktura, nie ma istotnego wpływu na występowanie efektu auksetycznego, który zależy głównie od samej geometrii. Przy opisie struktur auksetycznych używa się zastępczego współczynnika Poissona. Zastępczy współczynnik Poissona obliczany jest na podstawie przemieszczeń krawędzi zewnętrznych struktury łączących ją z otoczeniem [2,3]. W niniejszej pracy przedstawiono materiał kompozytowy zbrojony włóknem ciągłym ułożonym w kształt geometrii auksetycznej. Rozpatrzono wpływ osnowy na odkształcenia i naprężenia oraz wyznaczono własności zastępcze kompozytu.

2. Analiza

Analizę przeprowadzono z użyciem MES w programie ANSYS Workbench Mechanical 2023 R1. Analizę przeprowadzono w środowisku dwuwymiarowym w płaskim stanie naprężenia. Jako materiał zbrojenia przyjęto włókno szklane typu S z biblioteki materiałowej programu ANSYS o module Younga równym 90 GPa i współczynniku Poissona równym 0,22. Jako materiał osnowy przyjęto żywicę epoksydową z biblioteki programu ANSYS o module Younga równym 3,78 GPa i współczynniku Poissona równym 0,35. Wytrzymałość na rozciąganie rozpatrywanych fazy wynosi odpowiednio 3,7 GPa i 54,6 MPa. Przyjęto komórkę elementarną o wymiarach gabarytowych 20x20 mm i grubości 1 mm. Jako geometrię auksetyczną zastosowano czteroramienną gwiazdę o zaokrąglonych wierzchołkach. Rozpatrywaną komórkę elementarną wraz z wymiarami przedstawiono na rysunku 1 a.

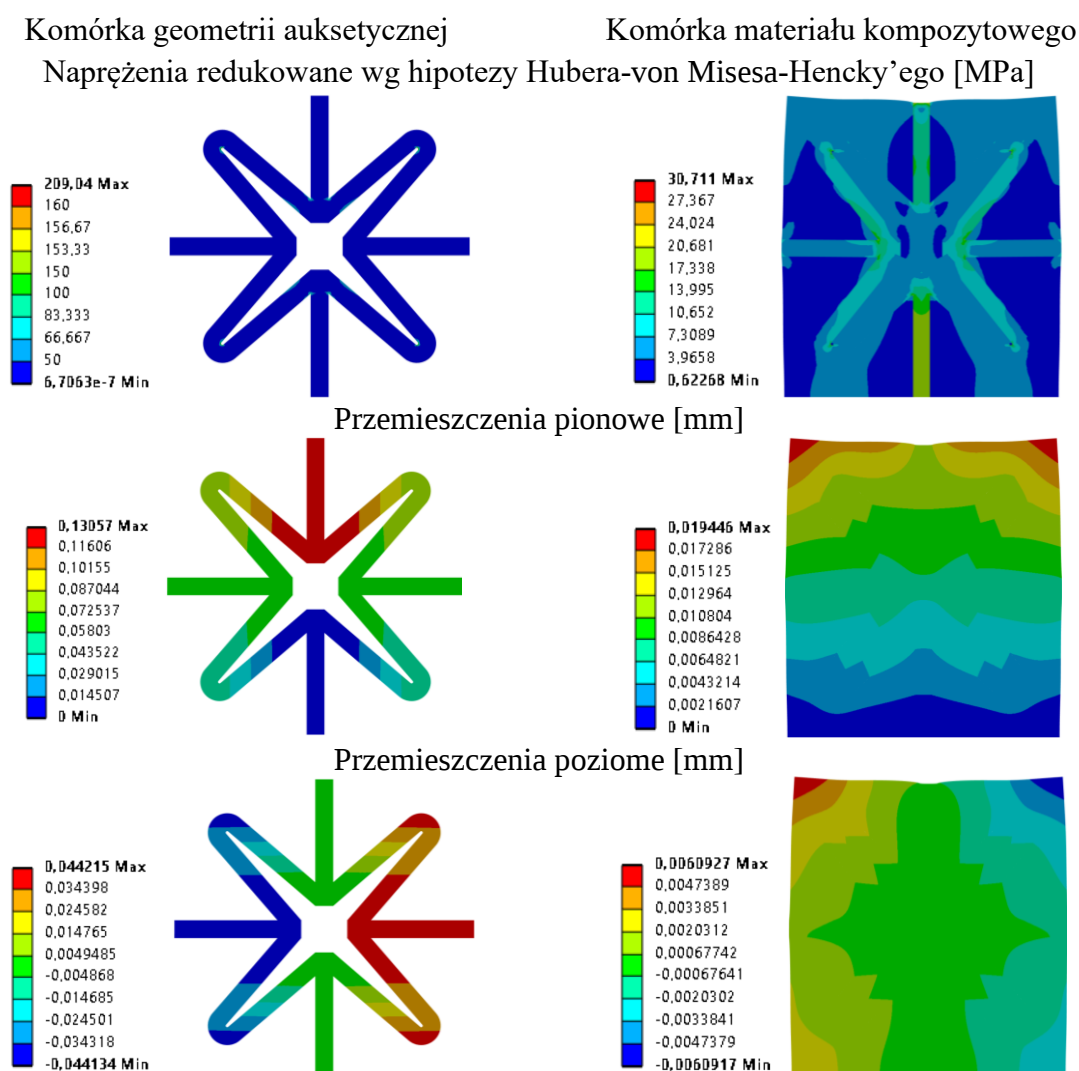


Rys. 1. a) Rozpatrywana komórka elementarna – auksetyczna czteroramienna gwiazda, b) RVE kompozytu wzmacnianego włóknem ciągłym

Fig. 1. Considered unit cell – auxetic 4-vertex re-entrant star, b) RVE of composite reinforced with continuous fiber

W ramach analizy najpierw rozpatrzono komórki elementarne samej geometrii auksetycznej bez wypełnienia, a następnie komórki kompozytu uzupełnione osnową. Własności materiałowe kompozytu ukształtowanego w geometrię auksetyczną uzyskano poprzez modelowanie wieloskalowe reprezentatywnego elementu objętościowego (RVE) kompozytu wzmocnionego włóknem ciągłym w skali mikro w środowisku Ansys Material Designer, gdzie przyjęto średnicę włókna równą $5\text{ }\mu\text{m}$. W modelowaniu wieloskalowym przyjęto globalny rozmiar siatki równy $0,25\text{ }\mu\text{m}$. RVE wraz z siatką elementów skończonych przedstawiono na rysunku 1b.

Własności materiałowe materiału kompozytowego wzmacnianego włóknem ciągłym były następujące: moduł Younga w kierunku osiowym włókien (x) równy 72771 MPa, w kierunku poprzecznym (osie y i z) równy 27484 MPa, współczynnik Poissona w płaszczyznach xy i xz równy 0,24, w płaszczyźnie yz równy 0,324, moduł Kirchhoffa w płaszczyznach xy i xz równy 10039 MPa, w płaszczyźnie yz równy 10380 MPa. Analizy dla materiału kompozytowego z wzmocnieniem w kształcie geometrii auksetycznej przeprowadzono w przestrzeni 2D, gdzie x był kierunkiem poziomym, a y pionowym. Wyniki zweryfikowano przeprowadzając dodatkowe analizy dla kompozytów o wymiarach gabarytowych 60x60 mm złożonych z 9 komórek elementarnych (3x3). Zastosowano podporę przesuwą na dolnej krawędzi komórek elementarnych i obciążenie siłą rozciągającą równomiernie rozłożoną wzdłuż górnej krawędzi. W przypadku analiz samej geometrii auksetycznej wartość obciążenia wynosiła 10 N, w przypadku pojedynczych komórek uzupełnionych osnową – 100 N, a w przypadku kompozytów 3x3 – 300 N. Zastosowano siatkę czworokątnych elementów skończonych kwadratowych funkcjach kształtu i globalnym rozmiarze elementu równym 0,4 mm. Uzyskane rozkłady naprężeń redukowanych i przemieszczeń przedstawiono na rysunku 2.



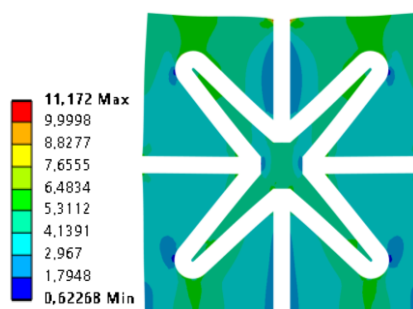
Rys. 2. Rozkłady naprężeń i przemieszczeń w komórkach elementarnych samego zbrojenia i materiału kompozytowego

Fig. 2. Stress and displacement distributions in reinforcement and composite material unit cells

Można zaobserwować wyraźne zjawisko spiętrzenia naprężeń w geometrii auksetycznej. Efekt jest najsilniejszy w wewnętrznych narożnikach ramion gwiazdy, w otoczeniu narożników naprężenia osiągają wartości rzędu 40 MPa. Zastępczy współczynnik Poissona geometrii auksetycznej wyniósł -0,68, w przypadku materiału kompozytowego zastępczy współczynnik Poissona wyniósł 0,31.

Dla struktur 3x3 obciążonych siłą 300 N uzyskano tożsame wyniki.

W przypadku materiału kompozytowego maksymalne naprężenia występują w geometrii auksetycznej. Są one blisko 3-krotnie większe od maksymalnych naprężeń w materiale osnowy, osiągających wartość 11,172 MPa. W przypadku samego materiału osnowy bez wzmocnienia maksymalne naprężenia wyniosły 5 MPa. Rozkład naprężeń redukowanych w osnowie materiału kompozytowego przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Rozkład naprężeń redukowanych [MPa] w osnowie materiału kompozytowego
Fig. 3. Equivalent stress [MPa] distribution in the matrix of composite material

3. Wnioski

Przeprowadzone analizy wykazały, że geometria auksetyczna charakteryzuje się znaczącym lokalnym spiętrzeniem naprężeń. Zastosowanie osnowy pozwala zmniejszyć efekt lokalnego spiętrzenia naprężeń ponad 66-ściokrotnie. W rozpatrywanym przypadku zastosowanie osnowy spowodowało również zaniknięcie efektu auksetycznego.

W porównaniu z komórką elementarną wykonaną z samego materiału osnowy proponowany materiał kompozytowy charakteryzuje się 6-ciokrotnie wyższym poziomem maksymalnych naprężeń w porównaniu z materiałem osnowy. Jest to efekt występowania faz o znacznie różniące się sztywności w obrębie materiału kompozytowego.

Dalsze prace skupią się na analizach innych rodzajów komórek auksetycznych oraz eksperymentalnej weryfikacji uzyskanych wyników.

Literatura

1. Dobrzański L.A., Podstawy nauki o materiałach i metaloznawstwo, WNT, Warszawa (2002).
2. Lim T.C., Auxetic Materials and Structures, Springer Science+Business Media, Singapur (2015).
3. Bhullar S.K., Three decades of auxetic polymers: a review, e-Polymers, Vol. 15 (4), s. 205-215 (2015).
4. Hatti P.S. et al., Investigation on tensile behavior of glass-fiber reinforced polymer matrix composite with varying orientations of fibers, Materials Today: Proceedings, Vol 54 (2), s. 137-140 (2022).