

Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej
Wydział Mechaniczny Technologiczny
Politechnika Śląska

Studencka Konferencja Naukowa
„METODY KOMPUTEROWE – 2014”

Gliwice, maj 2014 r.

Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej

Wydział Mechaniczny Technologiczny
Politechnika Śląska
44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18A
tel.: 32 237 12 04, fax: 32 237 12 82

Komitety Naukowy:

Prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak
Dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej
Dr hab. inż. Antoni John, Prof. Pol. Śląskiej
Dr hab. inż. Waclaw Kuś, Prof. Pol. Śląskiej
Dr hab. inż. Jerzy Mendakiewicz, Prof. Pol. Śląskiej
Dr hab. inż. Alicja Piasecka-Belkhat, Prof. Pol. Śląskiej
Dr hab. inż. Witold Beluch
Dr hab. inż. Grzegorz Kokot

Komitety Organizacyjny:

Dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej
Dr inż. Grzegorz Działkiewicz
Dr inż. Jacek Ptaszny
Dr inż. Adam Długosz
Mgr inż. Łukasz Turchan
Inż. Mateusz Smółka
Inż. Jacek Witek
Inż. Barbara Kubanek

Komitety Redakcyjny:

Dr inż. Grzegorz Działkiewicz
Dr inż. Jacek Ptaszny
Dr inż. Mirosław Dzięwoński

Wydanie zeszytów naukowych zostało sfinansowane
przez IBS Poland Sp. z o. o. w Gliwicach.

Rysunek na okładce wykonał inż. Przemysław Sebastjan, autor artykułu na stronie 113.

ISBN 978-83-930523-9-4

Artykuły opublikowano na podstawie oryginałów dostarczonych przez Autorów.

Druk i oprawę wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej.
Nakład 100 egz. Druk ukończono w maju 2014 r.

Wstęp

Zeszyt naukowy zawiera 34 artykuły prezentowane na ósmej Studenckiej Konferencji Naukowej „Metody Komputerowe”, odbywającej się 22 maja 2014 roku w Centrum Edukacyjno-Kongresowym Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Konferencję zorganizowali studenci i pracownicy Instytutu Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej. Artykuły przedstawiają wyniki prac studentów Wydziału Mechanicznego Technologicznego Politechniki Śląskiej. Publikacje dotyczą zastosowania metod komputerowych w różnych dziedzinach techniki, takich jak:

- informatyka,
- metody numeryczne,
- metody komputerowe w wytrzymałości materiałów,
- wspomaganie komputerowe prac inżynierskich,
- mechanika płynów,
- biomechanika,
- termodynamika,
- mechatronika,
- aerodynamika,
- analiza drgań,
- badania doświadczalne,
- sterowanie.

Dziękuję studentom za przygotowanie artykułów, prezentacji i plakatów 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. 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 i prezentacji wyników prac na konferencjach i w publikacjach naukowych.

Opiekun Naukowy Studenckiego Koła Naukowego
„Metod Komputerowych”

Dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej

Gliwice, maj 2014 r.

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

Zarząd Koła w roku akademickim 2013/2014:

Przewodniczący: inż. Mateusz Smolka, Mechanika i Budowa Maszyn

Wiceprzewodniczący: inż. Jacek Witek, Mechatronika

Sekretarz: inż. Barbara Kubanek, Mechatronika

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej

Opiekunowie ds. organizacji: dr inż. Grzegorz Działkiewicz, dr inż. Jacek Ptaszny

Studenckie Koło Naukowe „Metod Komputerowych” zostało zarejestrowane w dniu 6.12.2001 r. Głównym celem Koła jest poszerzenie 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 Instytutu Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej (IMiO),
- 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 IMiO nad pracami własnymi członków Koła,
- referaty pracowników naukowych IMiO 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.

W pomysłach PLM ujawnia się talent,
w wykonaniu sztuka.

- Dystrybucja rozwiązań CAD/CAM/CAE/PLM
- Audyty biznesowe PLM
- Wdrożenia systemów zarządzania wiedzą o produkcji
- Szkolenia i doradztwo inżynierskie
- Usługi projektowo-konstrukcyjne



IBS Poland, jako partner firmy Dassault Systemes, prowadzi sprzedaż i wdraża rozwiązania PLM (CATIA, ENOVIA, DELMIA, 3DVIA) na rynku polskim. Konsekwentnie analizujemy potrzeby rynku w zakresie unowocześnienia technologii i informatyzacji zakładów, oferując usługi wdrożeniowe i konsultacyjne. Dostarczamy rozwiązania informatyczne do wszystkich gałęzi przemysłu bazując na otwartej, skalowalnej platformie integrującej środowiska pracy działów inżynierskich w ramach realizowanych procesów biznesowych.

Bogate doświadczenie w obszarze implementacji rozwiązań PLM oraz wysokie kompetencje zespołu technicznego sprawiły, że firma jest rozpoznawalną marką na rynku i stale poszerza swoje horyzonty, m.in. poprzez członkostwo w Polskiej Izbie Gospodarczej Zaawansowanych Technologii.



Spis treści

1. BAJERSKA AGNIESZKA, BAŁUCH IWONA	
Opracowanie narzędzi inżynierskich wspomagających pomiary laboratoryjne	1
2. BALMAS MATEUSZ, BŁAŻEJEWSKI BŁAŻEJ, HENNEK PATRYK	
Analiza wpływu kształtu elementu orifice disc na przepływ oleju przez zawory CV i BOCS oraz optymalizacja zaworu RV+	5
3. BARTOSIEWICZ PAWEŁ, PILAWSKI MACIEJ	
Ocena wpływu orientacji włókien szklanych na wytrzymałość próbki z tworzywa sztucznego na rozciąganie i ściskanie	11
4. BORUSZKOWSKI DAWID	
Zastosowanie metody iteracyjnej do rozwiązywania układu równań metody elementów brzegowych	15
5. CIUBEREK KRZYSZTOF	
Wpływ parametrów materiałowych na rozkład naprężeń i odkształceń w układzie kość – implant	19
6. CZARNOJAN ANNA	
Eksperymentalne badania materiału w złożonym stanie obciążenia	23
7. DABKUS PAWEŁ	
Planowanie eksperymentu i walidacja w oparciu o badania doświadczalne	27
8. DEJA ASTRID	
Numeryczna analiza wariantowa ram płaskich	31
9. DUDA BARBARA	
Analiza MEB wpływu defektów materiałowych na kształt wzrastających pęknięć	35
10. DUDEK OLAF	
Projekt i analiza wytrzymałościowa wahacza koła nośnego w platformie gąsienicowej	39
11. GIOŁBAS JAKUB, MAZUR PIOTR	
Analiza wpływu parametrów zaworu CV INTAKE TOP BLEED na parametry przepływu	43
12. GRYGIEREK WOJCIECH	
Wyznaczanie rozkładu temperatury w żebrach chłodzących	47
13. HATŁAS MARCIN	
Budowa układu sterowania oraz modelowanie mechaniki manipulatora	51
14. KLIMEK WIKTOR, LASOK MACIEJ, OLCZYK PAWEŁ	
Modelowanie akcelerometrów MEMS	55
15. KOJ MARCIN	
Analiza przewodzenia ciepła w warstewce poddanej działaniu lasera – model z dwoma czasami opóźnień	61
16. KONIARSKI JAROMIR	
Analiza skuteczności odzieży chroniącej przed czynnikami gorącymi	65
17. KOSTYRA PAWEŁ	
Analiza CFD zaworu tłoka amortyzatora	69

18. KUBANEK BARBARA	
Modelowanie biorusztowań – wpływ parametrów materiałowych i warunków brzegowych na rozkłady przemieszczeń, naprężeń i odkształceń	73
19. LYSEK KAMIL	
Badania eksperymentalne amortyzatora	77
20. LYSY MICHAŁ	
Identyfikacja sztywności mocowania rowerowego fotelika dziecięcego	81
21. NOWAK MAREK	
Symulacja rozprzestrzeniania się dymu i ognia z użyciem oprogramowania FDS	85
22. PACZENA MATEUSZ	
Modelowanie przewodzenia ciepła w obszarach dwuwarstwowych za pomocą metody elementów brzegowych	89
23. PORĘBA MARTYNA	
Analiza wytrzymałościowa i badania eksperymentalne belki tensometrycznej	93
24. PORĘBA MARTYNA, DROZD MICHAŁ, OLCZYK PAWEŁ, ULMAN MICHAŁ	
Automatyczna stacja nasłuchowa ISS oraz satelitów	97
25. PROWDA ADAM	
Projekt i wykonanie stanowiska do wizualizacji fal akustycznych	101
26. RACZEK ARTUR	
Ocena skuteczności izolacji cieplnej frontu piekarnika elektrycznego	105
27. SAJDAK KAMIL	
Algorytm przetwarzania temperatury powierzchni skóry w dane perfuzyjne i jego weryfikacja eksperymentalna	109
28. SEBASTJAN PRZEMYSŁAW	
Analiza wytrzymałościowa i optymalizacja przedniego zawieszenia pojazdu BYTEL	113
29. SWINKA PAWEŁ	
Projekt i analiza wytrzymałościowa motocyklowego podnośnika nożycowego	117
30. WAWRZYNIAK WIOLETTA	
Analiza przesuwnej bramy wjazdowej	121
31. WITEK JACEK	
Projekt i budowa platformy Stewarta w ujęciu symulatora lotu	125
32. WOJTASIK ADRIAN	
Symulacje nośności konstrukcji pod obciążeniem pożarowym	129
33. WYKUPIŁ MACIEJ	
Analiza wytrzymałościowa wybranych części układu kostnego sportowca - analiza ruchu oraz model numeryczny	133
34. ZAREMBA MAREK	
Porównanie MES i MEB w analizie układów obciążonych dynamicznie	137

OPRACOWANIE NARZĘDZI INŻYNIERSKICH WSPOMAGAJĄCYCH POMIARY LABORATORYJNE

inż. AGNIESZKA BAJERSKA

Mechanika i Budowa Maszyn, MB7, 1 rok, 2 stopień

inż. IWONA BAŁUCH

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Witold Beluch



Streszczenie. W artykule przedstawiono budowę oraz zasadę działania opracowanego narzędzia inżynierskiego wspomagającego pomiary laboratoryjne, w postaci programu komputerowego, którego zadaniem jest ułatwienie użytkownikom procesu żmudnej analizy danych uzyskanych w wyniku przeprowadzonych pomiarów. Analiza polega na tworzeniu wykresów Gaussa oraz histogramów, wyróżnienia komponentów niemieszczących się w odchyłce oraz liczeniu statystycznych parametrów i pewnych wskaźników zdolności procesu. Program został napisany w języku Visual Basic for Applications (VBA). Praca została wykonana we współpracy z firmą Tenneco Automotive Eastern Europe Sp. z o.o., z siedzibą w Gliwicach.

1. Wprowadzenie [3,4]

Amortyzator to mechanizm, który odpowiada za tłumienie drgań w układzie mechanicznym. Na jego działanie wpływa przede wszystkim dokładność komponentów, z których został wykonany, zatem istotnym zadaniem dla przedsiębiorstwa zajmującego się produkcją amortyzatorów jest weryfikacja poprawności wykonania poszczególnych elementów składowych. W tym celu przeprowadza się szereg pomiarów, m.in. pomiary wymiarów

i kształtu, pomiary przepływów itp. Współczesne urządzenia umożliwiają przeprowadzenie takich pomiarów szybko i nieuciążliwie. Znacznie trudniejszym zadaniem jest analiza i weryfikacja uzyskanych danych. Celem pracy było stworzenie narzędzia inżynierskiego wspomagającego pomiary laboratoryjne w postaci programu komputerowego, który ułatwi użytkownikom proces żmudnej analizy danych uzyskanych w wyniku badań.

Opracowano program komputerowy, który współpracuje z odpowiednio przygotowanymi arkuszami programu Microsoft Excel. Ma on za zadanie analizę wczytanych danych, zatem wyznaczenie wielkości statystycznych, takich jak: średnia, odchylenie standardowe oraz wskaźników zdolności procesu: $cp_{k \max}$, $cp_{k \min}$ i cp_k^1 oraz wygenerowanie wykresów Gaussa i histogramów dla tych danych. Aplikacja została tak przygotowana, aby można było z niej korzystać dla pomiarów wykonanych zarówno na maszynach pomiarowych, takich jak 3DScanner i WLI, jak i dla pomiarów manualnych.

¹ cp_k - wskazuje na ile środek pasa tolerancji pokrywa się ze średnią wartością badanego parametru produkowanych wyrobów

$$c_p = \min(cp_{k \min}, cp_{k \max}); cp_{k \min} = \frac{\bar{a} - Su}{3\sigma}; cp_{k \max} = \frac{\bar{a} - Sl}{3\sigma},$$

gdzie Su – górna granica tolerancji, Sl – dolna granica tolerancji

3DScanner należy do grupy maszyn współrzędnościowych, które aktualnie są najbardziej uniwersalnymi przyrządami pomiarowymi. Istota działania tej maszyny polega na tym, że specjalna głowica stykając się z powierzchnią badanego elementu przesyła do komputera informacje o współrzędnych punktów na powierzchni skanowanego elementu. Następnie na podstawie zebranych danych oprogramowanie określa parametry elementów geometrycznych, które zostają porównane z wymaganiami konstrukcyjnymi zawartymi na rysunku technicznym badanego komponentu.

WLI (White Light Interferometry) to bezstykowa maszyna metrologiczna, która wykorzystuje interferometrię światła białego. Technika ta opiera się na zjawisku interferencji, czyli wzmacnianiu lub wygaszaniu fal świetlnych. Istota działania interferometru polega na rozdzieleniu wiązek fal spójnych, które po pokonaniu różnych dróg ponownie ulegają połączeniu i docierają do detektora tworząc obraz w postaci jaśniejszych i ciemniejszych prążków interferencyjnych. Uzyskane informacje zostają przeanalizowane przez program, co pozwala na uzyskanie bardzo dokładnych wyników. Dzięki tej metodzie można precyzyjnie określić wymiary badanego elementu oraz topografię powierzchni.

2. Visual Basic for Application [1,2]

Visual Basic for Applications (VBA) jest to język programowania oparty na języku Visual Basic. Kod programu napisanego w języku VBA zawarty jest zawsze w dokumencie stworzonym przy użyciu programu, który obsługuje ten język (na przykład w pliku o rozszerzeniu XLS dla programu Microsoft Excel). Obecnie język VBA jest dołączony nie tylko do wszystkich aplikacji oferowanych przez Microsoft Office, ale również do programów innych producentów, takich jak np. AutoCad. Pracę z kodem znacznie ułatwia wyposażenie aplikacji Office'a w oddzielny Edytor Visual Basic, który posiada prostą budowę. Wprowadzanie kodu źródłowego może odbywać się na trzy sposoby:

- metodą tradycyjną, polegającą na wpisywaniu kodu przy użyciu klawiatury,
- poprzez rejestrowanie makra – bardzo przydatna, jednak dość ograniczona metoda; zalecane jest uproszczenie tak wprowadzonego kodu, dzięki czemu wzrośnie jego przejrzystość, jak i prędkość wykonywania zadanych działań,
- kopiowanie kodu z innego modułu i wklejanie do modułu, nad którym aktualnie wykonywane są prace.

Najbardziej istotną cechą języka VBA jest wykorzystanie modeli obiektowych udostępnionych przez program, na którym bazuje. Przykładowo dla Excela modelami obiektowymi są arkusze, tabele przestawne, funkcje matematyczne, a język VBA umożliwia ich wykorzystanie i tworzenie zautomatyzowanych procedur.

3. Budowa i opis działania programu

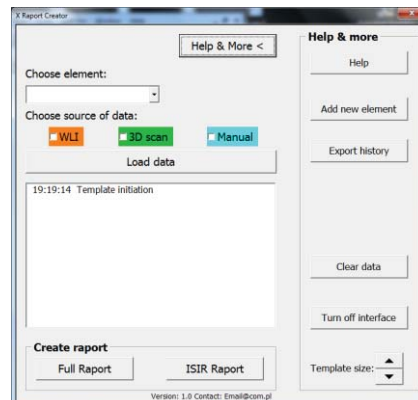
Opracowano autorski program komputerowy napisany w języku VBA. Program do poprawnego działania wymaga współpracy z odpowiednio przygotowanymi arkuszami programu Microsoft Excel.

Okno startowe programu składa się z:

- rozwijanej listy, z której wybiera się numer komponentu,
- trzech pól zaznaczania (tzw. check box), gdzie zaznacza się sposób w jaki zostały dokonane pomiary,
- okienka z nazwą komponentu,

- listy informacyjnej zawierającej m.in. nazwę dostawcy, informacje o ilości załadowanych elementów, sposobie pomiarów, oraz przycisków:
- Load data (wczytaj dane),
- Full raport (utwórz pełny raport),
- ISIR Raport (utwórz raport wewnętrzny),
- Help & More (pomoc i dodatkowe funkcje).

Rozszerzony widok okna startowego przedstawiono na Rys. 1.

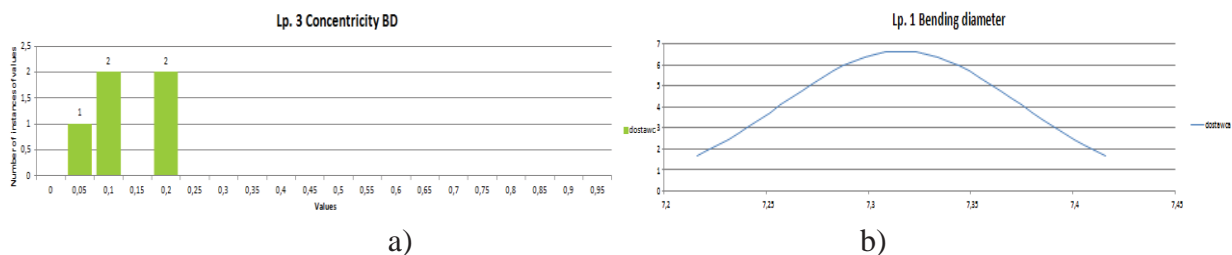


Rys. 1. Wygląd programu po naciśnięciu przycisku „Help & More”

Po rozpoczęciu pracy aplikacji i pojawieniu się na ekranie monitora okna startowego, w pierwszej kolejności należy wybrać z rozwijanej listy numer komponentu, którego dokładność wykonania ma zostać sprawdzona. Lista jest zaczerpnięta z arkusza programu Microsoft Excel znajdującego się w głównym dokumencie programu. Po wybraniu danego numeru obok listy pojawia się nazwa grupy, do której należy wybrany komponent. Dla ułatwienia wyboru odpowiedniego numeru, w trakcie jego wpisywania, lista zmniejsza się ukazując pasujące propozycje. Po wybraniu komponentu z listy, należy zaznaczyć źródło pomiarów. Użytkownik ma do wyboru trzy możliwości: WLI, 3DScan oraz manual. Następnie należy wczytać dane przyciskiem „Load data”. Do opisywanej aplikacji został zaimplementowany program BUWasher służący do przetwarzania danych z maszyny WLIW, co oznacza, że po wybraniu pierwszej możliwości, dane do głównego arkusza są kopiowane z arkusza „BUWasher”. W przypadku zaznaczenia drugiej możliwości, program wykonuje szereg czynności mających na celu znalezienie w załadowanym pliku odpowiedniego numeru wymiaru i przyporządkowaniu pomiarów mu odpowiadających we właściwe miejsce w głównym arkuszu. Po zaznaczeniu trzeciego przypadku, użytkownik zostaje poproszony o wprowadzenie danych do specjalnie przygotowanego arkusza. Następnie użytkownik musi wpisać nazwę dostawcy dla badanych komponentów. Po kliknięciu „Full Raport” zostanie otwarty nowy zeszyt z trzema arkuszami: głównym, gdzie wyliczane są statystyczne wskaźniki, „Histogram” i „Gauss Chart”. Pierwszy arkusz jest kopią tego, który znajduje się w dokumencie programu, w drugim znajdują się histogramy dla każdego wymiaru, natomiast w trzecim wykresy Gaussa dla każdego wymiaru. Przykładowy wykres Gaussa i histogram wygenerowany przez stworzony program został przedstawiony na Rys. 2. W pliku głównym programu tworzone są również dwa nowe arkusze: pierwszy, którego nazwa jest identyczna z numerem sprawdzanego komponentu (tworzona jest tam historia załadowanych danych) i drugi, którego nazwa składa się z numeru komponentu

i słowa „Gauss” (tworzone są tam wykresy Gaussa dla każdego wymiaru i każdorazowo załadowanych danych). W przypadku kliknięcia przez użytkownika przycisku „ISIR Raport”, zostanie utworzony również nowy skoroszyt, w którym znajduje się tzw. Initial Sample Inspection Report (wewnętrzny dokument przedsiębiorstwa).

Dodatkowo aplikacja została wyposażona w inne funkcje, które są widoczne po kliknięciu przycisku „Help&More” w prawym, górnym rogu okna startowego, takie jak pomoc, dodawanie nowego komponentu, eksportowanie historii do osobnego skoroszytu, wyczyszczenie wszystkich załadowanych danych, pomniejszanie i powiększanie interfejsu oraz jego wyłączenie.



Rys. 2. a) Histogram b) wykres Gaussa wygenerowany przez program

4. Podsumowanie i wnioski

Celem projektu było opracowanie narzędzia inżynierskiego w postaci programu, który będzie wykorzystywany do weryfikacji poprawności i dokładności wykonania elementów wchodzących w skład amortyzatorów. Po zebraniu potrzebnych informacji oraz opanowaniu języka VBA stworzono aplikację, która spełnia założone wymogi: przeprowadza analizę statystyczną, sprawdza czy badany komponent mieści się w odchyłkach wymiarowych, tworzy wykresy Gaussa oraz histogramy osobno dla pojedynczego komponentu oraz wspólnie dla różnych dostawców. Ponadto program został wzbogacony o dodatkowe funkcje umożliwiające jego rozwój w przyszłości, tzn. dodanie nowych komponentów i eksportowanie historii.

5. Kierunek dalszych prac

W przyszłości istnieje możliwość zmiany związanej z wczytywaniem danych do głównego arkusza. Otóż nie byłyby one wczytywane bezpośrednio ze względu na wybrane źródło pomiaru, ale na ich dokładność. Jak wiadomo, każda z maszyn pomiarowych wykonuje pomiary tego samego wymiaru z różną dokładnością. Przy takiej zmianie, byłyby brane pod uwagę pomiary dokładniejsze spośród wszystkich zebranych za pomocą różnych sposobów.

Literatura

1. Krzymkowski B., *Microsoft Office. Podstawy programowania w języku Visual Basic dla Aplikacji*, Komputerowa Oficyna wydawnicza „HELP”, Michałowice, 2004.
2. Walkenbach J., *Excel 2003 PL. Programowanie w VBA. Vademecum profesjonalisty*, HELION, Gliwice, 2004.
3. Reimpell J., Betzler J.W., *Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa, 2004.
4. Sikorski J., *Amortyzatory pojazdów samochodowych: budowa, badania, naprawa*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa, 1984.

ANALIZA WPŁYWU KSZTAŁTU ELEMENTU ORIFICE DISC NA PRZEPIŁYW OLEJU PRZEZ ZAWORY CV I BOCS ORAZ OPTYMALIZACJA ZAWORU RV+

inż. MATEUSZ BALMAS
inż. BŁAŻEJ BŁAŻEJEWSKI
inż. PATRYK HENNEK
Mechanika i Budowa Maszyn,
MB4, 1 rok, 2 stopień
Opiekun naukowy:
dr hab. inż. Witold Beluch



Streszczenie.

Tematem artykułu jest sprawdzenie wpływu kształtu jednego z elementów, z których składają się zawory w amortyzatorach dwururowych na pracę całego amortyzatora. Element *orifice disc*, zwany inaczej spustem, występuje zarówno w zaworze rozprężnym, jak i w zaworze kompresyjnym. Element ten posiada nacięcia (szczeliny) przez które w początkowej fazie ruchu tłoka amortyzatora sączy się olej. Podczas badań sprawdzono, jak różna ilość oraz kształt szczelin wpływa na pracę całego amortyzatora. Druga część artykułu dotyczy optymalizacji wariantowej zaworu RV+ w postaci doboru dysków przysłaniających otwory przepływowe. Praca została wykonana we współpracy z firmą Tenneco Automotive Eastern Europe Sp. z o.o., z siedzibą w Gliwicach.

1. Budowa amortyzatora dwururowego

Amortyzator dwururowy (przedstawiony na rys. 1) składa się z cylindra roboczego, który jest połączony z komorą wyrównawczą poprzez zawory. Komora wyrównawcza znajduje się pomiędzy zewnętrzną ścianką komory roboczej a ścianką rury zewnętrznej. Cylinder roboczy w amortyzatorze dwururowym jest całkowicie wypełniony cieczą, natomiast komora wyrównawcza tylko częściowo, dlatego, że znajduje się tam również powietrze (poduszka gazowa). Na górze cylindra roboczego (lewa strona rys. 1) znajduje się prowadnica trzonu tłokowego, który stanowi dla niego zamknięcie. Rura zewnętrzna zamknięta jest przez nakrętkę z uszczelnieniem trzonu, natomiast od dołu (prawa strona rys. 1) przez denko z uchem służącym do mocowania amortyzatora [1].



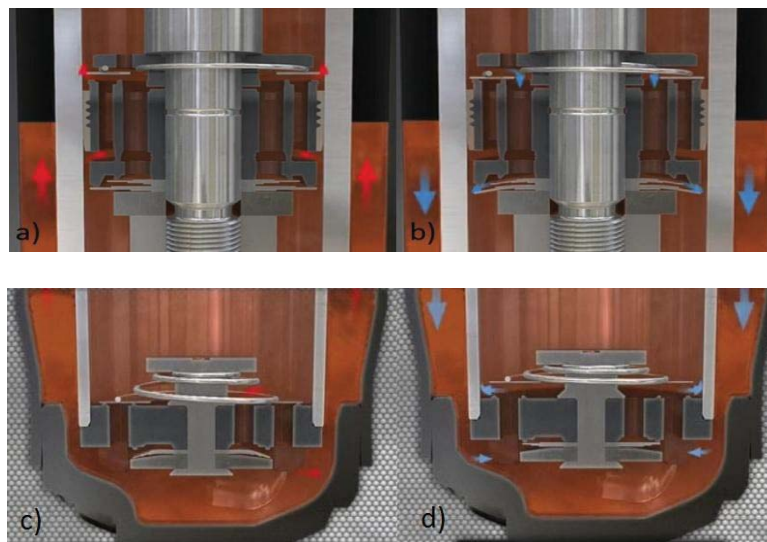
Rys. 1. Przekrój amortyzatora dwururowego

2. Zawory w amortyzatorach dwururowych

Zawory w amortyzatorach dwururowych decydują o pracy amortyzatora. Dzieli się je na zawory rozprężne, które przemieszczają się w komorze roboczej, oraz zawory sprężane, które odpowiadają za współpracę komory roboczej z komorą wyrównawczą (rezerwową). Działanie tych zaworów przedstawiono na rys. 2.

Zawory rozprężne (BOCS i RV+) dzielą komorę roboczą na dwie części: komorę dekompresji znajdującą się powyżej tłoka oraz komorę kompresji (sprężania) znajdującą się poniżej tłoka. Głównym zadaniem tych zaworów jest dławienie przepływu cieczy podczas wysuwania się tłoka.

Zawór sprężany (CV) zwany jest także zaworem kompresyjnym lub zaworem podstawy. Jego ustawienie jest odwrócone w stosunku do ustawienia zaworu tłoka. Jest on również mniejszy od zaworu rozprężnego, ponieważ jego konstrukcja uwzględnia siłę tłumienia osiąganą dzięki ścisnieniu sprężyn oraz innych elastycznych elementów układu zawieszenia [3].



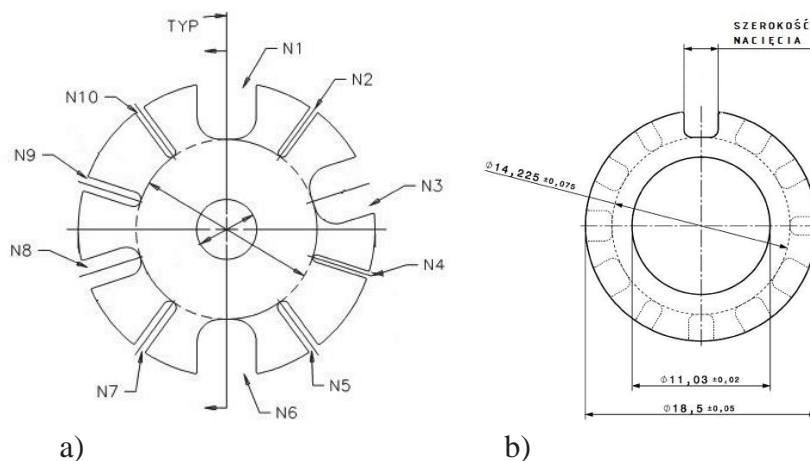
Rys. 2. Działanie zaworu: rozprężnego a) podczas kompresji, b) podczas dekompresji oraz działanie zaworu sprężanego c) podczas kompresji, d) podczas dekompresji [4]

3. Orifice disc

Spust (*orifice disc*) to cienki pierścień o grubości 0,1-0,2 mm. W zaworze CV występuje w bezpośrednim sąsiedztwie łącznika zaworu od strony zbiornika rezerwowego. W zaworze BOCS ten pierścień znajduje między tłokiem, a dyskiem zaworowym.

Jego charakterystyczną cechą są nacięte szczeliny, przez które przy początkowej fazie kompresji i przy niskich wartościach sił wymuszających, sączy się olej. Liczba oraz szerokość szczelin jest ściśle określona i przydzielona do danego modelu dysku. Wartością charakterystyczną tego elementu jest pole przepływu. Położenie danej szczeliny jest także określone

w specyfikacji danego dysku. Dla analizowanego zaworu kompresyjnego CV skonstruowano 43 dyski, natomiast dla zaworu rozprężnego BOCS przewidziano 33 dyski. Na rys. 3 pokazano rysunki przedstawiające położenie szczelin w elementach *orifice disc*. Natomiast rys. 4. przedstawia przykładowe spusty dla zaworu sprężanego.



Rys. 3. Schemat położenia szczelin w spуще
a) zaworu CV oraz b) zaworu BOCS



Rys. 4. Przykładowe *orifice disc* dla zaworu CV

Pole przepływu oleju przez spust BV oblicza się jako iloczyn grubości danego dysku i sumy szerokości szczelin naciętych na nim:

$$BV = g \cdot \sum_{i=1}^n w_n \quad (1)$$

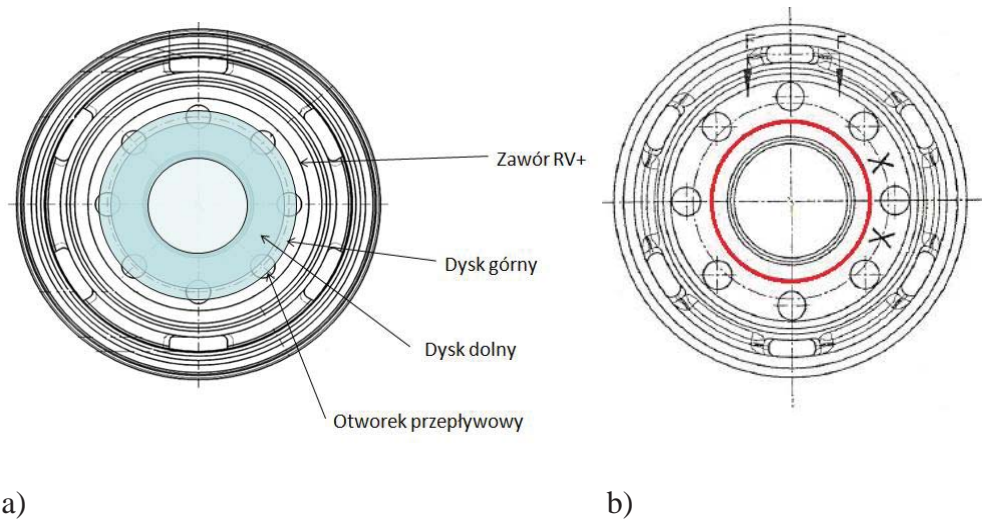
g - grubość dysku [mm],
 w_n - szerokość dysku n [mm].

4. Optymalizacja wariantowa zaworu RV+

Wykonywana w ramach pracy optymalizacja miała zapewnić jak najbardziej równomierny rozkład krzywych w układzie siła-przepływ przy użyciu istniejących dysków przysłaniających otwórki przepływu. Optymalizacja została przeprowadzona w specjalnie przygotowanym arkuszu kalkulacyjnym Microsoft Excel. Zawór RV+ umieszczony w amortyzatorze wraz z przykładowym pakietem dysków przysłaniających przedstawiono na Rys. 5a.

Zmienną w przypadku procesu optymalizacji jest średnica, na której znajdują się otwórki przepływowe. Wymiar ten można zmniejszać do momentu, gdy otwórki dojdą wymiaru

granicznego, którym jest średnica zewnętrzna huba amortyzatora zaznaczona na Rys. 5b czerwoną linią [4].



Rys. 5. a) Zawór RV+ w amortyzatorze wraz z przykładowym pakietem dysków przysłaniających i b) średnica zewnętrzna huba amortyzatora [4].

Narzędzie wspomagające optymalizację wariantową zostało opracowane w arkuszu kalkulacyjnym Microsoft Excel który przedstawiono na Rys 6. Za pomocą opracowanych tam formuł możliwe jest wykorzystanie wyników pomiarów przepływów na maszynie przepływowej do zobrazowania zachowania każdej pary dysków przysłaniających.

UpperDisc	UpperDiscTH	LowerDisc	LowerDiscTH	DiscCode	CdA	A1par	A2par	Zmiana CdA w %
16	0.30	15	0.15	1 a15x0.15+a16	3.193524	0.490456	-6.81515371	1
16	0.30	16	0.20	2 a15x0.2+a16	0.989511	0.490456	-7.32400316	1
16	0.10	15.45	0.10	3 a15.45x0.1+a16	1.733472	0.490456	-7.0805071	1
16	0.10	15	0.10	4 a15x0.1+a16	2.281113	0.490456	-6.96127713	1
16	0.15	15.45	0.15	5 a15.45x0.15+a16	2.533577	0.490456	-6.91568987	1
16	0.20	15.45	0.20	6 a15.45x0.2+a16	3.14525	0.490456	-6.82176876	1
16	0.10	14	0.10	7 a14x0.1+a16	3.173293	0.490456	-6.81791376	1
16	0.15	15	0.15	8 a15x0.15+a16	3.193524	0.490456	-6.81515371	1
16	0.25	15.45	0.25	9 a15.45x0.25+a16	3.568492	0.490456	-6.76693924	1
16	0.10	12.7	0.10	10 a12.7x0.1+a16	3.663367	0.490456	-6.7555435	1
16	0.20	15	0.20	11 a15x0.2+a16	3.917504	0.490456	-6.72641448	1
15.45	0.10			12 a15.45	4.107554	0.490456	-6.70584063	1
16	0.15	14	0.15	13 a14x0.15+a16	4.335274	0.490456	-6.68240736	1
16	0.25	15	0.25	14 a15x0.25+a16	4.453052	0.490456	-6.67076614	1
15.45	0.25	15	0.10	15 a15x0.1+a15.45	5.067262	0.490456	-6.61465059	1
16	0.30	12.7	0.15	16 a12.7x0.15+a16	5.149789	0.490456	-6.60763448	1
16	0.20	14	0.20	17 a14x0.2+a16	5.308824	0.490456	-6.59442561	1
15.45	0.30	15	0.15	18 a15x0.15+a15.45	5.674068	0.490456	-6.56552938	1
15.45	0.10	14	0.10	19 a14x0.1+a15.45	6.056087	0.490456	-6.53730356	1
15.45	0.30	15	0.20	20 a15x0.2+a15.45	6.092443	0.490456	-6.53463244	1
16	0.25	14	0.25	21 a14x0.25+a16	6.093942	0.490456	-6.53452556	1
15.45	0.25	15	0.25	22 a15x0.25+a15.45	6.322387	0.490456	-6.51854287	1
16	0.20	12.7	0.20	23 a12.7x0.2+a16	6.44778	0.490456	-6.51001372	1
15.45	0.10	12.7	0.10	24 a12.7x0.1+a15.45	6.668499	0.490456	-6.49533071	1
15.45	0.15	14	0.15	25 a14x0.15+a15.45	6.911463	0.490456	-6.47985393	1
15	0.10			26 a15	7.033968	0.490456	-6.47222353	1
16	0.25	12.7	0.25	27 a12.7x0.25+a16	7.557339	0.490456	-6.44105501	1
15.45	0.20	14	0.20	28 a14x0.2+a15.45	7.579408	0.490456	-6.43978863	1
15.45	0.15	12.7	0.15	29 a12.7x0.15+a15.45	7.850317	0.490456	-6.42453675	1
15.45	0.25	14	0.25	30 a14x0.25+a15.45	8.058922	0.490456	-6.41314699	1
15	0.10	14	0.10	31 a14x0.1+a15	8.283183	0.490456	-6.40122668	1
15.45	0.20	12.7	0.20	32 a12.7x0.2+a15.45	8.842703	0.490456	-6.37283891	1
15	0.15	14	0.15	33 a14x0.15+a15	8.889519	0.490456	-6.37054586	1

Rys.6. Przykładowe okno arkusza kalkulacyjnego wykorzystywanego do optymalizacji wariantowej [4].

Przyjęto następujące ograniczenia: minimalna liczba dysków w pakiecie równa dwa, średnica dysku dolnego mniejsza lub równa średnicy dysku górnego, grubość pakietu dysków nie może przekraczać 0,5 mm oraz przy doborze kombinacji można korzystać, z dysków już istniejących.

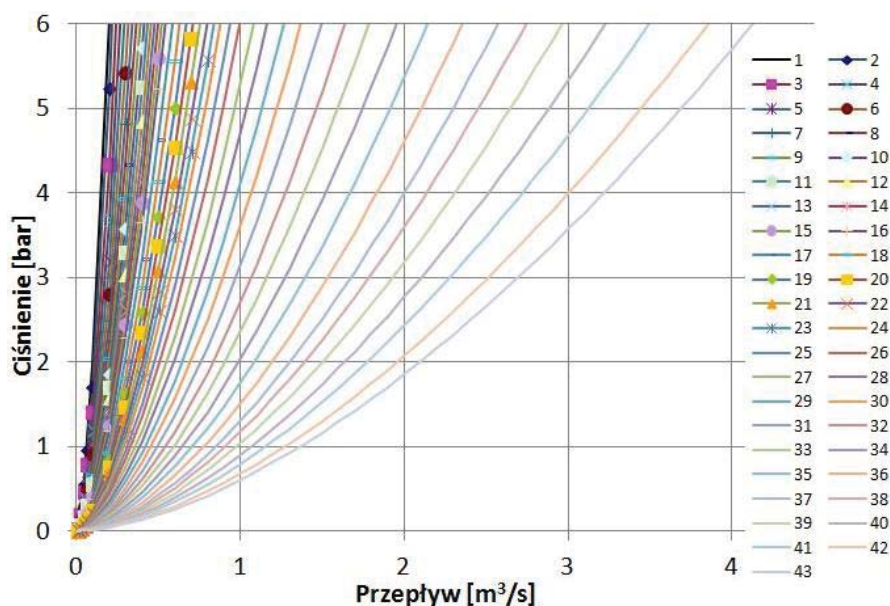
5. Wyniki analizy

Badania przepływu oleju przez zawory BOCS oraz CV podczas ich pracy została przeprowadzone przy użyciu maszyny przepływowej, a analiza wyników programów Microsoft Excel oraz Matlab.

Jak pokazały przeprowadzone pomiary, różnica pomiędzy parametrami przepływu otrzymanymi dla poszczególnych spustów jest znacząca. Można zauważyć, że wraz ze wzrostem wartości pola przepływu poszczególnych elementów maleje ciśnienie otrzymywane przy tej samej wartości przepływu. W danej jednostce czasu przez szczeliny w badanym elemencie przepływa większa ilość oleju, przez co napór cieczy na powierzchnię dysków jest mniejszy.

Analizując wykres przedstawiony na Rys. 7. zaobserwowano, że badane spusty można podzielić na dwie podgrupy. W początkowym zakresie występuje duże zagęszczenie krzywych odzwierciedlających dany dysk. Dla pozostałych dysków osiągany przepływ zwiększa się szybciej. Na taki rozkład otrzymanych parametrów mają wpływ pola przepływu poszczególnych spustów które zwiększają swoją wartość wykładniczo.

W przypadku optymalizacji po przeanalizowaniu wszystkich dobranych wymiarów (przyjmując skok średnicy co 0,2 mm), najlepszymi wyborami okazały się średnice $\varnothing 14,3$; $\varnothing 14,1$; $\varnothing 13,8$; $\varnothing 13,4$. Opracowany kalkulator pozwala zaoszczędzić czas oraz zredukować koszty które w dzisiejszych czasach stanowią podstawowy warunek podczas projektowania oraz konstruowania. Podczas doboru korekt można było zaobserwować, że wraz ze wzrostem wymiaru korekty, liczba par dysków spełniających postawione ograniczenia była coraz mniejsza, co za tym idzie rozkład krzywych na wykresach nie był tak gęsty jak przy niższych korektach.



Rys. 7. Wykres zależności ciśnienia od przepływu dla zaworu CV

6. Wnioski

Kształt elementu *orifice disc* ma znaczący wpływ na pracę amortyzatora dwururowego. Liczba oraz kształt szczelin decyduje o ilości oleju, który w danej chwili może przepłynąć przez zawór. Wpływa to bezpośrednio na działanie amortyzatora i komfort podróżującego pojazdem. Spust z mniejszą liczbą szczelin, a co za tym idzie z mniejszym polem przepływu, będzie powodował większe tłumienie ruchu tłoka. Przez to amortyzator będzie twardszy. Przy dużym polu przepływu ilość oleju przedostającego się przez zawory będzie większa. Tłok będzie poruszał się swobodniej, czyli tłumienie takiego amortyzatora jest niższe. Wzrost wartości przepływu poszczególnych dysków wzrasta wykładniczo. Sprawia to, że dla początkowych dysków różnica pomiędzy pracą amortyzatora, w którym są zastosowane, jest niewielka. Natomiast końcowe elementy *orifice disc* znacznie różnią się od siebie parametrami pracy. Bardziej liniowy rozkład pola przepływu umożliwiłyby równomierniejsze rozłożenie otrzymywanych parametrów przepływów. Jednolite różnice między parametrami spustów pozwoliłyby lepiej dobrać dysk w zależności od wymaganych przez klienta parametrów pracy amortyzatora. Podczas doboru korekt przy optymalizacji można było zaobserwować, że wraz ze wzrostem wymiaru korekty, liczba par dysków spełniających postawione ograniczenia była coraz mniejsza, co za tym idzie rozkład krzywych na wykresach nie był tak gęsty, jak przy niższych korektach. Przy najniższych korektach liczba par dysków była bardzo duża, lecz wadą było to, że krzywe poszczególnych par dysków bardzo często się pokrywały, co utrudniało wybór najlepszych par dysków.

Literatura

1. J. Sikorski: Amortyzatory pojazdów samochodowych: budowa, badania, naprawa, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa (1984).
2. J. Reimpell, J. W. Betzler: Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji. Wyd. 3. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa (2004).
3. J. Dixon: The Shock Absorber Handbook, John Wiley & Sons, Chichester (2007).
4. Materiały szkoleniowe stanowiska pomiarowego z firmy Tenneco.
5. Jörnßen Reimpel, Jürgen Betzler: Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa (2004).

OCENA WPŁYWU ORIENTACJI WŁÓKIEN SZKLANYCH NA WYTRZYMAŁOŚĆ PRÓBKII Z TWORZYWA SZTUCZNEGO NA ROZCIĄGANIE I ŚCISKANIE

inż. PAWEŁ BARTOSIEWICZ

Mechanika i Budowa Maszyn, MB7, 1 rok, 2 stopień

inż. MACIEJ PILAWSKI

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień

Opiekunowie naukowci: dr inż. Grzegorz Kokot,
dr inż. Tomasz Łukasik



Streszczenie. W artykule przedstawiono zastosowanie metody elementów skończonych do oceny wpływu orientacji włókien szklanych, na wytrzymałość próbki polipropylenowej na rozciąganie i ściskanie. Pokazano wyniki analizy wtrysku polimerowego, uzyskaną orientację włókien oraz naprężenia powstałe po przeprowadzeniu analizy rozciągania i ściskania. Zestawiono wykresy zależności siły od przemieszczenia, powstałe na bazie wyników analiz numerycznych, z wykresami rozciągania i ściskania uzyskanymi doświadczalnie. Otrzymane wyniki pozwoliły określić wielkość wpływu rozmieszczenia włókien umacniających materiał na jego wytrzymałość mechaniczną. Pracę wykonano we współpracy z Tenneco Automotive Eastern Europe Sp z o.o.

1. Wprowadzenie

Podstawowym doświadczeniem określającym własności mechaniczne materiału jest próba rozciągania. Próbka do badań ma zazwyczaj postać cylindryczną o wymiarach określonych normami. W maszynie wytrzymałościowej, zwanej *zrywarką*, próbkę poddaje się działaniu sił rozciągających rejestrując w trakcie badania wartość siły oraz odpowiadający jej przyrost długości próbki. Dla oznaczenia podstawowych wielkości przy ścisaniu stosuje się statyczną próbę ściskania. Chociaż oznaczenie stanów naprężenia przy rozciąganiu i ścisaniu różni je tylko znakami, to przeprowadzenie próby ściskania nastęrcza wiele trudności w porównaniu z próbą rozciągania. Spowodowane jest to możliwością wystąpienia wyboczenia w próbce podczas doświadczenia. Jest to bardzo szkodliwe, ponieważ po wystąpieniu wyboczenia następuje zmiana charakteru obciążenia np. poprzez wystąpienie zginania, co ma odzwierciedlenie w wynikach. Do statycznej próby rozciągania i ściskania tworzyw sztucznych stosuje się próbki o innym kształcie i wymiarach niż w przypadku prób dotyczących metali.

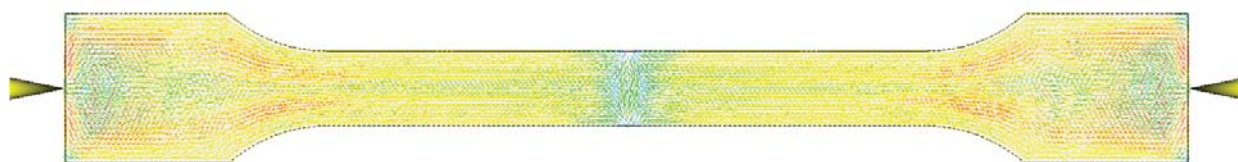
2. Modele numeryczne próbek

W pierwszym kroku zamodelowano próbki znormalizowane do prób rozciągania i ściskania, a następnie został utworzony model dyskretny składający się z elementów tetragonalnych. Siatka próbki znormalizowanej na rozciąganie składa się z 174390 elementów, a próbki na ściskanie z 112903 elementów. Do nadania odpowiednich własności materiałowych próbek wykorzystano program Autodesk Moldflow. W ramach badań w sposób pośredni uzyskiwano próbki o różnej orientacji przestrzennej włókien poprzez zmianę położenia i liczby zadanych punktów wtrysku. Po zakończeniu analizy wtrysku

wyeksportowano do programu Abaqus pliki zawierające informacje o materiale, jego właściwościach mechanicznych, temperaturowych oraz orientacji włókien otrzymanych w poszczególnych wariantach. Należy nadmienić, iż otrzymane wyniki analizy numerycznej odnoszą się tylko do zakresu liniowo – sprężystego. Spowodowane to jest ograniczeniami narzuconymi przez program Autodesk Moldflow. Jest on niezbędny do uzyskania orientacji włókien, jednak ogranicza możliwość definiowania właściwości materiałowych, które pozwoliłyby na przeprowadzenie analizy wykraczającej poza zakres liniowo – sprężysty. W badaniach zdefiniowane przemieszczenie celowo przekracza kilkakrotnie rzeczywiste przemieszczenia dla zakresu liniowo – sprężystego, aby lepiej zobrazować różnicę między analizą numeryczną a badaniami przeprowadzonymi w rzeczywistości.

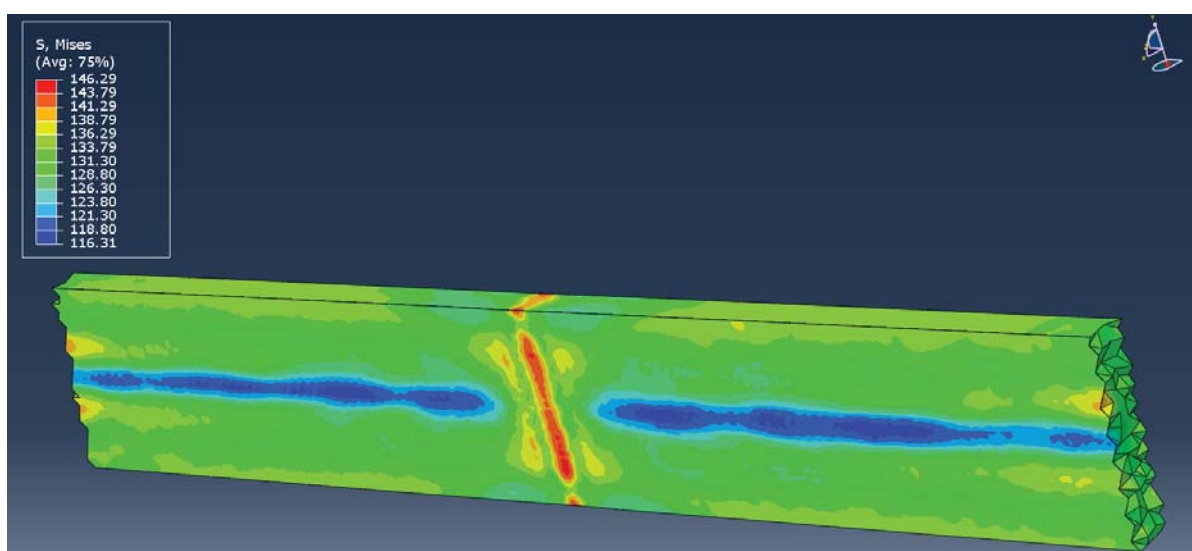
3. Analiza numeryczna

Do symulacji próby rozciągania wykorzystano pięć próbek różniących się między innymi orientacją włókien szklanych, geometria próbek i sposób obciążenia pozostał bez zmian. Poniżej przedstawiono wyniki dla jednej orientacji – wzdłużnej, z orientacją poprzeczną w osi symetrii próbki. Na rys. 1 pokazano uzyskaną orientację włókien.



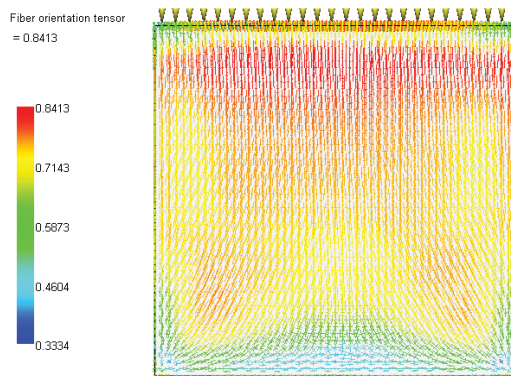
Rys. 1. Orientacja włókien w próbce

Po przeprowadzeniu symulacji wtrysku przystąpiono do analizy wytrzymałościowej w programie Abaqus. Rozkład naprężeń w przekroju poprzecznym próbki pokazano na rys. 2.

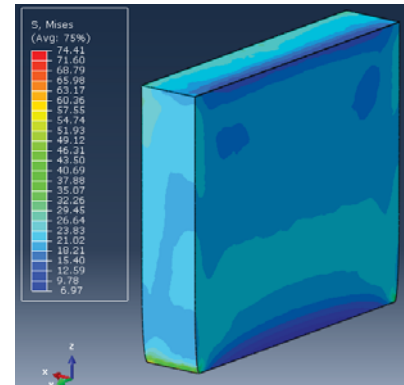


Rys. 2. Rozkład naprężeń w przekroju próbki o orientacji poprzecznej

Do symulacji ściskania wykorzystano próbkę znormalizowaną, w której zmieniano położenie i ilość punktów wtrysku w sześciu różnych wariantach. W artykule zamieszczono wyniki analizy dla jednej orientacji – ściskanie próbki w kierunku zgodnym z kierunkiem wtrysku. Orientację włókien po wtryskiwaniu ilustruje rys. 3, a wyniki analizy w przekroju w osi wtryskiwania przedstawia rys. 4.



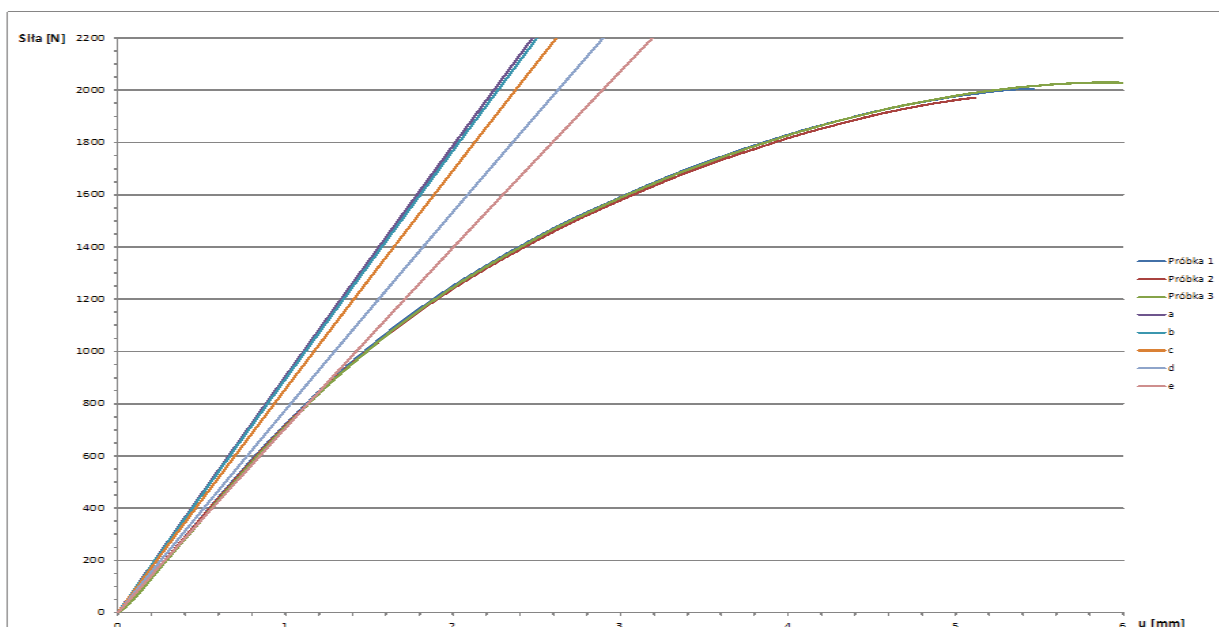
Rys. 3 Orientacja włókien



Rys. 4 Rozkład naprężeń

4. Porównanie wyników analitycznych z wynikami doświadczalnymi

Wykresy zależności siły od przemieszczenia otrzymane w analizie numerycznej zestawiono z wykresami pochodzącymi z badań doświadczalnych. Na przedstawionym zestawieniu (Rys. 5), wykres odpowiadający próbce rozciąganej przedstawionej w artykule oznaczono jako *b*, natomiast wykresy oznaczone *Próbka 1÷3* są to wykresy odpowiadające badaniom doświadczalnym.



Rys. 5. Zestawienie otrzymanych wyników z wynikami badań rzeczywistych

Dla próbek ściskanych otrzymane wartości sił reakcji pozwoliły wyznaczyć sztywność postaciową jako iloraz siły do przemieszczenia. Próbkę wyróżnioną w artykule zaznaczono

w tabeli 1. Wartości sztywności doświadczalne były ok. dwa razy mniejsze niż te otrzymane numerycznie.

Tabela 1. Zestawienie sztywności próbek na ściskanie wyznaczonych numerycznie

	próbka z jednym punktem wtrysku	próbka z dwoma punktami wtrysku	próbka z 25 punktami wtrysku
kierunek ściskania zgodny z kierunkiem wtrysku	8,81 [N/ μ m]	8,02 [N/ μ m]	9,05 [N/ μ m]
kierunek ściskania poprzecznie do kierunku wtrysku	8,4 [N/ μ m]	8,98 [N/ μ m]	7,92 [N/ μ m]

5. Podsumowanie

Przeprowadzone analizy numeryczne wykazały, że:

- wyniki badań próbki na rozciąganie odpowiadają wynikom doświadczalnym w zakresie liniowo-sprężystym,
- zmieniając orientację włókien możemy wpływać na to, że rozkład naprężeń będzie miał charakter symetryczny, warstwowy lub nieregularny,
- w miarę wzrostu liczby orientacji poprzecznych w materiale wytrzymałość na rozciąganie spada, ponieważ wytrzymałość włókien na ścinanie jest mała,
- naprężenia wewnątrz próbek różnią się od naprężenia przy ściankach zewnętrznych,
- orientacja wzdłużna włókien szklanych w próbce najkorzystniej wpływa na własności wytrzymałościowe przy rozciąganiu materiału.

Przeprowadzone badania dowodzą, że wpływ orientacji włókien w tworzywach sztucznych w bardzo dużym stopniu wpływa na ich wytrzymałość na rozciągania i ściskanie. Należy w taki sposób przeprowadzać proces wtrysku, aby uzyskać możliwie wzdłużną orientację włókien. Podczas eksploatacji elementy wykonane z materiałów polimerowych wzmocnionych włóknem szklanym powinny być tak ustawione, aby obciążenie powodowało rozciąganie bądź ściskanie włókien, a nie ich ścinanie. Dowodzi to, że nie tylko cechy materiałowe osnowy i wzmocnienia w postaci włókien mają wpływ na wytrzymałość takiego kompozytu, ale również dużą rolę odgrywa ich wzajemna orientacja względem siebie.

Literatura

1. Abaqus Interface for Moldflow User's. Manual, <https://www.sharcnet.ca/Software/>, dostęp: styczeń 2014.
2. Abaqus/CAE User's Manual, <http://abaqus.ethz.ch:2080/>, dostęp: październik 2013.
3. Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłoś Z., Wytrzymałość materiałów. Warszawa: WNT, 2013.
4. Tworzywa sztuczne. Oznaczanie właściwości przy ścisaniu. PN-EN ISO 604:2003.
5. Tworzywa sztuczne. Oznaczanie właściwości mechanicznych przy statycznym rozciąganiu. PN-EN ISO 527:1998.

ZASTOSOWANIE METODY ITERACYJNEJ DO ROZWIĄZYWANIA UKŁADU RÓWNAŃ METODY ELEMENTÓW BRZEGOWYCH

DAWID BORUSZKOWSKI

Mechatronika, 3 rok, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Jacek Ptaszny



Streszczenie. W ramach pracy rozbudowano i zastosowano istniejący program komputerowy metody elementów brzegowych do analizy układów liniowosprężystych. Metodę eliminacji Gaussa stosowaną do rozwiązania układu równań zastąpiono metodą iteracyjną GMRES. Do modelowania geometrii układów przestrzennych zastosowano program MSC.Patran. Zbadano czas analizy układów o różnej liczbie stopni swobody. Potwierdzono, że zastosowanie metody iteracyjnej powoduje zredukowanie złożoności czasowej analizy MEB w stosunku do przypadku metody eliminacji Gaussa.

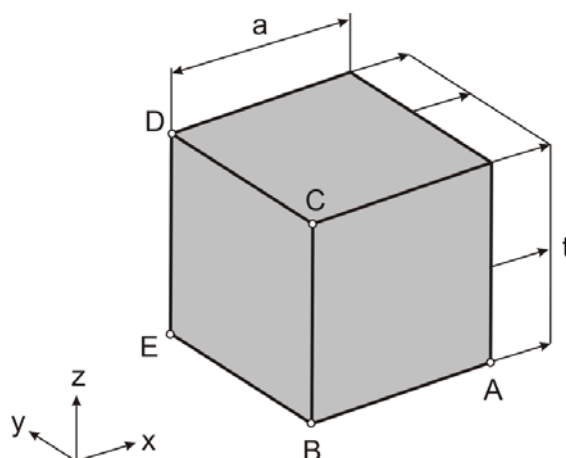
1. Wprowadzenie

Metoda elementów brzegowych (MEB) jest metodą numeryczną analizy układów fizycznych, która w wielu przypadkach o znaczeniu praktycznym wymaga dyskretyzacji jedynie brzegu obszaru. W przypadku układów płaskich brzegi są liniami, natomiast w przypadku układów przestrzennych brzegi są powierzchniami. W ten sposób zostaje ułatwiony etap przygotowania modelu do analizy w stosunku do powszechnie stosowanej metody elementów skończonych (MES), w której należy dyskretyzować cały obszar analizowanego układu. Stanowi to zaletę MEB. Kolejną zaletą metody jest jej dokładność w przypadku analizy układów ze spiętrzeniem naprężeń. Wadą metody jest natomiast struktura macierzy układu równań, które są pełne i niesymetryczne. Powoduje to, że złożoność czasowa analizy MEB jest wielkością rzędu $O(N^2)$ lub wyższego, gdzie N oznacza liczbę stopni swobody analizowanego układu (liczbę równań). Szczegółową charakterystykę MEB można znaleźć w literaturze [1, 2, 3].

W niniejszej pracy został wykorzystany program komputerowy MEB opisany w książce [1]. Za pomocą programu można analizować zagadnienia brzegowe teorii potencjału oraz teorii sprężystości. Można modelować układy płaskie, osiowosymetryczne oraz przestrzenne. Zaimplementowane są elementy brzegowe o liniowych oraz kwadratowych funkcjach kształtu. Możliwa jest analiza wielkości w punktach wewnętrznych układów. Modelowane układy mogą składać się z podobszarów o różnych własnościach i mogą być obciążone siłami objętościowymi. Do rozwiązania układu równań stosowana jest jednak metoda eliminacji Gaussa co powoduje, że czas analizy układów może być stosunkowo długi. W niniejszej pracy do rozwiązania układu równań MEB zastosowano metodę iteracyjną GMRES (ang. generalized minimal residual method) z poprawą uwarunkowania układu równań [3, 4]. Wykorzystano połączone kody źródłowe napisane w języku Fortran [1, 4]. Kod wykonywalny dla systemu operacyjnego Scientific Linux generowano za pomocą programu Intel Fortran Composer XE for Linux. Analizowano liniowosprężyste układy przestrzenne obciążone siłami powierzchniowymi. Geometrię układu oraz siatkę elementów brzegowych budowano za pomocą programu MSC.Patran. Badano układy o różnej liczbie stopni swobody. Poprawność rozwiązania sprawdzano przez porównanie z rozwiązaniem analitycznym. Porównano czas analizy dla dwóch zastosowanych metod rozwiązywania układu równań.

2. Analizowany układ

Program komputerowy opisany w [1] wykorzystano do przeprowadzenia analizy przemieszczeń występujących w sześcianie pod wpływem działania siły powierzchniowej o wartości $t = 100$ N. Moduł Younga i liczba Poissona materiału wynoszą odpowiednio: $E = 200$ GPa oraz $\nu = 0.3$. Długość boku sześcianu wynosi $a = 1$ mm. Geometrię i obciążenie układu przedstawiono na rysunku 1. Na całej powierzchni boku BCDE odebrano możliwość przemieszczenia wzdłuż osi x . Dodatkowo w punkcie B odebrano możliwość przemieszczenia w kierunkach y i z , natomiast w punkcie E odebrano możliwość przemieszczenia w kierunku osi z .



Rys. 1. Analizowany sześcian

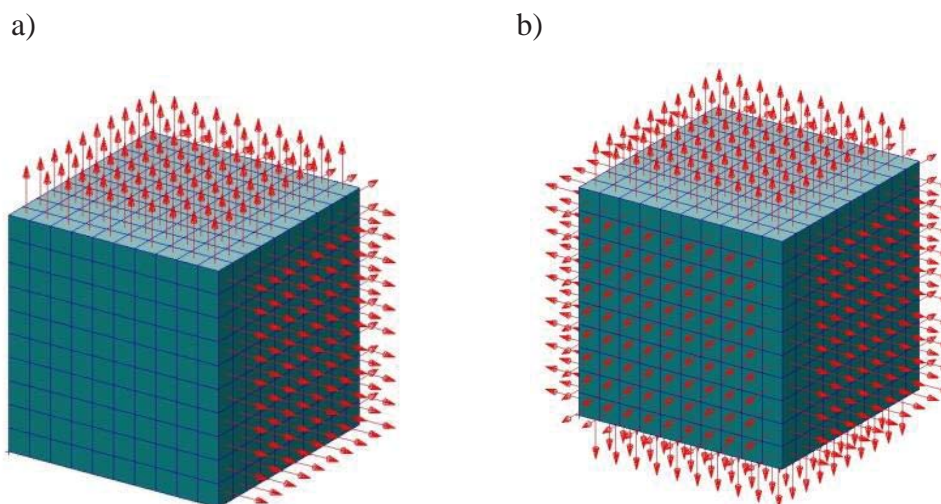
Wzór pozwalający wyznaczyć przemieszczenie węzła A w kierunku osi x wyraża równanie:

$$u_x^A = \frac{t}{E} a. \quad (1)$$

Przemieszczenie to wynosi $5 \cdot 10^{-4}$ mm.

3. Przygotowanie geometrii i siatki elementów brzegowych.

Do stworzenia geometrii modelu wykorzystano środowisko MSC.Patran 2012 w wersji studenckiej. Powierzchnie modelu bryłowego dyskretyzowano za pomocą powłokowych ośmiowzłowych elementów czworokątnych. Aby wyeliminować powielające się węzły, które powstały w trakcie tworzenia siatki, skorzystano z polecenia *Equivalence*. Po usunięciu nadmiarowych węzłów, należało dokonać ich ponownego numerowania, wykorzystując opcję *Renumbering*. W celu wykonania analizy metodą elementów brzegowych należało dopilnować, aby wektory normalne do wszystkich elementów były skierowane na zewnątrz analizowanego obszaru (rys. 2). Do zapewnienia odpowiedniego zwrotu wektorów normalnych użyto opcji *Reverse Normal Vectors*. Kolejnym krokiem było wygenerowanie raportu w postaci pliku tekstowego, który zawierał informacje o współrzędnych przestrzennych każdego węzła, liczbie elementów skończonych oraz węzłach tworzących dany element skończony (incydencji).



Rys. 2. Model sześcianu ze zwrotem wektora normalnego: a) domyślnym, b) po modyfikacji

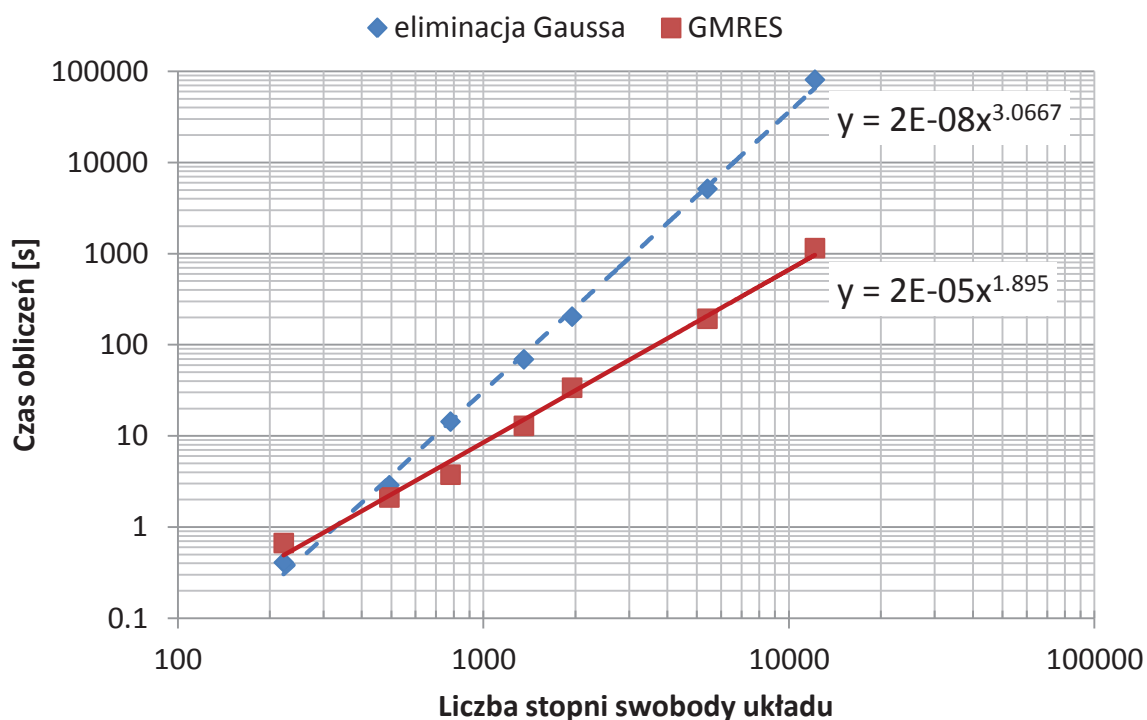
Aby sprawdzić wpływ stopnia dyskretyzacji modelu na dokładność otrzymanych wyników oraz czas obliczeń analizowano 7 modeli o różnym zagęszczeniu elementów brzegowych. Tabela 1 przedstawia liczbę węzłów i elementów jakie zostały wygenerowane na powierzchni badanych układów.

Tabela 1. Stopień dyskretyzacji modeli numerycznych

Nr modelu	Liczba elementów	Liczba węzłów	Liczba stopni swobody
1	24	74	222
2	54	164	492
3	96	260	780
4	150	452	1 356
5	216	650	1 950
6	600	1 802	5 406
7	1 350	4 052	12 156

4. Wyniki obliczeń

Do obliczeń wykorzystano komputer osobisty wyposażony w dwurdzeniowy procesor taktowany zegarem o częstotliwości 2100 MHz oraz 4 GB pamięci RAM. Równania sformułowane za pomocą MEB rozwiązano dwoma sposobami: metodą eliminacji Gaussa oraz metodą GMRES, dla której tolerancja błędu względnego wynosiła 10^{-8} [1]. Wykorzystano lewostronną poprawę uwarunkowania układu równań za pomocą macierzy zawierającej na diagonalnej bloki, będące fragmentami macierzy głównej układu równań MEB. Dla każdego z modeli, niezależnie od przyjętej metody rozwiązania układu równań, przemieszczenie punktu A modelu wyniosło $5.00 \cdot 10^{-4}$ mm. Różnica względem rozwiązania analitycznego nie przekraczała więc 0.2%. Przy liczbie węzłów przekraczającej 7202 system operacyjny zgłaszał maksymalne zużycie pamięci wirtualnej i przerywał prowadzone obliczenia. Wyniki w postaci porównania czasu obliczeń przedstawia rysunek 3.



Rys. 3. Czas obliczeń różnymi metodami w funkcji liczby stopni swobody układu

5. Wnioski

Wzrost liczby stopni swobody układu powoduje zwiększenie czasu obliczeń dla każdej z zastosowanych metod. Zastosowanie metody GMRES pozwala znacznie skrócić czas analizy względem metody eliminacji Gaussa bez zmniejszenia dokładności rozwiązania, która jest rzędu 0.1%. Dla największego z badanych układów czas obliczeń został skrócony około siedemdziesięciokrotnie.

Złożoność czasowa metody eliminacji Gaussa jest rzędu $O(N^3)$. Zostało to potwierdzone postacią funkcji regresji zbudowanej dla wyników uzyskanych tą metodą (rys. 3), w której wykładnik potęgi jest bliski 3. W przypadku metody GMRES zależność czasu obliczeń jest zbliżona do kwadratowej co wynika z faktu, że operacjami dominującymi są obliczenie elementów macierzy układu równań oraz mnożenie macierzy przez wektor wielkości brzegowych w poszczególnych iteracjach. Operacje te charakteryzują się złożonością $O(N^2)$. Wykładnik odpowiedniej funkcji regresji jest tutaj bliski 2 (rys. 3). Dalsze zredukowanie czasu obliczeń jest możliwe przez zastosowanie szybkiej wielobiegunowej MEB [3].

Literatura

1. Beer G., Smith I., Duenser C., The boundary element method with programming for engineers and scientists, Springer Wien New York, Wien (2008).
2. Burczyński T., Metoda elementów brzegowych w mechanice, WNT, Warszawa (1995).
3. Liu Y., Fast multipole boundary element method theory and applications in engineering, Cambridge University Press, New York (2009).
4. <http://www.netlib.org> (dostęp: 8.04.2014).

WPLYW PARAMETRÓW MATERIAŁOWYCH NA ROZKŁAD NAPRĘŻEŃ I ODKSZTAŁCENIE W UKŁADZIE KOŚĆ – IMPLANT

inż. KRZYSZTOF CIUBEREK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 2 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Antoni John, Prof. Pol. Śląskiej

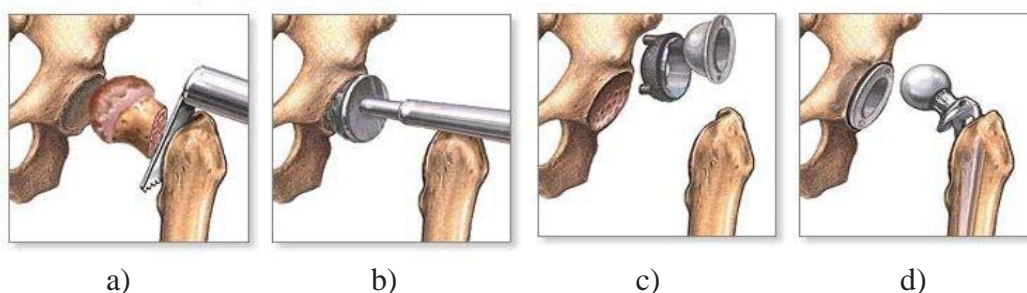


Streszczenie. W artykule przedstawiono zabieg alloplastyki stawu biodrowego oraz zaprezentowano modele implantów stosowanych w tego typu zabiegach. Opisano przebieg modelowania układu kość – implant dla endoprotezy bezcementowej. Przedstawiono wybrane parametry materiałowe oraz warunki brzegowe w układzie. W artykule zaprezentowano także przypadki obciążenia stawu biodrowego jakie zostały wykorzystane w analizie układu.

1. Alloplastyka stawu biodrowego

Alloplastyka stawu biodrowego jest operacją polegającą na implantacji endoprotezy do kości udowej pacjenta oraz umieszczeniu nowej panewki w kości miedniczej. Współcześnie przeprowadza się wiele tego typu operacji zapewniając tym samym możliwość swobodnego poruszania się.

Dla każdego pacjenta indywidualnie jest dobierana endoproteza, czyli wielkość główki endoprotezy oraz średnica panewki umieszczanej w miednicy. Pierwszym etapem operacji jest przeprowadzenie wywiadu z pacjentem, zrobienia zdjęcia rentgenowskiego i ustalenie z jakich materiałów i jaki rodzaj endoprotezy będzie dla chorego najlepszy. Zabieg alloplastyki przeprowadza się w znieczuleniu zewnątrzoponowym – bez narkozy. Pierwszym krokiem jaki należy wykonać jest odcięcie szyjki kości udowej, a następnie wyfrezowanie otworu w kości miedniczej w celu implantacji panewki z wkładką polietylenową. Po zamontowaniu tych elementów można ustalić trzpień endoprotezy w szpiku kości udowej.

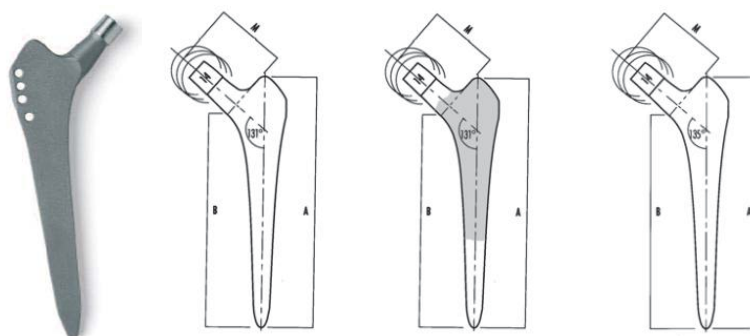


Rys. 1. Przebieg zabiegu alloplastyki: a) odcięcie szyjki, b) frezowanie panewki, c) implantacja panewki, d) implantacja trzpienia

2. Model endoprotezy

W zależności od rodzaju zabiegu endoprotezoplastyki dobierane są odpowiednie implanty. Ogólnie można wyróżnić dwie grupy endoprotez najczęściej spotykanych: endoprotezy bezcementowe i cementowe.

Poniżej przedstawiono modele endoprotez bezcementowych, których wymiary odpowiadają wymiarom katalogowym firmy Alloclassic® Zweymuller®. Na poniższych rysunkach można zauważyć, że zmienny jest jedynie kąt szyjkowo-trzonowy kości udowej.

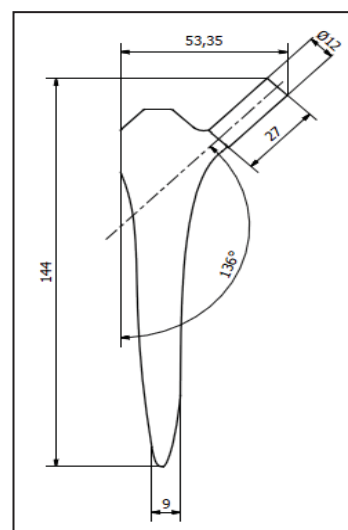


Rys. 2. Bezcementowy trzpień endoprotezy Alloclassic® Zweymuller®

Wymiary endoprotezy użytej w analizie przedstawiono na rys.3. Model został wykonany w programie Autodesk Inventor, a następnie utworzono dokumentację rysunkową. W powyższym modelu zastosowano kąt szyjkowo-trzonowy o wartości 136° . Taki kąt nachylenia szyjki kości udowej występuje także u osób zdrowych.

Szyjka implantu została tak zaprojektowana, aby można było dopasować do niej główkę o średnicy 28 mm. Trzpień został tak zamodelowany, aby można było ewentualnie zmniejszyć lub zwiększyć średnicę szyjki, w celu zastosowania głowy o innej średnicy.

Projektując model endoprotezy należało zwrócić uwagę na dobór głowy implantu. Wymiar główki powinien być identyczny jak rozmiar główki kości udowej przed zabiegiem resekcji kości. Dodatkowo długość szyjki implantu powinna odpowiadać długości szyjki kości udowej.



Rys. 3. Wymiary implantu

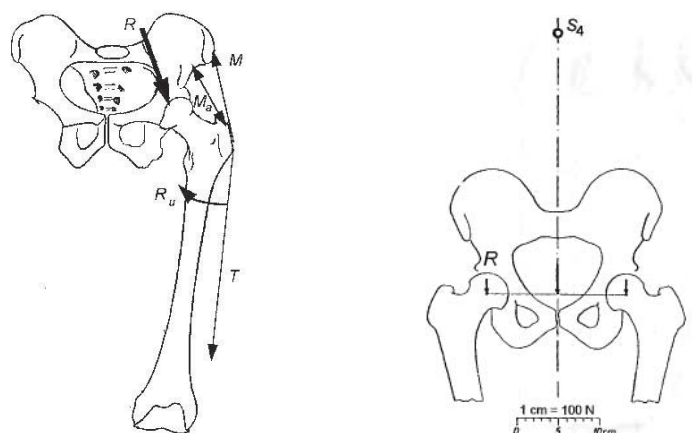
3. Przypadki obciążenia stawu biodrowego

W biomechanice stawu biodrowego spotykanych jest wiele modeli obciążenia: Bergmanna, Dudy, Pauwelsa, Bombellego, Będzińskiego i inne. W pracy przedstawiono dwa modele obciążenia: model Będzińskiego i model Pauwelsa.

Model Będzińskiego opisuje sytuacje bardziej złożone niż stanie na jednej nodze, może to być np. wchodzenie po schodach. Szczególną wielkością na rysunku jest wielkość wektora siły R – oddziaływanie mas tułowia na główkę kości udowej, który może być różnie pochylony w zależności od danej postawy. Na rysunku oznaczono jeszcze takie wielkości jak R_u – oddziaływanie mięśni rotujących uda, M_a – oddziaływanie mięśni odwodzicieli, M – oddziaływanie mięśni odwodzących oraz T – oddziaływanie pasma biodrowo – piszczelowego.

Model Pauwelsa opisuje dwa przypadki: stanie na dwóch nogach oraz stanie na jednej nodze. W pracy brano natomiast pod uwagę tylko pierwszy przypadek z modelu Pauwelsa, gdyż drugi jest bardzo podobny do przypadku opisanego przez model Będzińskiego.

Przyjęto założenia, że osoba, dla której będzie sprawdzany rozkład naprężeń i odkształceń waży 80 kg. W przypadku stania na dwóch nogach, obciążenie jednej kończyny dolnej uzależnione jest od około 35% masy ciała. Tak więc siła jaka została przyłożona do głowy implantu wynosiła 300 N. Dla przypadku stania na jednej nodze lub bardziej złożonego, np. w przypadku biegu, przyjęto obciążenie wynikające z 400 % masy ciała, czyli siła wynosiła 3200 N.



Rys. 4. Modele obciążenia: a) model Będzińskiego, b) model Pauwelsa

4. Warunki brzegowe

W celu wykonania analizy numerycznej dobrano odpowiednie biomateriały na implant oraz ustalono własności materiałowe tkanki kostnej. Dla endoprotezy bezcementowej jako materiał trzpienia wybrano stop tytanu Ti6Al7Nb o bardzo dobrej biogodności i biotolerancji. Tytan jest także bardzo dobrym materiałem na implanty ze względu na najbardziej zbliżony moduł Younga względem tkanki kostnej zbitej. Głowa endoprotezy podobnie jak panewka w kości miedniczej zostały wykonana ze stali austenitycznej ze względu na odporność na zużycie ścierne, biotolerancję oraz dobrą wytrzymałość przy obciążeniu zmiennym.

Tabela 1. Materiały w układzie kość-implant

	<i>Moduł Younga, E</i>	<i>Liczba Poissona, ν</i>	<i>Wytrzymałość na rozciąganie, R_m</i>
Tkanka kostna zbita	15000 MPa	0.3	107 MPa
Stop tytanu Ti6Al7Nb	100000 MPa	0.34	900 MPa
Stal austenityczna	200000 MPa	0.3	530 MPa

Własności mechaniczne tkanki kostnej jakie dobrano są wartościami średnimi części zbitej, bo wiadomo, że tkanka kostna jest materiałem anizotropowym i jej własności mogą się różnić w różnych jej przekrojach, np. w trzonie, przy końcu bliższym i dalszym.

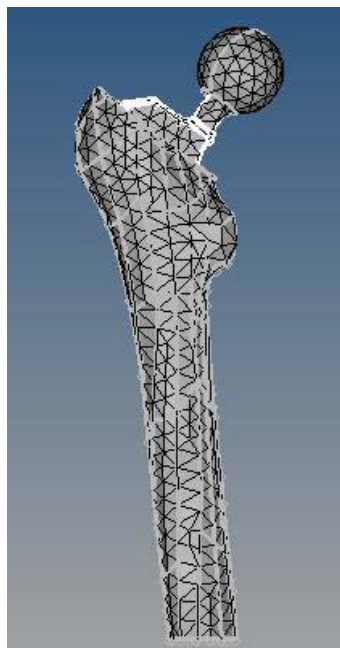
Układ kość udowa – endoproteza przedstawiono na rys.5 w przekroju z widoczną odległością implantu od zewnętrznych ścianek kości. Kość udowa została odcięta mniej więcej w połowie swojej długości i w przekroju zostały odebrane stopnie swobody

w płaszczyźnie przecięcia. Szyjka kości udowej została odcięta na tyle, aby można było zmieścić implant w kanale szpikowym kości. Siła wypadkowa została natomiast przyłożona w sposób przedstawiony w rozdziale 2.

Siatka elementów skończonych została utworzona w programie HyperWorks v11 Student Edition w module Hypermesh. Ze względu na nieregularną geometrię kości udowej należało ustalić w programie odpowiednią wielkość elementu skończonego. Układ został zdyskretyzowany elementami typu Tet4. Pierwotna siatka elementów skończonych składała się z 1793 węzłów.



Rys. 5. Przekrój układu kość-implant z programu Autodesk Inventor



Rys.6. Siatka elementów skończonych

5. Kierunek dalszych prac

Modele zostaną zaimportowane do programu MSC.Patran i tam ustalone warunki brzegowe oraz nadane stałe materiałowe. Kolejnym etapem pracy opisaney w artykule będzie przeprowadzenie analiz numerycznych i uzyskanie wartości przemieszczeń, naprężeń i odkształceń. Zostanie także utworzony układ kości z endoprotezą cementową obciążony podobnie jak układ z endoprotezą bezcementową. Na końcu zostaną porównane wyniki jakie uzyskano w analizowanych modelach numerycznych.

Literatura

1. Będziński R., *Biomechanika inżynierska: zagadnienia wybrane*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1997.
2. John A., Duda M., Kokot G., *Wpływ kształtu endoprotezy na stan wyężenia i odkształcenia kości udowej*, Modelowanie Inżynierskie, Gliwice 2012.
3. Marciniak J., *Biomateriały*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
4. Yuehuei H. An, Robert A. Draughn, *Mechanical Testing of Bone and the Bone-Implant Interface*, 2000 CRC Press LLC.

EKSPERYMENTALNE BADANIA MATERIAŁU W ZŁOŻONYM STANIE OBCIĄŻENIA

inż. ANNA CZARNOJAN

Mechatronika, ME3, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Waław Kuś, Prof. Pol. Śl.



Streszczenie. W pracy przedstawione zostały wyniki badań eksperymentalnych na maszynie elektrodynamicznej Instron. Wykonano skręcanie, rozciąganie oraz skręcanie z rozciąganiem próbek mosiężnych przy zadanych wstępnie różnych momentach skręcających. Miało to na celu uzyskanie wiedzy na temat wpływu różnego wstępnego skręcenia na wyniki rozciągania materiału. Oprogramowanie dołączone przez producenta do maszyny pozwoliło wygenerować dane do analizy. Obróbka danych została wykonana w programie OpenOffice Calc.

1. Wprowadzenie

Celem projektu było uzyskanie wiedzy na temat zachowania materiału pod wpływem działania złożonego stanu naprężenia - skręcania z rozciąganiem - przy różnym złożeniu tych obciążeń na podstawie badań eksperymentalnych. Podczas realizacji projektu został sprawdzony wpływ wstępnego skręcenia badanej próbki przed zadaniem rozciągania.

Do realizacji projektu wykorzystana została maszyna elektrodynamiczna Instron ElectroPuls E10000 (rys. 1). Jest to maszyna wytrzymałościowa pozwalająca na realizację obciążenia skręcającego do wartości maksymalnej 100 Nm bądź liniowego do 10 kN [1].

Badane próbki były wykonane z dwóch różnych materiałów: mosiądzu i szkła borokrzemowego. Miały przekrój okrągły o średnicy 5 mm dla próbek mosiężnych oraz 6 mm dla próbek szklanych.

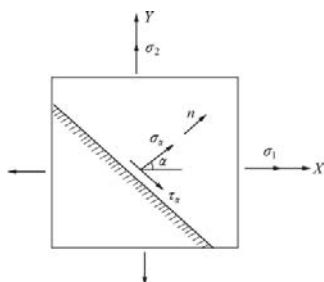


Rys. 1. Stanowisko badawcze

2. Podstawy teoretyczne

Pod wpływem zadanego obciążenia w obserwowanym ciele pojawia się stan naprężenia i odkształcenia. Są to pojęcia określające efekty zadanego obciążenia w danym punkcie ciała.

Wyróżniamy trzy rodzaje stanów naprężenia: jednoosiowy, w którym naprężenie działa wzdłuż jednej osi, dwuosiowy (rys. 2), w którym naprężenie rozkłada się na dwie wzajemnie prostopadłe osie oraz trójosiowy, w którym kierunek naprężenia można rozłożyć na trzy wzajemnie prostopadłe osie.



Rys. 2. Dwuosiowy stan naprężenia [3]

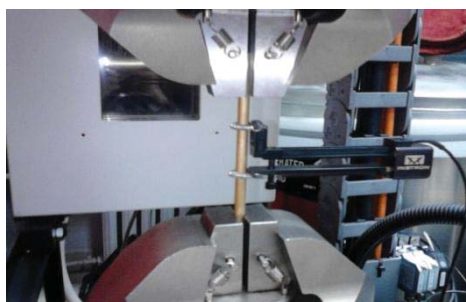
Wyróżniamy różne, proste stany obciążeń. Są to rozciąganie, ściskanie, zginanie, skręcanie i ścinanie [2]. Podczas realizacji projektu analizowane było skręcanie i rozciąganie. O skręcaniu mówimy, gdy na ciało działa moment skręcający wywołany parą sił działających w płaszczyźnie prostopadłej do osi pręta. Rozciąganie jest to stan obciążenia wywołany działaniem siły osiowej skierowanej od przekroju.

Podstawowym narzędziem do analizy złożonego stanu naprężenia są hipotezy wyężeniowe. Zakładają one, że wyężenie można opisać za pomocą pewnej funkcji, której argumentami są parametry materiałowe oraz najczęściej składowe stanu naprężenia. Natomiast wyężeniem są wszelkie zmiany w stanie fizycznym ciała, wskutek których powstają trwałe bądź nietrwałe odkształcenia lub zniszczenia spójności materiału [3].

Wykorzystana do obliczeń była hipoteza Hubera zwana podstawowym prawem teorii sprężystości. Miarą wyężenia jest energia właściwa odkształcenia postaciowego. Wyężenie jest opisane za pomocą funkcji, której argumentami są tylko składowe stanu naprężenia. Pozwala na uzyskanie wyników bardzo zbliżonych do tych uzyskanych doświadczalnie i ze wszystkich hipotez jest najbliższa doświadczeniu [3].

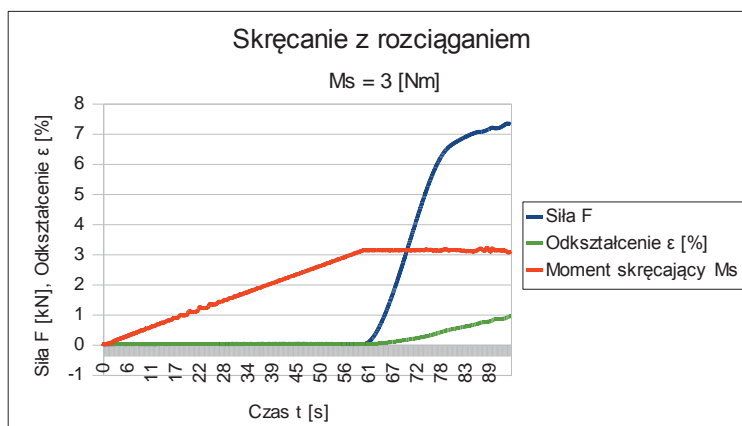
3. Przeprowadzone badania

Badania próbek mosiężnych (rys. 3) polegały na poddaniu próbki wstępnemu skręceniu poprzez zadanie momentu skręcającego o różnych wartościach, a następnie jej rozciąganiu. Każda z próbek była poddana wstępnie innemu momentowi skręcającemu M_s w celu sprawdzenia jaki wpływ ma różne wstępnie obciążenie materiału przed rozciąganiem. Podczas eksperymentu na próbce zamontowany był ekstensometr w celu zwiększenia dokładności pomiaru odkształcenia ϵ .



Rys. 3. Zamontowana próbka mosiężna

W efekcie analizy uzyskanych wyników utworzone zostały wykresy skręcania z rozciąganiem (rys. 4). Na wykresie wyraźnie widać że obciążanie próbki polegało na wstępnym skręceniu - początkowo wzrasta jedynie moment skręcający M_s a wartość siły F jest równa 0. Gdy zadana wartość momentu zostaje osiągnięta jego wartość pozostaje stała, a zaczyna wzrastać wartość siły rozciągającej F .



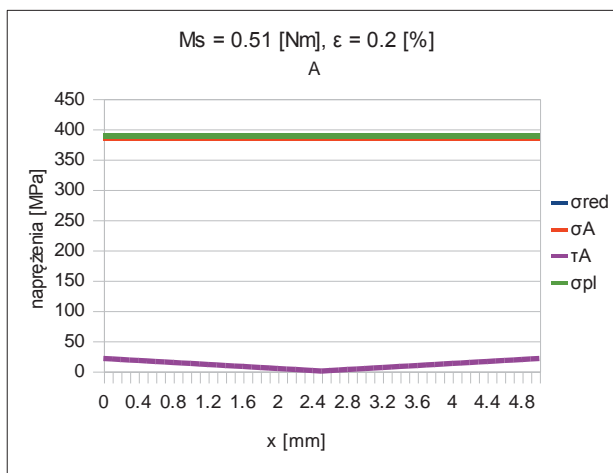
Rys. 4. Wykres skręcania z rozciąganiem

Dla różnych wartości momentu skręcającego M_s można było zauważyć, że wraz ze zwiększaniem momentu skręcającego obniżała się granica plastyczności materiału podczas skręcania. Wykonane próby nie były próbami niszczącymi, ze względu na dużą wytrzymałość materiału, więc trudno było określić dokładną granicę plastyczności. Z tego względu analiza opierała się na porównywaniu teoretycznej granicy plastyczności występującej przy odkształceniu liniowym równym $\epsilon = 0.2\%$. Wartości sił rozciągających F odpowiadających granicy plastyczności dla poszczególnych przypadków zostały zawarte w tabeli 1.

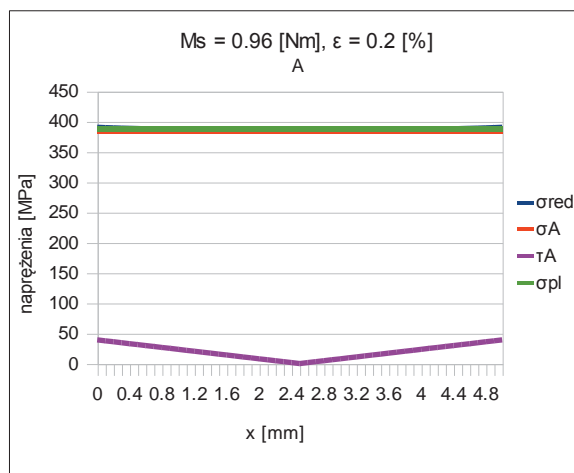
Tabela 1. Wartość siły odpowiadająca granicy plastyczności

Nr próbki	Moment skręcający [Nm]	Siła [kN]
1	0	7.6190
2	0.51	7.5536
3	0.96	7.5489
4	3.1	7.0701
5	4	6.2277

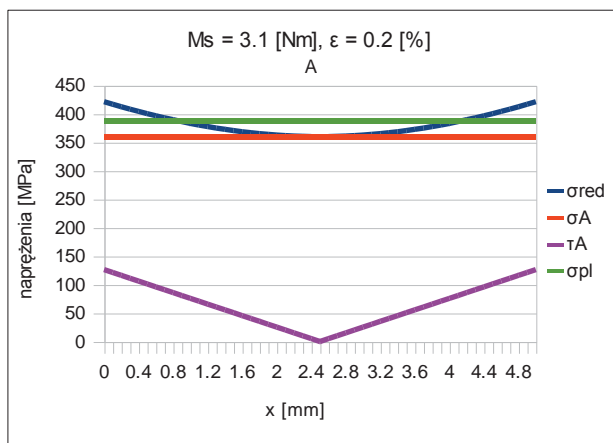
Podczas dalszej analizy wygenerowane zostały wykresy (rys. 5-8) z przebiegami naprężenia normalnego przy samym rozciąganiu σ_{pl} , oraz naprężeń zredukowanych σ_{red} , normalnych σ_A i tnących τ_A dla złożonego stanu naprężeń. Dla punktu na obwodzie próbki $x = 0$ i zmienia się w kierunku środka próbki Na podstawie tych wykresów można było zaobserwować zmiany obszaru sprężystego dla poszczególnych przypadków. Obszarowi sprężystemu odpowiada przekroczenie przez naprężenia zredukowane wartości naprężeń normalnych dla samego rozciągania. Można było dojść do wniosków, że obszar sprężysty jest tym większy im większy został zadany wstępny moment skręcający.



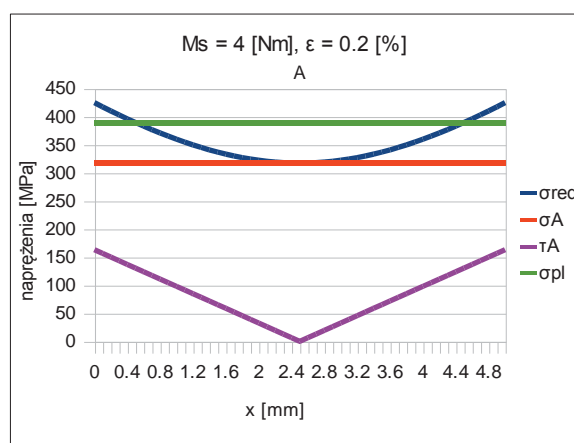
Rys. 5. Obszar sprężysty 0.51 Nm



Rys. 6. Obszar sprężysty 0.96 Nm



Rys. 7. Obszar sprężysty 3.1 Nm



Rys. 8. Obszar sprężysty 4 Nm

4. Wnioski

Najważniejszym wnioskiem z przeprowadzonych badań jest wysnucie teorii, że wstępnie skrócenie próbki obniża jej granicę plastyczności przy późniejszym rozciąganiu. Wraz ze zwiększaniem wartości zadanego wstępnie momentu skręcającego granica plastyczności obniża się coraz bardziej. Dobranie odpowiedniej metody badań często wiąże się z koniecznością przeprowadzenia badań za pomocą kilku metod i wybrania tej najbardziej trafnej. W przypadku badań mosiężnych próbek dobrana metoda badań umożliwiła uzyskanie pożądanych efektów.

Literatura

1. Dokumentacja maszyny Instron ElectroPuls E10000.
2. Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłoś Z., Wytrzymałość materiałów, tom 1-2, WNT, Warszawa 1996-1997.
3. Liu G., A novel limiting strain energy strength theory, Trans. Nonferrous Metals of China, 19, 2009, pp. 1651-1662.

PLANOWANIE EKSPERYMENTU I WALIDACJA W OPARCIU O BADANIA DOŚWIADCZALNE

inż. PAWEŁ DABKUS,

Automatyka i Robotyka, AB3, 2 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Antoni John, Prof. Pol. Śląskiej



Streszczenie. W artykule w ogólny sposób przedstawiono problem planowania eksperymentu, omówiono podstawowe wymagania stawiane badaniom doświadczalnym, oraz zastosowanie badań doświadczalnych w walidacji symulacji komputerowych.

1. Wprowadzenie

Badania doświadczalne pomimo nieustannego rozwoju modelowania numerycznego, oraz coraz dokładniejszych symulacji komputerowych, są wykorzystywane jako podstawowa i najbardziej wiarygodna metoda badawcza w niemal każdej dziedzinie techniki. Rozwój technologii równoległe do rozwoju metod komputerowych, umożliwił równoległy rozwój technik pomiarowych i doświadczalnych. Dysponuje się coraz bardziej czułymi urządzeniami pomiarowymi, dzięki rozwojowi automatycznych systemów sterowania, możliwa jest dokładniejsza kontrola całego przebiegu doświadczeń. Prowadzenie eksperymentów doświadczalnych pozostaje jednak nadal trudną metodą, a także wraz z wzrostem dokładności pomiarów - coraz bardziej kosztowną metodą. Dlatego najistotniejszym etapem przeprowadzenia doświadczeń jest faza planowania(projektowania) eksperymentu od której będzie zależała dokładność całego doświadczenia. [3]

2. Struktura logiczna eksperymentu

Głównym celem eksperymentu naukowego jest wywołanie określonego zjawiska lub zapewnienie badanemu obiektowi określonych warunków. Prowadzenie doświadczeń opiera się na kontrolowaniu istotnych, z punktu widzenia doświadczenia przyczyn, tak aby uzyskać ich skutki oraz znaleźć zależności pomiędzy zmieniającymi się parametrami. [1,2]

Eksperyment można podzielić według następującej struktury logicznej:

- ❖ problem badawczy,
- ❖ zagadnienie badawcze,
- ❖ zadanie realizacyjne,
 - hipotezy robocze,
 - metoda weryfikacji hipotez roboczych,
 - składowa empiryczna metody weryfikacji hipotez roboczych,
 - model eksperymentalny,
 - obiekt eksperymentalny,
 - czynniki eksperymentalne,
 - czynniki obserwowane,
 - warunki eksperymentu,
 - odbiór informacji eksperymentalnej,
 - ◆ rejestracja wyników,

- ◆ opracowanie wyników,
- plan eksperymentu,
- organizacja eksperymentu,
 - organizacja toku eksperymentu,
 - logistyka eksperymentu,
 - dobór i przygotowanie personelu wykonawczego,
 - likwidacja skutków eksperymentu,
 - zabezpieczenie rezerw materiałowych i kadrowych. [3]

3. Założenia do systemu projektowania eksperymentów

System projektowania eksperymentów jest zbiorem procedur prowadzących do uzyskania eksperymentu realizującego przyjęte założenia, z wystarczającą wiarygodnością, w jak najszybszym czasie, przy zachowaniu jak najniższych kosztach i możliwie zaangażowaniu najmniejszej liczby ludzi. [3]

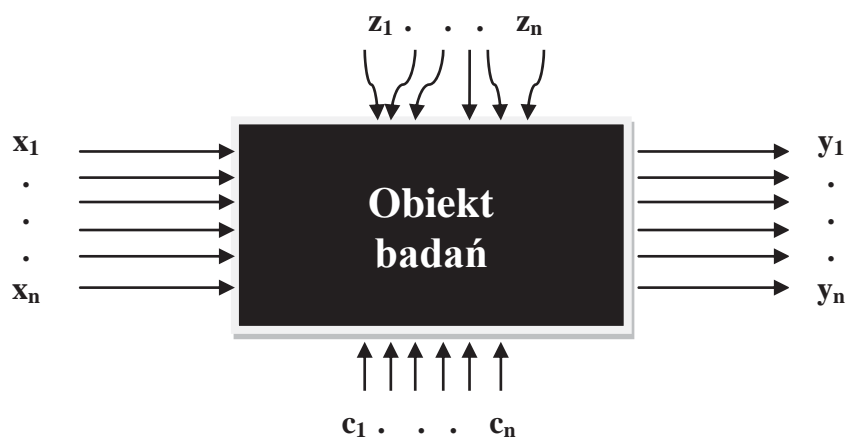


Rys. 1. Diagram systemu projektowania eksperymentów [opracowanie własne na podstawie literatury 3]

4. Analiza czynnikowa procesów

W każdym procesie badawczym, na badany obiekt oddziałuje pewien zbiór czynników. Podczas przygotowania badań należy zestawić jak najbardziej kompletny zbiór wszystkich tych elementów biorących udział w procesie badawczym, następnie podzielić je na grupy:

1. Czynniki wejściowe badane, niezależne, które w badaniach technologicznych są zmiennymi deterministycznymi (ustalone wartości w określonych przedziałach)
2. Czynniki stałe (nie zmieniają wartości). Określa się je na podstawie wpływu na badany obiekt, nie można je także traktować jako zmienne a ich wpływ z racji stałego charakteru nie jest przedmiotem obserwacji.
3. Czynniki zakłócające (niesterowane, zakłócenia), mają charakter przypadkowy i nie ma możliwości sterowania nimi.
4. Czynniki wynikowe (zależne, mierzone, wyjściowe). Można za ich pomocą określić możliwości i efektywność badanego procesu. Na skutek działania czynników zakłócających ulegają zniekształceniu i tworzą zmienne losowe. [4]



Rys. 2 Schemat funkcjonalny analizy czynnikowej procesów: x_1, \dots, x_n - czynniki wejściowe, z_1, \dots, z_n - zakłócenia, c_1, \dots, c_n - czynniki stałe, y_1, \dots, y_n - czynniki wyjściowe [4]

5. Plany statyczne zdeterminowane dwupoziomowe

Plany zdeterminowane charakteryzuje dobieranie wartości wejściowych czynników wedle określonych i uporządkowanych reguł, wykluczających losowość. Głównym założeniem jest minimalizacja liczby doświadczeń, oraz możliwe jak największe uproszczenie procesu, a także łatwość opracowania wyników. Główną wadą takich rodzajów planowania jest konieczność wykonywania badań w określonych warunkach (przy ściśle określonych parametrach realizacji), co może uniemożliwić wykorzystanie tej metody. Plany statyczne zdeterminowane dwupoziomowe można podzielić na:

1. plany dwupoziomowe bez uwzględnienia skutków interakcji,
2. plany dwupoziomowe z uwzględnieniem skutków interakcji,
3. plany dwupoziomowe selekcyjne,
4. plany dwupoziomowe z przekształceniem badanych czynników [4].

6. Plany statyczne trójpoziomowe

W planach trójpoziomowych czynniki wejściowe przybierają wartości na trzech poziomach zmienności: wyższym (oznaczanym +1), średnim (oznaczanym 0) i niższym (oznaczanym -1). Plany trójpoziomowe oznaczają się symbolem PS/DK 3^n (statystyczne, zdeterminowane, kompletne o trzech poziomach zmienności i n czynnikach wejściowych). Może być on problematyczny z powodu metody wykonywania niektórych doświadczeń w odległościach wyznaczanych położeniem tzw. punktu gwiazdowego. Bardziej wygodny jest plan (program) doświadczeń Hartleya, stosowany najczęściej w przypadku czterech lub pięciu czynników wejściowych. Wymaga on przeprowadzenia doświadczeń tylko na trzech równo odległych od siebie poziomach zmienności czynników wejściowych, liczba doświadczeń jest tylko niewiele większa niż liczba wyrazów wyznaczanego wielomianu. Plany Hartleya są dużo wydajniejsze niż plany typu PS/DK 3^n (zwłaszcza dla większej liczby czynników wejściowych) oraz dużo łatwiejsze do realizacji niż inne plany trójpoziomowe [4].

7. Walidacja z wykorzystaniem badań doświadczalnych

Walidacja jest procesem potwierdzającym, przez przedstawienie obiektywnego dowodu, że zostały spełnione wymagania dotyczące konkretnego zamierzonego użycia lub zastosowania. Dowodem obiektywnym mogą być wyniki uzyskane z przeprowadzonych badań doświadczalnych [5]. Walidacja w oparciu o badania doświadczalne jest często stosowana, na przykład w celu zweryfikowania przygotowanego modelu numerycznego. Porównując wyniki uzyskane w badaniach eksperymentalnych, z wynikami uzyskanymi podczas symulacji komputerowej można określić, czy w pewnych określonych warunkach model numeryczny odpowiada układowi rzeczywistemu. Umożliwia to częściowe zastąpienie badań doświadczalnych symulacjami. Ma to szczególne znaczenie w przypadku drogiej i czasochłonnej badań (na przykład badania zmęczeniowe), dostęp do sprzętu pomiarowego jest ograniczony, a także w przypadku gdy prowadzone są badania w trudno dostępnych miejscach.

Literatura

1. Leszek W., Badania empiryczne. Wybrane zagadnienia metodyczne. ITE, Radom 1997.
2. Leszek W., Zasady eksperymentowania. Materiały dla Studiów Doktoranckich i Podyplomowych, Nr 6, WPP, Poznań 1977.
3. Leszek W., Mazurkiewicz A., Trzos M., Projektowanie eksperymentalnych systemów badawczych w budowie i eksploatacji maszyn, ITE, Radom (1999).
4. Korzyński M., Metodyka eksperymentu. Planowanie, realizacja i statystyczne opracowanie wyników eksperymentów technologicznych, WNT, Warszawa (2006).
5. Norma PN-EN ISO 9000.

NUMERYCZNA ANALIZA WARIANTOWA RAM PŁASKICH

inż. ASTRID DEJA

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Adam Długosz



Streszczenie. Przedmiotem projektu była numeryczna analiza wariantowa ram płaskich. Do analizy wybrano rzeczywisty ustrój nośny jakim jest dźwignica do wyciągania silników samochodowych. Rozpatrywane konstrukcje ramowe poddano obciążeniom w celu wyznaczenia maksymalnych ugięć, przemieszczeń oraz naprężeń. Głównym celem przeprowadzonych analiz numerycznych było dobranie optymalnej konstrukcji przenoszącej zadane obciążenie, przy minimalnej masie własnej. Analizy wytrzymałościowe przeprowadzono Metodą Elementów Skończonych (MES).

1. Wprowadzenie

Dźwignice zaliczane są do środków transportu wewnętrznego. Maszyny te umożliwiają przemieszczanie ładunków w pionie i poziomie. Zasadnicze zadanie konstrukcji nośnych polega na przejęciu i przeniesieniu wszelkich obciążeń działających na dźwignicę w czasie eksploatacji. Do dźwignic prostych zalicza się m. in. żurawie, w których zasadniczym elementem nośnym, przenoszącym obciążenie jest wysięgnik z podwieszonym urządzeniem chwytającym. Może on wykonywać ruch w dwóch płaszczyznach: pionowej i poziomej.

2. Obciążenia konstrukcji nośnych dźwignic

Rozwiązania konstrukcyjne dźwignic poddano obciążeniom pochodzącym od ładunku brutto, a także sił ciężkości części dźwignicy. W obliczeniach wytrzymałościowych pominięto wpływ obciążeń nieregularnych i wyjątkowych na konstrukcję nośną.

Do podstawowych elementów służących do podnoszenia i przemieszczania ładunków zaliczyć można m.in: zawiesia, oraz wciągarki, a ich dobór uzależniony jest od masy ładunku użytecznego. Uwzględniając powyższe dobrano wciągarkę typu CPV 02-08 U. W celu zamocowania wciągarki przy żurawiach dobrano zawiesie kłamrowe typu LT 1 B.

Na poszczególne elementy konstrukcji nośnych zastosowano znormalizowaną stal konstrukcyjną S275. Naprężenia dopuszczalne dla stali konstrukcyjnej przyjęto, korzystając z warunku plastyczności określonego wzorem:

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

Współczynnik bezpieczeństwa n uprzednio dobrano, wyliczając z zależności podanej poniżej:

$$n = n_1 n_2 n_3 n_4 \quad (2)$$

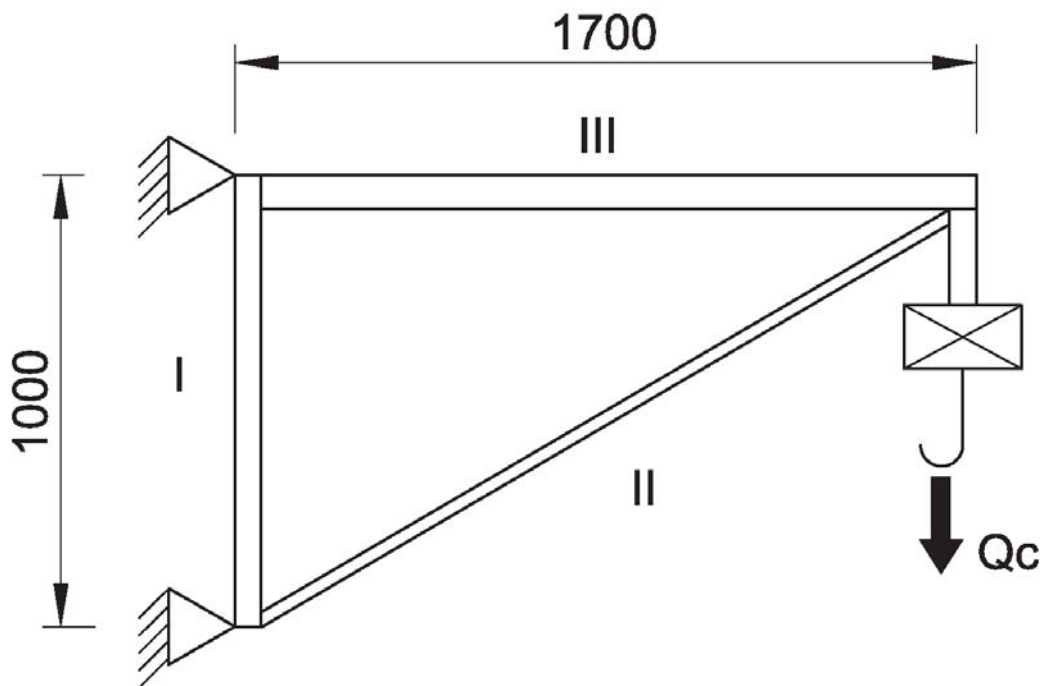
gdzie: n_1 - współczynnik pewności założeń, n_2 - współczynnik ważności przedmiotu, n_3 - współczynnik jednorodności materiału, n_4 - współczynnik zachowania wymiarów [1].

Obciążenie całkowite konstrukcji żurawia - Q_{cz} jest sumą obciążenia pochodzącego od ładunku użytecznego - Q_{lu} oraz obciążenia dodatkowego pochodzącego od wciągarki i zawiesia - Q_{dz} . Ładunkiem użytecznym w analizowanym przypadku był silnik samochodowy o masie maksymalnej 250 kg. Założono, że silnik jest zamocowany do wciągarki w środku ciężkości.

$$Q_{cz} = Q_{lu} + Q_{dz} \quad (3)$$

3. Model konstrukcji nośnej

Konstrukcję nośną żurawia założono w postaci ramy płaskiej, jak przedstawiono na rys. 1. Na rysunku zaznaczono również wymiary rzeczywiste konstrukcji. Żuraw utwierdzono sztywno do ściany. Na pręt pionowy oznaczony jako I, wybrano rurę stalową okrągłą, w celu zwiększenia wytrzymałości na wyboczenie. Na pręty oznaczone symbolem II zastosowano odpowiednio: rurę stalową okrągłą, teownik. Na pręty oznaczone symbolem III zastosowano odpowiednio następujące profile: pręt okrągły stalowy, rurę stalową okrągłą, teownik. Do pręta oznaczonego symbolem III przyspawano płaskownik, do którego następnie zamocowano wciągarkę typu CPV 02-08 U. Elementy konstrukcji przyjęto ze stali, w celu umożliwienia łatwego połączenia elementów technologią spawania. Żuraw obciążono na końcu belki oznaczonej jako III siłą o wartości $F = Q_c = 2735$ [N].



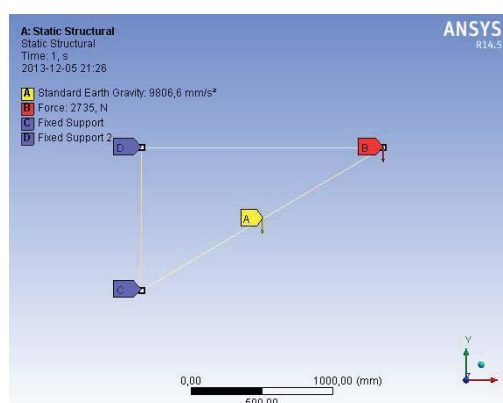
Rys. 1. Rysunek poglądowy konstrukcji nośnej

W celu zoptymalizowania konstrukcji nośnej żurawia rozważono sześć przypadków, w których dokonano odpowiednio zmiany przekrojów oraz wielkości zastosowanych profili. Do budowy poszczególnych prętów w kolejnych rozwiązaniach konstrukcyjnych żurawia zastosowano odpowiednio następujące przekroje o wymiarach podanych w tabeli 1.

Tabela 1. Rozwiązania konstrukcyjne żurawia

Rodzaj rozwiązania konstrukcyjnego	1. [mm]	2. [mm]	3. [mm]	4. [mm]	5. [mm]	6. [mm]
I	rura okrągła stalowa D=21,3 ; d=17,3	rura okrągła stalowa D=21,3 ; d=17,3	rura okrągła stalowa D=21,3 ; d=17,3	rura okrągła stalowa D=21,3 ; d=17,3	rura okrągła stalowa D=21,3 ; d=17,3	rura okrągła stalowa D=21,3 ; d=17,3
II	teownik 50x50x6	teownik 40x40x5	rura okrągła stalowa D=42,4 ; d=37,4	rura okrągła stalowa D=33,7 ; d=27,7	rura okrągła stalowa D=42,4 ; d=37,4	teownik 50x50x6
III	pręt okrągły stalowy d1=10	pręt okrągły stalowy d1=10	pręt okrągły stalowy d1=10	rura okrągła stalowa D=42,4 ; d=37,4	teownik 50x50x6	rura okrągła stalowa D=21,3 ; d=17,3

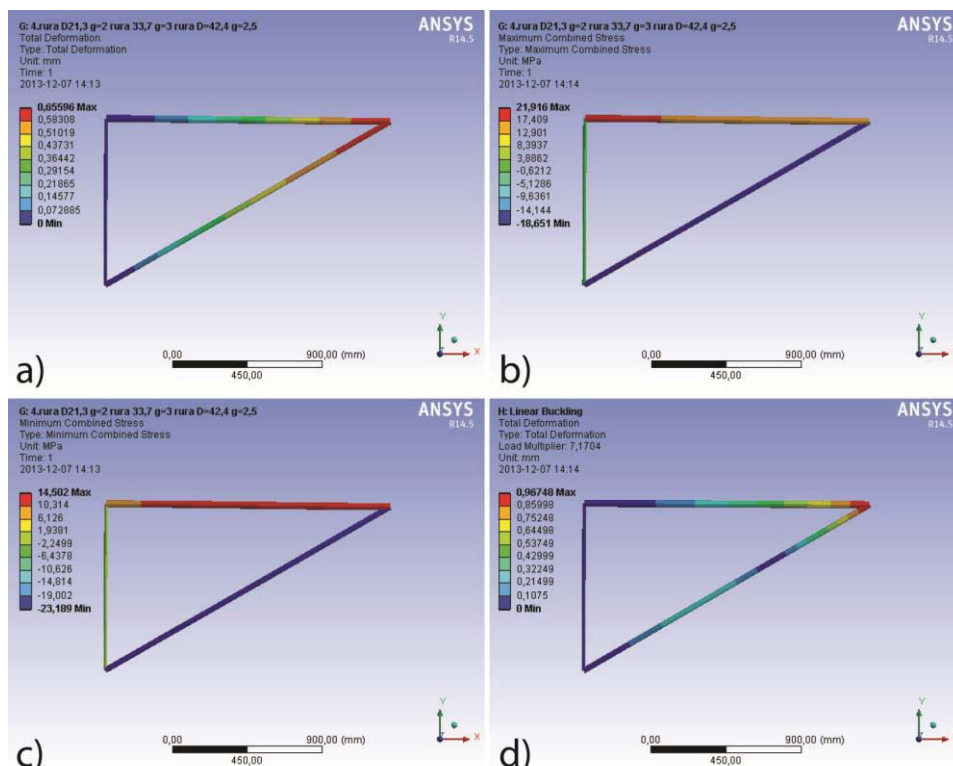
W analizie statycznej uwzględniono warunki brzegowe, które zostały przyłożone jak pokazano na rys. 2. Warunek A - uwzględnia ciężar własny żurawia, warunek B – w postaci siły skupionej reprezentuje obciążenie całkowite działające na konstrukcję nośną, warunki C i D – odbierają wszystkie stopnie swobody (utwierdzenie sztywne). Poszczególne pręty żurawia zamodelowano przy użyciu elementów 1D belkowych trójwęzłowych o kwadratowych funkcjach kształtu. Następnie dokonano podziału całej konstrukcji nośnej na elementy skończone.



Rys. 2. Warunki brzegowe analizy statycznej żurawia

4. Wyniki analizy wytrzymałościowej

Analizy wytrzymałościowe przeprowadzono przy pomocy programu ANSYS Workbench v. 14.5. Wyniki analizy statycznej dla konstrukcji optymalnej przedstawiono na rys. 3. Opcje *Maximum Combined Stress* (maksymalne naprężenia wypadkowe) oraz *Minimum Combined Stress* (minimalne naprężenia wypadkowe) obrazują naprężenia całkowite pochodzące zginania i rozciągania lub ściskania. Przy czym w obliczeniach wytrzymałościowych uwzględniono naprężenia maksymalne co do wartości bezwzględnej. Wyznaczone w ten sposób naprężenia w ramie wynoszą 23,19 [MPa], nie przekraczając tym samym naprężeń dopuszczalnych $\sigma_{dop} = 96,83$ [MPa]. Przemieszczenia wypadkowe (*Total Deformation*) wynoszą 0,66 [mm]. Wartość mnożnika obciążenia (*Load Multiplier*) wynosi 7,17, spełniając tym samym wymagania dotyczące wartości współczynnika bezpieczeństwa na wyoboczenie. Masa całej konstrukcji wynosi 9,61 [kg].



Rys. 3. Wyniki analizy statycznej rozwiązania optymalnego żurawia:
a) przemieszczenia wypadkowe, b) maksymalne naprężenia wypadkowe, c) minimalne naprężenia wypadkowe, d) wartość mnożnika obciążenia

Analizując uzyskane wyniki można zauważyć, że największe naprężenia pochodzące od ściskania występują w pręcie II, a naprężenia pochodzące od rozciągania występują w pręcie III, co zobrazowano na rys. 3. b),c) i d). Ze względu na największą wytrzymałość konstrukcji odpowiednio na: rozciąganie, ściskanie oraz wyboczenie do jej wykonania zastosowano na wszystkie pręty rurę stalową okrągłą.

5. Wnioski

Po przeprowadzonych analizach wytrzymałościowych wnioskuje się, iż optymalna konstrukcja ramy płaskiej jest odporna na obciążenia statyczne. Spełnia ona również wymagania dotyczące minimalnej masy własnej konstrukcji. Z racji tego urządzenia te można przeznaczyć do eksploatacji.

Literatura

1. Bąk R., Burczyński T., Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, WNT, Warszawa (2013)
2. Łączek S., Przykłady analizy konstrukcji w systemie MES ANSYS-WORKBENCH v. 12.1, Politechnika Krakowska, Kraków (2012)
3. Piątkiewicz A., Sobolski R., Dźwignice tom I, wyd. III zmienione i uzupełnione, WNT, Warszawa (1977)
4. PN-EN 10219-2:2006 Kształtowniki zamknięte ze szwem wykonane na zimno ze stali konstrukcyjnych niestopowych i drobnoziarnistych
5. <http://www.cmco-polska.pl> z dn. 29.11.2013

ANALIZA MEB WPLYWU DEFECTÓW MATERIAŁOWYCH NA KSZTAŁT WZRATAJĄCYCH PĘKNIĘĆ

inż. BARBARA DUDA

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 2 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej



Streszczenie. W artykule omówiono zastosowanie dualnej metody elementów brzegowych do modelowania układów z pęknięciem. Przedstawiono kryterium maksymalnego naprężenia obwodowego do wyznaczania kierunku przyrostu pęknięcia. Przeprowadzona analiza dotyczy wpływu położenia defektów materiałowych w postaci pustek na kierunek propagacji pęknięcia. Symulację wykonano w programie Cracker.

1. Dualna metoda elementów brzegowych

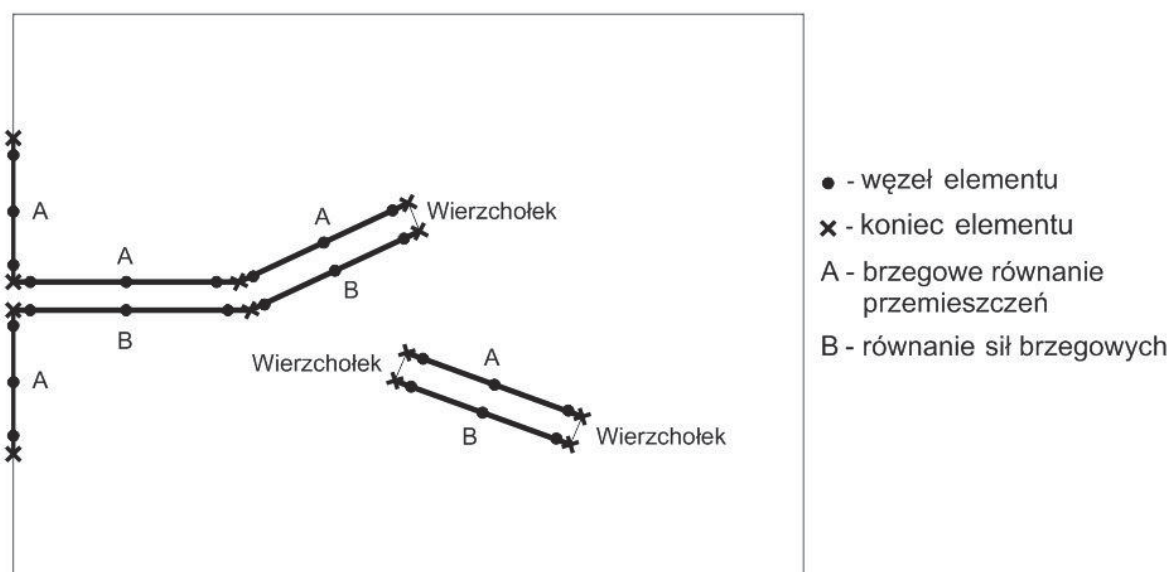
Ogólny problem pęknięcia nie może zostać rozwiązany z bezpośrednim zastosowaniem metody elementów brzegowych, ponieważ pokrywanie się brzegów pęknięcia powoduje uzyskanie osobliwego układu równań algebraicznych.

Dualna metoda elementów brzegowych, to technika pozwalająca ominąć trudność modelowania, dzięki stosowaniu dwóch niezależnych równań całkowych na dwu powierzchniach pęknięcia:

- brzegowego równania przemieszczeniowego;
- równania sił brzegowych.

Chociaż droga całkowania jest wciąż taka sama, uzyskuje się niezależne równania algebraiczne. Jest to najbardziej ogólna procedura modelowania pęknięć, która umożliwia analizę elementami brzegowymi struktur z pęknięciem.

Strategię modelowania układu z pęknięciem przedstawiono na rysunku 1 [1, 2].



Rys. 1. Dyskretyzacja w dualnej metodzie elementów brzegowych [1]

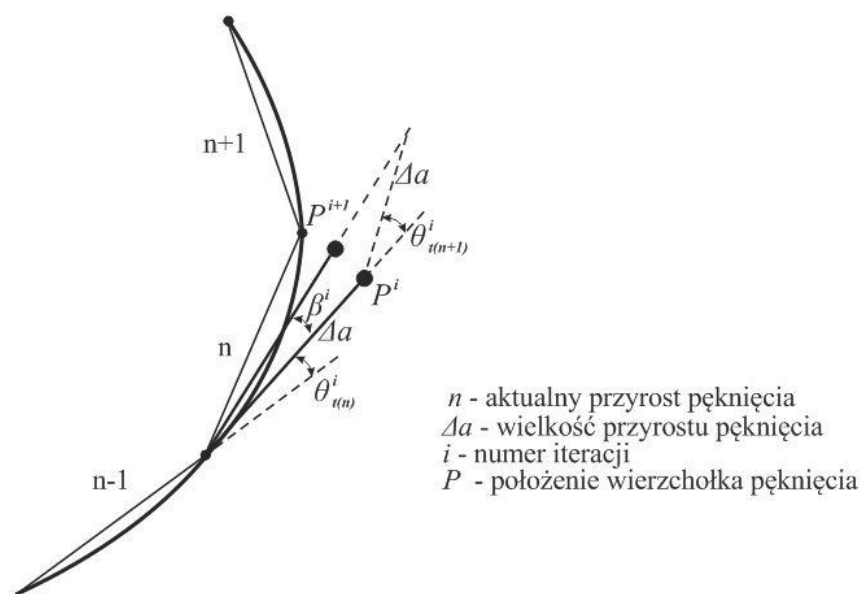
2. Kryterium maksymalnego naprężenia obwodowego

Kryterium maksymalnego naprężenia obwodowego mówi o tym, iż wzrost pęknięcia wystąpi w kierunku prostopadłym do kierunku największego naprężenia obwodowego w wierzchołku pęknięcia. Tak więc warunek, że lokalne naprężenia styczne są równe zero determinuje lokalny kierunek wzrostu pęknięcia θ_i , a mianowicie:

$$K_I \sin \theta_t + K_{II} (3 \cos \theta_t - 1) = 0, \quad (1)$$

gdzie: θ_i to współrzędna kątowa stycznej do pęknięcia o początku w wierzchołku pęknięcia [2].

Maksymalne naprężenia obwodowe, jako ciągłe kryterium, nie uwzględniają dyskretnej postaci wzrostu. W związku z tym, w analizie wzrostu pęknięcia kierunek przewidywany za pomocą powyższego równania musi zostać skorygowany, aby otrzymać kierunek rzeczywistego przyrostu pęknięcia. Sposób przeprowadzenia korekcji przedstawiono poniżej na rysunku 2 [1, 2].



Rys. 2. Sposób określania kierunku wzrostu pęknięcia [1, 2]

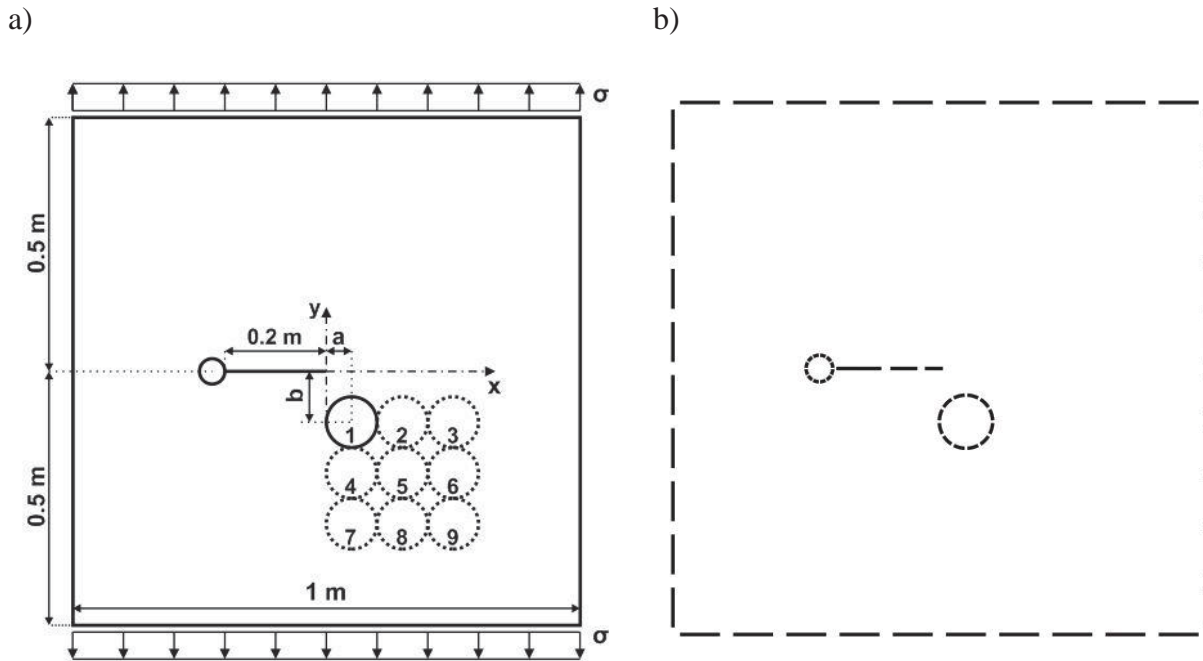
3. Przykład numeryczny

Rozpatrzono układ w postaci kwadratowej tarczy o wymiarach 1 m x 1 m, z otworem o średnicy 0.05 m wraz z pęknięciem krawędziowym o długości 0.2 m. Do tarczy przyłożono obciążenie w postaci sił brzegowych o natężeniu $\sigma = 1 \text{ MN/m}^2$. Moduł sprężystości podłużnej materiału wynosi $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, natomiast moduł Poissona $\nu = 0.25$.

Proces pęknięcia rozpoczął się przy obciążeniu cyklicznym o współczynniku asymetrii cyklu $R = 2/3$. Stałe materiałowe niezbędne w równaniu Parisa przyjęto jako: $C = 4.624 \cdot 10^{-12}$ oraz $m = 3.3$. Założono, iż przyrost pęknięcia następuje o długość Δa równą długości elementu w wierzchołku pęknięcia. Przeprowadzono analizę dla 10 przyrostów.

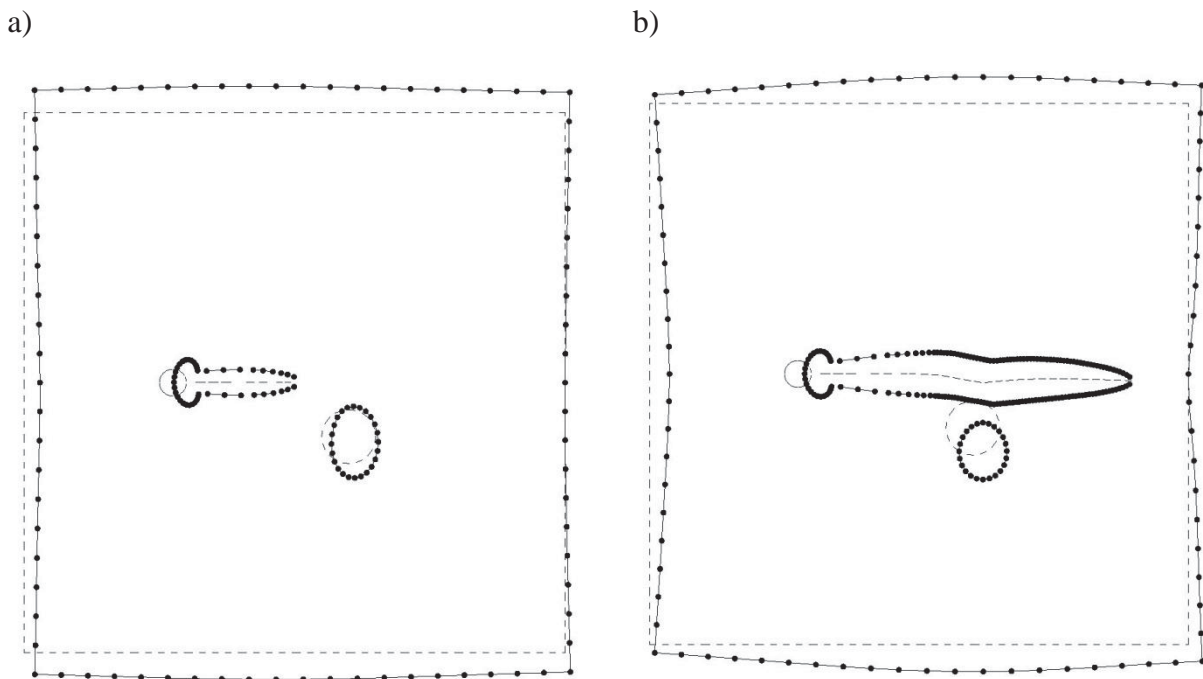
Celem analizy było określenie wpływu defektów materiałowych w postaci pustek na kierunek pęknięć. Badanie przeprowadzono dla różnych położenia defektu kołowego o średnicy 0.1 m. Położenie środka pustki w osi x , wynosi kolejno $a \in (0.05, 0.15, 0.25)$, natomiast w osi y należy do zbioru $b \in (0.1, 0.2, 0.3)$.

Poglądową geometrię przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Geometria badanego układu: a) wymiary tarczy wraz z położeniem pustek, b) sposób dyskretyzacji dla przypadku pierwszego

Dodatkowo na rysunku 4a przedstawiono odkształcenia tarczy, w wyniku analizy statycznej oraz analizy wzrostu pęknięcia (rysunek 4b), dla przypadku pierwszego.

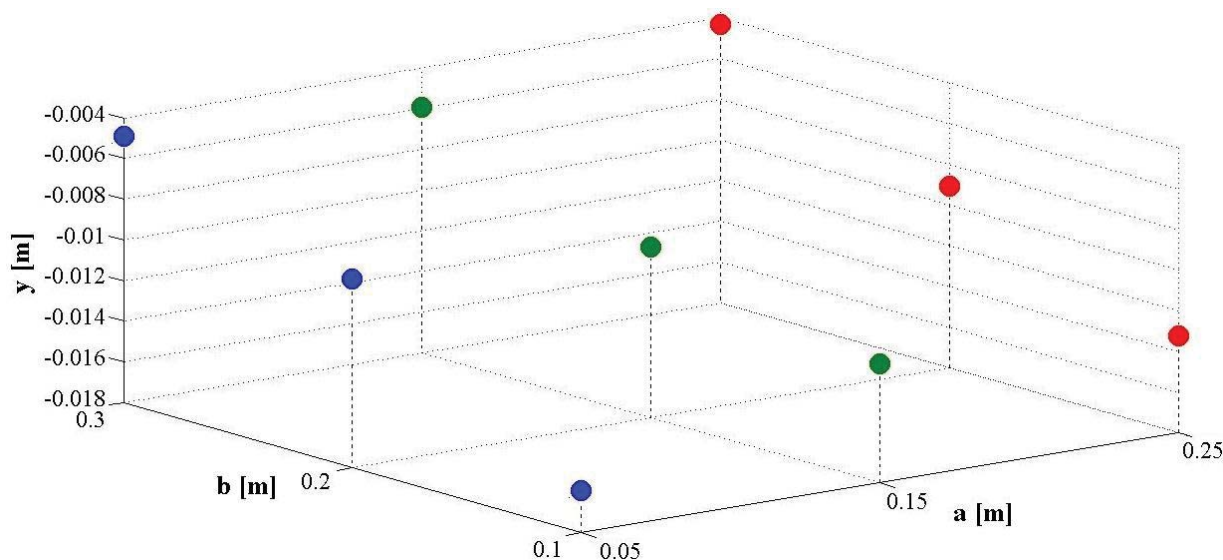


Rys. 4. Wyniki analizy dla przypadku pierwszego: a) statycznej, b) wzrostu pęknięcia

W wyniku analizy otrzymano maksymalne wychylenia pęknięcia w osi y, których wartości zawarto w tabeli 1, oraz przedstawiono graficznie na rysunku 5.

Tabela 1. Wartości maksymalnego wychylenia w osi y dla poszczególnych przypadków

Przypadek	y [m]	Przypadek	y [m]	Przypadek	y [m]
1	-0.016060	2	-0.012150	3	-0.013280
4	-0.008661	5	-0.009807	6	-0.009263
7	-0.004745	8	-0.005974	9	-0.004339



Rys. 5. Wpływ położenia pustki na wielkość wychylenia

4. Podsumowanie

Za pomocą dualnej metody elementów brzegowych można z powodzeniem przeprowadzić analizę wpływu defektów materiałowych, w postaci pustek, na wzrost pęknięcia. Wystąpienie pustki powoduje odchylenie kierunku wzrostu pęknięcia w stronę, gdzie znajduje się defekt. Im pustka znajduje się bliżej wierzchołka pęknięcia, tym jej wpływ na kierunek wzrostu jest większy.

Literatura

1. Portela A. Aliabadi M.H., Crack growth analysis using boundary elements, Computational Mechanics Publications, Southampton and Boston (1993).
2. Beluch W. Analiza wrażliwości i optymalizacja ewolucyjna układów mechanicznych z pęknięciami, Rozprawa doktorska, Gliwice (2000).

PROJEKT I ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA WAHACZA KOŁA NOŚNEGO W PLATFORMIE GAŚNIENICOWEJ

OLAF DUDEK

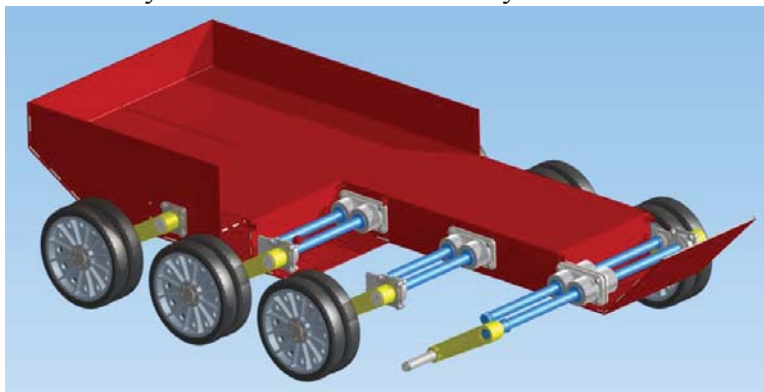
Mechanika i Budowa Maszyn, 2 rok, 1 stopień
Opiekunowie naukowci: dr inż. Grzegorz Działkiewicz,
dr inż. Jacek Ptaszny



Streszczenie. Celem pracy było zaprojektowanie i analiza wytrzymałościowa wahacza – elementu zawieszenia dla koła nośnego w platformie gaśnicowej. Wykonano modele geometryczne oraz modele numeryczne, aby następnie przeprowadzić analizę wytrzymałościową, korzystając z metody elementów skończonych. Badano wpływ długości i kształtu przekroju poprzecznego wahacza na naprężenia, celem optymalizacji konstrukcji. Obliczenia numeryczne przeprowadzono za pomocą systemu ANSYS 14.5.

1. Wprowadzenie

Pojazdy gaśnicowe od ponad wieku służą nie tylko na polu militarnym, ale również cywilnym. Ich duży potencjał w połączeniu z coraz lepszą technologią, pozwala wykonywać bardziej skomplikowane zadania. Jednym z najbardziej istotnych podzespołów jest zawieszenie. Każde koło nośne pojazdu gaśnicowego jest przymocowane do kadłuba za pomocą wahacza. Do niego również mocowane są dalsze komponenty zawieszenia, tj. resor oraz amortyzator. Jak pokazano na Rys. 1, koło nośne zamocowane jest do wahacza, ten zaś do kadłuba. Resor stanowi układ drążków skrętnych, z jednej strony zamocowanych do wahacza, z drugiej na sztywno do kadłuba pojazdu. Specjalne położenie drążków pozwala na symetryczne rozmieszczenie osi kół nośnych o wahaczach wleczonych. Wahacz stanowi ruchomy element podwozia obracający się cyklicznie wokół stałej osi. Dany element jest narażony na działanie dużych sił oraz drgań. Projektując wahacz należy rozpatrzyć jego stan statyczny, dynamiczny, stan obciążenia i naprężenia, w aspekcie wytrzymałości, również zmęczenie [1].

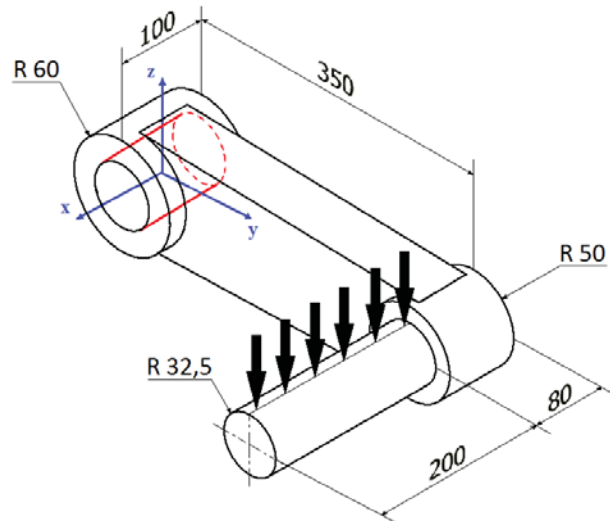


Rys. 1. Widok zawieszenia platformy gaśnicowej wraz z kołami

2. Założenia konstrukcyjne wahacza

Ramię wahacza (Rys. 2) stanowi odlew ze staliwa 340-550W i jest zespołem tulei połączonych między sobą. Pierwsza tuleja $\varnothing 68$ spełnia rolę mocowania do drążka skrętnego i kadłuba, za pomocą połączenia wielopustowego. W drugiej tulei $\varnothing 65$ osadzony jest wał o tej samej średnicy i długości 200 mm, na tym zaś koło nośne pojazdu. Odległość pomiędzy

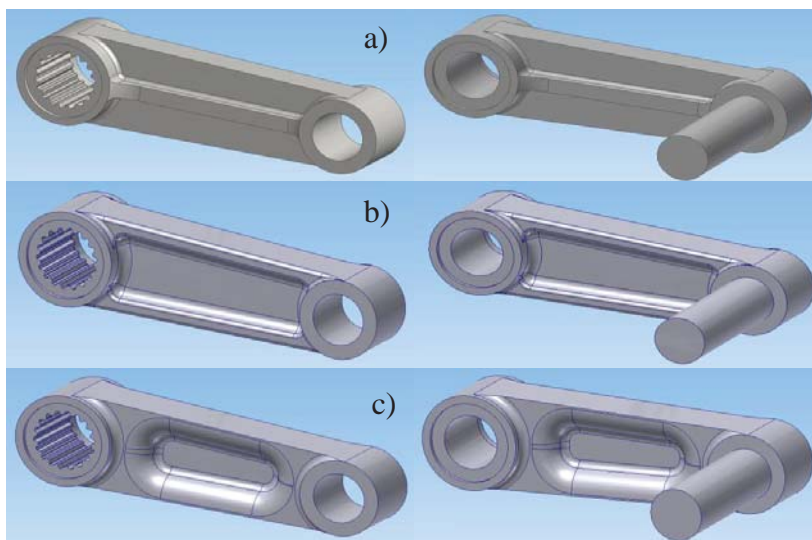
osiąmi tulei wynosi 350 mm. Wymiar ten został dobrany z uwzględnieniem kąta skreśtu drążków oraz potrzebnego skoku koła nośnego. W badanym wahaczu konieczne jest modelowanie wału koła nośnego. Wał i wahacz dla potrzeb analizy stanowią jedną bryłę z tego samego materiału. Siły zadane na wał pozwolą przybliżyć stan obciążenia wahacza istniejący w konstrukcji. Spowodowane to jest tym, że wahacz poddany jest zginaniu i skręcaniu względem osi y . Jako model obciążenia przyjęto obciążenie ciągłe o wypadkowej $Q=50$ kN, rozłożone wzdłuż osi wału wg Rys. 2. Dla potrzeb analizy wytrzymałościowej usunięto z modelu wielowypust. Dla geometrii oznaczonej linią przerywaną czerwoną na Rys. 2 przemieszczenia węzłowe są równe zeru. Wartość obciążenia Q jest to wartość minimalna jaką powinien przenieść wahacz bez przekroczenia granicy plastyczności staliwa. Masa całkowita platformy w założeniach to 5 t. Przy ośmiu kołach nośnych siła statyczna oddziałująca na wahacz wynosi 6,25 kN. Należy zauważyć, iż podczas ruchu pojazdu, pokonuje on przeszkody, m.in. typu kłoda, wtedy obciążone są dwa wahacze z siłą 25 kN. Przyjęta wartość Q dotyczy sytuacji, w której to pojazd zeskakuje ze skarpy na kamień. Wówczas cała masa pojazdu wspiera się na jednym kole, stąd wartość przybliżona do masy pojazdu. Przyjęto następujące dane materiałowe dla staliwa 340-550W: moduł Younga $E=220$ GPa, współczynnik Poissona $\nu=0.4$, gęstość $\rho=7840$ kg/m³, granica plastyczności $R_e=340$ MPa [1][3].



Rys. 2. Geometria i warunki brzegowe wahacza pojazdu

3. Model geometryczny wahacza

Wahacz został zaprojektowany za pomocą oprogramowania Autodesk Inventor 2013. W trakcie procesu powstały trzy różne koncepcje konstrukcji o tej samej masie. Każdy



wariant wahacza waży 18 kg i różni się od pozostałych geometrią części, która przenosi obciążenia zginające i skręcające. Kolejne koncepcje wahaczy mają większy przekrój poprzeczny w celu uzyskania wyższej sztywności na skręcanie i zginanie oraz większe promienie zaokrągleń, aby uniknąć wpływu karbu.

Rys. 3. Warianty wahaczy (z lewej) oraz ich wersje do analizy MES (po prawej): a) wariant 1, b) wariant 2, c) wariant 3

4. Wyniki analizy wytrzymałościowej

Tabela 1 przedstawia charakterystyczne wartości wyników z analizy przy pomocy programu Ansys 14.5 z ujęciem gęstości siatki (Rys. 4), gdzie L_{max} – maksymalna wartość przemieszczenia wypadkowego wahacza, σ_{max} – maksymalne naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera. Rys. 5 przedstawia rozkład przemieszczeń wypadkowych dla trzech wariantów wahaczy przy zastosowaniu siatki normalnej w programie Ansys 14.5. W analizach zastosowano elementy skończone czworokątne. W obliczeniach pominięto wpływ masy samego ramienia wahacza.

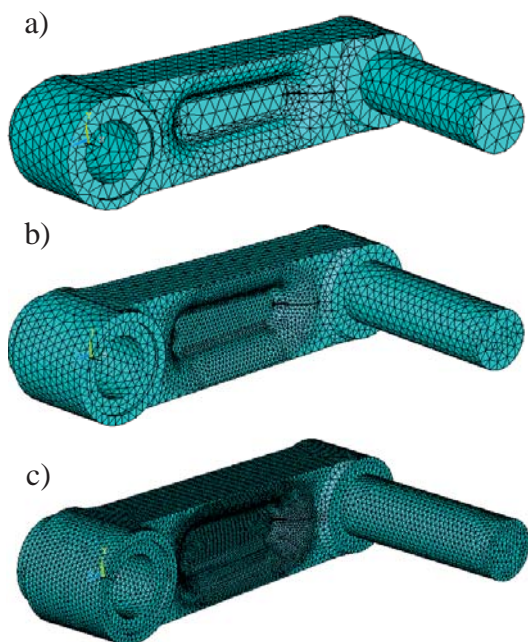
Tabela 1. Wyniki analizy wytrzymałościowej w programie Ansys 14.5

	Wariant 1		Wariant 2		Wariant 3	
Siatka	L_{max} [mm]	σ_{max} [MPa]	L_{max} [mm]	σ_{max} [MPa]	L_{max} [mm]	σ_{max} [MPa]
Zgrubna	0,78	289,8	0,92	361,2	0,93	257,2
Normalna	0,84	286,1	1,1	341,8	1,03	297,3
Gęsta	0,93	311,9	0,9	349,5	0,98	282,8

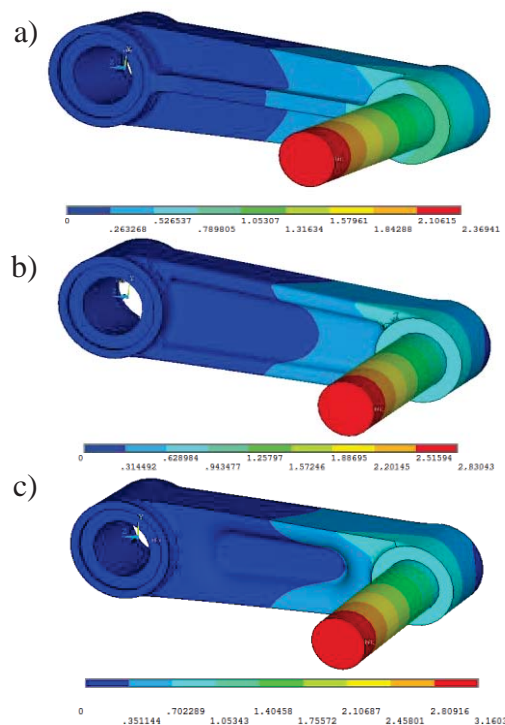
Badania były prowadzone równolegle za pomocą modułu analizy MES systemu Autodesk Inventor 2013, gdzie przyjęto inny sposób obciążenia (Tabela 2).

Tabela 2. Wyniki analizy wytrzymałościowej w programie Autodesk Inventor 2013

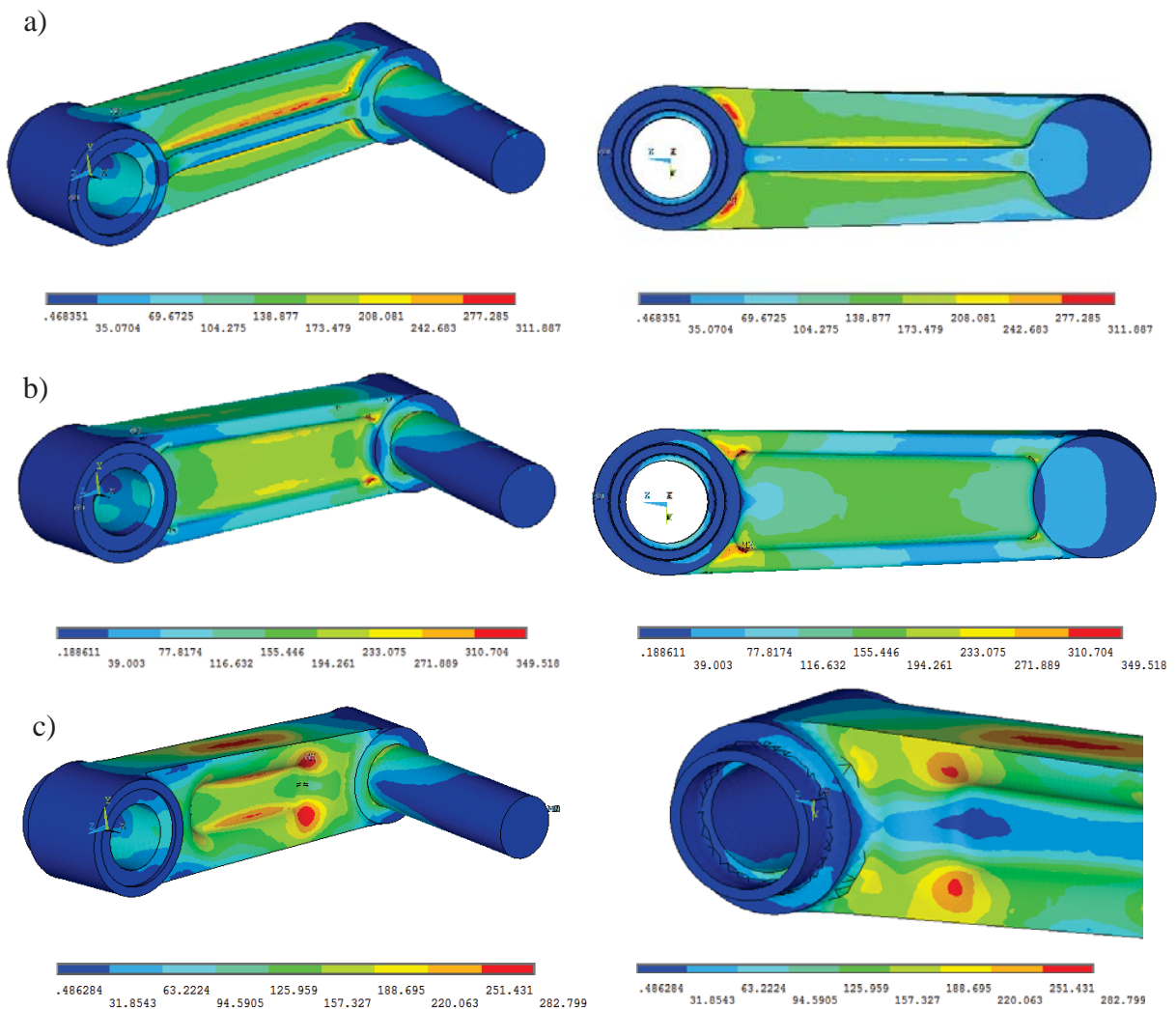
	Wariant 1		Wariant 2		Wariant 3	
Siatka	L_{max} [mm]	σ_{max} [MPa]	L_{max} [mm]	σ_{max} [MPa]	L_{max} [mm]	σ_{max} [MPa]
Zgrubna	1,7	369,1	1,6	385,7	1,7	334,7
Normalna	1,7	389,9	1,6	389,4	1,7	333,5
Gęsta	1,7	390,1	1,6	404,3	1,7	340,1



Rys. 4. Warianty siatki elementów skończonych.
a) zgrubna, b) normalna, c) gęsta



Rys. 5. Rozkład przemieszczeń wypadkowych dla 3 wariantów wahaczy



Rys. 6. Rozkład naprężeń redukowanych wg hipotezy Hubera dla trzech wariantów konstrukcji wahaczy wyznaczonych za pomocą programu Ansys 14.5

5. Wnioski

Otrzymane wyniki analiz dla różnych rodzajów siatki są podobne ze względu na miejsce występowania spiętrzeń naprężeń (Rys. 6). W wyniku analizy przedstawionych modeli, określono optymalne rozwiązanie, którym okazał się wariant 3 z najmniejszymi naprężeniami przy zadanej masie. Współczynnik bezpieczeństwa wyniósł 1,21 względem granicy plastyczności staliwa. Istotny jest tutaj wpływ karbu przy małych zaokrągleniach, co powoduje spiętrzenie naprężeń. Ciekawym zjawiskiem jest fakt, iż przy zakładanym wzroście sztywności wraz z kolejnymi wariantami wahaczy, sztywność wariantu 3 jest najmniejsza wg Tabeli 2 pomimo wzrostu wytrzymałości.

Literatura

1. Burdziński Z., Teoria ruchu pojazdu gąsienicowego, WKŁ, Warszawa (1972).
2. Bąk R., Burczyński T., Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, WNT, Warszawa (2001).
3. Dobrzański L.A., Podstawy nauki o materiałach, WNT, Warszawa (2002).
4. Zagrajek T., Krzesiński G., Marek P., Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji, WPW, Warszawa (2005).

ANALIZA WPLYWU PARAMETRÓW ZAWORU CV INTAKE TOP BLEED NA PARAMETRY PRZEPLYWU

inż. JAKUB GIOŁBAS, inż. PIOTR MAZUR
Mechanika i Budowa Maszyn, ZMB3, 1 rok, 2 stopień
Opiekunowie naukowci: dr inż. Grzegorz Kokot,
dr inż. Damian Sławik

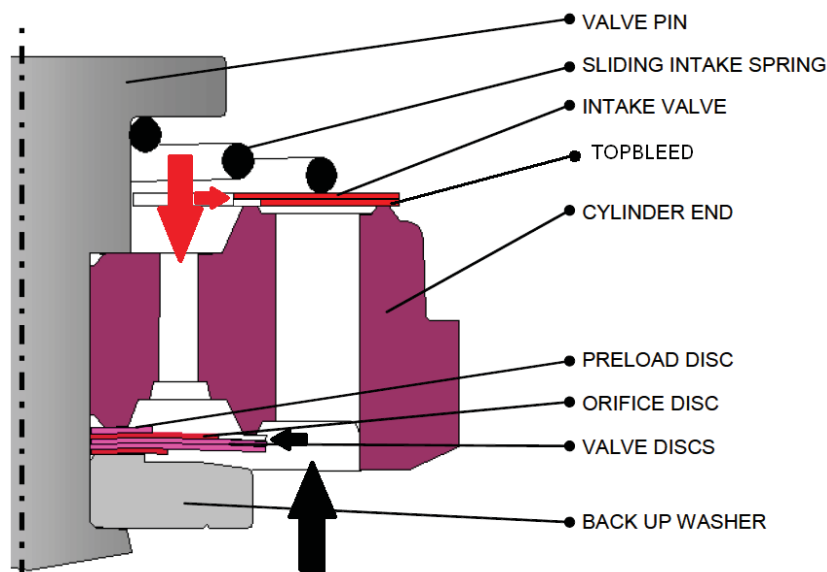


Streszczenie. Celem projektu była analiza wpływu zmieniania trzech części składowych zaworu dolnego na jego charakterystykę pracy, a ściślej na zależność ciśnienia oleju od prędkości jego przepływu. Badane były dyski Orifice Disc i TopBleed oraz sprężyny Intake Spring w osiemnastu różnych prototypowych złożeniach. Projekt prowadzono we współpracy z firmą Tenneco Automotive Eastern Europe Sp. z o.o., gdzie przeprowadzono badania doświadczalne testowanych zaworów. W naszym projekcie inżynierskim przedstawiliśmy wyniki przeprowadzonych badań, ich opracowanie i wnioski.

1. Wprowadzenie

Temat naszego projektu inżynierskiego to Analiza wpływu parametrów zaworu „CV intake top bleed” na parametry przepływu. Zawór CV, którego skrót pochodzi od angielskiej nazwy Compression Valve, to zawór ruchu ściskania (inaczej mówiąc zawór denny, zawór dolny) w amortyzatorze dwururowym. Słowo intake oznacza, że badana jest jego charakterystyka podczas ruchu rozciągania amortyzatora. TopBleed to jeden z jego komponentów składowych. Został on wymieniony w nazwie projektu, ponieważ nie zawsze występuje on w zaworach dolnych.

W czasie ruchu rozciągania (w języku angielskim rebound) w przestrzeni między unoszącym się tłokiem a prowadnicą tłoczyska powstaje nadciśnienie. W wyniku tego olej przetaczany jest przez zawór w tłoku z górnej części komory roboczej do dolnej. Ponadto w przestrzeni roboczej powstaje niedobór oleju, którego brakująca ilość jest zasysana z przestrzeni wyrównawczej. W zaworze dolnym (rys. 1), przy niskich natężeniach przepływu olej płynie przez otwory w elementach TopBleed. W miarę powiększania się natężenia przepływu, coraz większe znaczenie zaczyna mieć sprężyna Intake Spring. Ma ona na celu umożliwienie stopniowego przesuwania się dysków TopBleed i Intake Valve po trzpieniu Valve Pin. Prowadzi to do powiększania pola przepływu wtedy, kiedy przepływ przez otwory w elementach TopBleed jest niewystarczający. Co więcej, podczas ruchu rozciągania pewna część oleju przepływa przez szczelinę między elementami Valve Disc i Orifice Disc, a elementem Cylinder End [1, 4].



Rys. 1 Schemat budowy zaworu dolnego wraz z nazwami komponentów używanymi w firmie Tenneco. Czerwone strzałki pokazują przepływ oleju podczas ruchu ściskania amortyzatora, a czarne podczas ruchu rozciągania [5]

Elementy składowe zaworu oraz kolejność ich montowania jest określona w specjalnym dokumencie. W poniższej tabeli (tab. 1.) pokazano wszystkie osiemnaście złożeń analizowanych w niniejszym projekcie.

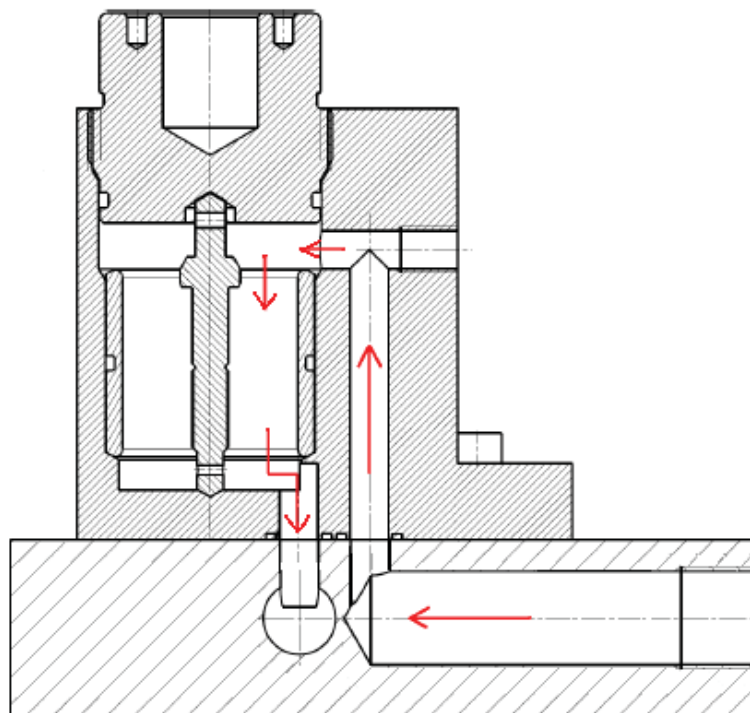
Tabela 1. Tabela z wykazem elementów składowych zaworów [5]

ustawienie	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o	p	r	s
VALVE PIN	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
INTAKE SPRING	1	1	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	2	3	3	3
INTAKE VALVE	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B
TOPBLEED	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
CYLINDER END	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
PRELOAD DISC	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D
ORIFICE DISC	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2
VALVE DISC	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E
VALVE DISC	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E
VALVE DISC	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E	E
BACK UP WASHER	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F	F

Jak napisano wcześniej, zmieniane są tylko trzy elementy składowe: sprężyna „Intake Spring” oraz dwa dyski („TopBleed” i „Orifice Disc”). Pozostałe komponenty nie zmieniają

się w żadnym z osiemnastu złożeń. Z powyższej tabeli wynika, że występują trzy różne sprężyny „Intake Spring”, trzy dyski „TopBleed” i dwa dyski „Orifice Disc”. Zmieniając poszczególne części składowe, można uzyskać osiemnaście różnych kombinacji budowy zaworu (osiemnaście różnych złożeń). Każde z tych złożeń było budowane trzykrotnie, co daje pięćdziesiąt cztery zawory do przetestowania. Każdy z takich pięćdziesięciu czterech zaworów był testowany trzykrotnie bez wyjmowania go z komory pomiarowej. W konsekwencji, otrzymano sto sześćdziesiąt dwa wyniki pomiarów ciśnienia w zależności od prędkości przepływu oleju.

Zawory badane były w aluminiowej komorze pomiarowej z otworami w dnie. Komorę należało przykręcić do podłoża odpowiednią stroną w zależności od typu badanego zaworu i rodzaju badanego ruchu (rozciągania czy ściskania), aby olej przepływał we właściwym kierunku. Poprawne ustawienie w opisywanym przypadku jest pokazane na rysunku poniżej (rys. 2).



Rys. 2. Właściwe ustawienie komory pomiarowej podczas badania zaworu dolnego w ruchu rozciągania. Kierunek przepływu oleju zaznaczony jest czerwonymi strzałkami [5]

Po przeprowadzeniu badań na maszynie Flow Bench, wyniki pomiarów otrzymuje się w pliku arkusza kalkulacyjnego o rozszerzeniu .xlsx. Przeprowadzona analiza wpływu zmieniania części składowych zaworów została wykonana w programie MS Excel, z wykorzystaniem wyników udostępnionych przez firmę Tenneco.

Po przeprowadzeniu analiz uzyskanych wyników, można wysnuć następujące wnioski:

1. Wraz ze wzrostem wartości obciążenia wstępnego sprężyny Intake Spring wzrasta wartość ciśnienia powstałego wskutek przepływu oleju. Dzieje się tak dlatego, że im bardziej sprężyna dociska dysk Intake Valve, tym olej musi pokonać większe opory przepływu, a co za tym idzie, również powstające ciśnienie jest większe.

2. Dla przepływu o wartości do 1 l/min można zauważyć nieoczekiwaną charakterystykę sprężyn „Intake Spring”. Sprężyna o obciążeniu wstępnym 27,5 N powoduje mniejsze ciśnienie przepływu niż sprężyna o obciążeniu 18 N. Po przekroczeniu granicy przepływu 1 l/min ta anomalia nie występuje. Jest to spowodowane błędami pomiarowymi przy małych prędkościach przepływu.
3. Wraz z wzrostem wielkości pola powierzchni przepływu dysków Orifice Disc wartość ciśnienia powstałego wskutek przepływu oleju maleje. Jest to spowodowane tym, że olej w dużo łatwiejszy sposób przepływa przez otwory o większej powierzchni. Zależność ta jest widoczna w całym zakresie pomiarowym, lecz najbardziej w początkowej fazie pomiarów (przepływ do ok. 4 l/min). Po przekroczeniu tej granicy znaczenie dysków Orifice Disc dla charakterystyki całego zaworu maleje.
4. Wielkość pola powierzchni przepływu dysków TopBleed ma losowy wpływ na wartość ciśnienia powstałego wskutek przepływu oleju. Zdecydowanie większy wpływ na charakterystykę zaworu w ruchu rozciągania ma prawidłowe ułożenie względem siebie dysków TopBleed i Intake Valve.
5. Wpływ dysków Orifice Disc i TopBleed na właściwości sprężyn Intake Spring jest niewielki. Wpływ dysków Orifice Disc i sprężyn Intake Spring na właściwości dysków TopBleed jest znacznie większy. Wpływ dysków TopBleed i sprężyn Intake Spring na właściwości dysków Orifice Disc jest również znacznie większy.
6. Na podstawie badań można stwierdzić, że wybrany typ sprężyny Intake Spring ma największy wpływ na charakterystykę zaworu dolnego amortyzatora dwururowego podczas ruchu rozciągania. Wpływ zastosowanego dysku Orifice Disc jest znacznie mniejszy, a wpływ użytego dysku TopBleed jest pomijalny.

Literatura

1. Reimpell Jörn, Betzler Jürgen, Podwozia samochodów : podstawy konstrukcji, Wyd. 3, przeł. Andrzej Reński, Warszawa, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności (2004).
2. Reński Andrzej, Budowa samochodów: układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszenia, Wyd. 3 zm., Warszawa, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej (2004).
3. Sikorski Józef, Amortyzatory pojazdów samochodowych, Wyd. 3 poprawione i uzupełnione, Warszawa, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności (1984).
4. Witkowski Szymon, Budowa i działanie amortyzatorów dwururowych [online], [dostęp: 06.01.2014], dostępny w Internecie:
<<http://autokult.pl/2012/12/28/budowa-i-dzialanie-amortyzatorow-dwururowych>>
5. Materiały własne laboratorium badawczego firmy Tenneco Automotive Eastern Europe Sp. z o.o.

WYZNACZANIE ROZKŁADU TEMPERATURY W ŻEBRACH CHŁODZĄCYCH

inż. **WOJCIECH GRYGIEREK**

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 2 rok, 2 stopień

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

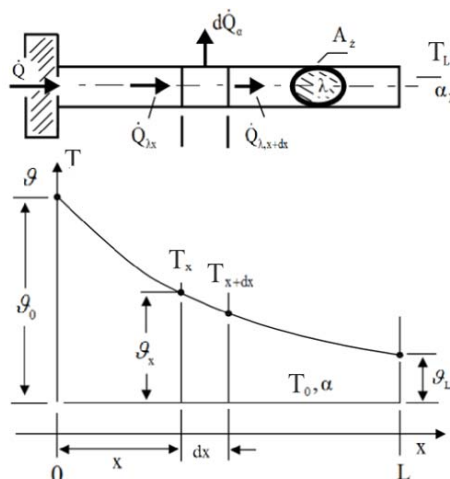


Streszczenie. Rozkład temperatury w żebrach chłodzących opisano równaniem Laplace'a uzupełnionym odpowiednimi warunkami brzegowymi. Zadanie rozwiązano za pomocą metody elementów brzegowych, w której zastosowano elementy liniowe. Jako przykład, pokazano wyniki obliczeń dla radiatora o żebrach prostych prostokątnych.

1. Wprowadzenie

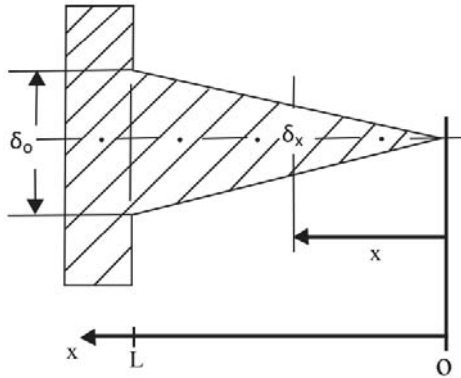
Żebra chłodzące stosuje się w celu zwiększenia wymiany ciepła między powierzchnią obszaru, a otoczeniem. Są one wykorzystywane np. w radiatorach stosowanych w urządzeniach elektrycznych i elektronicznych, w których przepływ prądu generuje ciepło i należy je odprowadzić z układu. Radiatory dzięki licznemu ożebrowaniu „starają się” uzyskać maksymalnie skuteczną powierzchnię wymiany ciepła z otoczeniem (powietrzem).

Jedną z głównych grup żeber stanowią żebra proste o przekroju prostokątnym (rys. 1) [1]. Poprzeczny rozmiar pręta lub żebra, określany średnicą względnie grubością, jest bardzo mały w porównaniu z jego długością. Z tego powodu w teorii żeber przyjmuje się zwykle uproszczenie o jednokierunkowym przewodzeniu ciepła. Zakłada się mianowicie, że temperatura zmienia się tylko wzdłuż długości, natomiast w przekroju poprzecznym jest taka sama.



Rys. 1. Rozkład temperatury wzdłuż żebra o stałym przekroju prostokątnym

Drugim typem żeber chłodzących są żebra proste o przekroju trójkątnym. Są one często stosowane, ponieważ ich kształt jest bardzo zbliżony do optymalnego, z punktu widzenia najmniejszego ciężaru przypadającego na jednostkę wymiany ciepła. Są to żebra o przekroju prostokąta, którego bok regularnie zmniejsza się w miarę oddalania od nasady (podstawy) żebra, gdzie wynosi δ_0 (rys. 2).



Rys. 2. Żebro o profilu trójkątnym

W artykule przedstawiono numeryczny sposób wyznaczania rozkładów temperatury w żebrach. Zrezygnowano z założenia o jednowymiarowym przepływie ciepła, które umożliwia uzyskanie rozwiązań analitycznych [2] i przewodzenie ciepła w żebrach rozpatrywano jako zadanie 2D. Pole temperatury opisano równaniem Laplace'a uzupełnionym odpowiednimi warunkami brzegowymi. Zadanie rozwiązano za pomocą metody elementów brzegowych.

2. Metoda elementów brzegowych dla równania Laplace'a

Rozpatruje się równanie Laplace'a (zadanie 2D)

$$(x, y) \in \Omega: \quad \lambda \nabla^2 T(x, y) = 0,$$

(1) gdzie x, y oznaczają współrzędne, λ jest współczynnikiem przewodzenia ciepła oraz $T(x, y)$ jest temperaturą.

Równanie uzupełnia się warunkami brzegowymi:

$$(x, y) \in \Gamma_1: \quad T(x, y) = T_b,$$

$$(x, y) \in \Gamma_2: \quad q(x, y) = -\lambda \frac{\partial T(x, y)}{\partial n} = q_b, \quad (2)$$

$$(x, y) \in \Gamma_3: \quad q(x, y) = -\lambda \frac{\partial T(x, y)}{\partial n} = \alpha [T(x, y) - T_{ot}],$$

gdzie T_b jest znaną temperaturą na fragmencie brzegu Γ_1 , q_b znanym strumieniem ciepła na fragmencie brzegu Γ_2 , α jest współczynnikiem wymiany ciepła, T_{ot} to temperatura otoczenia, natomiast $n = [\cos \alpha_1, \cos \alpha_2]$ oznacza wektor normalny skierowany na zewnątrz obszaru.

Brzegowe równanie całkowe dla równania Laplace'a ma postać [2]:

$$B(\xi, \eta) T(\xi, \eta) + \int_{\Gamma} q(x, y) T^*(\xi, \eta, x, y) d\Gamma = \int_{\Gamma} T(x, y) q^*(\xi, \eta, x, y) d\Gamma, \quad (3)$$

gdzie $\Gamma = \Gamma_1 \cup \Gamma_2 \cup \Gamma_3$, (ξ, η) jest punktem obserwacji, współczynnik $B(\xi, \eta)$ jest zależny od lokalnego kształtu brzegu, $q(x, y)$ jest brzegowymi strumieniem ciepła.

Rozwiązanie fundamentalne $T^*(\xi, \eta, x, y)$ dla rozważanego zadania jest następujące

$$T^*(\xi, \eta, x, y) = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{1}{r}, \quad (4)$$

gdzie r jest odległością między punktami (ξ, η) oraz (x, y) . Strumień ciepła wynikający z rozwiązania podstawowego wyznacza się analitycznie

$$q^*(\xi, \eta, x, y) = -\lambda \frac{\partial T^*(\xi, \eta, x, y)}{\partial n} = \frac{d}{2\pi r^2}, \quad (5)$$

gdzie

$$d = (x - \xi) \cos \alpha_1 + (y - \eta) \cos \alpha_2. \quad (6)$$

W celu rozwiązania brzegowego równania całkowego (4), brzeg Γ obszaru Ω dzieli się na elementy brzegowe $\Gamma_j, j=1, 2, \dots, N$ i całki występujące w równaniu (4) zastępuje się sumą całek po elementach brzegowych

$$B(\xi_i, \eta_i)T(\xi_i, \eta_i) + \sum_{j=1}^N \int_{\Gamma_j} q(x, y)T^*(\xi_i, \eta_i, x, y)d\Gamma_j = \sum_{j=1}^N \int_{\Gamma_j} T(x, y)q^*(\xi_i, \eta_i, x, y)d\Gamma_j, \quad (7)$$

gdzie (ξ_i, η_i) oznacza węzeł brzegowy.

W pracy zastosowano elementy liniowe. Element liniowy składa się z dwóch węzłów leżących na jego brzegach. Współrzędne punktu (x, y) należącego do tego elementu są opisane wzorami

$$(x, y) \in \Gamma_j: \begin{cases} x(\theta) = N_p x_p^j + N_k x_k^j \\ y(\theta) = N_p y_p^j + N_k y_k^j \end{cases}, \quad (8)$$

gdzie $(x_p^j, y_p^j), (x_k^j, y_k^j)$ odpowiadają początkowi i końcowi elementu Γ_j , $N_p=(1-\theta)/2$, $N_k=(1+\theta)/2$, $\theta \in [-1, 1]$.

Zakłada się, że temperatura oraz strumienia ciepła zmieniają się liniowo wzdłuż elementu

$$(x, y) \in \Gamma_j: \begin{cases} T(\theta) = N_p T(x_p^j, y_p^j) + N_k T(x_k^j, y_k^j) \\ q(\theta) = N_p q(x_p^j, y_p^j) + N_k q(x_k^j, y_k^j) \end{cases}. \quad (9)$$

Całki występujące w równaniu (8) można zapisać jako

$$\int_{\Gamma_j} q(x, y)T^*(\xi_i, \eta_i, x, y)d\Gamma_j = G_{ij}^p q(x_p^j, y_p^j) + G_{ij}^k q(x_k^j, y_k^j), \quad (10)$$

$$\int_{\Gamma_j} T(x, y)q^*(\xi_i, \eta_i, x, y)d\Gamma_j = \hat{H}_{ij}^p T(x_p^j, y_p^j) + \hat{H}_{ij}^k T(x_k^j, y_k^j). \quad (11)$$

Sposób obliczania tych całek został szczegółowo omówiony w [2].

Dla pojedynczego węzła brzegowego r będącego końcem elementu brzegowego Γ_j i początkiem elementu Γ_{j+1} otrzymuje się

$$\begin{aligned} G_{ir} &= G_{ij}^k + G_{ij+1}^p \\ \hat{H}_{ir} &= \hat{H}_{ij}^k + \hat{H}_{ij+1}^p \end{aligned}, \quad (12)$$

natomiast dla podwójnego węzła brzegowego $r, r+1$:

$$\begin{aligned} G_{ir} &= G_{ij}^k, & G_{ir+1} &= G_{ij+1}^p \\ \hat{H}_{ir} &= \hat{H}_{ij}^k, & \hat{H}_{ir+1} &= \hat{H}_{ij+1}^p \end{aligned}. \quad (13)$$

Ostatecznie uzyskuje się następujący układ równań algebraicznych

$$\sum_{r=1}^R G_{ir} q = \sum_{r=1}^R H_{ir} T, \quad i = 1, 2, \dots, R, \quad (14)$$

gdzie R jest liczbą węzłów brzegowych.

Do układu równań (15) wprowadza się warunki brzegowe. Po rozwiązaniu tego układu znane są wartości temperatury i strumieni ciepła we wszystkich węzłach brzegowych.

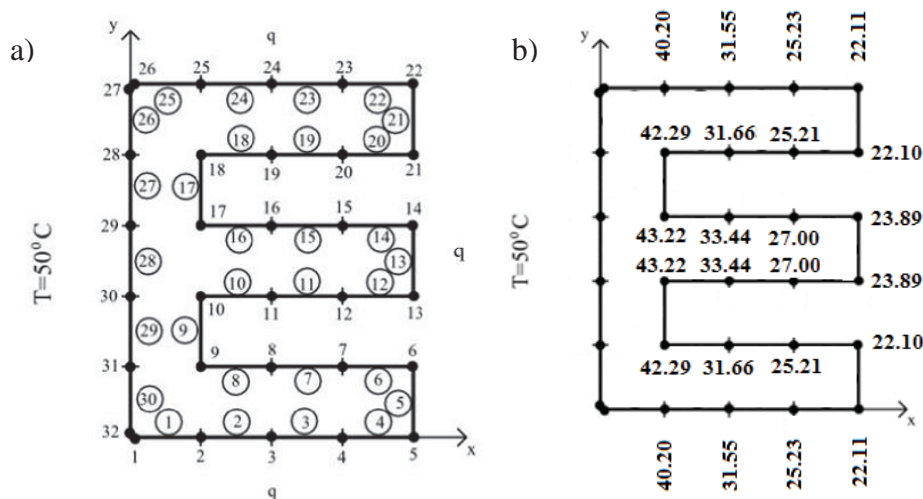
W ostatnim etapie metody elementów brzegowych temperatury w dowolnych punktach wewnętrznych (ξ_i, η_i) obszaru wyznacza się z zależności

$$T_i = \sum_{r=1}^R H_{ir} T - \sum_{r=1}^R G_{ir} q_r \quad (15)$$

3. Przykład obliczeń

Rozpatrywany układ żeber przedstawiono na rysunku 3. Założono $\lambda=200$ W/(mK). Na powierzchni $x=0$ przyjęto warunek brzegowy $T_b=50^\circ\text{C}$, na pozostałych powierzchniach zadano strumień ciepła $q_b=80$ W/m².

Brzeg obszaru podzielono na 30 elementów brzegowych, wyróżniono 32 węzły brzegowe, dwa z nich to węzły podwójne (1-32 i 26-27). Obliczenia przeprowadzono w programie MathCad.



Rys. 3. a) rozpatrywany układ żeber podzielony na elementy oraz warunki brzegowe, b) wyniki temperatur uzyskane w obliczeniach

Na podstawie wykonanych obliczeń wykazano, że żebro środkowe ma wyższą temperaturę niż żebra zewnętrzne (rys. 3 b). Temperatura w węźle 14 wyniosła 23.89°C natomiast w przeciwnym węźle 21 temperatura wyniosła 22.10°C .

4. Wnioski

Opracowano algorytm wyznaczania rozkładu temperatury w obszarach płaskich na bazie metody elementów brzegowych z wykorzystaniem liniowych elementów brzegowych. Algorytm ten zostanie wykorzystany do wyznaczenia rozkładów temperatury w żebrach o różnych przekrojach. Wyniki symulacji będą podstawą do określenia sprawności różnego rodzaju żeber.

Literatura

1. Kostowski E., Przepływ ciepła, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2000).
2. Majchrzak E., Metoda elementów brzegowych w przepływie ciepła, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa (2001).
3. Staniszewski B., Wymiana ciepła – podstawy teoretyczne, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa (1979).

BUDOWA UKŁADU STEROWANIA ORAZ MODELOWANIE MECHANIKI MANIPULATORA

inż. MARCIN HATŁAS

Mechatronika, ME3, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Waław Kuś, Prof. Pol. Śląskiej

Streszczenie: Celem artykułu jest przedstawienie projektu i budowy układu sterującego manipulatora, którego ruch odbywa się dzięki działaniu pięciu silników krokowych. Do wykonanego układu sterowania został opracowany odpowiedni program sterujący, który umożliwia ręczne sterowanie działaniem silników manipulatora.

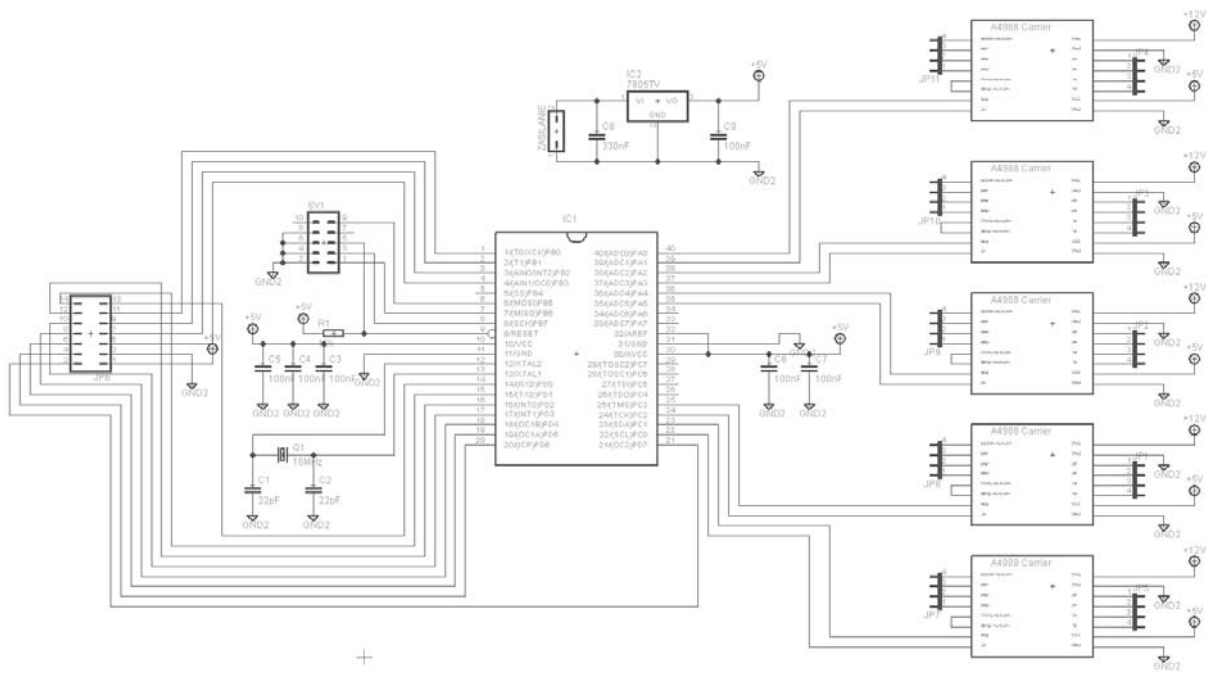


1. Wstęp

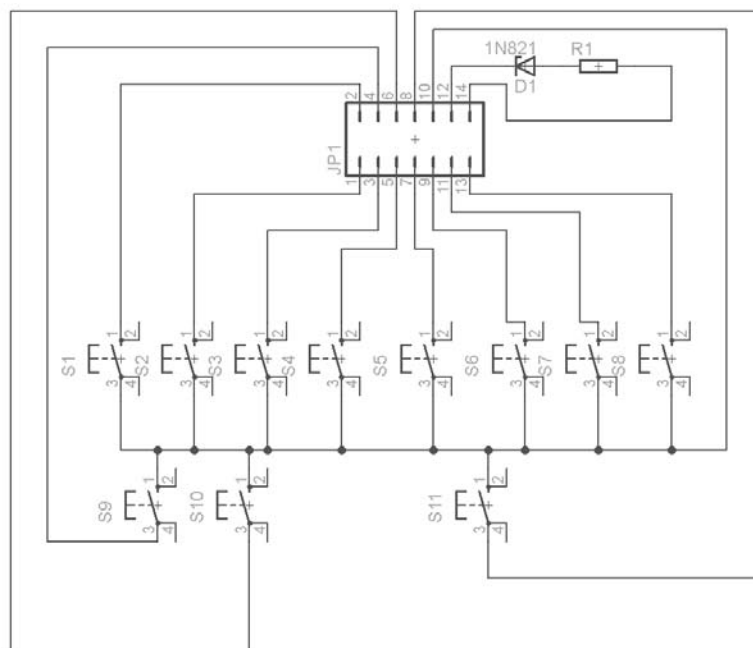
Głównymi założeniami w tym projekcie były: cena układu sterowania, która nie powinna przekraczać 300zł, możliwość sterowania prędkością obrotową silników krokowych z poziomu programu, sterowanie kierunkiem ruchu poszczególnych motorów za pomocą dwóch przycisków, zabezpieczenie układu przed niepożądanymi działaniami podczas jednoczesnego naciśnięcia obu przycisków. Dodatkowo w ramach projektu został wykonany dwa modele symulujące działanie manipulatora. Pierwszy z nich jest modelem analitycznym wykorzystującym podstawowe prawa fizyki, a drugi modelem numerycznym.

2. Układ sterowania

Ruch manipulatora wykonanego w ramach projektu bazuje na działaniu pięciu silników krokowych, co powoduje konieczność zaprojektowania układu sterowania, który pod wpływem dostarczania impulsów sterujących będzie wytwarzał napięcie w odpowiednich obwodach silników [1]. Układ elektroniczny sterujący ruchem manipulatora składa się z dwóch płytek PCB. Pierwsza z nich to płytka na której znajdują się wszystkie elementy związane z samym procesem przekształcania impulsów sterujących w napięcie podawane na uzwojenia silnika krokowego (rysunek 1). Głównym elementem układu sterującego jest mikrokontroler ATMega16A. Jest to mikrokontroler cechujący się niską ceną i dużym dostępem pamięci FLASH [2]. Posiada czterdzieści pinów, z czego ponad dwadzieścia cztery są w pełni programowalne. W wykonanym układzie zadaniem mikrokontrolera jest przetwarzanie sygnałów sterujących pochodzących z przycisków na sygnały dostarczane do układów scalonych odpowiedzialnych za odpowiednie zachowanie się silników krokowych. Kolejnymi istotnymi elementami płytki głównej jest pięć układów scalonych A4988. Są to układy służące do sterowania silnikami krokowymi. Posiadają dwa wejścia główne, za pomocą których steruje się wykonaniem kroku, oraz zadaje się jego kierunek. W celu dokładniejszej pracy układu sterowania wykorzystano kwarc o częstotliwości drgań równej 16 MHz do taktowania zegara mikrokontrolera. Ostatnimi elementami zabudowanymi na płytce są złącze KANDA służące do automatycznego podłączania programatora do płytki drukowanej oraz złącze do taśmy danych przekazującej sygnały sterujące z przycisków znajdujących się na drugiej płytce drukowanej. Drugą, pomocniczą płytką drukowaną, jest płytka zawierająca 11 przycisków stykowych typu TactSwitch, diodę oraz złącze do taśmy danych przekazującej sygnały sterujące na płytkę główną (rysunek 2).



Rys. 1. Główna płytką układu [3]



Rys. 2. Schemat pomocniczej płytki [3]

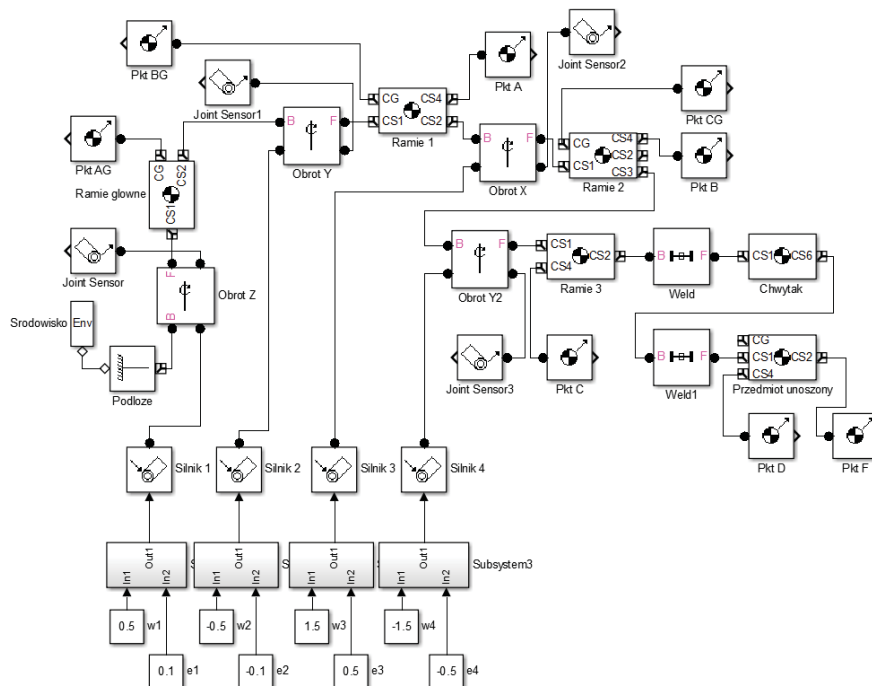
3. Model analityczny

Przykładową metodą modelowania mechaniki manipulatora jest macierzowa notacja Denavita - Hartenberga (DH) [4][5]. Pozwala ona na wyznaczanie własności kinematycznych i dynamicznych elementów manipulatora, w dowolnym ustawieniu oraz przy dowolnych prędkościach i przyspieszeniach silników, odpowiedzialnych za ruchy członów

kinematycznych robota. Notacja wykorzystuje cechy zapisu macierzowego do opisu zależności pomiędzy członami manipulatora. Analiza dynamiczna wykonywana za pomocą zapisu DH polega na iteracyjnym obliczaniu wartości kinematycznych i dynamicznych względem każdego układu współrzędnych (osobnego dla każdego członu). Oznacza to, iż najpierw oblicza się wartości dla pierwszego członu, za pomocą macierzy transformacji przenosi się je do drugiego członu, po czym do tak zapisanych wartości dodaje się wartości obliczone konkretnie dla drugiego członu itd. [6].

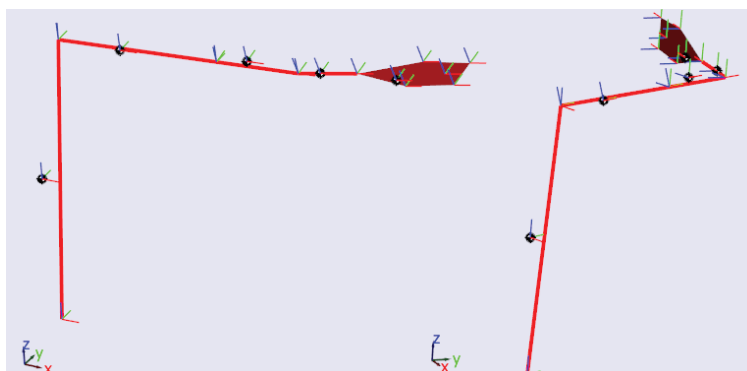
4. Model numeryczny

Matlab firmy MathWorks jest programem komputerowym służącym do obliczeń inżynierskich [7]. Pozwala on na wykonywanie prostych obliczeń, tworzenie własnych programów obliczeniowych zapisanych za pomocą wbudowanego języka programowania. Jedną z podstawowych aplikacji programu Matlab jest Simulink. Jest to narzędzie do wykonywania symulacji różnego rodzaju układów i modeli. Główną metodą wprowadzania informacji do środowiska obliczeniowego jest zapisywanie równań, opisujących modelowane zagadnienie, w postaci schematów blokowych. W ramach pracy wykonano model manipulatora za pomocą biblioteki SimMechanics. Przy użyciu odpowiednich bloków wykonano układ interpretujący zachowanie się manipulatora.



Rys. 3. Model numeryczny manipulatora

Na podstawie utworzonego modelu (rysunek 3) wykonano symulację ruchu manipulatora rozpoczynającą się w położeniu maksymalnego wychylenia ramienia oraz z wartościami początkowymi prędkości i przyspieszenia równymi wartościom z analizy DH. Podczas przeprowadzania symulacji środowisko graficzne programu Matlab generuje podgląd aktualnego położenia manipulatora w czasie jego ruchu (rysunek 4).



Rys. 4. Zdjęcie symulacji ruchu

5. Wnioski

W ramach pracy związanej z projektem wykonano w pełni działający układ sterowania manipulatorem, który jest przedmiotem innego projektu. Założenia projektowe zostały spełnione. Aby było to możliwe utworzenie układu sterowania należało posiadać dokładną wiedzę na temat działania elementów sterowanych. Dzięki określeniu parametrów działania silników zastosowanych w projekcie budowy samego manipulatora, dobrano odpowiednie podzespoły elektroniczne i połączono je na drukowanych płytkach PCB. Po podłączeniu układu do silników manipulatora, zaczął on się poruszać pod wpływem działania przycisków z prędkościami zadanymi w programie. Modele wykonane w ramach projektu z dużym prawdopodobieństwem odwzorowują rzeczywiste zachowanie się manipulatora. Jest to spowodowane tym, że pomimo dwóch całkowicie odmiennych metod analizy dynamicznej manipulatora wskazują one dokładnie takie same wyniki. Można przyjąć, że dzięki tak wykonanym modelom można badać zachowanie manipulatora przed jego wykonaniem i zakładając parametry jego ruchu wyznaczyć na przykład minimalne momenty obrotowe silników potrzebne do wywołania ruchu z wyżej wymienionymi parametrami. Badanie przestrzeni roboczej umożliwiło określenie do jakich punktów w przestrzeni wokół manipulatora jest on w stanie dotrzeć. Wstępne określenie przestrzeni roboczej pomaga w optymalizacji funkcjonalności robota, a co za tym idzie w wzroście możliwych jego zastosowań.

Literatura

1. G. Kost, Układy sterowania robotów przemysłowych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2000).
2. M. Kardaś, Mikrokontrolery AVR. Język C. Podstawy programowania, Wydawnictwo ATNEL, Szczecin (2011).
3. H. Wieczorek, Eagle. Pierwsze kroki, Wydawnictwo BTC, Warszawa (2007).
4. J. Craig, Wprowadzenie do robotyki. Mechanika i sterowanie, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa (1993).
5. B. Żółtowski, Badania dynamiki maszyn, Wydawnictwo Markar, Bydgoszcz (2002).
6. R. Hartenberg, J. Denavit, Kinematic Synthesis of Linkages, Wydawnictwo McGraw-Hill, Nowy Jork (1964).
7. B. Mrozek, Z. Mrozek, Matlab i Simulink. Poradnik użytkownika, Wydawnictwo Helion, [b. m.] (2010).

MODELOWANIE AKCELEROMETRÓW MEMS

inż. WIKTOR KLIMEK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4

inż. MACIEJ LASOK

Automatyka i Robotyka, AB5

inż. PAWEŁ OLCZYK

Automatyka i Robotyka, AB5, 1 rok, 2 st.

Opiekun naukowy: dr inż. Grzegorz

Dziatkiewicz



Streszczenie. W niniejszej pracy przedstawiono model akcelerometru oraz dokonano obliczeń związanych z warunkami pracy oraz parametrami projektowanego układu. Wykonano obliczenia analityczne wybranych własności mechanicznych oraz zestawiono je z wynikami obliczeń numerycznych. Druga część przeprowadzonych badań dotyczyła analizy dynamicznej, w szczególności prób wyznaczenia częstości drgań własnych oraz odpowiedzi skokowej układu. Opierając się na otrzymanych wynikach określono warunki pracy akcelerometru.

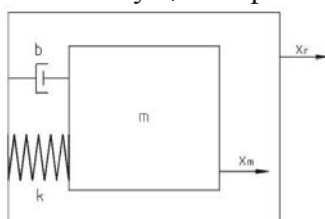
1. Wstęp

Akcelerometry od lat znajdują szerokie zastosowanie w wielu gałęziach przemysłu. Służą do pomiaru przyspieszeń, zarówno stałych w czasie - na przykład siły grawitacji - jak i dynamicznych. Używane są między innymi do badania ruchu części maszyn, czy w lotniczych przyrządach nawigacyjnych. Dużą popularność zyskały w końcu ubiegłego stulecia, kiedy rozwinięto technologię produkcji układów MEMS (ang. Micro-Electro-Mechanical-Systems). Do zalet tego typu sensorów należy zaliczyć przede wszystkim bardzo małe rozmiary w porównaniu do innych typów, na przykład akcelerometru piezoelektrycznego. Od kilku lat cieszą się również dużym zainteresowaniem wśród producentów urządzeń mobilnych. Umożliwiają działanie takich funkcji, jak optyczna stabilizacja obrazu, wykrywanie pozycji urządzenia w przestrzeni, czy sterowanie nim poprzez ruch [2].

Model fenomenologiczny akcelerometru MEMS z punktu widzenia mechaniki przedstawiono na Rys. 1. Model składa się z:

- masy bezwładnej, zwanej sejsmiczną m ,
- sprężyny o współczynniku sztywności k ,
- tłumika o współczynniku tłumienia b .

Zaznaczono również przemieszczenie ramy x_r oraz przemieszczenie masy sejsmicznej x_m .



Rys. 1. Ogólny model akcelerometru

Wzór (1) opisuje równanie ruchu akcelerometru [1]:

$$\ddot{x} + \frac{\omega_0}{Q} \dot{x} + \omega_0^2 x = a(t), \quad (1)$$

gdzie:

Q – współczynnik dobroci mechanicznej,

ω_0 – częstość drgań własnych,

$a(t)$ – wymuszenie w postaci przyśpieszenia.

Częstość drgań własnych wynosi [1]:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (2)$$

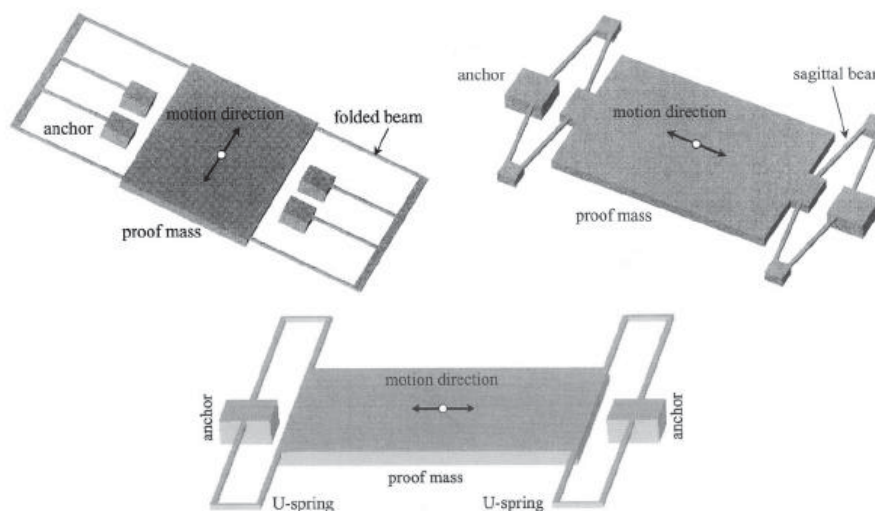
gdzie:

k – sztywność zawieszenia,

m – masa masy sejsmicznej.

2. Model sztywności zawieszenia - obliczenia analityczne

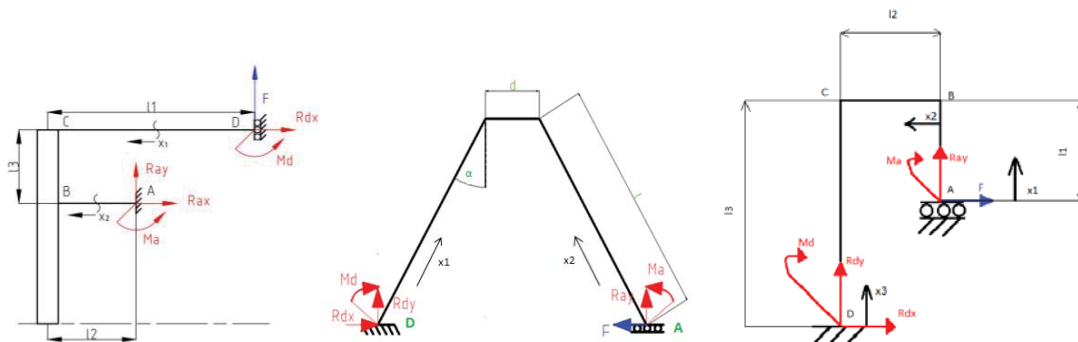
Rozpatrzono trzy typy akcelerometrów – z zawieszeniem strzałkowym, faldowym i typu U (Rys. 2).



Rys. 2 Zawieszenia a) faldowe b) strzałkowe c) typu U [3]

Obliczenia analityczne zostały przeprowadzone dla modeli jednych czwartych całego układu, a następnie została wyznaczona sztywność całych zawiesznień. Badaniu zostały poddane dwa modele jednych czwartych zawiesznień. Pierwszy z nich zakładał swobodny koniec w miejscu w którym zawieszenie łączyło się z masą sejsmiczną.

Drugi model uwzględniał ograniczenia przemieszczeń zawiesznień w miejscu połączeni z masą sejsmiczną. Zastosowano w nich prowadnicę, uniemożliwiającą przemieszczenie punktu w osi OX oraz obrót względem osi OZ. Modele poszczególnych zawiesznień zostały pokazane na Rys. 3.



Rys. 3 Modele jednych czwartych zawiesznień z usztywnionymi końcami a) zawieszenie fałdowe b) zawieszenie strzałkowe c) zawieszenie typu U

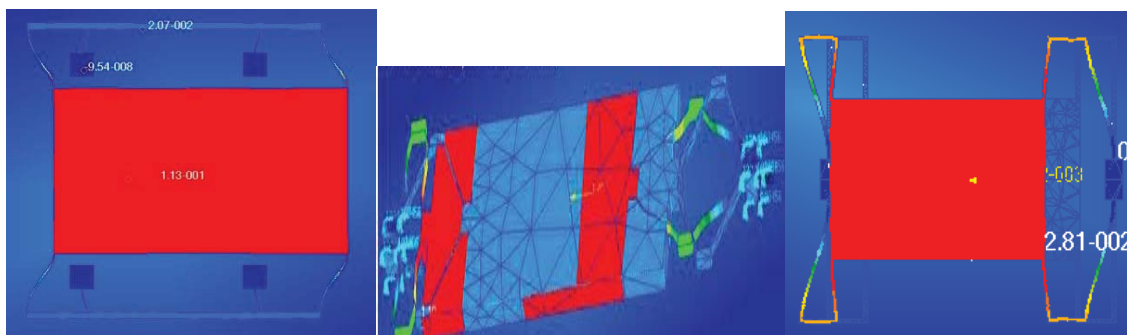
W odróżnieniu od odkształceń akcelerometru typu U, w zawieszeniu fałdowym oraz strzałkowym występuje element nieodkształcalny. Na Rys. 3a) i 3b) elementami nieodkształcalnymi są pionowe belki. W rzeczywistości są to elementy odkształcalne, ale ich sztywność jest znacznie większa w porównaniu z innymi elementami składającymi się na zawieszenie, przyjęto więc założenie nieodkształcalności. W Tab. 1 zestawiono sztywności zawiesznień dla całego akcelerometru.

Tab. 1. Zestawienie sztywności modeli z dwoma wariantami mocowania

Rodzaj zawieszzenia	Fałdowe	Strzałkowe	Typu U
Sztywność modelu z usztywnionym końcem [N/m]	36.09	12.93	41.64

3. Model sztywności zawiesznień - obliczenia metodą elementów skończonych

Obliczenia metodą elementów skończonych zostały przeprowadzone dla przedstawionych wcześniej modeli jednych czwartych zawiesznień oraz dla całych akcelerometrów. Rys. 4 przedstawia wyniki analizy MES dla modeli całych akcelerometrów. Podczas obliczeń wymuszenie zadano w postaci sił bezwładności, odpowiadających przyspieszeniu 100G.



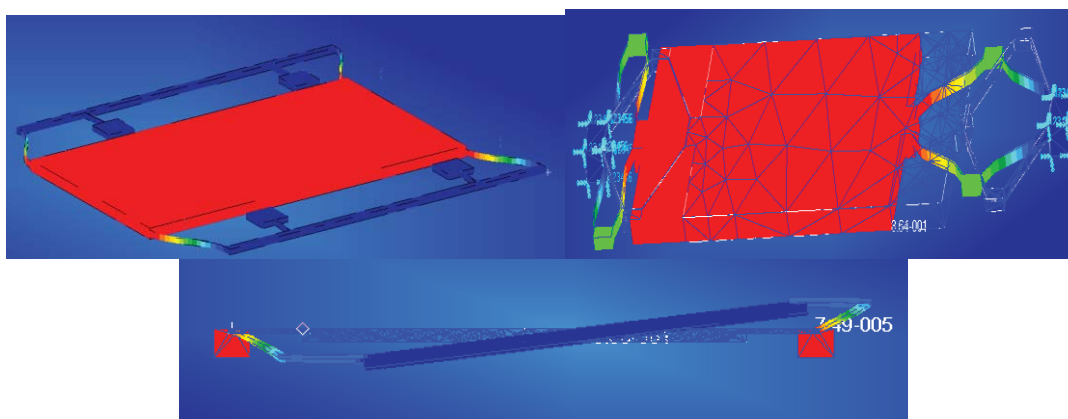
Rys. 4 Modele MES zawiesznień a) fałdowego b) strzałkowego c) typu U

Badanie sztywności metodą MES przeprowadzono w celu porównania wyników z rezultatami otrzymanymi z obliczeń analitycznych. W Tab. 2 zostały zebrane wartości sztywności poszczególnych zawiesznień. Stwierdzono duże podobieństwo pomiędzy wynikami obliczeń dla modelu MES oraz dla obliczeń analitycznych.

Tab. 2 Sztywność modeli akcelerometru

Rodzaj zawieszenia	Fałdowe	Strzałkowe	Typu U
Sztywność modelu analitycznego [N/m]	36.09	12.93	41.64
Sztywność modelu MES [N/m]	34.00	12.72	41.36

Następnie rozwiązano zagadnienie własne. Rozwiązanie umożliwia ustalenie zakresu częstotliwości, dla którego może pracować akcelerometr. Otrzymano dziesięć różnych postaci drgań, wśród których wyszczególniono przypadek zgodny z ruchem urządzenia (Rys. 5).



Rys. 5 Podstawowe postaci drgań własnych dla zawiesznień a) fałdowego b) strzałkowego c) typu U

W Tab. 3 zestawiono wartości częstotliwości drgań własnych dla poszczególnych modeli. Porównano wyniki otrzymane metodą elementów skończonych oraz analitycznie – zgodnie ze wzorem (2). Stwierdzono dużą zgodność wynikach.

Tab. 3 Częstości drgań własnych wyznaczone różnymi metodami

Rodzaj zawieszenia	Fałdowe	Strzałkowe	Typu U
Częstotliwość otrzymana metodą analityczną [kHz]	12.60	15.28	29.50
Częstotliwość otrzymana metodą MES [kHz]	12.47	15.52	29.27

4. Badanie odpowiedzi skokowej akcelerometru

W pracy zostały również rozwiązane równania ruchu akcelerometrów w celu określenia optymalnego współczynnika dobroci mechanicznej układu. Równanie ruchu opisuje wzór 1. Dobroć mechaniczna układu jest funkcją ciśnienia oraz tłumienia w układzie. Zależność na tłumienia przedstawia wzór 3.

$$\gamma = \frac{\mu * A}{(1 + 2Kn) * d} \quad (3)$$

gdzie:

μ - współczynnik lepkości,

$A = 58000 \mu\text{m}$,

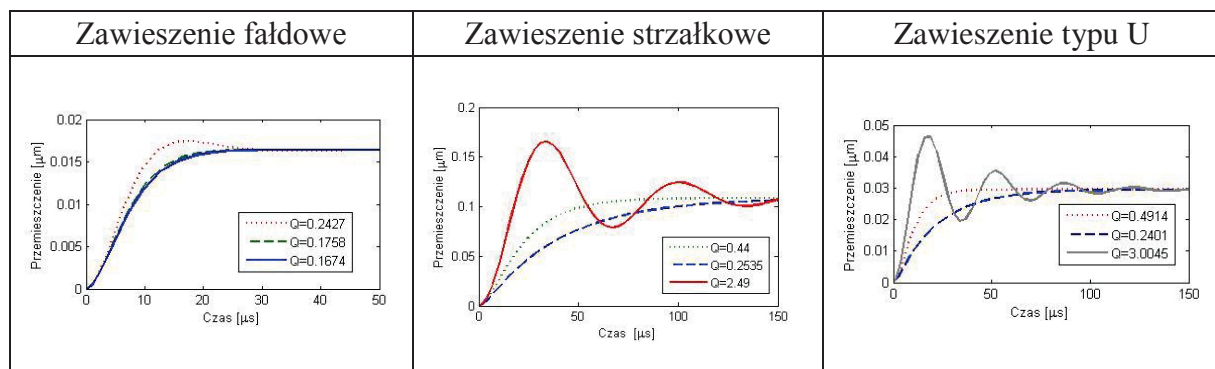
$d = 1 \mu\text{m}$,

Kn – liczba Knudsena.

Badania zostały przeprowadzone w systemie MATLAB z wykorzystaniem modułu Simulink w celu wyznaczenia przebiegów czasowych rozwiązań równań. Częstość drgań własnych została określona metodą MES, jak pokazano wcześniej.

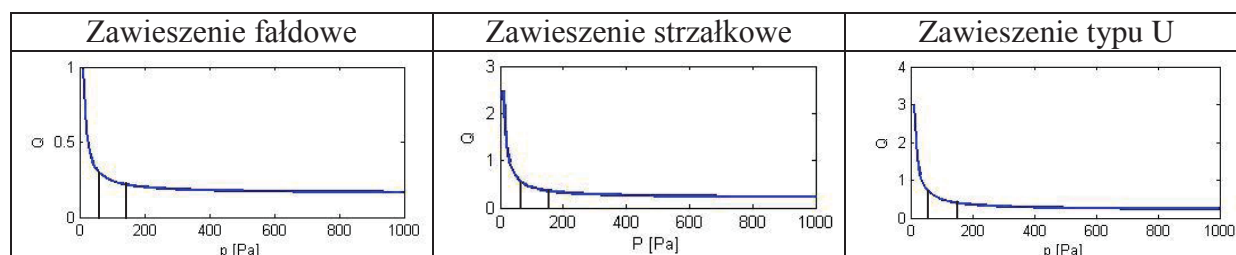
Pierwszym krokiem było określenie wpływu współczynnika Q na przebiegi czasowe równania ruchu. Kryteriami doboru odpowiedniego współczynnika były: minimalny czas osiągnięcia stanu ustalonego oraz brak przeregulowań. Badania wykazały, że zbyt duża wartość współczynnika Q powoduje powstawanie przeregulowań w układzie, z kolei za mała wartość wydłuża czas dojścia do stanu ustalonego. W Tab. 4 zamieszczono przebiegi wszystkich badanych zawiesznień dla różnych wartości współczynnika Q . Dla zawiesznień strzałkowego oraz typu U odpowiednia wartość współczynnika Q wynosi około 0.5. Dla zawieszzenia fałdowego wartość ta powinna równać się około 0.17.

Tab. 4 Czas osiągnięcia stanu ustalonego w zależności od ciśnienia



Następnie określono wpływ ciśnienia panującego w akcelerometrze na współczynnik Q . Zależność między tymi wielkościami dla każdego badanego zawieszzenia umieszczono w Tab. 5. Aby wartość współczynnika dobroci mechanicznej była odpowiednia (szybkie osiągnięcie stanu ustalonego i brak przeregulowań), ciśnienie w którym będzie pracował akcelerometr, powinno wynosić około 75 - 175 Pa.

Tab. 5 Dobroć mechaniczna Q w funkcji ciśnienia z zaznaczonymi przedziałami optymalnego ciśnienia



5. Wnioski

W pracy utworzono modele akcelerometrów z trzema typami zawiesznień. Obliczono jego podstawowe parametry, jak sztywność oraz podstawową częstotliwość rezonansową. Stwierdzono, że rodzaj zawieszenia wpływa w sposób znaczący na parametry akcelerometru.

Wyniki obliczeń analitycznych różnych typów zawieszenia zostały porównane z rezultatami obliczeń numerycznych. Wartości sztywności różniły się nieznacznie w przypadku modelu analitycznego z prowadnicą. Również w przypadku częstości drgań własnych układ ten dał najlepsze rezultaty, tzn. najbardziej zbliżone do uzyskanych przez MES.

Określono również czas osiągnięcia stanu ustalonego w zależności od przyjętej wartości ciśnienia w obudowie. Wraz ze wzrostem ciśnienia czas stabilizacji wydłuża się, ze względu na malejącą wartość dobroci mechanicznej, którą można w tym przypadku utożsamiać z rosnącym tłumieniem w układzie.

Literatura

1. Działkiewicz G.: Wykłady z przedmiotu Mikromechanika i MEMS. Materiały niepublikowane.
2. Karobowiczek M.: Układy MEMS, Elektronika Praktyczna , nr 2, strony 54-56 , 2010.
3. Lobontiu N.O., Garcia E.; Mechanics of microelectromechanical systems, Kluwer, New York, 2005
4. Ostwald M.; Wytrzymałość materiałów. Zbiór zadań, wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2008.
5. <http://compliantmechanisms.byu.edu/content/introduction-microelectromechanical-systems-mems>.
6. http://eed.gsfc.nasa.gov/562/SA_MEMs.htm, 26.11.2013
7. <http://iespuigcastellar.xeill.net/Members/vcarceler/articulos/jugando-con-el-wiimote-y-gnu-linux/sensor971.pdf>.
8. <http://memscyclopedia.org/introMEMS.html>, 26.11.2013.

ANALIZA PRZEWODZENIA CIEPŁA W WARSTEWCE PODDANEJ DZIAŁANIU LASERA – MODEL Z DWOMA CZASAMI OPÓŹNIEŃ

inż. MARCIN KOJ,

Mechatronika, ME3, 2 rok, 2 stopień

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



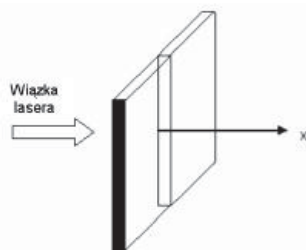
Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych, czyli rozkłady temperatury w cienkiej warstwie metalowej, na którą działa laser o ultrakrótkim impulsie. Do tego celu stworzono algorytm oparty na schemacie jawnym metod różnic skończonych. Obliczenia przeprowadzono dla dwóch materiałów: złota i chromu, oraz dla dwóch modeli: równania z dwoma czasami opóźnień i równania Fouriera.

1. Wprowadzenie

Lasery o ultrakrótkim impulsie znajdują coraz szersze zastosowanie między innymi w produkcji elementów wysokiej precyzji stosowanych w elektronice. Takie lasery można również wykorzystywać w nanotechnologiach czy medycynie. Dlatego znajomość zasad wymiany ciepła w cienkich warstwach poddanych działaniu impulsów lasera jest tak ważna. Okazuje się, że równania Fouriera, które opisuje przepływ ciepła w skali makro, nie należy stosować w skali mikro. W artykule wykorzystano w tym celu równanie z dwoma czasami opóźnień.

2. Opis zadania

Rozpatrywano cienką warstwę metalową o grubości L wyrażonej w nanometrach, która jest nagrzewana laserem o ultrakrótkim impulsie. Jest to zadanie jednowymiarowe.



Rys.1. Cienka warstwa metalowa poddana działaniu lasera [1]

Rozkład temperatury w warstwie opisano równaniem z dwoma czasami opóźnień [1, 2]

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

gdzie λ [W/(mK)] jest współczynnikiem przewodzenia ciepła, c [J/(kgK)] – ciepłem właściwym, ρ [kg/m³] – gęstością, τ_q [s], τ_T [s] to czasy opóźnień, T oznacza temperaturę, x

współrzedną geometryczną, t – czas, natomiast $Q(x,t)$ [W/m^3] jest wydajnością wewnętrznych źródeł ciepła związaną z nagrzewaniem laserem. Czas opóźnienia τ_q nazywa się czasem relaksacji, a czas opóźnienia τ_T czasem termalizacji.

Funkcja źródła została opisana następująco [1]:

$$Q(x, t) = \sqrt{\frac{\beta}{\pi}} \frac{1-R}{t_p \delta} I_0 \exp\left[-\frac{x}{\delta} - \beta \frac{(t-2t_p)^2}{t_p^2}\right], \quad (2)$$

natomiast jej pochodną względem czasu obliczono analitycznie

$$W(x, t) = \frac{\partial Q(x, t)}{\partial t} = -\sqrt{\frac{\beta}{\pi}} \frac{2(1-R)(t-2t_p)}{t_p^3 \delta} I_0 \beta \exp\left[-\frac{x}{\delta} - \beta \frac{(t-2t_p)^2}{t_p^2}\right]. \quad (3)$$

W powyższych wzorach I_0 [J/m^2] oznacza intensywność lasera, t_p [s] jest czasem trwania impulsu, δ [m] to optyczna głębokość penetracji, R jest współczynnikiem odbicia oraz $\beta = 4 \ln 2$.

Na brzegach warstwy przyjęto zerowe strumienie ciepła

$$q(0, t) = 0, \quad q(L, t) = 0 \quad (4)$$

oraz założono warunki początkowe

$$t = 0: \quad T(x, 0) = T_0, \quad \left. \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} \right|_{t=0} = 0, \quad (5)$$

gdzie T_0 oznacza temperaturę początkową warstwy.

3. Rozwiązanie zadania metodą różnic skończonych

Zadanie omówione w poprzednim rozdziale należało rozwiązano stosując metodę różnic skończonych [2]. W metodzie tej należy dokonać dyskretyzacji czasu oraz wprowadzić siatkę różnicową. Idea metody różnic skończonych polega na zastąpieniu pochodnych występujących w równaniu (1) odpowiednimi ilorazami różnicowymi. W zadaniu tym zastosowano schemat jawny. Po podstawieniu do równania (1) ilorazów różnicowych, przyjmuje ono następującą postać:

$$\begin{aligned} c\rho \left(\frac{T_i^f - T_i^{f-1}}{\Delta t} + \tau_q \frac{T_i^f - 2T_i^{f-1} + T_i^{f-2}}{\Delta t^2} \right) &= \lambda \frac{T_{i-1}^{f-1} - 2T_i^{f-1} + T_{i+1}^{f-1}}{h^2} + \\ \lambda \tau_T \left(\frac{T_{i-1}^{f-1} - 2T_i^{f-1} + T_{i+1}^{f-1}}{h^2} - \frac{T_{i-1}^{f-2} - 2T_i^{f-2} + T_{i+1}^{f-2}}{h^2} \right) &+ Q_i^{f-1} + \tau_q W_i^{f-1} \end{aligned} \quad (6)$$

gdzie h jest krokiem siatki różnicowej i Δt krokiem czasu.

Po przekształceniach otrzymano następujące równanie:

$$\begin{aligned} T_i^f &= \frac{\lambda \Delta t (\Delta t + \tau_T)}{h^2 c\rho (\Delta t + \tau_q)} T_{i-1}^{f-1} + \frac{h^2 c\rho (\Delta t + 2\tau_q) - 2\lambda \Delta t (\Delta t + \tau_T)}{h^2 c\rho (\Delta t + \tau_q)} T_i^{f-1} + \\ &\frac{\lambda \Delta t (\Delta t + \tau_T)}{h^2 c\rho (\Delta t + \tau_q)} T_{i+1}^{f-1} - \frac{\lambda \tau_T \Delta t}{h^2 c\rho (\Delta t + \tau_q)} T_{i-1}^{f-2} + \frac{2\lambda \tau_T \Delta t - h^2 c\rho \tau_q}{h^2 c\rho (\Delta t + \tau_q)} T_i^{f-2} - \\ &\frac{\lambda \tau_T \Delta t}{h^2 c\rho (\Delta t + \tau_q)} T_{i+1}^{f-2} + \frac{\Delta t^2}{c\rho (\Delta t + \tau_q)} Q_i^{f-1} + \frac{\Delta t^2 \tau_q}{c\rho (\Delta t + \tau_q)} W_i^{f-1} \end{aligned} \quad (7)$$

oraz zdefiniowano warunek stabilności

$$h^2 c\rho (\Delta t + 2\tau_q) - 2\lambda \Delta t (\Delta t + \tau_T) \geq 0 \quad (8)$$

który ogranicza wielkość kroku czasu.

4. Wyniki obliczeń

Obliczenia przeprowadzono dla dwóch materiałów o następujących parametrach termofizycznych [2]:

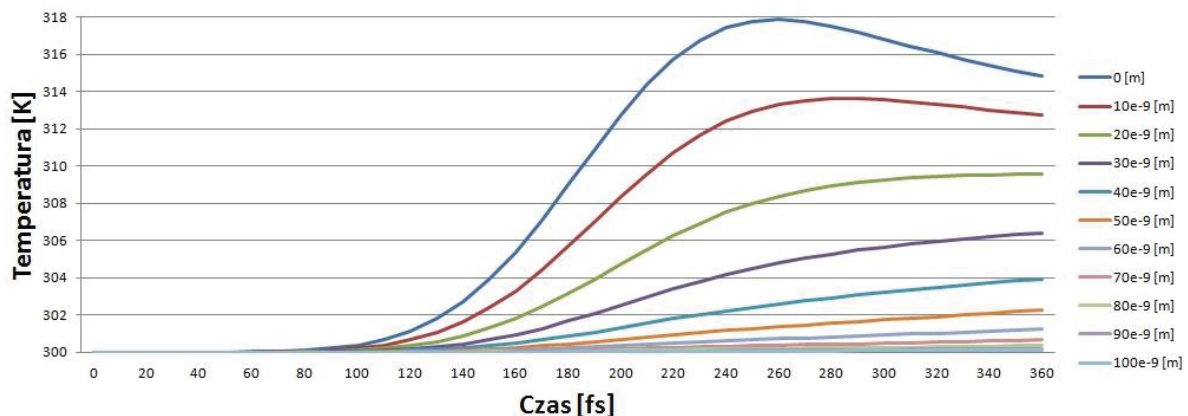
– złoto: współczynnik przewodzenia ciepła $\lambda=315$ W/(mK), ciepło właściwe $c=129$ J/(kgK), gęstość $\rho=19300$ kg/m³, czas termalizacji $\tau_T=90\cdot 10^{-12}$ s, czas relaksacji $\tau_q=8.5\cdot 10^{-12}$ s,

– chrom: współczynnik przewodzenia ciepła $\lambda=93$ W/(mK), ciepło właściwe $c=450$ J/(kgK), gęstość $\rho=6920$ kg/m³, czas termalizacji $\tau_T=7.86\cdot 10^{-12}$ s, czas relaksacji $\tau_q=0.136\cdot 10^{-12}$ s.

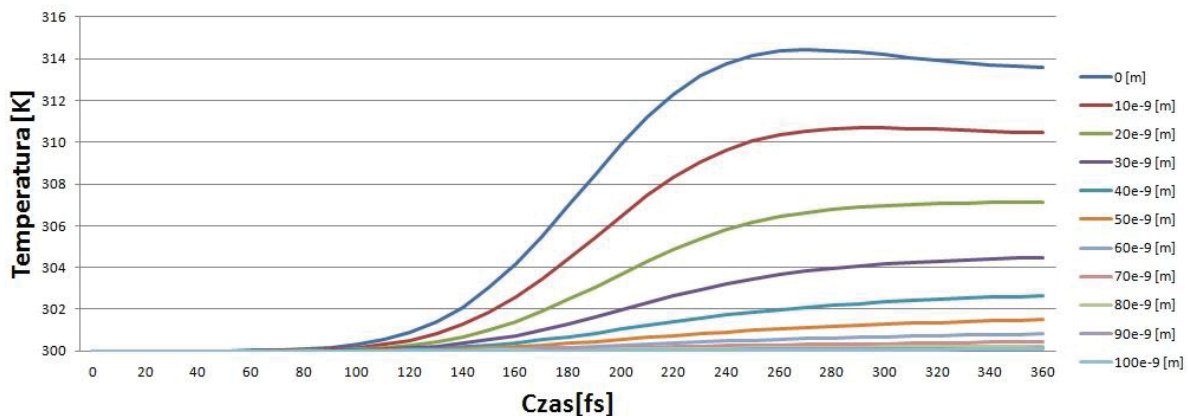
Przyjęto następujące dane dla funkcji źródła [2]: intensywność lasera $I_0 =13.7$ J/m², czas trwania impulsu $t_p=100\cdot 10^{-15}$ s=100 fs, optyczna głębokość penetracji $\delta=15.3\cdot 10^{-9}$ m, współczynnik odbicia $R=0.93$.

Rozpatrywano warstwę o szerokości $L=100\cdot 10^{-9}$ m=100 nm, której temperatura początkowa jest równa $T_p=300$ K. Obszar podzielono na $n=10$ podprzedziałów, czyli $h=10$ nm, przyjęto krok czasu równy $\Delta t=10\cdot 10^{-15}$ s.

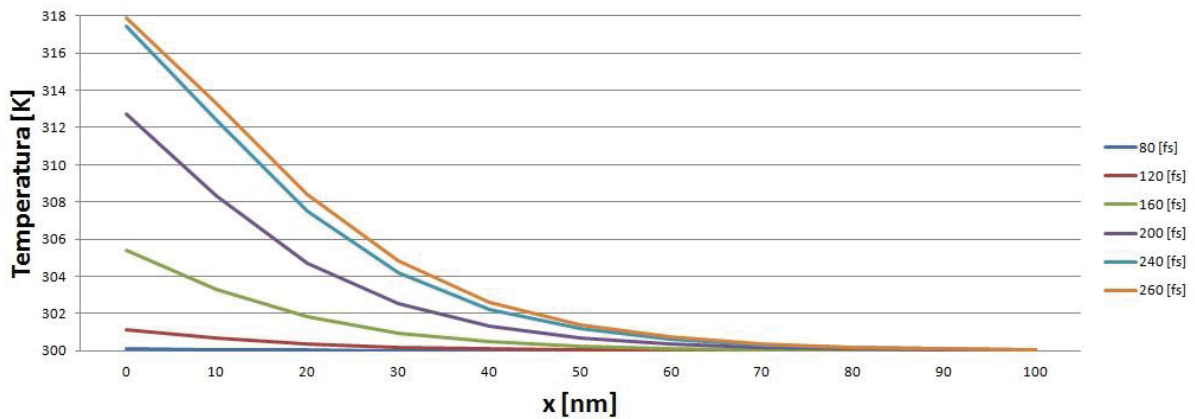
Na rysunkach 2 i 3 pokazano przebiegi temperatury w kolejnych węzłach siatki różnicowej, przy czym rys. 2 dotyczy warstwy wykonanej ze złota, a rys. 3 warstwy wykonanej z chromu. Jak widać, rozkłady temperatury są podobne, ale warstwa wykonana z chromu nagrzewa się do niższej temperatury niż warstwa wykonana ze złota. Rysunek 4 ilustruje rozkład temperatury w warstwie wykonanej ze złota po czasie 80, 120, 160, 200, 240 i 280 fs.



Rys.2. Krzywe nagrzewania w kolejnych węzłach (złoto)

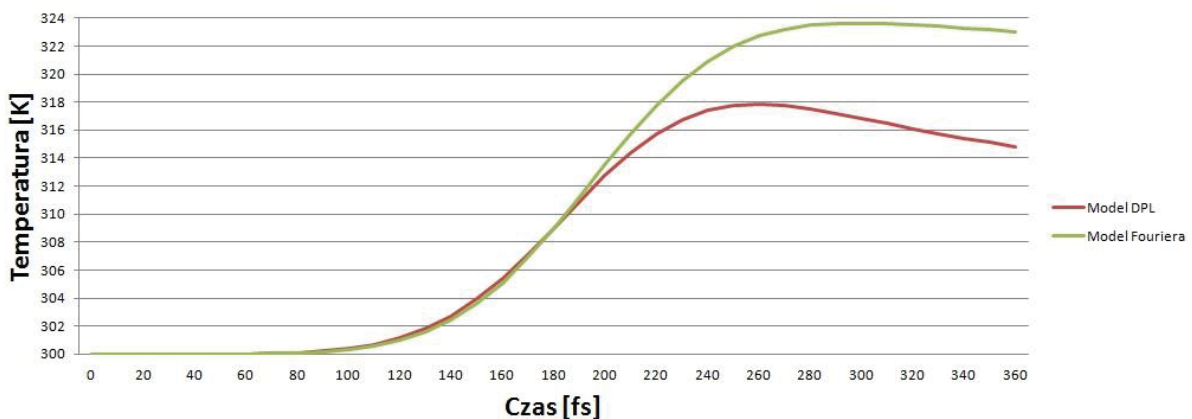


Rys.3. Krzywe nagrzewania w kolejnych węzłach (chrom)



Rys. 4. Rozkład temperatury w warstwie wykonanej ze złota

Obliczenia powtórzone stosując równanie Fouriera, czyli dla $\tau_T = \tau_q = 0$. Na rysunku 5 przedstawiono porównanie wyników, czyli przebiegi temperatury na nagrzewanej powierzchni ($x=0$) otrzymane dla równania z dwoma czasami opóźnień i równania Fouriera. Jak widać, różnice między modelami są duże, co potwierdza, że równanie Fouriera nie powinno być stosowane do modelowania przepływu ciepła w skali mikro.



Rys. 5. Porównanie wyników (model z dwoma czasami opóźnień i model Fouriera)

5. Wnioski

Przedstawiono algorytm rozwiązania równania z dwoma czasami opóźnień bazujący na jawnym schemacie metody różnic skończonych. Pokazano, że dla takich samych parametrów lasera otrzymuje się różne wartości temperatury w zależności od materiału, z którego wykonana jest warstwa. Wyniki obliczeń wykazały, że stosując równanie Fouriera otrzymuje się zawyżone wartości temperatury.

Literatura

1. J. Dziatkiewicz „Analiza przepływu ciepła w mikroobszarach z wykorzystaniem modeli dwutemperaturowych”, Praca doktorska, Gliwice 2011
2. E. Majchrzak, B. Mochnacki, J.S. Suchy „Numerical simulation of thermal processes proceedings in a multi-layered film subjected to ultrafast laser heating”, Journal of Theoretical and Applied Mechanics 47, 2009, 383-396

ANALIZA SKUTECZNOŚCI ODZIEŻY CHRONIĄCEJ PRZED CZYNNIKAMI GORĄCYMI

inż. JAROMIR KONIARSKI,

Automatyka i Robotyka, AB3, 2 rok, 2 stopień

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



Streszczenie. Przedstawiony został model matematyczny procesu nagrzewania tkanki skórnej niechronionej i chronionej warstwą tkaniny wywołanego gorącymi czynnikami zewnętrznymi. Zadanie rozwiązano za pomocą metody elementów brzegowych. Przeprowadzono obliczenia, które potwierdziły, że warstwa tkaniny wykonana z odpowiedniego materiału skutecznie chroni tkankę skórą przed oparzeniami.

1. Wprowadzenie

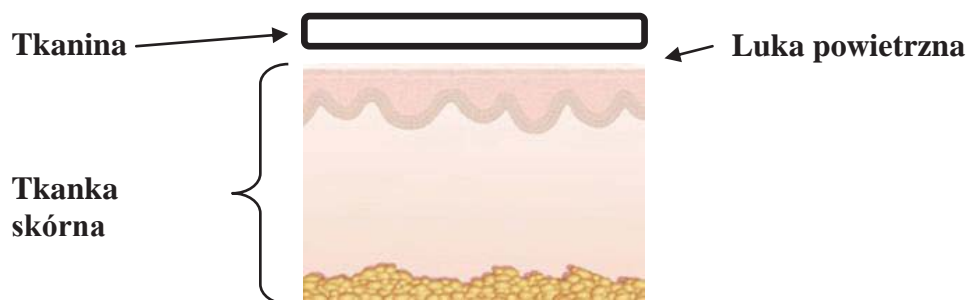
W przemyśle hutniczym, odlewniczym, metalurgicznym, koksowniczym, spawalniczym, a także w zakładach piekarniczych czy cukierniczych występuje ryzyko ekspozycji pracownika na działanie czynników gorących. Podstawowe czynniki zaliczane do gorących to [1] płomień, ciepło konwekcyjne, promieniowanie cieplne (podczerwone), rozpryski płynnego metalu, gorący żużel, odpryski gorącego metalu, kontakt z gorącym przedmiotem i łuk elektryczny. Środki ochrony indywidualnej pracownika narażonego na działanie czynników gorących powinny być dostosowane do realnie występujących zagrożeń.

Istotny jest dobór materiału, z którego wykonuje się odzież ochronną. Materiały z włókien odpornych na wysokie temperatury posiadają unikalne własności fizyczne odróżniające je od zwykłych materiałów.

W artykule podjęto próbę oceny skuteczności odzieży chroniącej tkankę skórą. W tym celu zastosowano metody modelowania matematycznego. Rozpatrywano zadanie jednowymiarowe, rozkład temperatury w tkance opisano równaniem Pennesa, a rozkład temperatury w tkaninie równaniem Fouriera. Równania te uzupełniono odpowiednimi warunkami brzegowo-początkowymi. Obliczenia przeprowadzono dla skóry niechronionej tkaniną oraz skóry pokrytej warstwą tkaniny i na tej podstawie sformułowano wnioski.

2. Rozkład temperatury w tkance skórnej chronionej tkaniną

W rozpatrywanym modelu (rys. 1) zakłada się dwa podobszary: tkaniny i tkanki skórnej, która traktowana jest jako obszar jednowarstwowy.



Rys. 1. Model skóry chronionej tkaniną

Rozkład temperatury w tkaninie opisany jest równaniem Fouriera

$$0 < x < L_0 : C_t \frac{\partial T_t(x,t)}{\partial t} = \lambda_t \frac{\partial^2 T_t(x,t)}{\partial x^2}, \quad (1)$$

a rozkład temperatury w tkance skórnej równaniem Pennesa [2]

$$L_0 < x < L : C_s \frac{\partial T_s(x,t)}{\partial t} = \lambda_s \frac{\partial^2 T_s(x,t)}{\partial x^2} + G_B C_B [T_B - T_s(x,t)] + Q_{met}, \quad (2)$$

gdzie L_0 i $L - L_0$ oznaczają odpowiednio grubość tkaniny i tkanki skórnej, T_t , T_s to temperatura tkaniny i tkanki, λ_t , λ_s są współczynnikami przewodzenia ciepła tkaniny i tkanki skórnej, a C_b , C_s ich objętościowymi ciepłami właściwymi, x oznacza współrzędną geometryczną, a t czas. W równaniu (2) G_B jest współczynnikiem perfuzji krwi, C_B objętościowym ciepłem właściwym krwi, T_B temperaturą krwi w aorcie, Q_{met} składnikiem metabolicznym.

Między tkaniną, a powierzchnią skóry występuje luka powietrzna, którą można modelować jako opór przepływu ciepła R między równoległymi powierzchniami. Opór ten wyrażany jest przez odwrotność współczynnika wymiany ciepła α_{sz} , który przedstawiony jest wzorem:

$$\alpha_{sz} = Nu \frac{\lambda_{pow}}{L_{sz}}, \quad (3)$$

gdzie Nu jest liczbą Nusselta, λ_{pow} współczynnikiem przewodzenia ciepła powietrza, L_{sz} szerokością szczeliny gazowej.

Na granicy tkanina – tkanka skórna wprowadza się warunek brzegowy czwartego rodzaju z oporem cieplnym R

$$x = L_0 : q_t(x,t) = \frac{T_t(x,t) - T_s(x,t)}{R} = q_s(x,t), \quad (4)$$

czyli

$$x = L_0 : \begin{cases} q_t(x,t) = q_s(x,t) = q(x,t) \\ T_s(x,t) = T_t(x,t) - Rq(x,t) \end{cases}. \quad (5)$$

Na zewnętrznej powierzchni tkaniny przyjmuje się warunek brzegowy Robina

$$x = 0 : q_t(x,t) = -\lambda_t \frac{\partial T_t(x,t)}{\partial x} - \alpha [T_t(x,t) - T_a], \quad (6)$$

gdzie α jest współczynnikiem wymiany ciepła między powierzchnią tkaniny, a otoczeniem, natomiast T_a jest temperaturą otoczenia.

Na wewnętrznej powierzchni tkanki skórnej zakłada się stałą temperaturę

$$x = L : T_s(x,t) = T_w. \quad (7)$$

gdzie T_w oznacza temperaturę wnętrza ciała.

Model matematyczny uzupełnia się warunkiem początkowym. W warstwie tkaniny przyjmuje się stałą temperaturę początkową

$$t = 0 : T_t(x,0) = T_{t0}. \quad (8)$$

W warstwie tkanki skórnej zakłada się paraboliczny rozkład temperatury w chwili $t=0$

$$t = 0 : T_s(x,0) = T_{s0}(x). \quad (9)$$

Rozpatrywano również proces nagrzewania tkanki skórnej niechronionej warstwą tkaniny. W takim przypadku rozwiązywano równanie (2) uzupełnione warunkiem brzegowym na powierzchni skóry

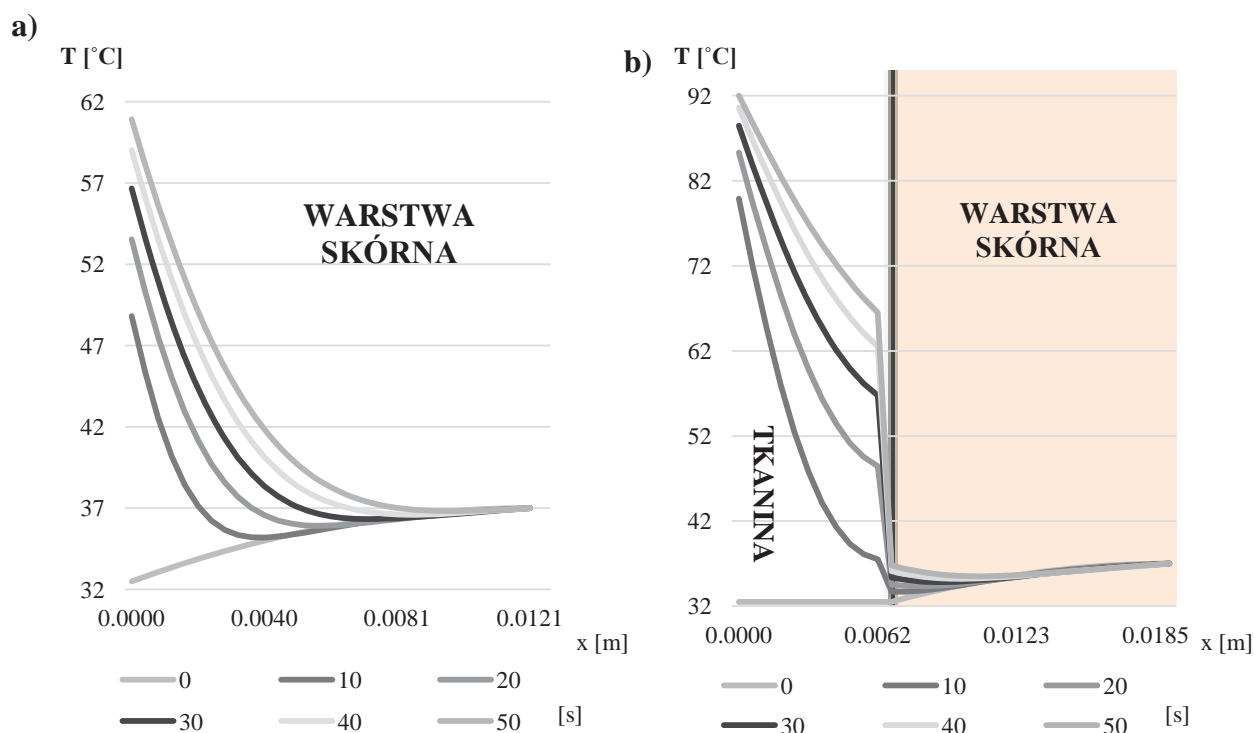
$$x = L_0 : q_s(x,t) = -\alpha_s [T_s(x,t) - T_a], \quad (10)$$

gdzie α_s jest współczynnikiem wymiany ciepła między powierzchnią skóry, a otoczeniem, T_a temperaturą otoczenia. Nie zmieniano warunku brzegowego dla $x=L$ (wzór (7)) oraz warunku początkowego (9).

3. Wyniki

W celu wyznaczenia rozkładu temperatury w tkance skórnej niechronionej i chronionej materiałem zastosowano metodę elementów brzegowych [2, 3]. Parametry występujące w opisie matematycznym procesu zgromadzono w [3]. W pierwszej kolejności rozpatrywano tkankę skórą niechronioną warstwą odzieży, na powierzchni tkanki skórnej pozostającej w kontakcie z otoczeniem założono warunek brzegowy Robina. Przyjęto temperaturę otoczenia $T_a = 100\text{ }^\circ\text{C}$ oraz współczynnik wymiany ciepła $\alpha_s = 100\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 2a.

Następnie rozpatrzono tkankę skórą chronioną warstwą odzieży, gdzie na styku tkaniny z tkanką skórą uwzględniono opór właściwy przenikania ciepła (rys. 2b). W obliczeniach zastosowano tkaninę posiadającą typowe parametry cieplne dla odzieży przeciwoparzeniowej.



Rys. 2. Rozkład temperatury w warstwie skórnej a) niechronionej, b) chronionej tkaniną.

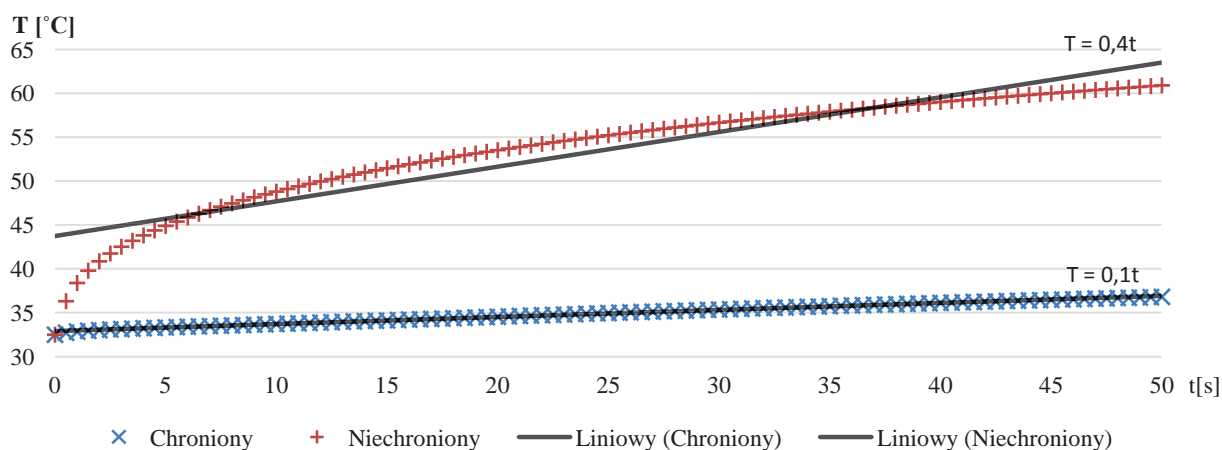
Temperaturę na powierzchni skóry przedstawiono dla czasów: 10, 20, 30, 40 i 50 [s] (tabela 1).

Tabela 1. Temperatura na powierzchni skóry oraz jej zmiana pod wpływem tkaniny

Czas [s]	Temperatura na powierzchni skóry [$^\circ\text{C}$]		Różnica
	Niechronionej tkaniną	Chronionej tkaniną	
10	48,49	33,72	30,5%
20	53,53	34,55	35,5%
30	56,66	35,37	37,6%
40	59,02	36,13	38,8%
50	60,91	36,81	39,6%

4. Wnioski

W wyniku przeprowadzenia obliczeń matematycznych przedstawionych w artykule można stwierdzić, że stosowanie tkaniny ochronnej powoduje mniejszy przyrost temperatury na powierzchni skóry. Różnica spadku temperatury na powierzchni skóry, dzięki zastosowaniu tkaniny ochronnej dochodzi od 30% do 40% (tabela 1). Na podstawie wygenerowanych funkcji trendu można stwierdzić, że przyrost temperatury na powierzchni skóry w czasie jest prawie cztery razy mniejszy w przypadku zastosowania tkaniny (rys. 3).



Rys. 3 Zmiana temperatury na powierzchni skóry w czasie

Na granicy tkanina – tkanka skórna zaobserwowano gwałtowny spadek temperatury (od 10% do prawie 45%), co jest skutkiem wysokiego współczynnika oporu powietrza R zawartego na tej granicy. Wysoka skuteczność odzieży ochronnej wynika między innymi z luki powietrznej oraz niskiego współczynnika przewodzenia ciepła tkaniny.

Tabela 2. Zmiana temperatury na granicy tkanina – tkanka skórna

Czas [s]	Temperatury na granicy tkanina – tkanka skórna [°C]		Różnica
	Tkanina	Tkanka skórna	
10	37,51	33,72	10,1%
20	48,46	34,55	28,7%
30	56,76	35,37	37,7%
40	62,52	36,13	42,2%
50	66,5	36,81	44,6%

Pracę częściowo wykonano w ramach projektu PB3/2013 finansowanego przez WSZOP.

Literatura

1. G. Bartkowiak, Zasady doboru odzieży, rękawic i obuwia chroniących przed czynnikami gorącymi przy uwzględnieniu wymagań znowelizowanych norm europejskich, Warszawa, CIOP-PIB 2013.
2. E. Majchrzak, Metoda elementów brzegowych w przepływie ciepła, Wyd. Pol. Częstochowskiej, Częstochowa, 2001.
3. J. Koniarski, Analiza skuteczności odzieży ochronnej, Wydział Mechaniczny Technologiczny Politechniki Śląskiej, Praca przejściowa, 2014.

ANALIZA CFD ZAWORU TŁOKA AMORTYZATORA

inż. PAWEŁ KOSTYRA

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień

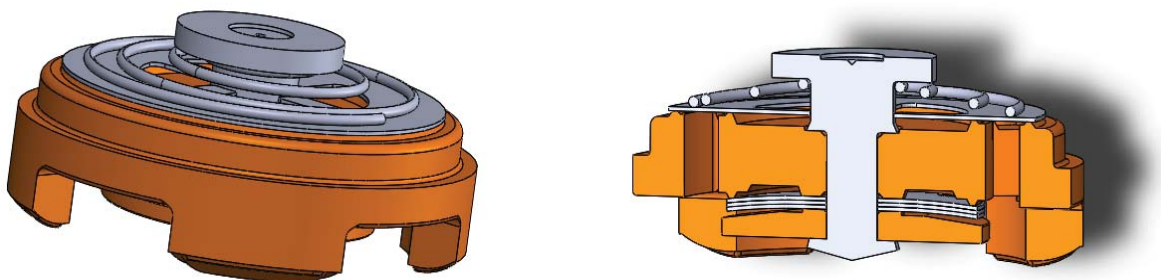
Opiekunowie naukowci: dr inż. Grzegorz Kokot, mgr inż. Wojciech Sołtysik



Streszczenie. W artykule przedstawiono wykorzystanie metod obliczeniowej dynamiki płynów w analizie przepływu oleju przez zawór tłoka amortyzatora. Zastosowano oprogramowanie ANSYS CFX do wyznaczenia charakterystyki spadku ciśnienia od natężenia przepływu dla różnych postaci geometrycznych zaworu. W artykule przedstawiono proces modelowania oraz wyniki symulacji numerycznych uwzględniających różne geometrie zaworu i parametry przepływu. Pracę wykonano we współpracy z Tenneco Automotive Eastern Europe Sp z o.o.

1. Wprowadzenie

Budowa zaworu tłoka amortyzatora umożliwia różnorodne dobieranie jego elementów, co pozwala na uzyskanie wymaganych charakterystyk przepływu. Głównym problemem jest uzyskanie przewidywalnej zależności spadku ciśnienia od natężenia przepływającego w zaworze oleju. Odpowiednie dobranie poszczególnych części pozwala otrzymać optymalną charakterystykę zaworu. Oprócz manipulacji elementami zaworu na wartość spadku ciśnienia można wpłynąć także zmieniając kształty i rozmiary otworów, przez które przepływa olej. W rzeczywistości jest to utrudnione, gdyż elementy zaworów wykonywane są metodą spiekania proszków, a więc wykonywanie prototypów generuje duże koszty. Przy pomocy analiz CFD możliwe jest numeryczne sprawdzenie zaprojektowanych modeli, co pozwala określić kierunek dalszego rozwoju prac i zdecydować czy opłacalne jest rozwijanie badanych projektów.

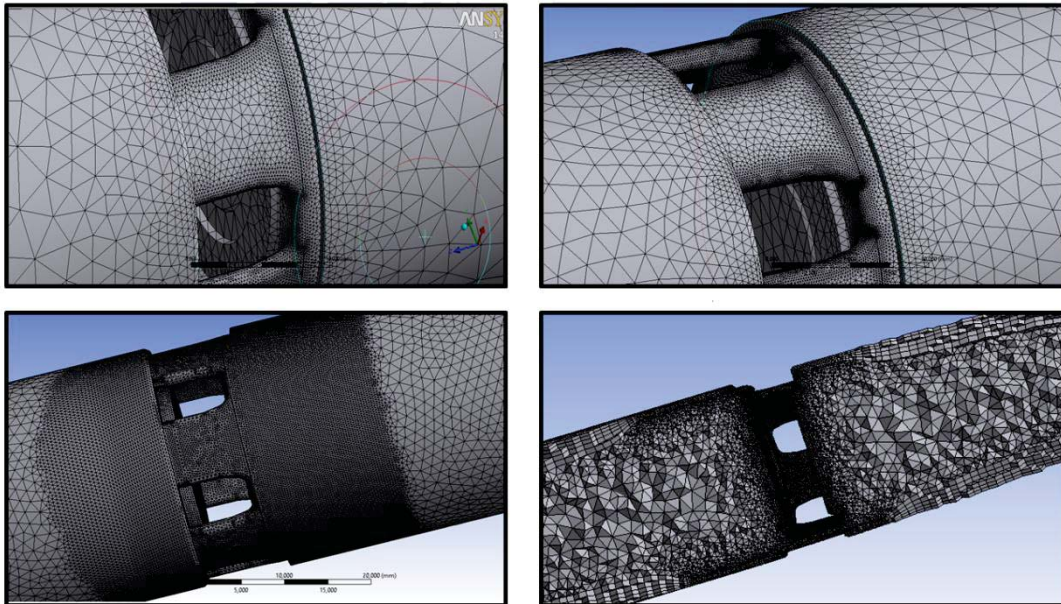


Rys. 1. Budowa zaworu

2. Geometria i siatka

Geometria oraz siatka elementów skończonych są ze sobą ściśle związane w każdej analizie wykorzystującej MES, a zwłaszcza w analizach CFD. Modelując przepływ należy stworzyć za pomocą operacji algebry Boole'a model odpowiadający objętości płynu analizowanego zjawiska. Już na etapie geometrii należy podejmować decyzję o jakości siatki elementów skończonych dla danego elementu. W niniejszej pracy po wykonaniu modelu usunięta została niewpływająca na wyniki geometria cienkościenna oraz ograniczono liczbę krawędzi. Te operacje pozwoliły na uzyskanie mniejszej liczby elementów skończonych, co pozwoliło skrócić czas obliczeń, przy zachowanej dokładności wyników.

Pierwsza, bazowa siatka została wielokrotnie zmodyfikowana, począwszy od zagęszczenia w newralgicznych punktach, a skończywszy na modelowaniu warstwy przyściennej. W ten sposób otrzymano ostateczną wersję siatki o liczbie ok. 1,7 miliona elementów. Tak dokładna siatka pozwoliła zaobserwować wszystkie kluczowe zjawiska towarzyszące badanemu przepływowi oleju. Mimo, że w końcowej fazie udoskonalania siatki wyniki liczbowe były zbliżone, to jej ciągłe poprawianie pozwoliło zaobserwować np. efekt Coandy [4] występujący w miejscu, gdzie olej opuszcza zawór.



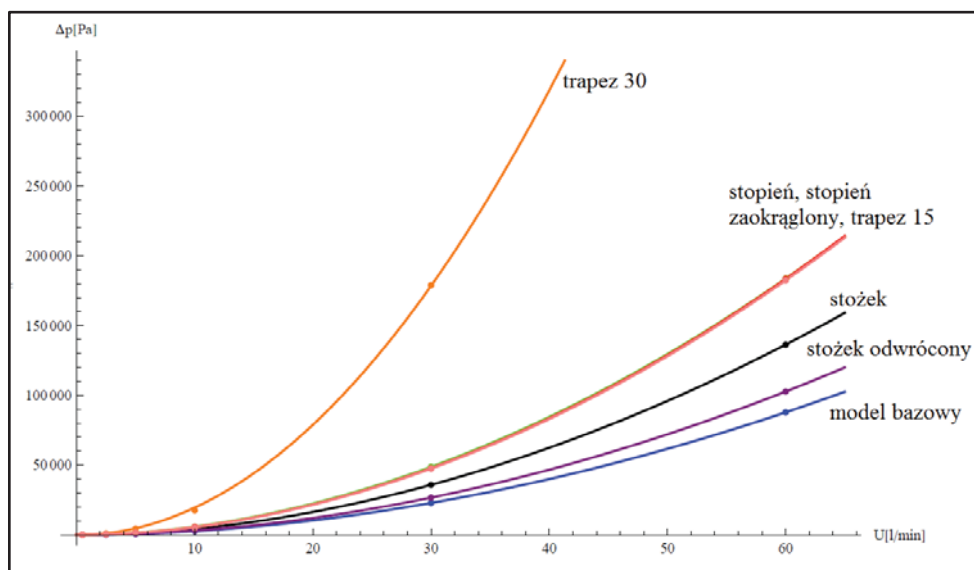
Rys. 2. Modyfikacje siatki elementów skończonych

3. Analiza numeryczna

Podstawowym równaniem wykorzystywanym w mechanice płynów jest równanie Naviera-Stokesa. Jest ono w pewnym stopniu przeniesieniem drugiej zasady dynamiki Newtona na ciecze i gazy. Rozwiązanie tego równania pozwala wyznaczyć (w ujęciu eulerowskim) pęd cząstek rozpatrywanego płynu. Określenie pędu umożliwia wyliczenie kolejnych poszukiwanych zależności [1]:

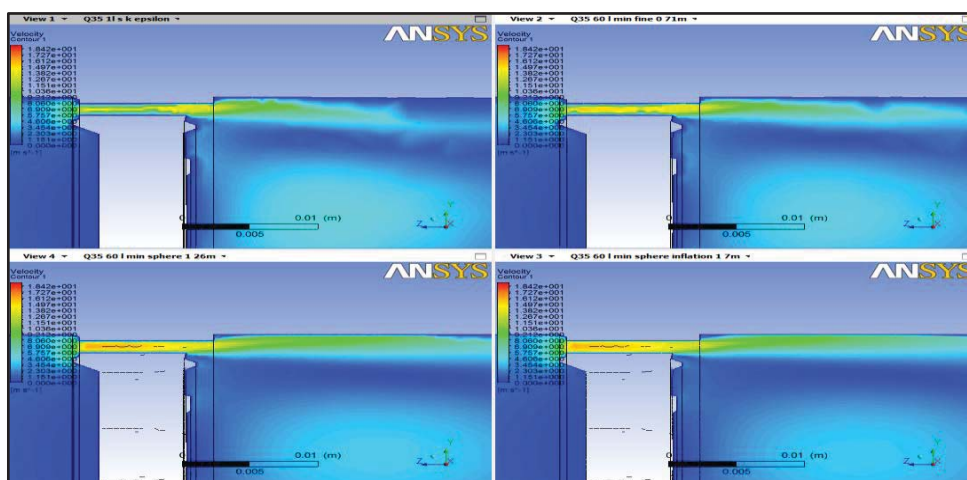
$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \mathbf{T} + \mathbf{f} \quad (1)$$

W niniejszej pracy oprócz bazowych równań Naviera Stokesa, ze względu na turbulentny charakter przepływu oraz niewielki gradient ciśnień, dobrano również pomocnicze równania k-epsilon [2], pozwalające uchwycić występujące w układzie turbulencje. Przed rozwiązywaniem powyższych równań zadano odpowiednie warunki brzegowe. Wymuszenie jest zdefiniowane przez natężenie przepływu, gdyż w takiej postaci występuje ono na maszynach przepływowych. Ważny jest odpowiedni dobór charakteru ściany - w tym przypadku jest to ściana idealnie szorstka – czyli taka, dla której w miejscu jej styku z płynem ma on zerową prędkość. Otrzymane dyskretne wyniki aproksymowano, co pozwoliło wyznaczyć charakterystyki przepływów dla każdego z badanych kształtów otworów (Rys. 4).



Rys. 3. Otrzymane charakterystyki dla badanych elementów

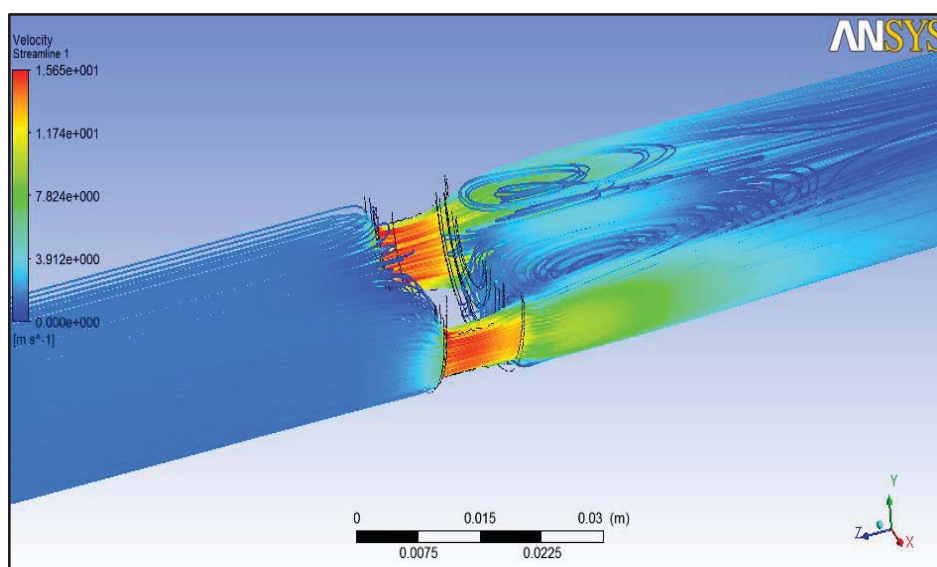
Dodatkowo narzędziem CFX-post służącym do postprocessingu wykonano wizualizację przepływu, umożliwiającą zaobserwowanie różnych zjawisk w zaworze. Wybranymi metodami były głównie wizualizacja toru ruchu cząstek oleju oraz mapy rozkładów ciśnień w zaworze (Rys. 5).



Rys.4. Wizualizacja prędkości przepływu dla czterech siatek

4. Podsumowanie

Zastosowanie obliczeń CFD pozwoliło na wyznaczenie charakterystyk przepływów dla zamodelowanych wariantów elementu zaworu. Dzięki temu możliwe było zaobserwowanie ogólnego trendu przy zmianie kształtu otworów. Jak widać na zestawieniu wykresów, spadek ciśnienia na zaworze znacznie różni się w zależności od kształtu otworów. Generalnie największy spadek ciśnienia następuje dla modeli, w których kanał zwęża się zgodnie z kierunkiem przepływu oleju. Należy zwrócić uwagę na, że prawie wszystkie modele (wyjąwszy trapez o kącie pochylenia ścian 30°) miały zbliżone sumaryczne pola przepływów. Dzięki analizom numerycznym uniknięto konieczności wykonania kosztownych prototypów wszystkich zaproponowanych modeli. Dodatkowo wizualizacja przepływów pozwoliła zaobserwować ważne zjawiska, jak na przykład znaczne zawirowania dla przepływów o wysokim natężeniu.



Rys. 5. Turbulencje widoczne w centralnej części zrzutu

Symulacje CFD przy odpowiednio skonstruowanym modelu pozwalają z dużą dokładnością symulować zjawiska z zakresu mechaniki płynów, których nie da się opisać analitycznie. Jest to doskonałe narzędzie do badania nowych koncepcji, uzupełniające, lub w niektórych przypadkach zastępujące metody analityczne.

Literatura

1. Ansorge R., Sonar T., Mathematical Models of Fluid Dynamics. Wiley-VCH, 2009.
2. Blazek J., Computational Fluid Dynamics Principles and Application. Elsevier, 2001.
3. Cebeci T., Shao, J.P., Kafyeke F., Laurendeau E., Computational Fluid Dynamics for Engineers. Springer, 2005.
4. Falkovich G., Fluid Mechanics, A Short Course for Physicists. Cambridge University Press, 2011.
5. Jeżowiecka-Kabsch K., Szewczyk H., Mechanika płynów, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2001.

MODELOWANIE BIORUSZTOWAŃ – WPLYW PARAMETRÓW MATERIAŁOWYCH I WARUNKÓW BRZEGOWYCH NA ROZKŁADY PRZEMIESZCZEŃ, NAPRĘŻEŃ I ODKSZTAŁCEŃ

inż. BARBARA KUBANEK

Mechatronika, ME3, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Antoni John, Prof. Pol. Śląskiej



Streszczenie. W ramach projektu inżynierskiego został opracowany fragment biorusztowania, który został w różny sposób podparty oraz obciążony. Celem analizy numerycznej było określenie zmian rozkładów przemieszczeń, naprężeń oraz odkształceń w zależności od zadanych warunków brzegowych- zmieniano sposób podparcia oraz obciążenia. Kolejnym z założeń było sprawdzenie jaki wpływ na powyższe rozkłady mają parametry materiałowe takie jak moduł Young'a i liczba Poissona oraz określenie, który z nich ma najlepsze właściwości na ściskanie i zginanie.

1. Wprowadzenie

W ostatnich latach obserwuje się bardzo duży rozwój dziedziny nauki jaką jest inżynieria tkankowa. Jest to połączenie wiedzy inżynierskiej z wiedzą z zakresu medycyny, biologii i chemii. Jednym z zagadnień rozwijanych w ramach inżynierii tkankowej są biorusztowania-struktury wykonane z biodegradowalnych materiałów mające wspomóc proces odbudowy zniszczonych lub usuniętych tkanek.

Do analizy numerycznej został opracowany model o wymiarach 11x7x3mm reprezentowany trójwymiarowo za pomocą elementów bryłowych. Każdy z modeli został utwierdzony, a następnie obciążony: w pierwszym etapie ciśnieniem atmosferycznym, a w następnym ciśnieniem równym co do wartości ciśnieniu krwi. W celu wykonania obliczeń zastosowany został program MSC.Patran/Nastran z systemu MSC Software.

Inżynieria tkankowa, zgodnie z definicją Bella z 2003 roku to „stosowanie zasad i metod inżynierii i nauk przyrodniczych wobec fundamentalnego zrozumienia związków strukturalno-relacyjnych w prawidłowej i patologicznej budowie tkanek ssaków oraz rozwój biologicznych substytutów, które przywracają, utrzymują lub poprawiają funkcjonowanie tkanki” [1]. Oznacza to, że celem inżynierii tkankowej jest przywrócenie struktury i funkcji uszkodzonych lub zdegenerowanych tkanek poprzez opracowanie struktur wykorzystujących nie tylko wiedzę medyczną, ale także pracę inżynierów.

2. Techniki wytwarzania biorusztowań

Do wytwarzania biorusztowań używane są zarówno materiały polimerowe jak również kompozytowe. Aby wyprodukować rusztowanie, producenci mają do dyspozycji wiele dostępnych technik od których zależy porowatość konstrukcji, a także możliwość kontroli ich parametrów.

Jednym z najistotniejszych problemów w procesie projektowania biorusztowania jest zaprojektowanie struktury o odpowiednio wysokim module sprężystości i wytrzymałości przy jednoczesnej wysokiej porowatości.

2.1 Elektroprzędzenie (*Electrospinning*)

Metoda bardzo uniwersalna służąca do przetwarzania roztworów lub stopów polimerów w ciągle włókna w zakresie wielkości od nanometrów. W trakcie procesu roztwór polimerowy dostarczany jest do elektrody poprzez strzykawkę z metalową kapilarą, która podłączona jest do wysokonapięciowego źródła prądu. Pod wpływem działania pola elektrycznego, polimer porusza się tworząc cienkie włókna. Wytworzone elektrowłókna mają wysoką porowatość i są podobne do zewnątrzkomórkowych tkanek ciała. Stosowane są najczęściej do regeneracji tkanek takich jak: skóra, naczynia krwionośne, chrząstki, kości, mięśnie i inne.

2.2. Rozpuszczenie odlewów i wypłukiwanie cząstek (*Solvent Casting and Particulate Leaching*)

Aby rozwiązać niedogodności występujące przy technice spajania włókien, została opracowana metoda rozpuszczania odlewów i wypłukiwania cząstek. Stosując odpowiednią obróbkę cieplną można uzyskać syntetyczne, biodegradowalne polimery o określonej porowatości oraz stosunku powierzchni do objętości i krystalizacji. Technika ta może być stosowana dla dowolnych polimerów, które będą się rozpuszczać w roztworze rozpuszczalnika (przykładowo- chloroform). Cząstki soli są wprowadzane do roztworu PLLA (polilaktyd = poli(kwas mlekowy)) i chloroformu, a następnie odlane do szklanego pojemnika. Sól nie jest rozpuszczalna w chloroformie. Rozpuszczalnik jest odstawiony, aby odparował, a pozostałe ilości odparowywane są próżniowo. W wyniku otrzymywane są wysoko krystaliczne błony złożone z PLLA i soli, które następnie zanurza się w wodzie w celu wymycia soli, a potem suszy.

2.3 Rozdzielanie faz polimerowych (*Polymer Phase Separation*)

Metoda ta została opracowana, aby umożliwić dostarczenie bioaktywnych molekuł z polimeru z rusztowania do komórki bez ingerencji w szkielet rusztowania, by nie naruszyć procesu odbudowy tkanki. Korzystając z techniki rozdzielania faz, został wyprodukowany porowaty polimer PLLA zawierający biologicznie aktywne cząsteczki hydrofilowe (wysokie powinowactwo do wody, bardzo dobrze rozpuszczalne w wodzie [3]) i hydrofobowe (niskie powinowactwo do wody, słabo rozpuszczalne w wodzie [3]).

W pierwszej kolejności polimer rozpuszczany jest w niskiej temperaturze w rozpuszczalniku, a następnie rozpuszcza się bioaktywne cząsteczki w otrzymanym roztworze jednorodnym. Roztwór jest chłodzony aż do momentu rozdziału na fazy ciała stałe – ciecz lub ciecz-ciecz.

2.4 Techniki szybkiego prototypowania

Techniki szybkiego prototypowania [2] (*Rapid Prototyping Techniques- RPT*) należą do grupy zaawansowanych procesów produkcyjnych, które mogą być produkowane na zamówienie. Dane mogą być przekazywane do produkcji bezpośrednio z danych komputerowych takich jak:

- komputerowe wspomaganie projektowania (programy typu CAD- *Computer Aided Design*),
- tomografia komputerowa (CT- *Computed Tomography*),
- rezonans magnetyczny (MRI- *Magnetic Resonance Imaging*).

3. Analiza numeryczna

Do analizy metodą elementów skończonych zostało wykorzystane oprogramowanie MSC Patran/Nastran, udostępnianie w licencji studenckiej, będące produktem MSC Software. Wersja studencka narzuca pewne ograniczenia, m.in. w postaci ograniczonej liczby komponentów modelu oraz ograniczonej liczby węzłów.

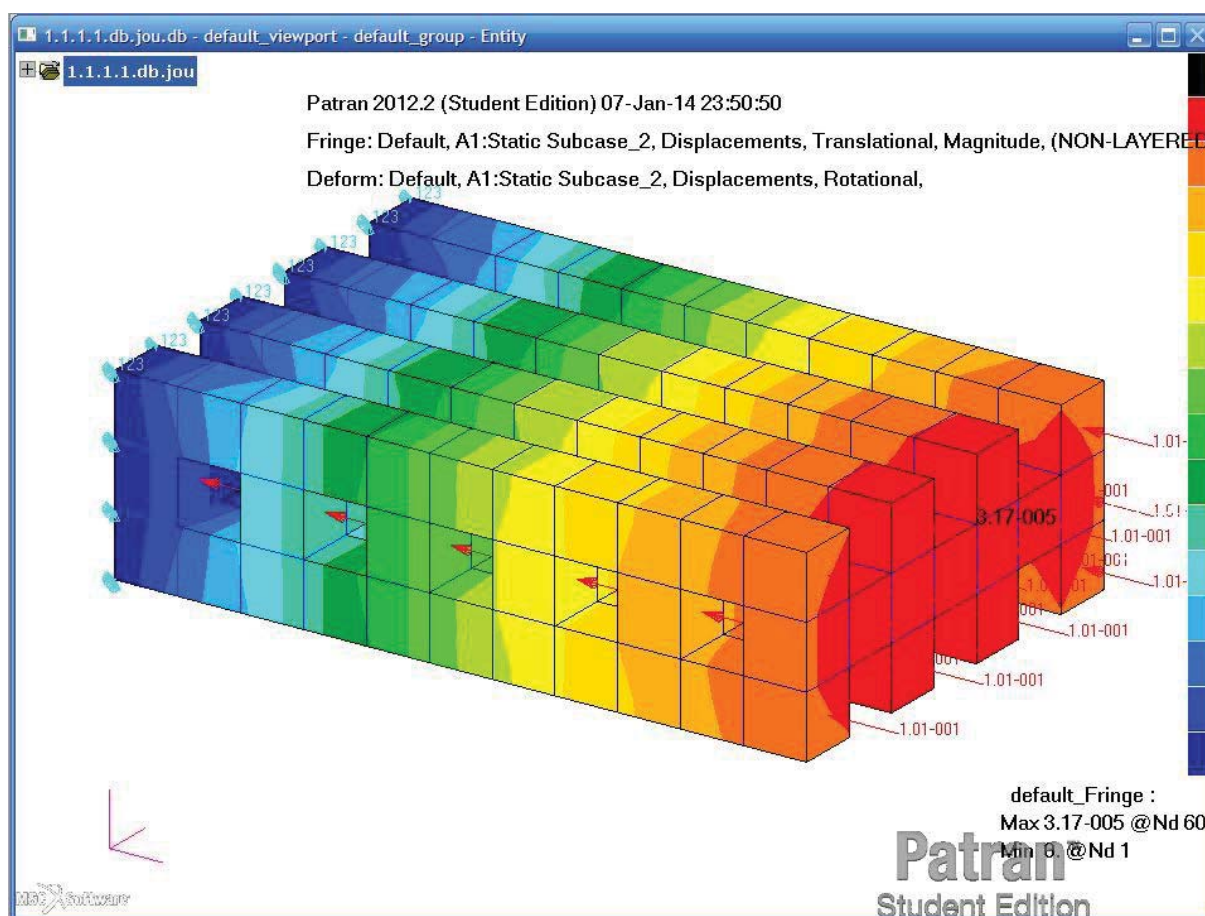
Pojedynczy element został zaprojektowany jako belka o przekroju kwadratowym o boku $a=1\text{mm}$.

Jako materiał poddany szerokiej analizie dla różnych warunków brzegowych wybrany został stop tytanu (materiał 1). Dodatkowej analizie poddane zostały jeszcze materiały PLA (materiał 2), PGA (materiał 3) oraz PLGA (materiał 4), aby dokonać obserwacji zmian rozkładów naprężeń, przemieszczeń i odkształceń dla różnych materiałów.

Kompletny model został obciążony w pierwszej analizie ciśnieniem atmosferycznym o wartości $0,101325\text{MPa}$. Zostało sprawdzone działanie w każdej z osi w różnych warunkach brzegowych.

W następnej grupie analiz, model zostanie poddany ciśnieniu równemu ciśnieniu krwi w organizmie ludzkim. Wielkość ciśnienia została założona jako wartość ciśnienia skurczowego u dorosłego, zdrowego człowieka, $p=0,01596\text{MPa}$ [4].

Na rys. 1 został przedstawiony przykładowy rozkład przemieszczeń dla modelu wykonanego z Ti-6Al-4V obciążonego ciśnieniem atmosferycznym.



Rys.1 Rozkład przemieszczeń w modelu obciążonym ciśnieniem atmosferycznym

4. Podsumowanie

W wyniku przeprowadzonej analizy można sformułować następujące wnioski: przemieszczenia, naprężenia i odkształcenia zmieniają się w zależności od warunków brzegowych i obciążenia modelu. Im większa, sumaryczna powierzchnia przyłożenia obciążenia, tym wyższe wartości naprężenia, przemieszczenia i odkształcenia. Zmiana kierunku obciążenia także wpływa na otrzymane wyniki- elementy poddane tylko ścisłaniu ulegają mniejszym odkształceniom i naprężeniom niż elementy zginane.

Przeprowadzona analiza wykazała również, że podobną tendencję wykazują wartości przemieszczeń.

Powyższa analiza dowiodła także, że bardzo istotny jest materiał, z którego wykonane jest rusztowanie. Im wyższy moduł Young'a, tym mniejsze przemieszczenia i naprężenia. Wyniki ukazują także, że wartości odkształceń można uznać za porównywalne.

Literatura

1. Sultana N., „Biodegradable Polymer- Based Scaffolds for Bone Tissue Engineering”, Springer, 2013.
2. Abdekaal Osama A., Darwish Saied M. , „Fabrication of Tissue Engineering Scaffolds. Using Rapid Prototyping Techniques”, artykuł naukowy.
3. Źródło internetowe: <http://www.wattpad.com/1113072-na-czym-polega-hydrofobowo%C5%9B%C4%87-i-hydrofilno%C5%9B%C4%87> , [dostęp: 15.12.2013]
4. Źródło internetowe: <http://tensoval.pl/cisnieniekrwi.php>, [dostęp: 17.12.2013]

BADANIA EKSPERYMENTALNE AMORTYZATORA

inż. KAMIL LYSEK

Mechatronika, ME3, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Wacław Kuś, Prof. Pol. Śląskiej

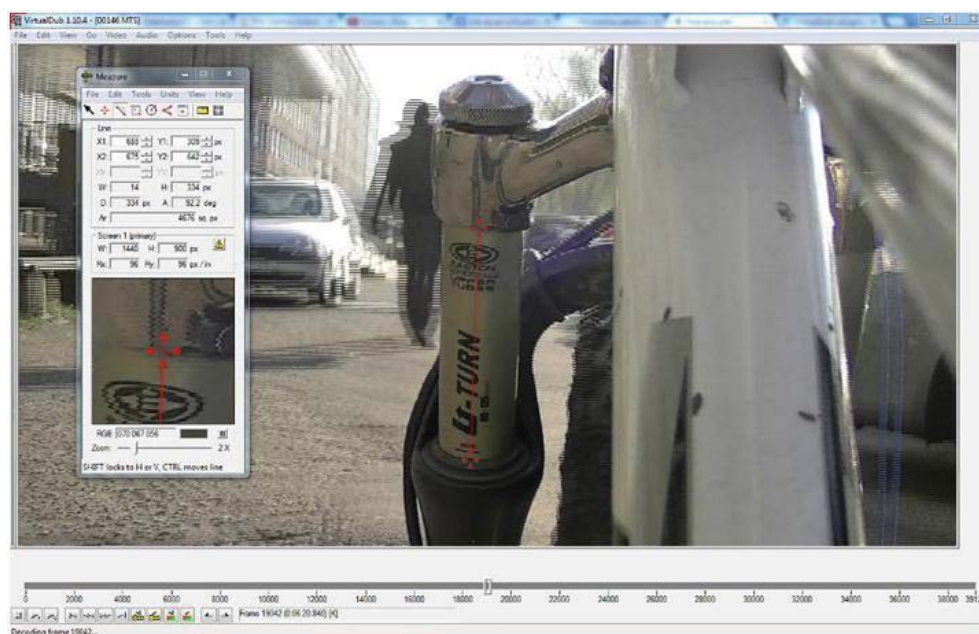


Streszczenie. Artykuł dotyczy badania eksperymentalnego amortyzatora na hydraulicznej maszynie wytrzymałościowej MTS z użyciem modułu MPT, na podstawie przemieszczeń wyznaczonych z badań terenowych. W artykule zawarty został przebieg pracy badawczej, wraz z opisem sposobu wyznaczenia przemieszczenia i zaprogramowania go na maszynie wytrzymałościowej. Obliczony został błąd względny, pojawiający się w wyniku różnicy między wartością zadaną, a otrzymaną podczas badań eksperymentalnych.

1. Wprowadzenie

W celu przeprowadzenia badań została użyta maszyna MTS, która wyposażona jest w specjalne oprzyrządowanie, stanowiące narzędzie do badań wytrzymałościowych i co w wypadku tego eksperymentu istotne, również badań o stosunkowo wysokich częstotliwościach. Amortyzator zamontowano w rowerze i przeprowadzono pomiary drgań oraz nakręcono film pozwalający na określenie przemieszczeń elementów amortyzatora. W pracy pomocne były również oprogramowanie, takie jak Virtual Dub i Measure, które pozwoliły na podstawie filmu w jakości HD wyznaczyć przemieszczenie elementów amortyzatora. W ramach pracy opracowano przebiegi sterujące siłownikiem do którego został dołączony badany amortyzator.

2. Wyznaczanie przemieszczeń amortyzatora



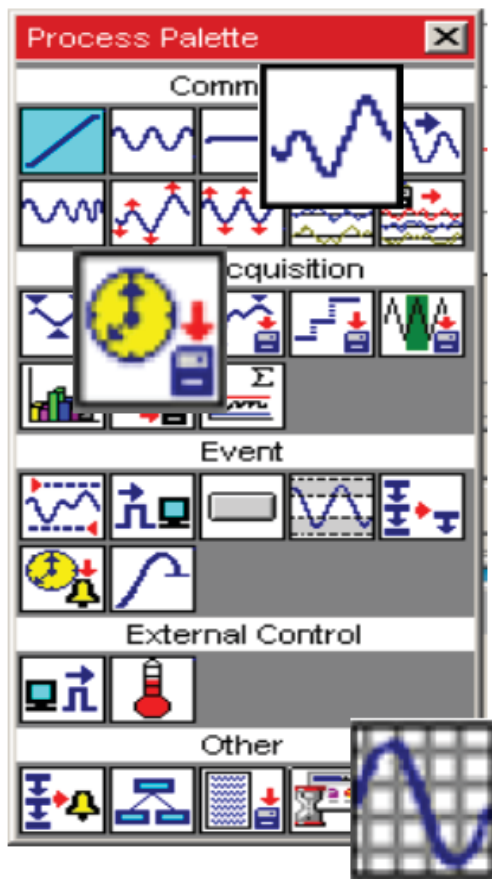
Rys. 1. Wyznaczanie przemieszczeń na podstawie filmu

Wyznaczanie przemieszczeń amortyzatora odbyło się na podstawie uprzednio przygotowanego nagrania HD przez uczestników Koła naukowego SKN ME STRESS (Mateusz Michniak, Piotr Słomka, Łukasz Cyganik). Na filmie rejestrowany został ruch amortyzatora podczas 15 minutowej jazdy po różnej jakości terenach. Należy zaznaczyć iż na potrzeby badania wzięte zostały pod uwagę charakterystyczne momenty, które dodatkowo dałoby się odzwierciedlić na maszynie MTS. Do wyznaczenia przemieszczeń amortyzatora użyte zostały dwa programy:

VirtualDub - jest to darmowy program służący do obróbki plików wideo. Po zainstalowaniu dodatku, jest to oprogramowanie bezproblemowo radzące sobie z plikami o rozszerzeniu mkv. Posiada bardzo intuicyjny interfejs pozwalający w prosty sposób na przewijanie filmu klatka po klatce

Measure - program pozwalający na mierzenie odległości pomiędzy dwoma dowolnie zaznaczonymi punktami, z wybraną przez użytkownika dokładnością.

3. Paleta procesów MPT [2]



Rys. 2. Paleta ProcesówMPT

Paleta procesów MPT (Rys. 2) składa się z 5 bloków [2]:

- 1.Command- blok zawierający procesy sterujące serwozaworami. Pozwalają zadawać różnego charakteru obciążenia. Wartością zadawaną może być odkształcenie, siła lub przemieszczenie.
- 2.Data Acquisition – zbiór procesów odpowiedzialnych za pozyskiwanie i zapisywanie danych z czujników.
- 3.Event- oczekiwanie na zdarzenie i wykonanie procesu gdy zdarzenie nastąpiło.

4. External Control- kontrola/sterowanie zewnętrznymi procesami.

5. Other- pozostałe procesy, m.in. kontrola programu, instrukcje warunkowe, wykresy itp.

Na Rys. 2 zaznaczone zostały trzy procesy, które zostaną użyte przy pracy na maszynie hydraulicznej MTS:

W bloku Command, znajduje się pierwszy proces, który nazywa się profile. Wytwarza sygnał polecenia w oparciu o treść "Profil" stworzoną w edytorze tekstu, arkuszu kalkulacyjnym lub edytorze aplikacji. Niestety skorzystanie z ostatniej opcji nie było możliwe, ze względu na brak takowego na komputerze z oprogramowaniem MPT. Program został wprowadzony za pomocą profilu utworzonego uprzednio w arkuszu kalkulacyjnym Calc, a następnie edytowanego w programie Notatnik.

Drugim użytym sygnałem jest Timed Acquisition. Jest to proces, który zapisuje sygnały wybrane przez użytkownika, w zdefiniowanym okresie czasu, lub zdefiniowanej częstotliwości. W tym wypadku zostały wybrane czas, przemieszczenie zadane, przemieszczenie rzeczywiste i siła wykorzystana do przemieszczenia. Na podstawie tych wyników w późniejszym etapie zostały wygenerowane wykresy.

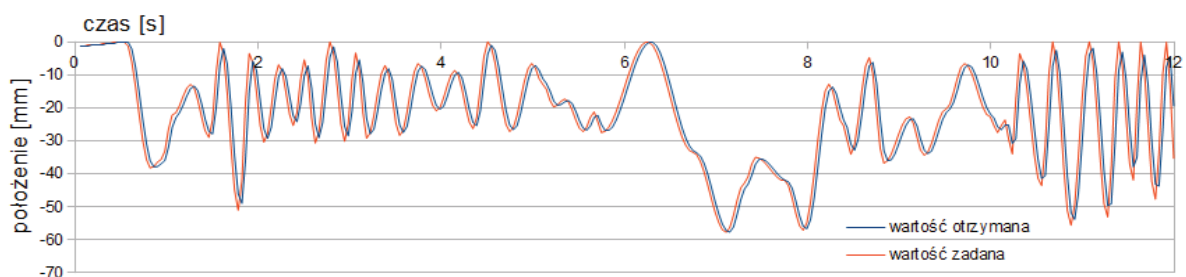
Data Display- pozwala na stworzenie wykresu z dowolnego sygnału i prezentuje go w czasie rzeczywistym na ekranie monitora. W tym wypadku przemieszczenia względem czasu. Został on użyty tylko w celu orientacyjnym, by zapoznawać się na bieżąco z przebiegami obciążenia.

4. Badania amortyzatora

Obiektem badanym jest amortyzator rowerowy SR SUNTOUR XCR LO, o skoku 100 mm. Badanie miało charakter eksperymentalny. Procesy, jakie zostały użyte wymieniono w poprzednim rozdziale. Część programu załadowanego do procesu profile zawiera program sterujący poruszaniem się tłoka. Na początku deklaruje się typ pliku, kolejna jest data, trzecia dowolna nazwa. Czwarta deklaracja jest stosunkowo ważna, gdyż określa liczbę kanałów. Istnieje również możliwość deklarowania innych typów, np. Shape, wtedy nie ma konieczność deklaracji dla kolejnych czasów, tak jak było zrobione w tym wypadku.

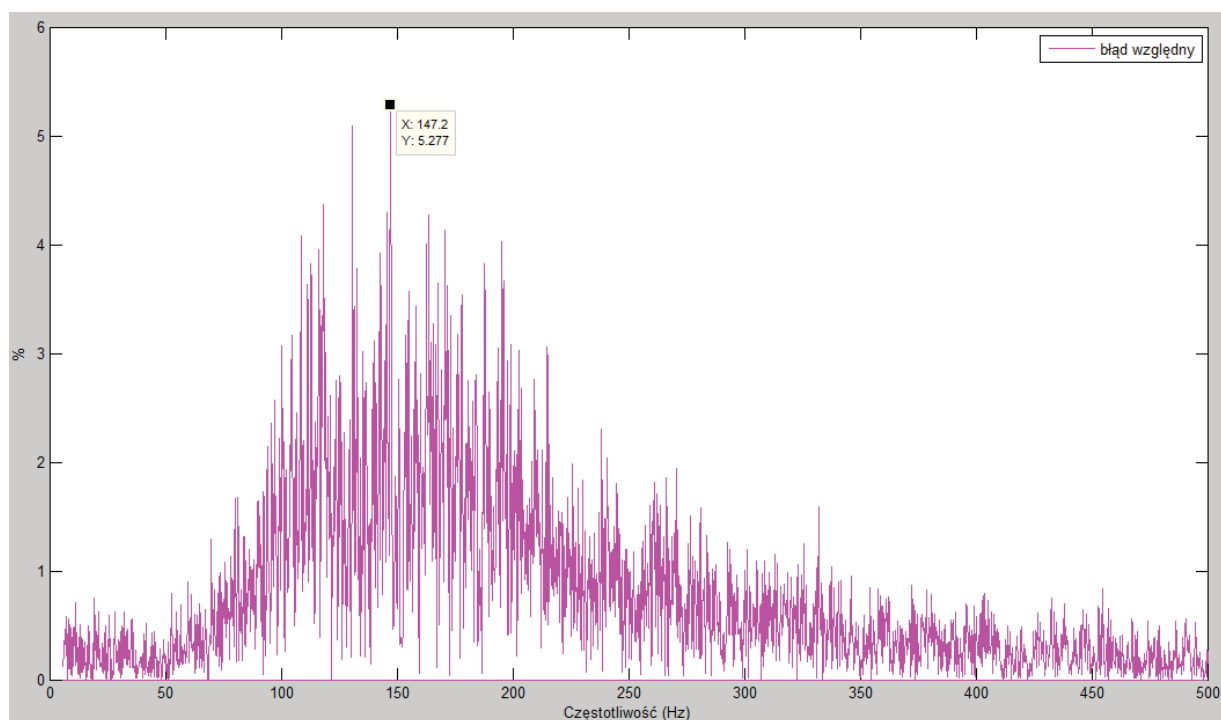
Jeżeli chodzi o same dane wprowadzone do profilu, dotyczące bezpośrednio przemieszczenia tłoka to: czas trwania akcji, wprowadzony w sekundach, kształt, jaki będzie przypominał wykres oraz punkty położenia względem układu współrzędnych w mm. Ciekawostką jest fakt, iż przy kształcie należy podać jakąkolwiek jednostkę, nie ma znaczenia jaką, inaczej program nie będzie działał. Punkty położenia to trzecia i czwarta kolumna. Jeżeli jako count wpisze się segments wtedy to co jest w kolumnie czwartej jest bez znaczenia (inna sytuacja ma miejsce gdy wpisane jest cycles jako segments).

Wykresy, jakie uzyskano bezpośrednio z wyników (rys. 4) nie pozwalają sprawdzić odchylenia pomiędzy wartościami, jakie chciano osiągnąć w stosunku do tych rzeczywistych, gdyż występuje dodatkowe przesunięcie czasowe cykli.



Rys. 3. Skrócony wykres przemieszczenia amortyzatora

W związku, z czym zastosowano dodatkowo oprogramowanie Matlab [1], w celu wyliczenia widma częstotliwości (dzięki zastosowaniu transformaty Fouriera).



Rys. 4. Błąd względny

5. Wnioski

Celem było przeprowadzenie badania amortyzatora na maszynie MTS, na podstawie przemieszczeń uzyskanych z filmu zawierającego jego przebieg działania. Aby badania można było uznać za poprawne należało zbadać dokładność odwzorowania przemieszczeń. Jednakże, w celu porównania należało również przekształcić wyniki uzyskane bezpośrednio z odczytów czujników, gdyż można było zauważyć przesunięcie w czasie między wartością zadaną, a otrzymaną. W związku, z czym nie sposób było ich porównać bez analizy widma częstotliwości. Dzięki zastosowaniu analizy widmowej z użyciem szybkiej transformaty Fouriera (FFT), możliwe było wyznaczenie błędu. Jego wartość względna w wypadku odwzorowania wartości zadanych i otrzymanych nie przekracza 5,5%, w związku z czym jest to wartość jaką można zaakceptować. W takim wypadku można wnioskować, iż badania ukazały, że metoda badana może mieć zastosowanie w celu badania amortyzatorów.

Literatura

1. Fast Fourier transform - MATLAB fft, <http://www.mathworks.com/help/matlab/ref/fft.html> odwiedzona dnia 30.12.2013.
2. 793 Utility Software, MTS System Corporation, Eden Prairie, Minnesota, 2008.

IDENTYFIKACJA SZTYWNOŚCI MOCOWANIA ROWEROWEGO FOTELIKA DZIECIĘCEGO

inż. MICHAŁ LYSY

Automatyka i Robotyka, AB3, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Jacek Ptaszny



Streszczenie. Tematem artykułu jest identyfikacja sztywności mocowania ramy rowerowego fotelika dziecięcego do rury podsiodłowej roweru. Identyfikacji dokonano na podstawie pomiarów doświadczalnych przemieszczenia ramy wywołanego obciążeniem statycznym. W celu sformułowania zagadnienia identyfikacji określono funkcję celu zależną od identyfikowanego parametru, wraz z odpowiednim ograniczeniem. Do minimalizacji funkcji celu zastosowano metody zaimplementowane w programie Scilab.

1. Wprowadzenie

W pracy analizowano rowerowy fotelik dziecięcy typu A22 [1] mocowany do rury podsiodłowej roweru, o dopuszczalnej masie dziecka 22 kg. Siedzisko fotelika przymocowane jest do własnej ramy, która z kolei zamocowana jest do ramy roweru. Rama fotelika (rys. 1) wykonana jest z pręta, który ugina się pod ciężarem dziecka podczas jazdy. Mocowanie ramy fotelika jest wykonane z tworzywa sztucznego i zawiera podkładki gumowe. Te czynniki wpływają na drgania fotelika podczas pokonywania przeszkód przez rower, a tym samym na komfort jazdy i bezpieczeństwo dziecka. W wyniku badań sztywności przeprowadzonych w pracy [2] otrzymano wartości przemieszczeń fotelika kilkakrotnie większe w porównaniu z wartościami wyznaczonymi analitycznie za pomocą modelu zakładającego sztywne utwierdzenie odkształcalnej ramy fotelika. Stwierdzono, że różnica wynika z nieuwzględnienia odkształceń mocowania. Celem niniejszej pracy jest identyfikacja sztywności mocowania, która pozwoli na jego zamodelowanie w postaci odpowiedniej podpory podatnej.

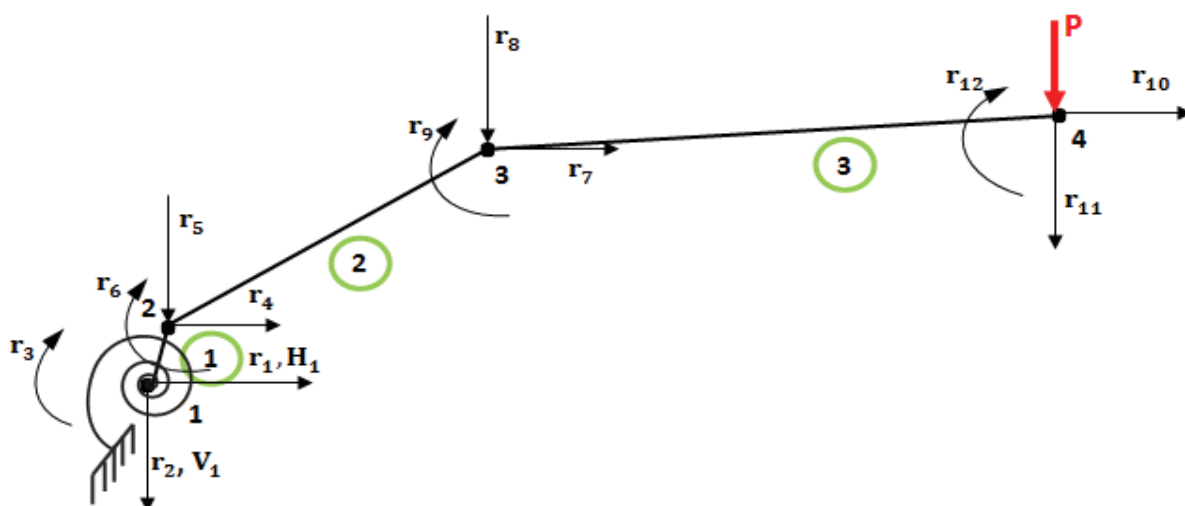


Rys. 1. Mocowanie fotelika Polisport Boodie FF [3]

2. Model numeryczny ramy z podporą sprężystą

Opracowano model płaski ramy fotelika z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES) [4, 5, 6, 7]. Badana rama jest symetryczna względem płaszczyzny pionowej w związku z czym analizowano tylko jej połowę. Model płaski składał się z czterech węzłów i trzech elementów skończonych typu prętowego. Wymiary układu i stałe materiałowe przyjęto takie same jak w pracy [2]. Model układu z numerami węzłów i elementów, oznaczeniem stopni swobody oraz obciążeniem pokazano na rysunku 2. Symbole $r_{1,4,7,10}$ oznaczają przemieszczenia poziome węzłów, symbole $r_{2,5,8,11}$ oznaczają przemieszczenia pionowe, natomiast symbole $r_{3,6,9,12}$ oznaczają kąty obrotu węzłów. W miejscu występowania mocowania przyjęto podporę sprężystą o sztywności x , pozwalającą na obrót elementu skończonego (1) wokół węzła (1). Ponadto w tymże węźle odebrano możliwość przesunięcia w kierunku poziomym i pionowym ($r_1 = r_2 = 0$). Model obciążony był w węźle (4) siłą P działającą pionowo w dół. W celu analizy modelu opracowano program komputerowy w języku Scilab [8]. Po rozwiązaniu układu równań MES wyznaczano sztywność układu stosując wzór:

$$K^{MES} = \frac{P}{r_{11}}. \quad (1)$$



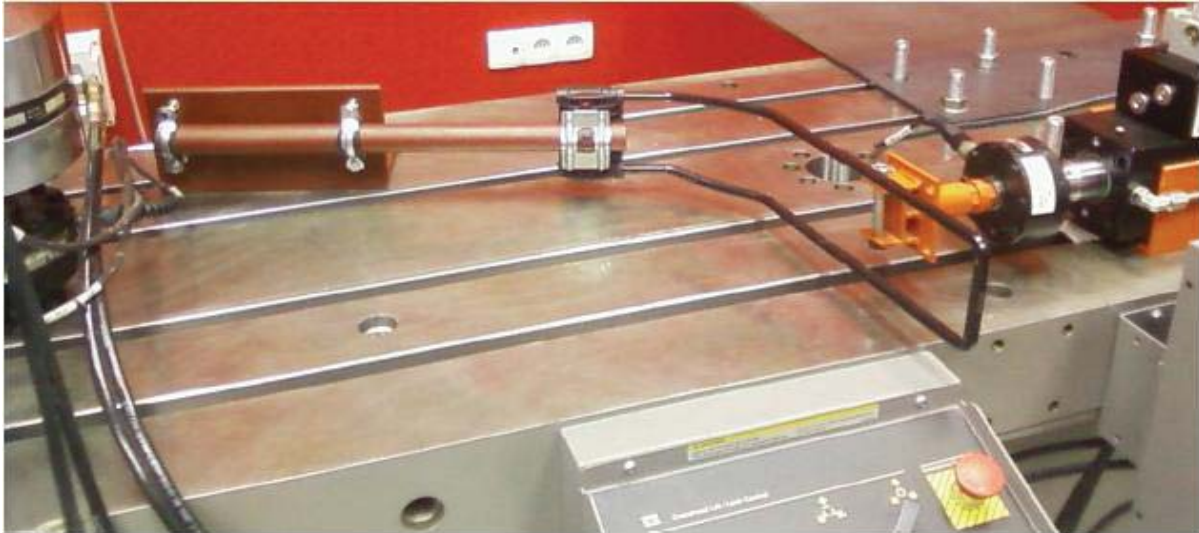
Rys. 2. Model MES analizowanej ramy

3. Badania doświadczalne

Badania doświadczalne polegały na statycznym obciążaniu ramy fotelika, w trakcie którego rejestrowano siłę oraz przemieszczenie punktu przyłożenia siły. Układ obciążany był w sposób odpowiadający modelowi MES pokazanemu na rysunku 2. Na podstawie pomiarów wyznaczano sztywność połowy ramy stosując wzór:

$$K^{DOŚW} = \frac{P}{2u}, \quad (2)$$

gdzie u oznacza przemieszczenie dwóch symetrycznych punktów ramy, na które działała siła P . Zakres wartości siły wynosił od 10 do 130 N. Wykorzystane stanowisko badawcze (rys. 3)



Rys. 3. Zdjęcie stanowiska do pomiaru sztywności ramy rowerowego fotelika dziecięcego [2]

zostało wykonane w ramach pracy [2]. W ramach niniejszej pracy stanowisko zostało dostosowane do wymagań normy [1] przez zastąpienie gumowych podkładek występujących w przyrządzie zastępującym ramę roweru, elementami stalowymi. Pomiary wykonano za pomocą hydraulicznej wielozadaniowej maszyny wytrzymałościowej MTS z ramą 322 [9].

4. Sformułowanie i rozwiązanie zagadnienia identyfikacji

W celu identyfikacji sztywności mocowania fotelika zdefiniowano funkcję celu:

$$f(x) = [K^{MES}(x) - K^{DOŚW}]^2, \quad (3)$$

gdzie:

- x – identyfikowana sztywność mocowania,
- K^{MES} – sztywność ramy wyznaczona za pomocą MES,
- $K^{DOŚW}$ – sztywność ramy wyznaczona doświadczalnie.

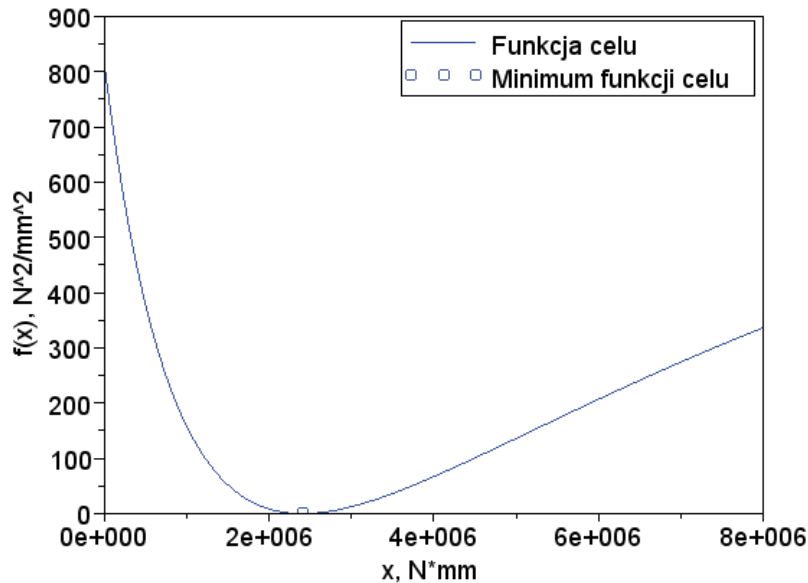
Na identyfikowaną zmienną nałożono ograniczenie:

$$x > 0. \quad (4)$$

Identyfikacja polegała na znalezieniu wartości x^* sztywności spełniającej równanie:

$$f(x^*) = \min f(x). \quad (5)$$

W celu rozwiązania zagadnienia identyfikacji opracowano program komputerowy w języku Scilab. Funkcja celu (3) była minimalizowana za pomocą wbudowanej funkcji „fminsearch” [9]. Zidentyfikowana sztywność podpory sprężystej odpowiadająca analizowanemu modelowi połowy ramy wynosi $x^* = 2406501$ N·mm. Wykres funkcji celu z zaznaczonym minimum został przedstawiony na rysunku 4.



Rys. 4. Wykres funkcji celu z zaznaczonym minimum

5. Wnioski

Mocowanie ramy fotelika ma istotny wpływ na jego przemieszczenia w trakcie jazdy. Wpływa na to fakt, że jest ono wykonane z tworzywa sztucznego, a dodatkowo zastosowane są w nim podkładki gumowe. W ramach badań opracowano model uwzględniający sztywność samej ramy jak i jej mocowania. Taki model w pełniejszy sposób odzwierciedla zachowanie się rzeczywistego układu, w stosunku do wcześniej stosowanego modelu w którym założono, że rama jest sztywno utwierdzona. Model uwzględniający podatne mocowanie może być wykorzystany do symulacji drgań fotelika oraz opracowania środka technicznego minimalizującego drgania.

Literatura

1. DIN EN 14344, Child use and care articles – Child seats for cycles – Safety requirements and test methods, [<ftp://law.resource.org/de/ibr/din.en.14344.e.2004.pdf>] z dnia 03.04.2014r.
2. Kubista K., Numeryczna analiza drgań i badania doświadczalne rowerowego fotelika dziecięcego, Praca magisterska, Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej, Politechnika Śląska, Gliwice (2013).
3. [<http://www.reidcycles.com.au/polisport-frame-mount-childseat.html#.UsrL1rRiyFE>] z dnia 19.11.2013r.
4. Rakowski G., Kacprzyk Z., Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji, OWPW, Warszawa (2005).
5. Zienkiewicz O.C., Metoda Elementów Skończonych, Arkady, Warszawa (1972).
6. Łodygowski T., Kąkol W., Metoda elementów skończonych w wybranych zagadnieniach mechaniki konstrukcji inżynierskich, WPP, Poznań (1994).
7. Śródka W., Trzy lekcje metody elementów skończonych, OWPW, Wrocław (2004).
8. [http://help.scilab.org/docs/5.3.3/en_US/] z dnia 18.11.2013r.
9. [www.imio.polsl.pl] z dnia 03.04.2014r.

SYMULACJA ROZPRZESTRZENIANIA SIĘ DYMU I OGNIA Z UŻYCIEM OPROGRAMOWANIA FDS

inż. MAREK NOWAK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 2 rok, 2 stopień
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Wacław Kuś prof. Pol. Śl.



Streszczenie. Tematem artykułu są symulacje komputerowe pożarów z użyciem oprogramowania FDS (Fire Dynamic Simulation). W pracy skupiono się, na symulowaniu działania instalacji tryskaczowej oraz jej wpływu na rozwój pożaru. W pracy przedstawiono przykładową symulację oraz porównanie symulacji palącego się pomieszczenia z instalacją oraz bez instalacji tryskaczowej.

1. Wprowadzenie

Od wielu lat trwają prace nad tym aby przewidzieć możliwość wystąpienia pożaru, oraz skutków jakie za sobą niesie. Dzisiejszy postęp techniczny, możliwości komputerowe oraz wiedza w zakresie dziedzin ścisłych pozwala w dużym stopniu na odwzorowanie rzeczywistego zjawiska pożaru i jego następstw.

Symulacje komputerowe wykorzystujące metody numerycznej mechaniki płynów (ang. Computational Fluid Dynamics - CFD) są cennym narzędziem stosowanym w inżynierii bezpieczeństwa pożarowego. W ciągu ostatnich kilku lat, wraz ze wzrostem możliwości obliczeniowych komputerów osobistych, a także dzięki większej dostępności specjalistycznego oprogramowania, modelowanie pożarów z użyciem modeli CFD stało się przydatnym narzędziem w inżynierii bezpieczeństwa pożarowego. Metoda ta jest szczególnie pomocna przy weryfikacji rozwiązań projektowych dotyczących systemów oddymiania dla dużych i skomplikowanych obiektów budowlanych.

2. System Fire Dynamic Simulator

Program komputerowy FDS [1], należy do najbardziej popularnych programów CFD, przeznaczonych do potrzeb modelowania pożarów, który powstał i jest rozwijany w National Institute of Standards and Technology w USA. Jest programem bezpłatnym, przeznaczonym m.in. do badań naukowych, zbudowanym specjalnie dla potrzeb modelowania pożarów.

FDS wykorzystuje numeryczne modele mechaniki. Program rozwiązuje numerycznie równanie Navier'a-Stokes'a dla niskich prędkości przepływu wymuszonego, ze szczególnym uwzględnieniem przepływu ciepła i dymu [3].

Graficznym preprocesorem przygotowującym model dla programu FDS jest oprogramowanie Pyrosim [4]. Jest on kompletnym systemem modelowania, który pozwala tworzyć i uruchamiać symulacje pożaru. Używając oprogramowania FDS, Pyrosim pozwala na modelowanie ruchu dymu, wymiany ciepła, i rozprzestrzeniania się ognia, w określaniu możliwości ochrony i możliwego bezpiecznego czasu ewakuacji. Pyrosim może być również używany do rekonstrukcji pożarów i innych wypadków z ogniem.

Interfejs Pyrosim zapewnia prawidłowy format pliku wejściowego FDS. Ponadto Pyrosim daje możliwość tworzenia geometrii w 2D i 3D, nakładania obrazów na geometrie, grupowania obiektów. Oferuje wiele opcji wyświetlania obrazu jak również kopiowania

i powielania przeszkód. Pozwala również importować pliki DXF zawierające geometrie 3D lub rzuty/przekroje 2D które w dalszym etapie mogą posłużyć do wyciągania i tworzenia obiektów 3D w Pyrosim.

Postprocesorem programu FDS jest Smokeview. Jest on programem przeznaczonym do wizualizacji wyników otrzymanych za pomocą FDS. Umożliwia wizualizację przepływu cząsteczek, przepływu gazów w formacie 2-D lub 3-D, wizualizację rozkładu temperatur lub wektorów kierunku przepływu. Smokeview przedstawia również dane statystyczne dla wybranego czasu analizy, używając obrazów w formacie 2-D lub 3-D [2].

3. Działanie FDS

W rozwiązywaniu zagadnienia przez FDS wykorzystywane są równania Naviera-Stokesa:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \nabla \cdot P + \rho f \quad (1)$$

gdzie:

ρ - gęstość płynu,

$\frac{Dv}{Dt}$ - operator Stokesa zwany też pochodną substancjalną,

v - wektor prędkości,

f - wektor przyspieszenia płynu (sił masowych),

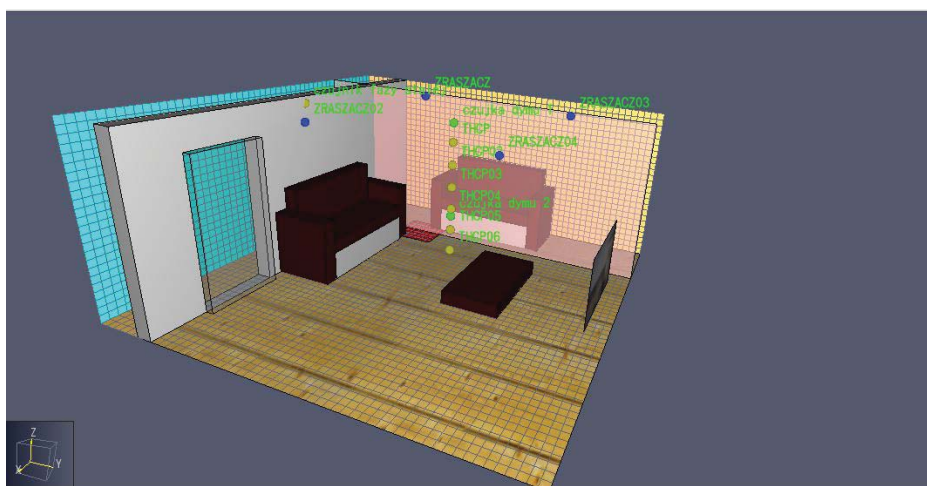
P - tensor naprężeń wewnętrznych w elemencie płynu.

Otrzymane równania eliptyczne opisują procesy konwekcyjne wywołane znacznymi różnicami gęstości. Nadają się więc do opisu zjawisk transportu gorącego dymu o małej prędkości przepływu. Proces obliczeniowy może być przeprowadzany jako symulacja bezpośrednia (ang. Direct Numerical Simulation – DNS) lub jako symulacja turbulenta (ang. Large Eddy Simulation – LES), która wykorzystuje jedną z ważnych cech charakterystycznych turbulencji, modelując skale drobne wykazujące izotropowość struktury wirów i rozwiązując numerycznie pola dużych wirów. Wybór między DNS a LES zależy od celu obliczeń i rozdzielczości siatki. Metoda DNS polega na rozwiązywaniu bezpośrednim równań Naviera-Stokesa, wymaga więc bardzo gęstej siatki obliczeniowej i małego kroku czasowego. Przy obecnych możliwościach obliczeń numerycznych nadaje się więc do symulacji np. przepływów ze spalaniem w małej skali geometrycznej. Jeżeli problem dotyczy symulacji przepływu dymu w dużej i złożonej przestrzeni ograniczonej, co dotyczy badanego rozwoju pożaru, stosowana jest metoda LES, uwzględniająca wiry o wielkościach porównywalnych z rozmiarami komórki siatki numerycznej [2][5].

4. Przykład symulacji

W pokoju o długości 4,6 m, szerokości 5,2 m i wysokości 2,4 m zdefiniowano źródło ognia na powierzchni 0,49 m² o mocy 400 KW/m². Początkowa temperatura otoczenia wynosi 20°C. W pokoju znajdują się 2 kanapy oraz stolik wykonane z pianki poliuretanowej. W pomieszczeniu zdefiniowano: kilka czujników temperatury powietrza na różnych wysokościach i dwa czujniki dymu. Jedna ze ścian wykonana jest z gipsu i dokonywany jest pomiar temperatury jej wnętrza. Zdefiniowano powierzchnię przecinającą źródło ognia, w której dokonano wizualizacji rozkładu temperatury. Oprócz tego zdefiniowano wizualizację rozkładu temperatury na ścianach i przedmiotach znajdujących się w pomieszczeniu.

Symulację przeprowadzono dwukrotnie: pierwsza symulacja dotyczy pokoju bez instalacji tryskaczowej, druga symulacja to symulacja, w której działa instalacja tryskaczowa. Czas symulacji to 900 sekund (15 minut). Krzywa wzrostu pożaru definiowana jest eksperymentalnie na podstawie własności spalonego materiału (poliuretanu), z którego wykonane są przedmioty. Rozmiar komórki sieci obliczeniowej wynosi 0,1 x 0,1 x 0,1 m. Sieć obliczeniowa składa się 67392 komórek. Rozmieszczenie tryskaczy w modelu jest zgodne z normą VdS CEA 4001:2003-01: „Urządzenia tryskaczowe”. Na rysunku 1 został przedstawiony jeden z wykonanych modeli pomieszczenia.



Rys. 1. Model pomieszczenia z instalacją tryskaczową

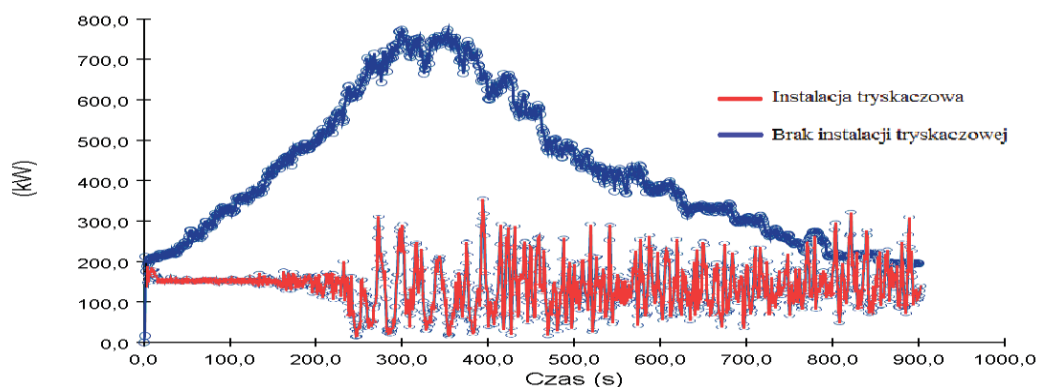
5. Wyniki symulacji

Wyniki symulacji otrzymano w formie grafik, wykresów i barwnych map (rysunek 2, 3), wygenerowanych przez oprogramowanie Smokeview i FDS.

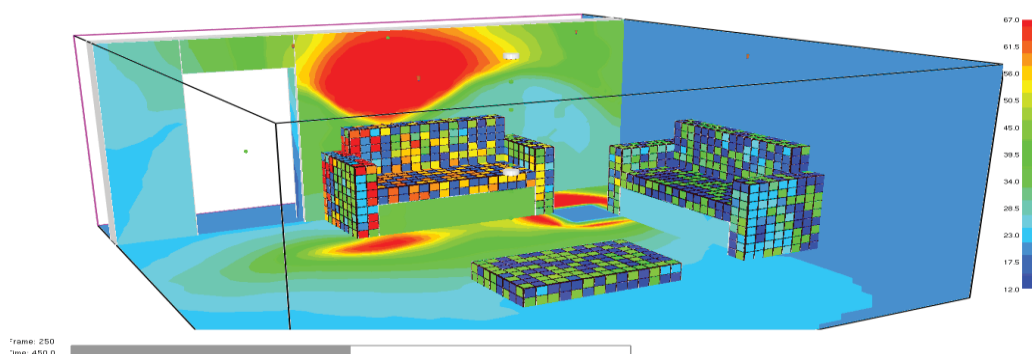
Jednym z ważniejszych parametrów, które są badane podczas symulacji to moc pożaru. W pomieszczeniu bez instalacji tryskaczowej rozkład mocy pożaru przebiega zgodnie z klasycznym modelem przebiegu pożaru. Na wykresie (rys. 2) można wyróżnić 3 klasyczne fazy pożaru: faza przed rozgorzeniem, po rozgorzeniu i wygasanie. W pomieszczeniu chronionym tryskaczami moc pożaru „zachowuje się bardzo chaotycznie” tzn. jej wartości oscylują bardzo gwałtownie w czasie wokół 200 kW i osiągają od 20 do 350 kW. Pomimo takiego zachowania moc pożaru w tym przypadku nie przekracza 350 kW co jest wartością około dwukrotnie mniejszą niż w przypadku działania tryskaczy.

Kolejnym badanym parametrem jest rozkład temperatury na ścianach i przedmiotach. Rysunek nr 3 obrazuje rozkład wartości tej temperatury dla pomieszczenia z instalacją tryskaczową. Jej maksymalna wartość jest ośmiokrotnie niższa niż w przypadku pomieszczenia bez tryskaczy. Można zauważyć również, że temperatura na ścianie jest bardzo niska na powierzchni zasięgu zraszaczy, natomiast na powierzchni, gdzie woda ze zraszaczy nie dociera temperatura osiąga zdecydowanie wyższe wartości.

Z odczytów czujników dymu wynika, że widoczność w centralnej części pokoju jest mniejsza w przypadku działania tryskaczy o około 25 %/m oraz, że utrzymuje się ona na tak wysokim poziomie do końca trwania symulacji, podczas gdy dla pomieszczenia bez działającej instalacji w końcowym etapie zadymienie wynosi około 30%/m. Świadczy to o zaburzeniach w rozprzestrzenianiu się dymu, jakie wprowadza działanie tryskaczy.



Rys. 2. Przebieg mocy pożaru w czasie dla pomieszczenia bez tryskaczki



Rys. 3. Rozkład temperatury na ścianach i przedmiotach

6. Podsumowanie

Wykorzystany program komputerowy FDS oparty na komputerowej dynamice płynów CFD jest przydatnym narzędziem w inżynierii bezpieczeństwa pożarowego ze szczególnym uwzględnieniem symulacji rozprzestrzeniania się dymu i temperatury w przestrzeniach ograniczonych. Z powodu dużej złożoności modeli, ich ograniczone zastosowanie jest spowodowane tym, że wymagana jest gruntowna wiedza o wcześniej wymienionych procesach. Możliwa jest konstrukcja podmodeli na danym poziomie złożoności (poziomie niezbędnym do rozwiązania konkretnego problemu), nawet przy stosunkowo prostych modelach fizycznych i chemicznych użytych w CFD.

Literatura

1. McGrattan K., McDermott R., Fire Dynamics Simulator User's Guide, NIST, USA (2010).
2. Chybowski R., Konecki M., Tuśnio N., Wykorzystanie programu komputerowego FDS do modelowania pożaru w tunelu kablowym, Zeszyty Naukowe SGSP, Nr 39/2010.
3. McGrattan K., McDermott R., Fire Dynamics Simulator (Version 5) Technical Reference Guide, NIST, USA (2010).
4. www.pyrosim.pl
5. Bogusławski A., Drobniaak S., Tyliszczak A., Turbulencja - od losowości do determinizmu, Modelowanie inżynierskie, vol. 36, s. 41-48, Gliwice (2008).

MODELOWANIE PRZEWODZENIA CIEPŁA W OBSZARACH DWUWARSTWOWYCH ZA POMOCĄ METODY ELEMENTÓW BRZEGOWYCH

inż. MATEUSZ PACZENA

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 2 rok, 2 stopień

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



Streszczenie. Rozpatrywano przestrzenny obszar dwuwarstwowy, w którym rozkład temperatury opisano układem dwóch równań Laplace'a uzupełnionym odpowiednimi warunkami brzegowymi. Zadanie rozwiązano za pomocą metody elementów brzegowych. Obliczenia wykonano w programie MathCad i przedstawiono wyniki obliczeń dla niewielkiej liczby elementów brzegowych.

1. Wprowadzenie

Spośród wielu metod numerycznych rozwiązywania problemu brzegowego (MRS, MES, MEB) wybrano metodę elementów brzegowych, ponieważ tylko w tym przypadku dyskretyzuje się jedynie brzeg rozpatrywanego obszaru. Jest to szczególnie istotne, jeśli rozpatruje się zadania przestrzenne. W artykule skupiono się na metodzie obliczeń dla dwóch obszarów trójwymiarowych przy założeniu, że pozostają one ze sobą w idealnym kontakcie.

2. Model matematyczny

Rozpatrywano ustalone, bezźródłowe przewodzenie ciepła w dwóch obszarach. Model matematyczny składa się zatem z dwóch równań Laplace'a

$$(x, y, z) \in \Omega_1 : \lambda_1 \nabla^2 T_1(x, y, z) = 0, \quad (1)$$

$$(x, y, z) \in \Omega_2 : \lambda_2 \nabla^2 T_2(x, y, z) = 0, \quad (2)$$

gdzie λ_1, λ_2 to współczynniki przewodzenia ciepła pierwszego i drugiego obszaru, $T_1(x, y, z)$, $T_2(x, y, z)$ oznaczają temperatury w tych obszarach a x, y, z to współrzędne geometryczne.

Na styku obszarów zakłada się idealny kontakt cieplny czyli równość temperatur i strumieni ciepła

$$(x, y, z) \in \Gamma_c : \begin{cases} T_1(x, y, z) = T_2(x, y, z) \\ q_1(x, y, z) = -q_2(x, y, z) \end{cases} \quad (3)$$

Przez Γ_1 oznaczono ten fragment brzegu obszaru Ω_1 , który nie pozostaje w kontakcie z obszarem Ω_2 , a przez Γ_2 ten fragment brzegu obszaru Ω_2 , który nie pozostaje w kontakcie z brzegiem obszaru Ω_1 . Innymi słowy, brzeg obszaru Ω_1 to $\Gamma_c \cup \Gamma_1$ a brzeg obszaru Ω_2 to $\Gamma_c \cup \Gamma_2$.

Na fragmentach brzegów obszarów Ω_1 i Ω_2 (za wyjątkiem wspólnej granicy) zakłada się warunki brzegowe pierwszego, drugiego lub trzeciego rodzaju

$$(x, y, z) \in \Gamma_{e1} : T_e(x, y, z) = T_{be},$$

$$(x, y, z) \in \Gamma_{e2} : q_e(x, y, z) = -\lambda_e \frac{\partial T_e(x, y, z)}{\partial n} = q_{be}, \quad (4)$$

$$(x, y, z) \in \Gamma_{e3} : q_e(x, y, z) = -\lambda_e \frac{\partial T_e(x, y, z)}{\partial n} = \alpha_e [T_e(x, y, z) - T_{ote}],$$

gdzie T_{be} jest znaną temperaturą na fragmencie brzegu Γ_{e1} , q_{be} znanym strumieniem ciepła na fragmencie brzegu Γ_{e2} , α_e to współczynnik wymiany ciepła, T_{ote} temperatura otoczenia, wskaźnik e oznacza brzeg pierwszego lub drugiego obszaru: $\Gamma_e = \Gamma_{e1} \cup \Gamma_{e2} \cup \Gamma_{e3}$, $e=1, 2$.

3. Metoda elementów brzegowych dla równania Laplace'a

Brzegowe równanie całkowe dla równania Laplace'a następującą postacią [1]

$$B(\xi, \eta, \theta)T(\xi, \eta, \theta) + \int_{\Gamma} q(x, y, z)T^*(\xi, \eta, \theta, x, y, z)d\Gamma = \int_{\Gamma} T(x, y, z)q^*(\xi, \eta, \theta, x, y, z)d\Gamma, \quad (5)$$

gdzie $\Gamma = \Gamma_1 \cup \Gamma_2 \cup \Gamma_3$, (ξ, η, θ) jest punktem obserwacji, współczynnik $B(\xi, \eta, \theta)$ jest zależny od lokalnego kształtu brzegu, $q(x, y, z) = -\lambda \partial T(x, y, z) / \partial n$. W równaniu (5) $T^*(\xi, \eta, \theta, x, y, z)$ jest znanym rozwiązaniem podstawowym [1], $q^*(\xi, \eta, \theta, x, y, z) = -\lambda \partial T^*(\xi, \eta, \theta, x, y, z) / \partial n$.

Aby rozwiązać brzegowe równanie całkowe (5), brzeg Γ obszaru Ω dzieli się na elementy brzegowe Γ_j , $j=1, 2, \dots, N$ i całki występujące w równaniu (5) zastępuje się sumą całek po elementach brzegowych

$$B(\xi_i, \eta_i, \theta_i)T(\xi_i, \eta_i, \theta_i) + \sum_{j=1}^N \int_{\Gamma_j} q(x, y, z)T^*(\xi_i, \eta_i, \theta_i, x, y, z)d\Gamma_j = \sum_{j=1}^N \int_{\Gamma_j} T(x, y, z)q^*(\xi_i, \eta_i, \theta_i, x, y, z)d\Gamma_j, \quad (6)$$

gdzie $(\xi_i, \eta_i, \theta_i)$ oznacza węzeł brzegowy.

W metodzie elementów brzegowych można stosować elementy stałe, liniowe i kwadratowe. W pracy zastosowano elementy stałe. Element stały zawiera jeden węzeł położony w jego środku i dla tego typu elementu zakłada się, że wartość temperatury oraz strumienia jest stała w jego obrębie. Dla elementów stałych równanie (6) można zapisać w postaci

$$\frac{1}{2}T_i + \sum_{j=1}^N q_j \int_{\Gamma_j} T^*(\xi_i, \eta_i, \theta_i, x, y, z)d\Gamma_j = \sum_{j=1}^N T_j \int_{\Gamma_j} q^*(\xi_i, \eta_i, \theta_i, x, y, z)d\Gamma_j. \quad (7)$$

Wprowadza się oznaczenia

$$G_{ij} = \int_{\Gamma_j} T^*(\xi_i, \eta_i, \theta_i, x, y, z)d\Gamma_j, \quad (8)$$

$$\hat{H}_{ij} = \int_{\Gamma_j} q^*(\xi_i, \eta_i, \theta_i, x, y, z)d\Gamma_j \quad (9)$$

i ostatecznie równanie (6) można zapisać w postaci

$$\sum_{j=1}^N G_{ij}q_j = \sum_{j=1}^N H_{ij}T_j \quad (10)$$

lub stosując konwencję macierzową

$$\mathbf{Gq} = \mathbf{HT}. \quad (11)$$

4. Metoda elementów brzegowych dla układu równań Laplace'a

W przypadku dwóch obszarów $\Omega = \Omega_1 \cup \Omega_2$ pozostających w idealnym kontakcie, wprowadza się następujące oznaczenia:

- T_1, q_1 to wektory zawierające temperatury i strumienie ciepła w węzłach brzegowych leżących na granicy Γ_1 ,

- T_2, q_2 to wektory zawierające temperatury i strumienie ciepła w węzłach brzegowych leżących na granicy Γ_2 ,
- T_{c1}, q_{c1} to wektory zawierające temperatury i strumienie ciepła w węzłach brzegowych leżących na wspólnej granicy Γ_c od strony obszaru Ω_1 ,
- T_{c2}, q_{c2} to wektory zawierające temperatury i strumienie ciepła w węzłach brzegowych leżących na wspólnej granicy Γ_c od strony obszaru Ω_2 [1].

Warunek brzegowy idealnego kontaktu (3) wygodnie jest zapisać w postaci

$$(x, y, z) \in \Gamma_c : \begin{cases} \mathbf{q}_{c1} = -\mathbf{q}_{c2} = \mathbf{q} \\ \mathbf{T}_{c1} = \mathbf{T}_{c2} = \mathbf{T} \end{cases} \quad (12)$$

Dla każdego obszaru tworzy się układ równań:

- dla obszaru Ω_1

$$[\mathbf{G}_1 \quad \mathbf{G}_{c1}] \begin{bmatrix} \mathbf{q}_1 \\ \mathbf{q}_{c1} \end{bmatrix} = [\mathbf{H}_1 \quad \mathbf{H}_{c1}] \begin{bmatrix} \mathbf{T}_1 \\ \mathbf{T}_{c1} \end{bmatrix} \quad (13)$$

- dla obszaru Ω_2

$$[\mathbf{G}_{c2} \quad \mathbf{G}_2] \begin{bmatrix} \mathbf{q}_{c2} \\ \mathbf{q}_2 \end{bmatrix} = [\mathbf{H}_{c2} \quad \mathbf{H}_2] \begin{bmatrix} \mathbf{T}_{c2} \\ \mathbf{T}_2 \end{bmatrix} \quad (14)$$

Z obu tych równań tworzy się jedno równanie, uwzględniając idealny kontakt

$$-\begin{bmatrix} \mathbf{G}_1 & -\mathbf{H}_{c1} & \mathbf{G}_{c1} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{H}_{c2} & -\mathbf{G}_{c2} & \mathbf{G}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_1 \\ \mathbf{T} \\ \mathbf{q} \\ \mathbf{q}_2 \end{bmatrix} = [\mathbf{H}_1 \quad \mathbf{H}_2] \begin{bmatrix} \mathbf{T}_1 \\ \mathbf{T}_2 \end{bmatrix} \quad (15)$$

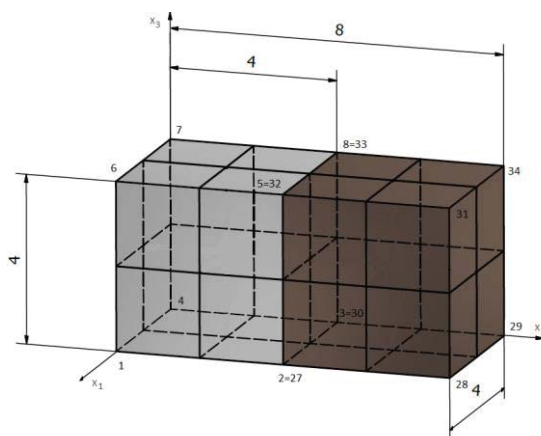
Do układu równań (15) wprowadza się pozostałe warunki brzegowe. Po jego rozwiązaniu znane są wartości temperatury i strumieni ciepła we wszystkich węzłach brzegowych.

5. Przykład obliczeń

Obliczenia przeprowadzono wprowadzając przedstawiony powyżej algorytm do programu MathCad. Rozpatrywano dwa stykające się ze sobą obszary o jednakowych wymiarach (rys. 1). Założono, że współczynnik przewodzenia ciepła pierwszego obszaru wynosi $\lambda_1=1$ drugiego natomiast $\lambda_2=3$. Przyjęto również, że na lewym brzegu ($x_2=0$) występuje temperatura równa 200°C , a na prawym 100°C . Na pozostałych powierzchniach zewnętrznych układu przyjęto zerowy strumień ciepła.

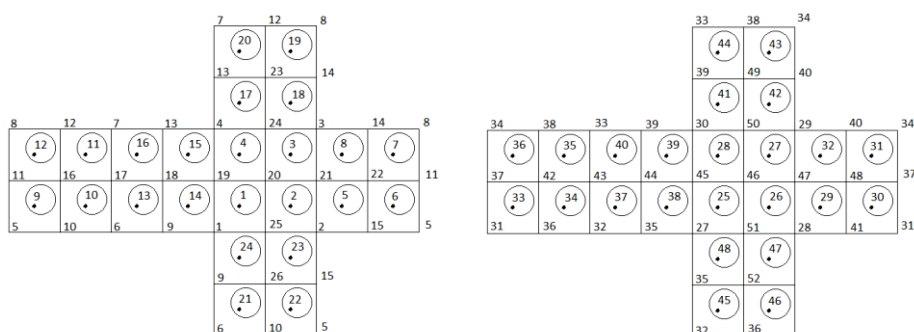
Brzegi obu obszarów zostały podzielone na elementy stałe (rys. 2). W węzłach brzegowych (za wyjątkiem węzłów leżących na styku obszarów) znana jest temperatura lub strumień ciepła. W węzłach leżących na styku podobszarów nieznana jest zarówno temperatura jak i strumień ciepła, ale wiadomo, że odpowiednie temperatury są sobie równe oraz strumienie ciepła są sobie równe, ale wartości strumieni mają przeciwne znaki.

Poniżej przedstawiono otrzymane wartości temperatur we wszystkich węzłach brzegowych.



Rys. 1. Rozpatrywane obszary

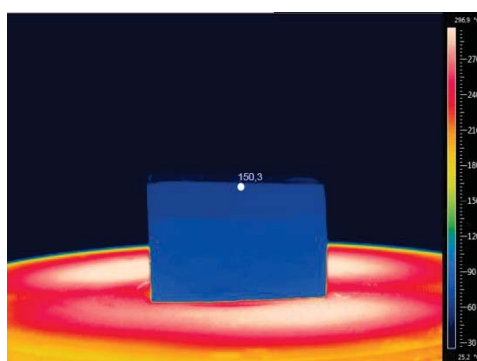
$T_1 = 181.9$	$T_9 = 143.1$	$T_{17} = 181.8$	$T_{25} = 119$	$T_{33} = 106$	$T_{41} = 119$
$T_2 = 143.1$	$T_{10} = 181.9$	$T_{18} = 143.1$	$T_{26} = 106$	$T_{34} = 119$	$T_{42} = 106$
$T_3 = 143.1$	$T_{11} = 181.9$	$T_{19} = 143.1$	$T_{27} = 106$	$T_{35} = 119$	$T_{43} = 106$
$T_4 = 181.9$	$T_{12} = 143.1$	$T_{20} = 181.9$	$T_{28} = 119$	$T_{36} = 106$	$T_{44} = 119$
$T_5 = 125$	$T_{13} = 200$	$T_{21} = 181.9$	$T_{29} = 100$	$T_{37} = 125$	$T_{45} = 119$
$T_6 = 125$	$T_{14} = 200$	$T_{22} = 143.1$	$T_{30} = 100$	$T_{38} = 125$	$T_{46} = 106$
$T_7 = 125$	$T_{15} = 200$	$T_{23} = 143.1$	$T_{31} = 100$	$T_{39} = 125$	$T_{47} = 106$
$T_8 = 125$	$T_{16} = 200$	$T_{24} = 181.9$	$T_{32} = 100$	$T_{40} = 125$	$T_{48} = 119$



Rys. 2. Rozwinięcie siatek elementów brzegowych dla obu rozpatrywanych obszarów

6. Podsumowanie

Przedstawiono algorytm obliczeń ustalonego rozkładu temperatury w przestrzennym obszarze dwuwarstwowym bazujący na metodzie elementów brzegowych. W zaprezentowanym przykładzie przyjęto małą liczbę elementów brzegowych, co nie pozwala na uzyskanie zadowalającej dokładności. W zasadzie skupiono się na ilustracji działania wspomnianej metody, a uzyskanie dokładnych wyników wymaga przyjęcia znacznie większej liczby elementów brzegowych. Algorytm ten będzie wykorzystany do wyznaczenia rozkładu temperatury w nagrzewanym odlewie bimetalowym, a uzyskane wyniki będą porównane z wynikami eksperymentalnymi otrzymanymi za pomocą kamery termowizyjnej (rys. 3).



Rys. 3. Termogram nagrzewanego odlewu bimetalowego (G.Opalka, Praca dyplomowa 2013)

Literatura

1. Majchrzak E., Metoda elementów brzegowych w przepływie ciepła, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa (2001).

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA I BADANIA EKSPERYMENTALNE BELKI TENSOMETRYCZNEJ

inż. MARTYNA POREBA

Automatyka i Robotyka, AB3, 1 rok, 2 stopień

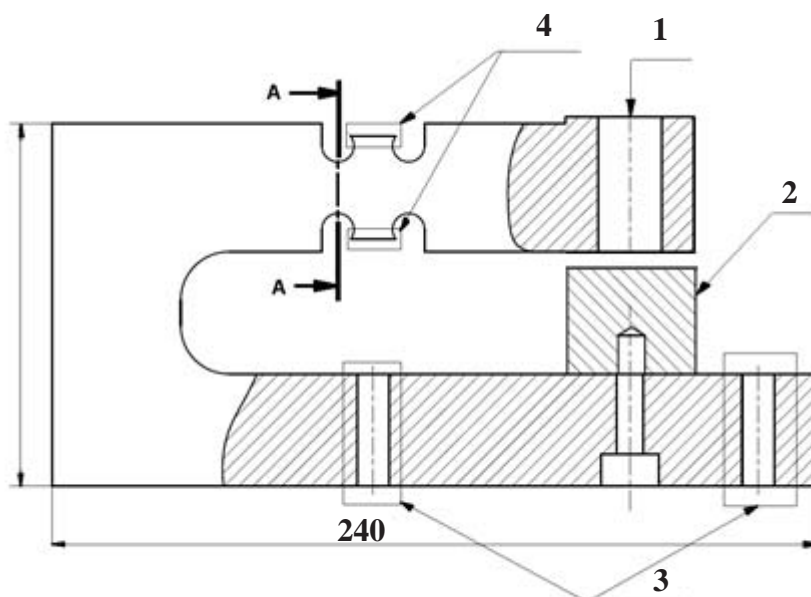
Opiekunowie naukowci: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śl.
dr inż. Jacek Ptaszny



Streszczenie. Tematem artykułu jest analiza wytrzymałościowa belki tensometrycznej zaprojektowanej w Ośrodku Pomiarów i Automatyki Przemysłu Węglowego S.A. w Zabrze. Dokonano analitycznych obliczeń naprężeń w przekroju niebezpiecznym belki oraz ich porównania z wynikami otrzymanymi za pomocą programów komputerowych metod elementów skończonych (MES) MSC.Patran/Nastran. Dodatkowo zrealizowano badania doświadczalne mające na celu sprawdzenie dopuszczalnej wartości siły obciążającej.

1. Wprowadzenie

Belka tensometryczna służy do pomiarów masy elementów nieprzekraczających 250 kg. Obciążenie przykłada się w miejscu oznaczonym nr. 1 na rys. 1. Założono, że belka tensometryczna będzie przykręcona za pomocą śrub do stołu pomiarowego. Otwory na śruby mocujące znajdują się w miejscu oznaczonym nr. 3. Wyniki odkształceń otrzymuje się na podstawie wykorzystania zjawiska tensometrii elektrooporowej. Na obydwu powierzchniach belki będą naklejone foliowe czujniki tensometryczne (4). Belkę tensometryczną zabezpieczono przed złamaniem poprzez dodanie podpory (2) wchodzącej w skład układu. Do przeprowadzenia badań doświadczalnych przykręcono dodatkowo dwa trzpienie. Pierwszy z nich zamocowano w miejscu działania siły, natomiast drugi w otworze umożliwiającym przykręcenie podpory.



Rys. 1. Schemat belki tensometrycznej: 1 – obciążenie, 2 – podpora, 3 – miejsce przymocowania belki, 4 – miejsce przyklejenia tensometrów

W celu przeprowadzenia weryfikacji wytrzymałościowej belki przyjęto poniższe założenia:

- a) maksymalne obciążenie $F = 2500$ N,
- b) materiał belki to stal konstrukcyjna zwykłej jakości S345 o następujących własnościach:
 - moduł Younga $E = 205$ GPa,
 - minimalna granica plastyczności materiału $R_e = 345$ MPa [3],
 - dopuszczalne naprężenie na zginanie $k_g = 0,65R_e = 224,25$ MPa.

2. Weryfikacja wytrzymałościowa belki tensometrycznej

W belce tensometrycznej występują nagłe zmiany przekroju poprzecznego, gdzie zachodzi zjawisko działania karbu. Skutkuje to tym, że naprężenia ulegają spiętrzeniu i są większe od naprężeń nominalnych. Poziom spiętrzenia naprężeń uwzględnia się dla najbardziej osłabionego przekroju w konstrukcji [2].

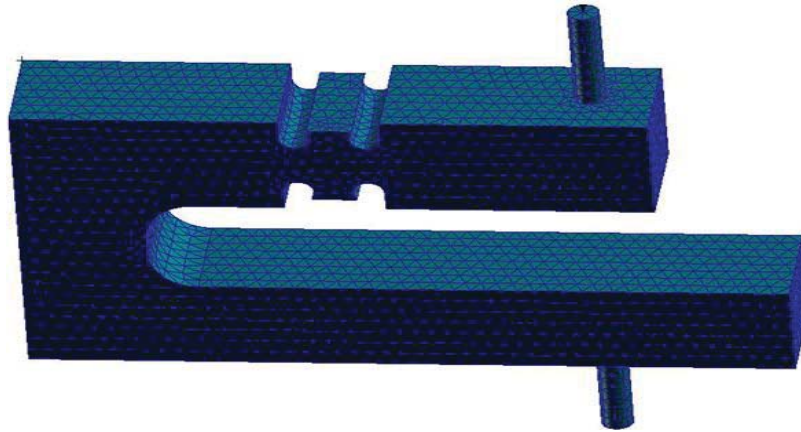
Obliczenia analityczne największych naprężeń zredukowanych dokonano w przekroju niebezpiecznym A-A oznaczonym na rys. 1. Siłę skupioną o wartości $F = 2500$ N przyłożono w miejscu nr 1, natomiast utwierdzenia dokonano po przeciwnej stronie.

W przypadku belki o stałym przekroju w miejscu pomiaru odkształceń naprężenie nominalne równe jest $\sigma_n = 131,8 \cdot 10^3$ MPa. W celu obliczenia maksymalnej wartości spiętrzenia naprężeń w miejscu działania karbu skorzystano ze współczynnika kształtu:

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n}. \quad (1)$$

Współczynnik kształtu α_k został zaczerpnięty ze źródła [2] i jego wartość wyniosła 1,45. Po przekształceniu wzoru (1) oraz podstawieniu odpowiednich wartości otrzymano maksymalne naprężenie równe $\sigma_{max} = 191,1$ MPa.

Weryfikację wytrzymałościową belki zrealizowano również za pomocą metody elementów skończonych (MES). Belka tensometryczna wykonana jest ze stali konstrukcyjnej zwykłej jakości S345. Model przestrzenny został utwierdzony w miejscu występowania dolnego trzpienia. Siłę równą $F = 2500$ N przyłożono na powierzchni górnego trzpienia. Aby wyniki przemieszczeń były zbliżone do wyników uzyskanych w badaniach eksperymentalnych, odebrano odpowiednie stopnie swobody górnemu elementowi, pozostawiając możliwość przemieszczenia wzdłuż jednej osi. Do utworzenia siatki wykorzystano elementy skończone w kształcie czworościanów 10-węzłowych. Zastosowano 46404 elementów skończonych i liczbę węzłów równą 68941. Liczba stopni swobody dla zamodelowanej belki wyniosła 206823. Na rys. 2 pokazano siatkę elementów skończonych wykorzystaną do obliczenia przemieszczeń i naprężeń badanej belki. Ostatecznie w miejscu przyłożenia siły $F = 2500$ N uzyskano przemieszczenie równe $u = 0,378$ mm. Natomiast maksymalne naprężenie zredukowane Hubera – Misesa występujące w przekroju A-A (rys. 1) wyniosło $\sigma_{max} = 198,6$ MPa. Wynik ten jest zbliżony do uzyskanego za pomocą obliczeń analitycznych. Dla belki tensometrycznej przedstawionej w projekcie granica plastyczności jest równa $R_e = 345$ MPa a dopuszczalne naprężenia wynoszą $k_g = 224,25$ MPa. Wszystkie otrzymane wartości naprężeń są mniejsze od granicznych. Belka tensometryczna nie ulegnie trwałym odkształceniom po obciążeniu jej maksymalną siłą równą $F = 2500$ N.



Rys. 2. Schemat siatki elementów skończonych

3. Badania doświadczalne

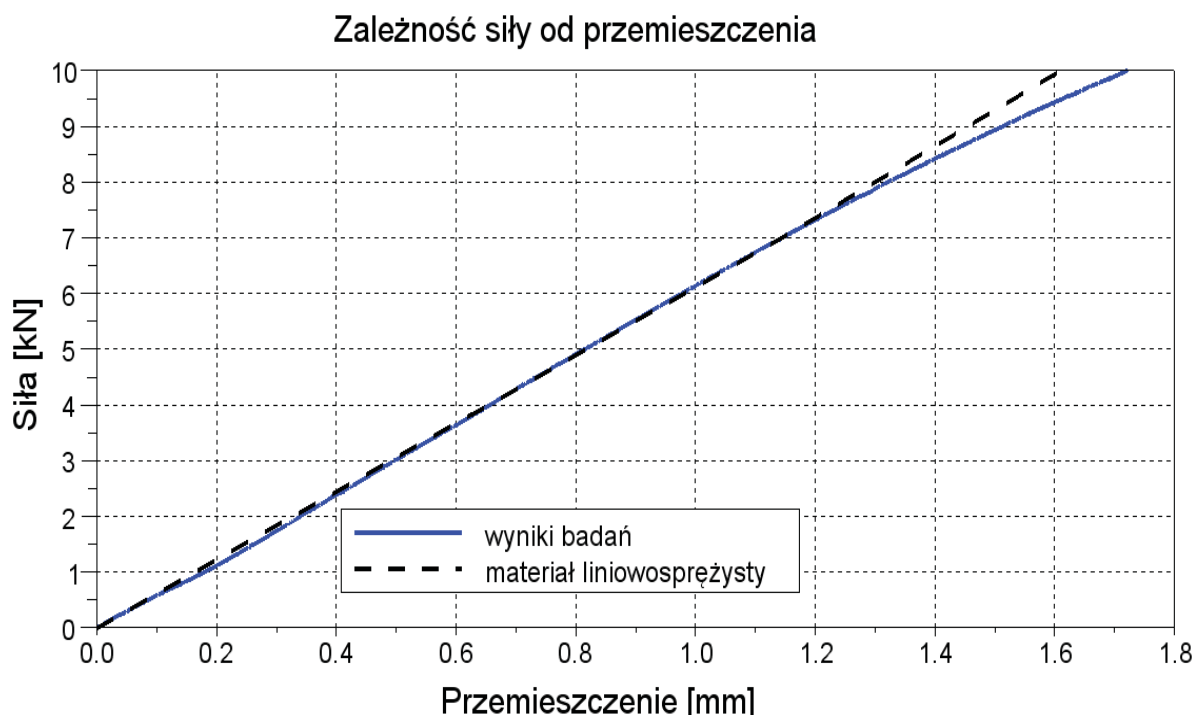
Badania doświadczalne belki tensometrycznej dotyczyły wyznaczenia zależności siły od przemieszczenia. Badania zostały przeprowadzone za pomocą maszyny wytrzymałościowej MTS znajdującej się w laboratorium Zastosowań Sztucznej Inteligencji Instytutu Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej [4]. Belkę tensometryczną zamocowano w uchwytach za pomocą dwóch trzpieni umieszczonych w osi działania siły. Uchwytowi ruchomemu nadano prędkość równą $V = 1 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$. Maszyna MTS umożliwia zarejestrowanie wartości sił, przemieszczeń oraz czasu dokonywanego pomiaru.



Rys. 3. Belka tensometryczna po odkształceniu

Badania eksperymentalne zakończono w momencie, gdy doszło do kontaktu pomiędzy belką a korpusem uchwytu maszyny wytrzymałościowej. Wpłynęło to na zmianę sposobu obciążenia układu. Rysunek 3 przedstawia trwale odkształconą belkę po zadziałaniu siły równej $F = 29,6136 \text{ kN}$. Maksymalne przemieszczenie jakie osiągnięto jest równe $u = 19,93 \text{ mm}$. Czynniki te uniemożliwiają ponowne wykorzystanie belki do dalszej jej prawidłowej pracy.

W celu porównania otrzymanych wyników z obliczeniami numerycznymi sprawdzono wartość przemieszczenia przy działającej sile równej $F = 2500 \text{ N}$. W badaniach doświadczalnych uzyskano dla tej siły przemieszczenie równe $u = 0,41 \text{ mm}$. Otrzymany wynik jest zbliżony do uzyskanego za pomocą MES, w którym przemieszczenie wyniosło $u = 0,378 \text{ mm}$.



Rys. 4. Zależność siły od przemieszczenia wyznaczona doświadczalnie

Badania eksperymentalne wykazały, że układ jest liniowosprężysty do siły ok. 7kN (rys. 4). Układ może więc bezpiecznie pracować przy założonym obciążeniu.

4. Wnioski

Uzyskane wartości największych naprężeń we wszystkich przeprowadzonych analizach są do siebie zbliżone. Graniczne naprężenia przy zginaniu dla stali konstrukcyjnej zwykłej jakości S345 są równe $k_g = 224,25 \text{ MPa}$. Wszystkie otrzymane wartości naprężeń są mniejsze od granicznych, dlatego belka pod wpływem działania siły równej $F = 2500 \text{ N}$ będzie pracować prawidłowo i nie ulegnie trwałym odkształceniom.

Badania eksperymentalne wykazały poprawność uzyskanych wyników za pomocą obliczeń analitycznych oraz programów komputerowych MSC.Patran/Nastran. Otrzymane wartości przemieszczeń podczas przeprowadzenia badania przedstawiły prawidłowy zakres pracy belki tensometrycznej do ok. 7 kN. Powyżej tej wartości układ przestaje być liniowosprężysty. Wyniki podjętych badań potwierdzają możliwość stosowania belki przy założonym obciążeniu.

Literatura

1. Burczyński T., Beluch W., John A., Laboratorium z wytrzymałości materiałów, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2002).
2. Dietrich M. (red.), Podstawy konstrukcji maszyn, WNT, Warszawa (1999).
3. PN-EN 10027-1: 2007, Systemy oznaczania stali. Część 1. Znaki stali, symbole główne.
4. <http://imio.polsl.pl> [Dostęp: 29.03.2014 r.]

AUTOMATYCZNA STACJA NASŁUCHOWA ISS ORAZ SATELITÓW

inż. MARTYNA POREBA

Automatyka i Robotyka, AB3, 1 rok, 2 stopień

inż. MICHAŁ DROZD

Mechatronika, ME3, 1 rok, 2 stopień

inż. PAWEŁ OLCZYK

Automatyka i Robotyka, AB5, 1 rok, 2 stopień

inż. MICHAŁ ULMAN

Automatyka i Robotyka, AB3, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Wacław Kuś, Prof. Pol. Śl.

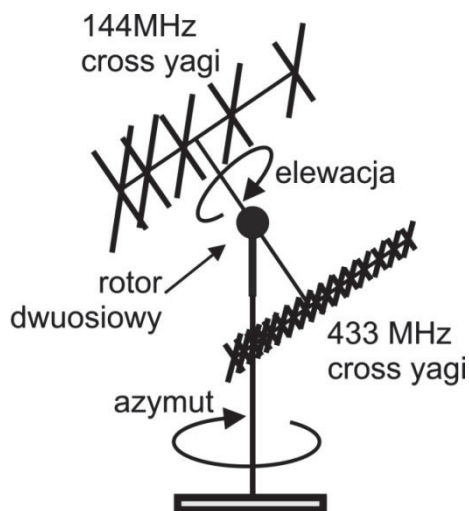


Streszczenie. Tematem artykułu jest projekt stacji nasłuchowej, której zadanie polega na przekazaniu sygnału za pośrednictwem Międzynarodowej Stacji Kosmicznej (International Space Station (ISS)). Sygnał nadany przez stację w kierunku ISS zostanie przekazany z użyciem pokładowego przekaźnika APRS do stacji odbiorczej, która następnie przekaże dane sterujące do robota mobilnego. W artykule przedstawiono analizę numeryczną wybranego elementu modelu stacji komunikacyjnej.

1. Wprowadzenie

Międzynarodowa Stacja Kosmiczna (International Space Station (ISS)) [3] została wysłana na orbitę w roku 1998. Pierwsza załoga przebywała w niej od roku 2000, obsadę stanowi sześciuosobowy zespół z kilku krajów (głównie Rosji, Japonii, USA). Stacja powstała w wyniku międzynarodowego projektu. Jej głównym celem jest prowadzenie badań w warunkach mikrogravitacji, których nie można uzyskać na Ziemi. Badania prowadzone są w wielu dziedzinach od udoskonalenia metod prowadzenia upraw, przez lepsze poznanie działania ludzkiego organizmu do wynalezienia nowych leków.

ISS umożliwia dodatkowo odbieranie i przesyłanie komunikatów z Ziemi, co wpływa na komunikację w bardzo dużych odległościach. Komunikacja jest możliwa z użyciem cyfrowego protokołu APRS (Automatic Packet Reporting System) w amatorskim paśmie 2m (144MHz). Zazwyczaj urządzenie APRS skonfigurowane jest jako przekaźnik (digirepeater). Przesyłane informacje do ISS są wysyłane na tej samej częstotliwości w kierunku Ziemi. Ze względu na orbitę ISS, około 300km, obszar na którym jest odbierany sygnał z ISS wynosi kilkaset kilometrów kwadratowych. Na niskiej orbicie okołozemskiej (LEO) znajduje się wiele satelitów typu CubeSat[1] wysyłanych w ramach projektów naukowych i studenckich, np. PWSat[2]. Cechą charakterystyczną satelitów pozostających na LEO jest krótki czas obiegu Ziemi (zazwyczaj około godziny). Z tego względu odbierane dane telemetryczne z satelitów, jak również komunikacja z użyciem ISS mogą być odbierane podczas krótkiego przelotu (3-10minut) kilkakrotnie w ciągu doby. Do komunikacji wykorzystuje się anteny kierunkowe o dużym zysku sygnału wyposażone w rotory - urządzenia zmieniające kąt anteny w dwóch osiach, tak, aby antena była skierowana podczas przelotu na satelitę. Celem projektu jest budowa stacji nasłuchowej/komunikacyjnej oraz przetestowanie jej działania. Docelowy wygląd stacji przedstawiony jest na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat stacji nasłuchowej

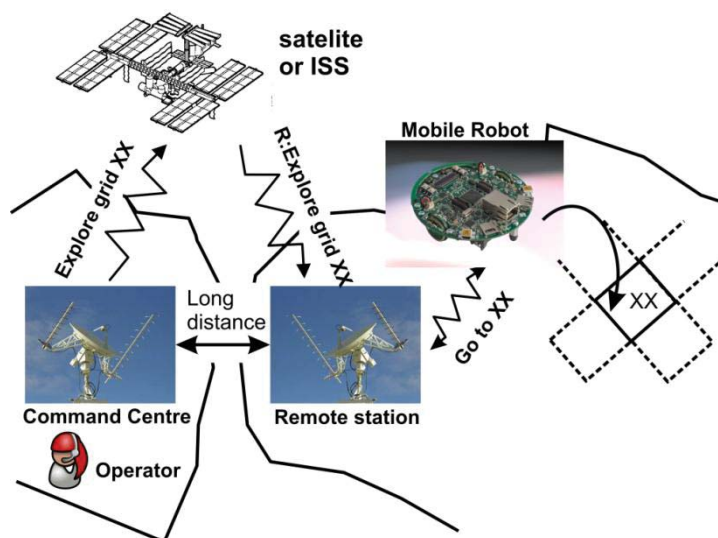
Założenia projektowe stacji nasłuchowej:

- obrót wokół dwóch osi (OZ i OY według schematu przedstawionego na rysunku 3),
- możliwość wysyłania i odbierania sygnałów z użyciem anten,
- sterowanie stacją z użyciem oprogramowania wyznaczającego położenie satelitów w czasie rzeczywistym.

2. Zasada działania

W celu komunikacji z urządzeniem w dowolnym miejscu na Ziemi, stacja będzie wysyłać sygnał do ISS. Stamtąd informacje będą przekazywane do stacji nasłuchowej umieszczonej najbliżej docelowego urządzenia (robota mobilnego). Z tej stacji informacja będzie przekazywana do robota mobilnego. Schemat komunikacji pokazano na rysunku 2.

W rozwiązaniu testowym zostaną wykorzystane do obrotów dwa silniki elektryczne. Przekładnie ślimakowe połączone z napędem zapewnią redukcję prędkości obrotowej oraz samohamowność układu. Zabezpieczenie obiektu przed czynnikami zewnętrznymi umożliwi aluminiowa obudowa o wysokiej odporności na korozję.



Rys. 2. Schemat komunikacji z robotem mobilnym z użyciem ISS

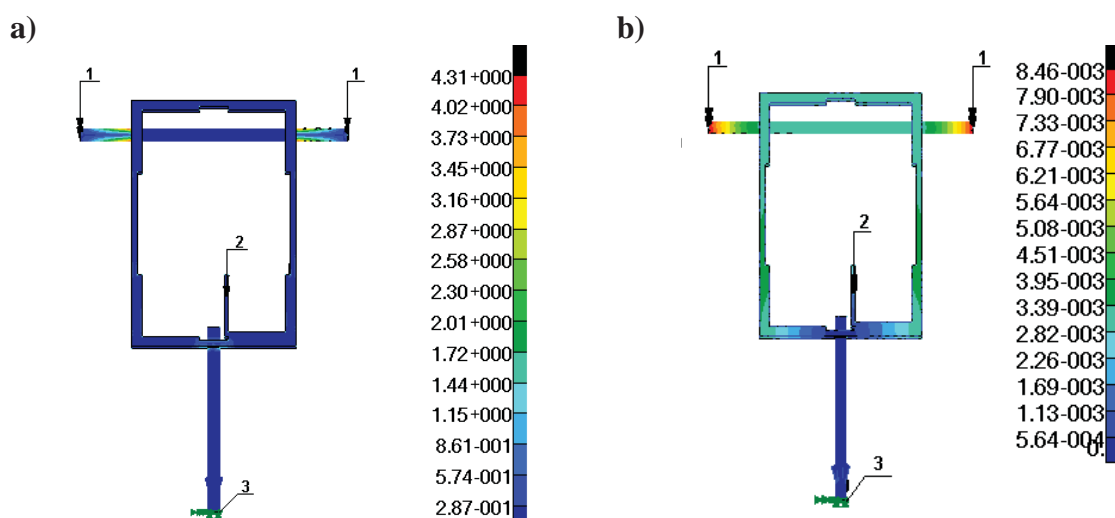
3. Model stacji nasłuchowej

Budowa rzeczywistego modelu stacji nasłuchowej wymaga w pierwszej kolejności utworzenia modelu w celu sprawdzenia poprawności działania układu oraz układów i algorytmów sterujących. Skonstruowany model wraz z przyjętym układem współrzędnych przedstawiono na rysunku 3. Jego napęd stanowią dwa serwomechanizmy Tower Pro M510. Napęd dolny przymocowano bezpośrednio do osi obrotu górnej części stacji, natomiast drugi serwomechanizm połączono z anteną za pomocą przekładni pasowej. Obudowę wykonano z aluminium przed zabezpieczeniem przed uszkodzeniami mechanicznymi. Sterowanie napędami umożliwił mikroprocesor Atmega8. Natomiast zasilanie pobierane było za pomocą kabla USB bezpośrednio z komputera lub zasilacza sieciowego. Model przytwierdzono do dachu miniatury budynku, a w dolnej jego części umieszczono część stacji nasłuchowej.



Rys. 3. Model stacji nasłuchowej

W celu sprawdzenia poprawności modelu stacji nasłuchowej dokonano analizy wytrzymałościowej górnej części modelu za pomocą metody elementów skończonych (MES) [4] przy wykorzystaniu programów MSC.Patran/Nastran.



Rys. 4. Rozkład a) naprężeń zredukowanych [MPa], b) wypadkowych przemieszczeń [mm]:
1 – ciężar anteny, 2 – ciężar serwonapędu, 3 – utwierdzenie

Do uzyskania wyników badanego obiektu uwzględniono stałe materiałowe dla aluminium PA6 (moduł Younga $E = 70\text{GPa}$, współczynnik Poissona $\nu = 0.35$). Minimalna granica plastyczności równa jest $R_{p0,2} = 260\text{MPa}$. Uwzględniając współczynnik bezpieczeństwa dopuszczalne naprężenie na zginanie wynosi $k_g = 65\text{MPa}$ [5]. Siłę $F_1 = 0.09\text{N}$ przyłożono po obydwóch stronach anteny. Dodatkowo uwzględniono ciężar serwomechanizmu $F_2 = 0.48\text{N}$, który umożliwia poruszanie się górnego wału. Utwierdzenia dokonano na dolnej powierzchni wału będącego osią obrotu górnego elementu. Siatkę elementów skończonych zbudowano za pomocą czworościanów 10-węzłowych. Tabela 1 zawiera informacje dotyczące otrzymanych wyników: naprężenia zredukowanego i maksymalnego przemieszczenia.

Tabela 1. Zestawienie wyników weryfikacji wytrzymałościowej stacji nasłuchowej

	Maksymalne naprężenie zredukowane [MPa]	Przemieszczenie w miejscu działania F [mm]	Typ elementu skończonego	Liczba elementów skończonych	Liczba węzłów	Liczba stopni swobody
Obliczenia za pomocą MES	4.31	8.46e-3	Czworościan 10-węzłowy	54 366	89 319	267 957

Na podstawie powyższych wyników otrzymanych za pomocą MES, analizowana konstrukcja ze stopu aluminium PA6 nie ulegnie trwałym odkształceniom pod wpływem oddziaływania własnego ciężaru, gdyż dopuszczalne naprężenia k_g są większe od uzyskanych.

4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych analiz numerycznych można stwierdzić, że układ charakteryzuje się dużą sztywnością i odpowiednią wytrzymałością. Budowa modelu stacji nasłuchowej była pierwszym etapem realizacji projektu. Kolejne etapy związane są z projektowaniem pełnowymiarowej stacji, opracowaniem metod sterowania oraz komunikacji pomiędzy oprogramowaniem śledzenia satelitów oraz układem stacji. Opracowane zostanie również oprogramowanie robota mobilnego.

Literatura

1. The CubeSat Project, California Polytechnic State University, San Luis Obispo, Stanford University's Space Systems Development Lab, www.cubesat.org, (Dostęp: 28.03.2014 r.)
2. Jaworski P., Witkowski T., PW-Sat – dwa lata na orbicie, ska.meil.pw.edu.pl/pwsat_blog_pl/wp-content/uploads/2014/02/PW-Sat-two-years-report-PL.pdf (Dostęp: 28.03.2014 r.).
3. Strona Międzynarodowej Stacji Kosmicznej, www.nasa.gov/mission_pages/station/main/ (Dostęp: 28.03.2014 r.).
4. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z., The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals, Butterworth-Heinemann, (2005).
5. PN-EN 1090-1+A1:2012. Wykonanie konstrukcji stalowych i aluminiowych. Część 1: Zasady oceny zgodności elementów konstrukcyjnych.

Projekt realizowany jest w ramach Studenckiego Koła Naukowego Mechaniki Eksperymentalnej STRESS.

PROJEKT I WYKONANIE STANOWISKA DO WIZUALIZACJI FAL AKUSTYCZNYCH

inż. ADAM PROWDA

Mechatronika, ME3, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Waław Kuś, Prof. Pol. Śl.



Streszczenie. Cymatyka jest nauką zajmującą się wizualizacją fal akustycznych, ukazywaniem skutków wibracji na powierzchniach ciał stałych i cieczy jako ośrodków zdolnych do propagacji drgań poprzecznych. Celem projektu było przybliżenie tego mało znanego, lecz ciekawego zagadnienia związanego z postaciami drgań własnych w ujęciu dwuwymiarowym oraz stworzenie stanowiska do prezentacji tych postaci - figur Chladniego. Na zbudowanym stanowisku przeprowadzono jeden z najważniejszych eksperymentów cymatycznych, zwany płytą Chladniego, w jego współczesnej wersji [1], lecz w oparciu o wyniki analizy numerycznej metodą elementów skończonych modelującej eksperyment w jego oryginalnej formie. Opracowanie zebranych materiałów wskazało podobieństwa i różnice między modelem numerycznym a rzeczywistą płytą powodowane przyjętymi uproszczeniami oraz odmiennością omawianych przypadków. W zakończeniu pracy znaleźć można wynikające z własnej obserwacji wskazówki dotyczące poprawnego wykonania doświadczenia płyty Chladniego.

1. Wprowadzenie

Człowiek ograniczony jest w postrzeganiu świata do swych pięciu podstawowych zmysłów, czyli wzroku, słuchu, węchu, smaku i dotyku. Wśród nich to ten pierwszy jest najważniejszy - działa szybko i dokładnie, choć nie doskonale. Według różnych źródeł, udział wzroku w całkowitej ilości informacji dostarczanych do ludzkiego mózgu wynosi od 80 do nawet 90 procent. Oczy są zatem naszym głównym sposobem kontaktu ze światem zewnętrznym, narzędziem poznawania świata i zrozumienia jego mechanizmów. W przypadku wielu bardziej złożonych zagadnień, nie związanych z widzialnymi zjawiskami, konieczne jest zastosowanie wizualizacji, mającej na celu przedstawienie wyników naszych działań w sposób optyczny, przystępny dla człowieka. Szczególnym jej rodzajem jest zamiana fonii na wizję, a przypadkiem omawianym w tej pracy będzie wizualizacja fal akustycznych na powierzchni blach aluminiowych i stalowych.

2. Model numeryczny płyty Chładniego

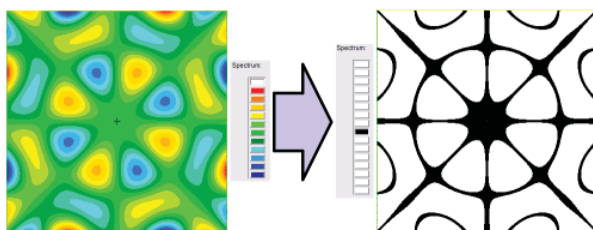
Obliczenia numeryczne zostały wykonane w celu otrzymania listy częstotliwości powodujących w badanych blachach powstawanie postaci drgań własnych oraz otrzymania rysunków ich kształtów. Do uzyskania powyższych użyto programu firmy MSC: Patran/Nastran 2012 i jego Normal Modes Solution, służącego do wyznaczania postaci i częstości drgań własnych zamodelowanych obiektów.

W czasie realizowania tego etapu projektu testowane były modele płyt, różniące się stopniem zastosowanych uproszczeń, w celu zaobserwowania rozbieżności występujących między otrzymywanymi wynikami i wyboru najodpowiedniejszego modelu. Do modeli wierniej oddających rzeczywisty stan płyty należały te ze sposobem utwierdzenia zamodelowanym za pomocą unieruchomienia krawędzi elementów tworzących otwór kołisty lub czworokątny, jednak ich analiza nie prowadziła do uzyskania pożądanych figur. Najlepszym okazał się najprostszy model, nie posiadający otworu, a jedynie utwierdzenie węzłowe w punkcie centralnym płyty (Rys. 1).

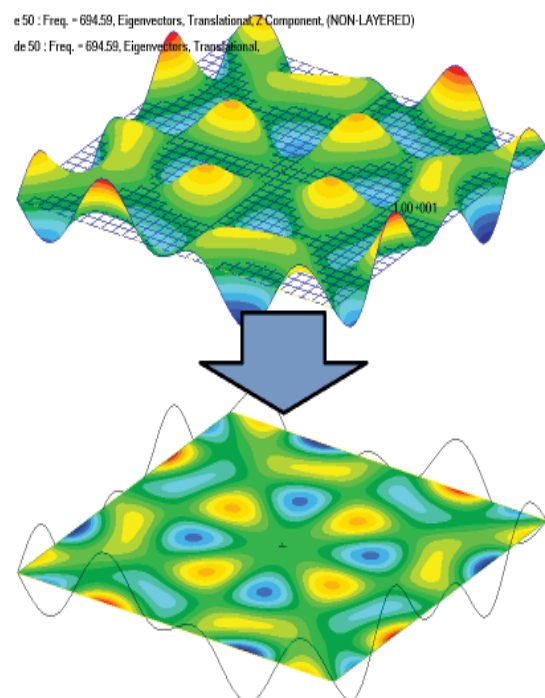


Rys.1. Utwierdzenie modelu płyty

Wybór rozwiązania typu Normal Modes wpływa na zmianę możliwych do ustawienia parametrów Subcase - określamy interesujący nas zakres częstotliwości oraz ilość pożądanych postaci drgań (number of desired roots). Po przeprowadzonej analizie dokonano obróbki wyników polegającej na wyłączeniu zbędnych, wyświetlanych domyślnie informacji i siatek (Rys. 3.) oraz stworzenie nowego spektrum kolorów (Rys. 2.).

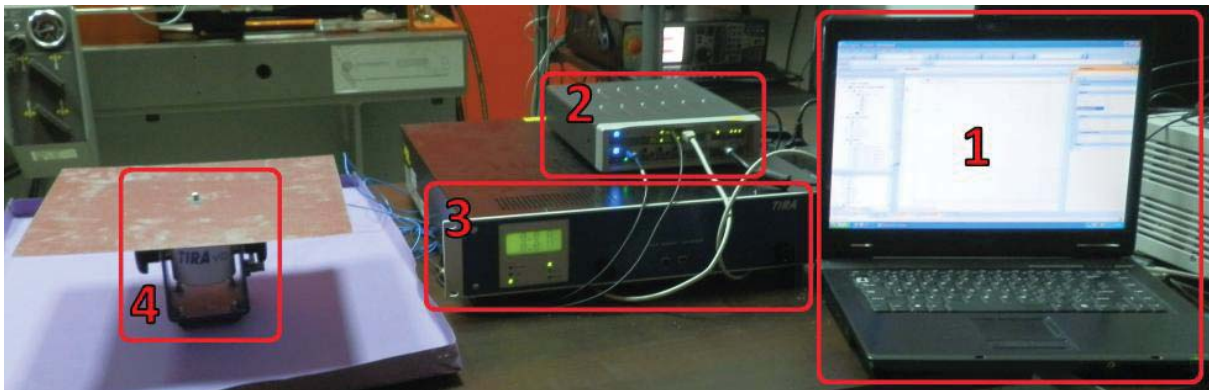


Rys. 2. Zmiana spektrum kolorów



Rys. 3. Obróbka wyników analizy MES

3. Stanowisko badawcze

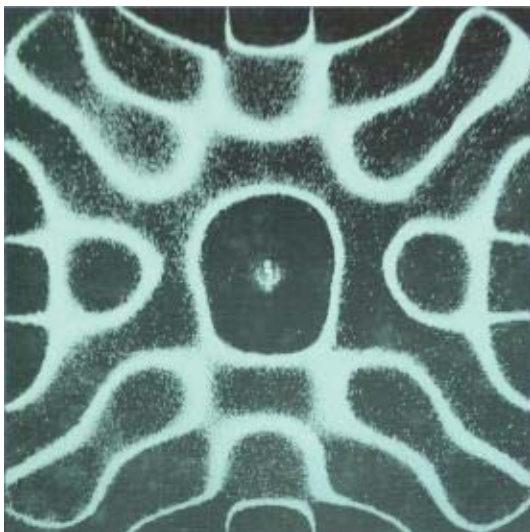


Rys. 4. Stanowisko badawcze

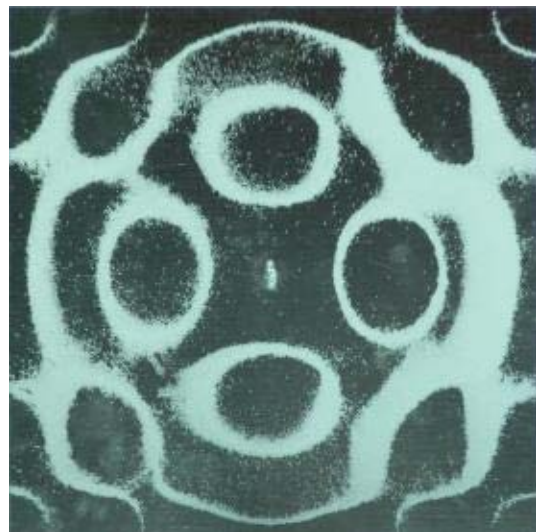
Stanowisko (Rys. 4.) składało się w większości z udostępnionych przez Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej urządzeń i oprogramowania - komputera z programem LMS Text.Xpress (1)[2], modułu LMS Scadas Mobile (2) oraz wzmacniacza (3) i wzbudnika (4) firmy TIRA. Należało jeszcze dobrać odpowiednio lekkie (wzbudnik TIRA S503 dysponuje siłą szczytową 9N [3]) i sztywne płyty. Sprawdzane były blachy mosiężne, stalowe i aluminiowe o wymiarach 300x300x0,5mm, z czego test przeszły pomyślnie dwie ostatnie. Jako materiał sypki wykorzystana została sól. Za pomocą potencjometru znajdującego się na wzmacniaczu zadawane wibracje były łagodnie rozpoczynane i wyciszane. Wzbudnik umiejscowiony był w przygotowanej z brystolu płytkiej wannie zapobiegającej nadmiernemu rozsypywaniu się soli.

4. Prezentacja wyników

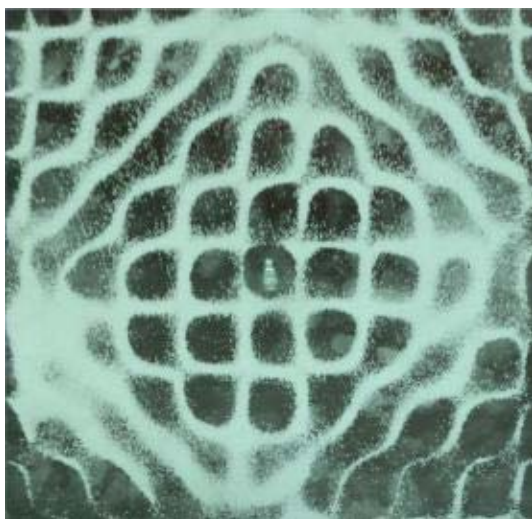
Poniżej przedstawionych zostało kilka ciekawszych rezultatów przeprowadzonego eksperymentu. Poglądowo podano częstotliwości generujące na płycie o tych wymiarach odpowiednie figury Chladniego.



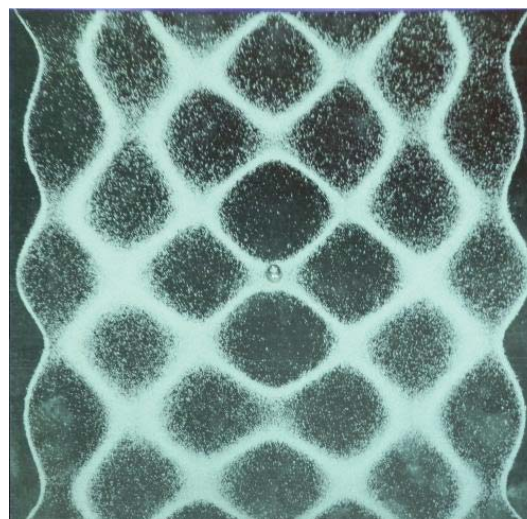
Rys. 5. 907 Hz



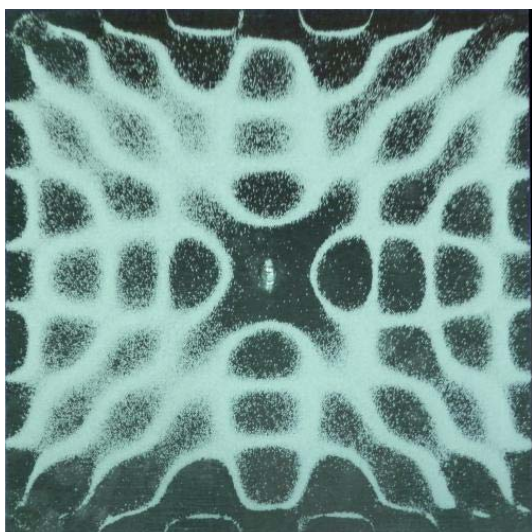
Rys. 6. 692 Hz



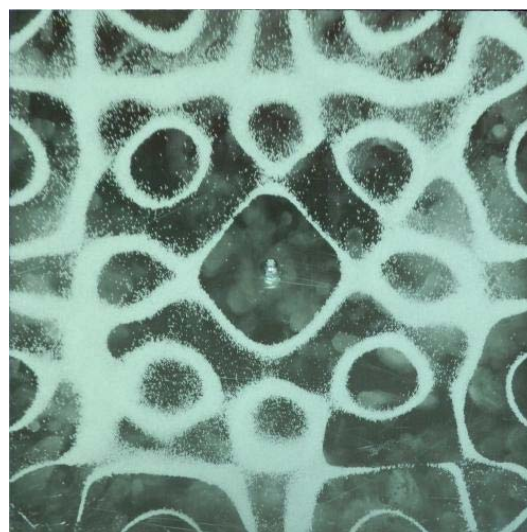
Rys. 7. 1997 Hz



Rys. 8. 766 Hz



Rys. 9. 1698 Hz



Rys. 10. 1100 Hz

5. Podsumowanie

Najważniejszymi wymogami udanego przeprowadzenia powyższego eksperymentu jest pozbawiona zagięć i wgnieceń płyta (każde uszkodzenie zmniejsza jakość powstających figur) dostosowana wymiarami do mocy wzбудnika i charakteryzująca się odpowiednią sztywnością (zbyt elastyczna ugina się pod własnym ciężarem) oraz odpowiedni materiał sypki (możliwie drobnoziarnisty, hydrofobowy i lekki). Dobre wypoziomowanie wzбудnika i płyty zapobiega przemieszczaniu się materiału w kierunku nachylenia i jego nadmiernemu spadaniu.

Literatura

1. Hans J., *Cymatics, A Study of Wave Phenomena and Vibration, The Structure and Dynamics of Waves and Vibration*, Basilus Press, (1967).
2. Test.Xpress Manual, LMS International, (2007).
3. TIRA Vibration Test Systems - Selection Guide.

OCENA SKUTECZNOŚCI IZOLACJI CIEPLNEJ FRONTU PIEKARNIKA ELEKTRYCZNEGO

inż. ARTUR RACZEK

Automatyka i Robotyka, AB4, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Marek Paruch



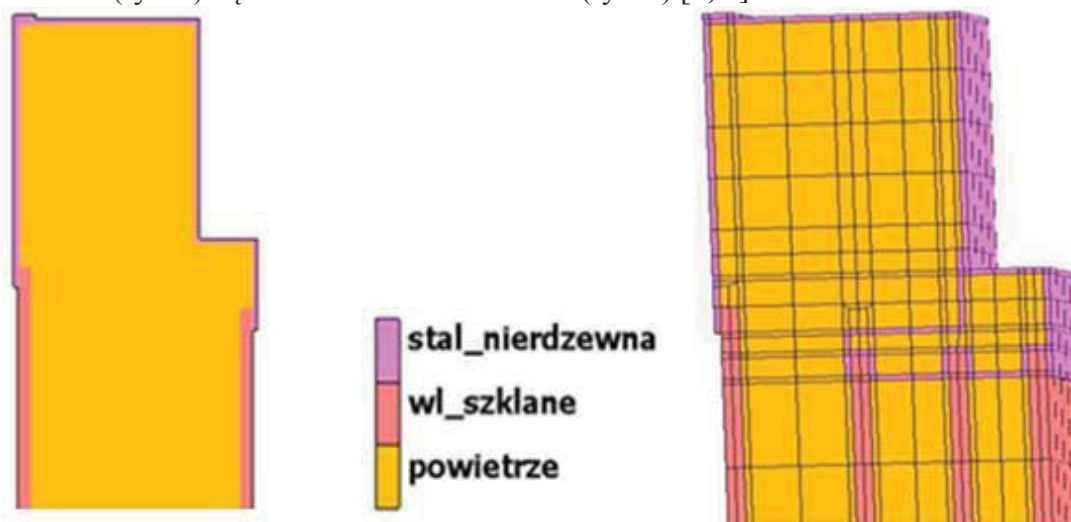
Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki symulacji numerycznych dotyczących oszacowania skuteczności izolacji cieplnej frontu piekarnika elektrycznego. Celem obliczeń było wyznaczenie rozkładu temperatury na froncie piekarnika dla modeli 2D oraz 3D z dwoma lub czterema przegrodami. Analiza numeryczna wykonana została przy użyciu programu MSC MARC/MENTAT.

1. Wprowadzenie

Izolacja cieplna (termiczna) jest to ochrona przed niekorzystnym wpływem temperatury. Ma szerokie znaczenie w wielu gałęziach przemysłu, począwszy od budowlanego przez motoryzacyjny i lotniczy. W urządzeniu takim jak piekarnik elektryczny izolacja termiczna ma wpływ na bezpieczeństwo użytkowników, jak również na efektywność energetyczną urządzenia. Elementem piekarnika najbardziej narażonym na działanie wysokiej temperatury są drzwi. Jako izolator stosuje się przegrody wykonane z włókna szklanego, pomiędzy którymi znajduje się powietrze.

2. Budowa drzwi piekarnika elektrycznego

Drzwi piekarnika elektrycznego składają się głównie z dwóch materiałów: izolatora (najczęściej włókno szklane, powietrze) i stali nierdzewnej. Skuteczność izolacji termicznej komory piekarnika zależy głównie od liczby warstw izolatora. Najczęściej stosowane są drzwi z dwoma (rys. 1) bądź z czterema izolatorami (rys. 2) [1, 2].



Rys.1. Drzwi z dwoma izolatorami

Rys. 2. Drzwi z czterema izolatorami

Drzwi posiadające dwie warstwy izolujące, stosowane są głównie w piecach nie posiadających funkcji czyszczenia pyrolitycznego, gdzie temperatura pracy nie przekracza 250°C. Przy takich warunkach producenci deklarują, że temperatura na centralnej części szyby nie powinna przekroczyć 40°C. Natomiast w piecach posiadających funkcję czyszczenia pyrolitycznego, gdzie temperatura sięga 500°C stosuje się drzwi z czterema warstwami izolatora. Takie zabezpieczenie ma utrzymać na froncie temperaturę ok. 70°C.

3. Właściwości włókna szklanego

Włókno szklane ma szereg zalet konstrukcyjnych takich jak odporność na ogień i działanie chemikaliów, łatwość formowania, nie ulega korozji i nie przewodzi prądu. Posiada również dobre własności wytrzymałościowe, przy stosunkowo małej masie. Z włókna szklanego wykonywane są między innymi takie elementy jak kadłuby jachtów i łodzi, elementy nadwozia samochodów, szybowców i małych samolotów [3].

Materiał ten jest podstawowym materiałem stosowanym do izolacji termicznej drzwi piekarnika elektrycznego.

Tabela 1. Parametry termofizyczne włókna szklanego [4]

Współczynnik przewodności cieplnej λ [W/(mK)]	Ciepło właściwe c [J/(kgK)]	Gęstość ρ [kg/m ³]
0.04	840	2500

4. Model matematyczny

Podstawowym równaniem opisującym przepływ ciepła jest równanie Fouriera [5]

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

gdzie X , t , T oznaczają odpowiednio współrzędne geometryczne, czas i temperaturę, λ jest współczynnikiem przewodzenia ciepła, c oznacza ciepło właściwe, ρ jest gęstością.

Równanie (1) zostało uzupełnione odpowiednimi warunkami brzegowymi (rys. 3). Na powierzchni zewnętrznej założono warunek brzegowy Robina

$$X \in \Gamma_z: q(X,t) = \alpha_z [T_z(X,t) - T_{otz}], \quad (2)$$

gdzie α_z [W/(m²K)] jest współczynnikiem wymiany ciepła, natomiast T_{otz} to temperatura otoczenia. Temperaturę wewnątrz piekarnika symulowano w dwojaki sposób, w pierwszym przypadku za pomocą warunku brzegowego Dirichleta

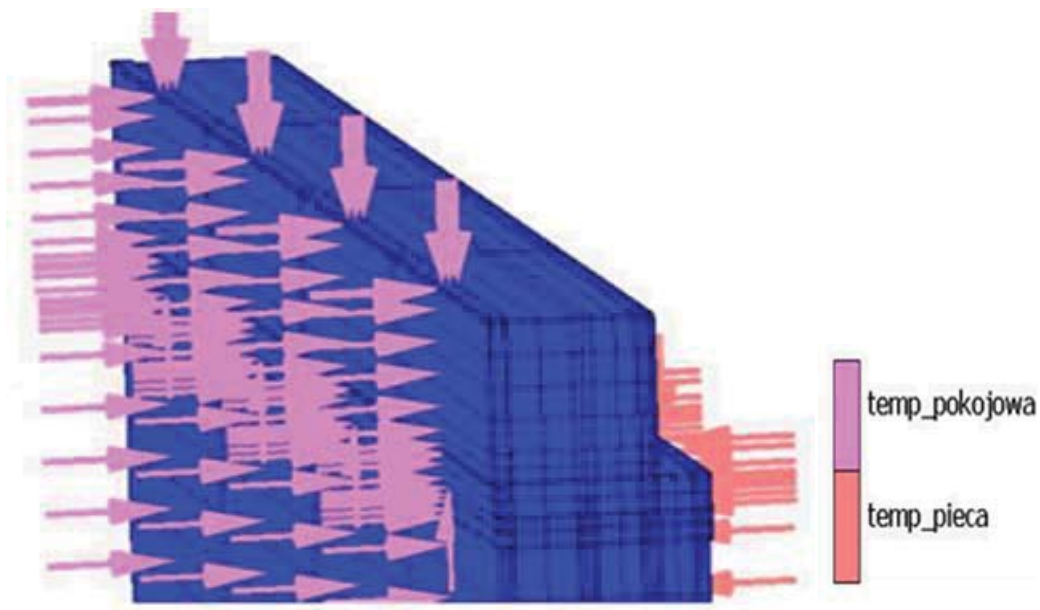
$$X \in \Gamma_w: T_w(X,t) = T_w, \quad (3)$$

gdzie T_w jest temperaturą panującą wewnątrz piekarnika, w drugim, za pomocą warunku brzegowego Robina, gdzie sterując współczynnikiem wymiany ciepła uzyskano efekt działania wentylatora

$$X \in \Gamma_w: q(X,t) = \alpha_w [T_w(X,t) - T_{otw}], \quad (4)$$

gdzie T_{otw} to temperatura wewnątrz komory piekarnika.

Model matematyczny opisany równaniami (1), (2), (3), (4) został dodatkowo uzupełniony o warunek początkowy, czyli znaną temperaturę na początku procesu. Temperaturę początkową przyjęto na poziomie 22°C.

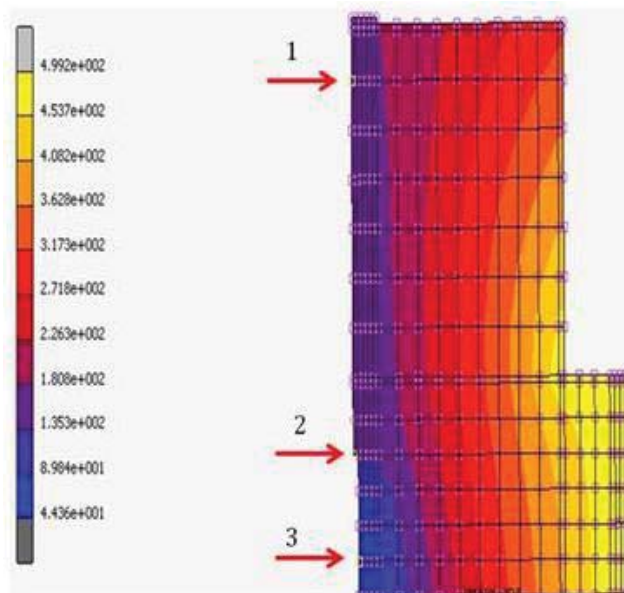


Rys. 3. Warunki brzegowe

5. Parametry analiz

Badaniu poddane zostały trzy modele: model 2D z dwiema przegrodami, model 2D z czterema przegrodami oraz model 3D z czterema przegrodami.

Analizie szczegółowej poddane zostały trzy węzły (rys. 4), w których zaobserwowane zostały największe zmiany temperatury podczas symulacji numerycznych. Czas każdej symulacji wynosił 5400s. Położenie węzłów nie ulega zmianie, bez względu na analizowany model geometryczny, dzięki czemu otrzymane wyniki są łatwe do porównania.



Rys.4. Położenie analizowanych węzłów

6. Wyniki symulacji numerycznych

W efekcie przeprowadzonych symulacji numerycznych otrzymano wyniki obliczeń, które zestawiono w tabeli 2. Dzięki nim można potwierdzić, że otrzymane temperatury na froncie piekarnika elektrycznego są zgodne z deklaracjami producentów. Analiza trzecia pokazuje, że temperatura na froncie wynosi 148°C przy założeniu, że wykonywane jest czyszczenie pyrolityczne (temp. w piekarniku wynosi 500°C). Natomiast analiza piąta daje już wynik 73°C. Potwierdza to, że cztery przegrody izolacji termicznej są konieczne do zachowania bezpieczeństwa przy opcji czyszczenia pyrolitycznego.

Tabela 2. Wyniki przeprowadzonych analiz

nr analizy	temp. komory °C	wentylator	temp. w analizowanym węźle °C			model/liczba przegród
			1	2	3	
1	250	wyłączony	77	70	34	2D/2
2	250	włączony	92	82	36	2D/2
3	500	włączony	169	148	51	2D/2
4	500	wyłączony	106	61	37	2D/4
5	500	włączony	132	73	41	2D/4
6	500	wyłączony	95	60	34	3D/4
7	500	włączony	118	72	37	3D/4

7. Wnioski

Przeprowadzone symulacje pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków. Stosowane rozwiązania i materiały do izolacji termicznej drzwi w piekarnikach elektrycznych są wystarczające do uzyskania tzw. zimnego frontu w centralnej części drzwi. Otrzymane temperatury są zgodne z temperaturami na froncie piekarnika deklarowanymi przez producentów.

Analiza trzecia wykazała, że zastosowanie dwóch warstw izolatora podczas czyszczenia pyrolitycznego jest niewystarczające. Potwierdza to słuszność stosowania czterech warstw izolacji w piekarnikach z opcją samoczyszczenia.

Różnica pomiędzy wynikami otrzymanymi w modelu dwu i trójwymiarowym dla tych samych warunków brzegowych wynosi około 7%. Różnica ta może być spowodowana zbyt małą gęstością siatki elementów skończonych dla modelu trójwymiarowego.

Przeprowadzając symulacje numeryczne za pomocą narzędzi obliczeniowych wykorzystujących MES, otrzymane wyniki są wynikami przybliżonymi ze względu na uproszczenia i przybliżone wartości parametrów oraz warunków brzegowych. Z tego względu wyniki końcowe powinny zostać zweryfikowane poprzez badania doświadczalne.

Literatura

1. Fulgor SA, European Patent Application, Publication, number: 0549933A1 (1993).
2. Amica Wronki SA, Urząd Patentowy Rzeczypospolitej Polskiej, numer zgłoszenia: 106141 (2001).
3. Mayer P., Kaczmar J.W., Tworzywa sztuczne i chemia, str. 52-56, (2008).
4. Rylko N., Obliczanie efektywnej przewodności cieplnej kompozytów włóknistych w przypadku nieustalonego przepływu ciepła, Kompozyty, (2005).
5. Kostowski E., Przepływ ciepła, Wyd. Pol. Śl., Gliwice (2006).

ALGORYTM PRZETWARZANIA TEMPERATURY POWIERZCHNI SKÓRY W DANE PERFUZYJNE I JEGO WERYFIKACJA EKSPERYMENTALNA

inż. KAMIL SAJDAK

Automatyka i Robotyka, AB3, 2 rok, 2 stopień

Opiekunowie naukowci: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak,
dr inż. Mirosław Dziewoński



Streszczenie. W artykule przedstawiono próbę eksperymentalnego zweryfikowania możliwości przekształcania danych temperaturowych w dane perfuzyjne. W tym celu omówiono model przepływu ciepła między powierzchnią skóry a otoczeniem i na jego podstawie wyznaczono zależność między perfuzją krwi a temperaturą. Pokazano zdjęcie termograficzne twarzy i jego odpowiednik otrzymany na podstawie danych perfuzyjnych.

1. Wprowadzenie

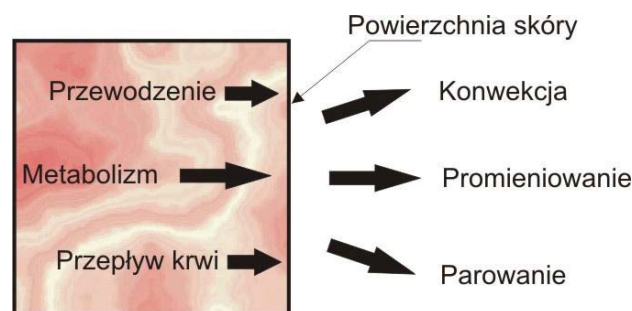
Wraz z rozwojem nauki oraz rosnącymi wymaganiami odnośnie bezpieczeństwa coraz większym zainteresowaniem cieszą się technologie rozpoznawania twarzy. Dla człowieka czynność ta nie jest trudnym zadaniem, jednak przypadku komputerów zagadnienie to staje się dużo bardziej złożonym problemem. Od wielu lat naukowcy z różnych dyscyplin starali się zbudować możliwie najbardziej doskonałe systemy zdolne do automatycznego rozpoznawania twarzy. Mimo tego, że opracowano już metody dające stuprocentową pewność identyfikacji, takie jak badanie odcisków palców czy skanowanie siatkówki oka, w dalszym ciągu istnieje miejsce dla tworzenia systemów rozpoznających tożsamość człowieka na podstawie twarzy. Najczęściej stosowaną przez ludzi metodą jest weryfikacja tożsamości na podstawie fotografii. Z tego powodu również wśród naukowców przez wiele lat panowało przekonanie, że budowa systemu do automatycznego rozpoznawania twarzy powinna opierać się na danych pochodzących z fotografii. Niestety, jak wykazały badania, nawet najbardziej znane systemy słabo sprawdzają się w rozpoznawaniu odmiennego wyglądu twarzy spowodowanego zmianą fryzury, pozycji, czy cech ekspresyjnych. Dodatkowo ich pracę zaburzają czynniki zewnętrzne, takie jak oświetlenie czy tło fotografii.

Trudności w zbudowaniu niezawodnego programu do identyfikacji twarzy za pomocą fotografii zmusiły naukowców do poszukiwania innej metody. Od niedawna do rozpoznawania twarzy wykorzystuje się zdjęcia wykonane w podczerwieni. Takie obrazy są niezależne od zewnętrznego oświetlenia, zawierają więcej informacji anatomicznych i termicznych oraz są mniej podatne na zaburzenia wynikające z wyrazu twarzy, mimiki, makijażu itp. Dodatkowo w nowszych publikacjach pojawiają się propozycje, aby wykorzystać model przepływu ciepła między powierzchnią skóry a otoczeniem do przetworzenia danych temperaturowych (czyli informacji o rozkładzie temperatury powierzchni skóry) w dane perfuzyjne (czyli informacje o rozkładzie perfuzji krwi na powierzchni skóry) i na tej podstawie stworzyć system rozpoznawania twarzy.

2. Model matematyczny

Przy tworzeniu matematycznego modelu wymiany ciepła pomiędzy skórą a otoczeniem należy założyć, że w danej chwili na powierzchni skóry nie zachodzi zmiana temperatury, a warunki otoczenia są stabilne. Rozumie się przez to, że na organizm nie działają takie czynniki zewnętrzne jak wiatr, czy promienie słoneczne, a badani znajdują się w stanie równowagi termicznej [1, 2]. Dodatkowo przyjęto następujące założenia:

- temperatura wewnętrzna ciała jest stała i pomija się proces termoregulacji,
- temperatura otoczenia jest niższa niż temperatura ciała,
- nie dopuszcza się stanów patologicznych (np. ból głowy, gorączka czy stan zapalny) oraz psychologicznych (np. gniew, rumieńce).



Rys. 1. Schemat wymiany ciepła między powierzchnią skóry a otoczeniem

Strumień ciepła q_r związany z promieniowaniem opisuje prawo Stefana–Boltzmann

$$q_r = \varepsilon\sigma(T^4 - T_{ot}^4), \quad (1)$$

gdzie ε jest emisyjnością skóry, $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$ [W/(K⁴m²)] to stała Stefana–Boltzmann, T [K] oznacza temperaturę powierzchni ciała a T_{ot} [K] temperaturę otoczenia.

Konwekcyjny strumień ciepła wyznacza się z zależności

$$q_f = \alpha_f(T - T_{ot}), \quad (2)$$

gdzie α_f [W/(m²K)] jest współczynnikiem wymiany ciepła między powierzchnią skóry a otoczeniem.

Strumień ciepła q_c od wnętrza organizmu do powierzchni skóry można opisać prawem Fouriera

$$q_c = \lambda_t(T_r - T)/D, \quad (3)$$

gdzie λ_t [W/(mK)] jest współczynnikiem przewodzenia ciepła skóry, T_r temperaturą wnętrza ciała, natomiast D odległością między powierzchnią skóry a wnętrzem ciała.

Strumień ciepła q_b związany z perfuzją krwi wyznacza się z zależności

$$q_b = a\omega c_b(T_a - T), \quad (4)$$

gdzie a jest bezwymiarowym współczynnikiem określonym na podstawie przepływu krwi w naczyniach krwionośnych, ω [kg/(m³s)] oznacza prędkość perfuzji krwi, c_b [J/(kgK)] jest ciepłem właściwym krwi, T_a temperaturą krwi w aorcie.

Zakłada się, że strumień ciepła q_m związany z przemianami metabolicznymi przyjmuje wartość stałą: $q_m = 4.186$ W/m².

Pomijając strumień ciepła związany z parowaniem (poceniem się), otrzymuje się następujący bilans cieplny na powierzchni skóry

$$q_r + q_f + q_c = q_b + q_m. \quad (5)$$

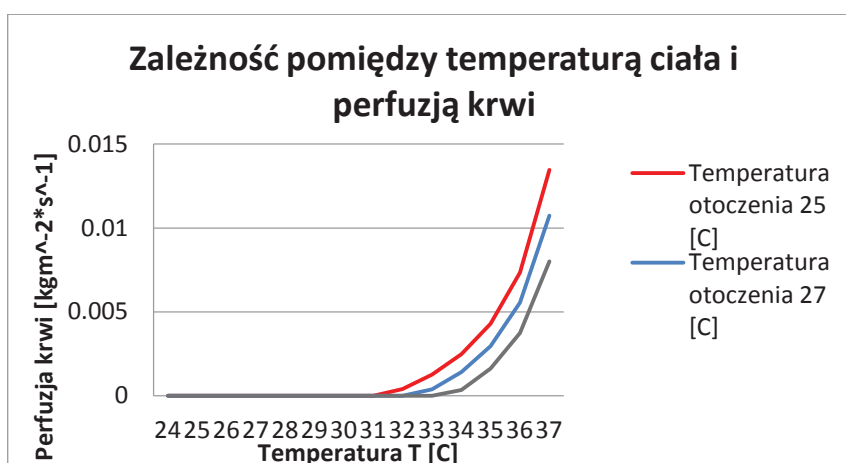
Po wprowadzeniu wzorów (1), (2), (3), (4) do równania (5) i dokonaniu odpowiednich przekształceń, otrzymuje się zależność prędkości perfuzji krwi ω od temperatury powierzchni ciała

$$\omega(T) = \frac{\varepsilon\sigma(T^4 - T_{ot}^4) + \alpha_f(T - T_{ot}) + \lambda_t(T_r - T)/D - 4.186}{a c_b(T_a - T)} \quad (6)$$

Należy podkreślić, że dokładność przeliczenia według tego wzoru danych temperaturowych na dane perfuzyjne jest ściśle związana z dokładnością określenia wartości parametrów, które w nim występują. Między innymi, współczynnik α_f wymiany ciepła między powierzchnią skóry a otoczeniem wyznaczono korzystając z równania kryterialnego dla konwekcji swobodnej. Szczegółowe rozważania są zawarte w pracy [2].

3. Wyniki obliczeń

Aby sprawdzić, w jaki sposób perfuzja krwi jest zależna od temperatury powierzchni ciała oraz temperatury otoczenia, obliczenia przeprowadzono dla trzech przypadków: temperatury powierzchni ciała zmieniającej się od 24 °C do 37 °C oraz dla temperatury otoczenia 25 °C, 27 °C i 29 °C (rys. 2). Zgodnie z przewidywaniami, perfuzja krwi wzrasta wraz ze wzrostem temperatury powierzchni ciała. Dodatkowo można zauważyć, że dla danej temperatury ciała wraz ze wzrostem temperatury otoczenia perfuzja maleje. Obliczenia przeprowadzono dla wartości parametrów zamieszczonych w pracy [2].



Rys. 2. Zależność perfuzji krwi od temperatury powierzchni skóry

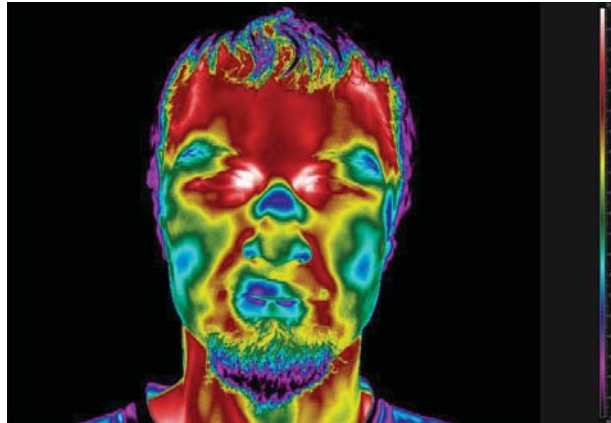
Opracowany model matematyczny wykorzystano do przeliczenia danych temperaturowych (termogram twarzy) na dane perfuzyjne. W tym celu wykorzystano macierz zawierającą wartości temperatury w poszczególnych pikselach termogramu i na jej podstawie utworzono macierz zawierającą wartości perfuzji krwi w tych samych punktach.

Rysunek 3 przedstawia rozkład temperatury na powierzchni twarzy. Kolory reprezentujące ciepło zmieniają się od czarnego dla temperatury niższej od 30°C do koloru białego dla 35°C. Można zaobserwować, że najwyższą temperaturę zarejestrowano w rogach oczodołów. Z kolei najniższa temperatura występuje w miejscach osłoniętych owłosieniem.

Wykorzystując wzór (6) przeliczono temperaturę powierzchni twarzy na perfuzję krwi. Na rysunku 4 można zaobserwować, że intensywność perfuzji krwi jest większa w miejscach

o podwyższonej temperaturze (por. rys. 3). W rejonie ust oraz nosa perfuzja wynosi zero, natomiast w okolicach oczu osiąga wartość $0.0045 \text{ kg}/(\text{m}^2/\text{s})$.

Należy podkreślić, że w niektórych miejscach nie powinna pojawić się zerowa wartość perfuzji co świadczy o tym, że model słabo sprawdza się w przypadku temperatury na powierzchni skóry zbliżonej do temperatury otoczenia.



Rys. 3. Termogram twarzy



Rys. 4. Rozkład perfuzji krwi na powierzchni twarzy

4. Wnioski

Przedstawiony algorytm przeliczania danych temperaturowych na dane perfuzyjne należy ulepszyć. Przede wszystkim strumień ciepła q_c (wzór (3)) można dokładniej oszacować wykorzystując w tym celu równanie Pennesa i wtedy uzyska się bliższy rzeczywistości rozkład perfuzji krwi na powierzchni twarzy.

Literatura

1. Wu S., Lin W., Xie S., Skin heat transfer model of facial thermograms and its application in face recognition, *Pattern Recognition*, 41, 2718-2729, (2008).
2. Sajdak K., Modelowanie przepływu ciepła między powierzchnią skóry a otoczeniem, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska.

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA I OPTYMALIZACJA PRZEDNIEGO ZAWIESZENIA POJAZDU BYTEL

inż. PRZEMYSŁAW SEBASTJAN

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Wojciech Skarka, Prof. Pol. Śląskiej



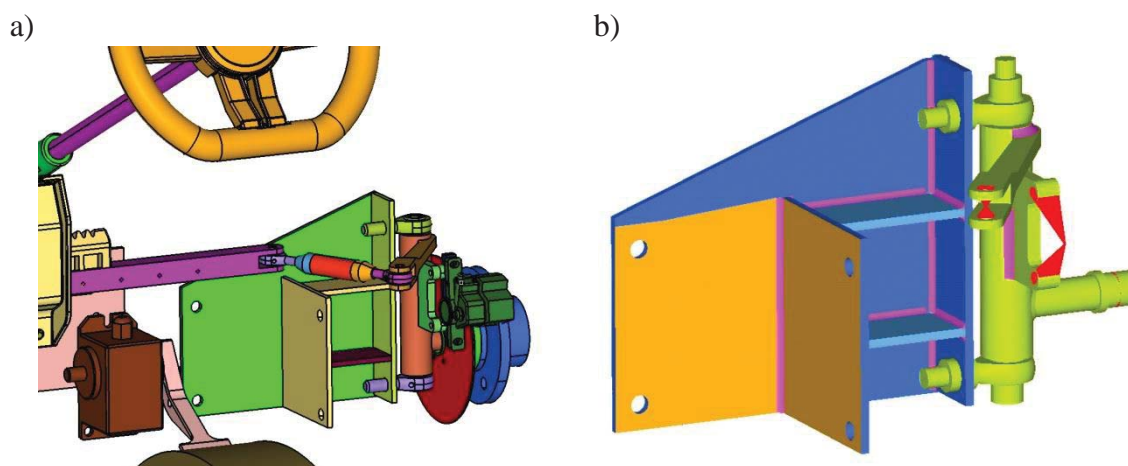
Streszczenie. W artykule został zawarty krótki wstęp opisujący samochód miejski „Bytel” startujący w zawodach Shell Eco-Marathon. Przedstawione zostały również wyniki analiz wytrzymałościowych, których celem było wskazanie miejsc z których można usunąć materiał, celem jak największego obniżenia masy zespołu zawieszenia.

1. Wprowadzenie

„Bytel” jest pojazdem startującym w zawodach Shell Eco-Marathon w kategorii URBAN. Zasady konkursu określają dopuszczalną masę pojazdu jako 205kg, przy minimalnych wymiarach 100x120x220cm (wys. x szer. x dł.). Przy takich wymaganiach obniżenie masy jest sprawą kluczową, jednak trzeba mieć na względzie również bezpieczeństwo konstrukcji oraz jej dostateczną sztywność.

2. Model zawieszenia

Bazą analiz wytrzymałościowych był model .stp zawieszenia bolidu „Bytel” (rys. 1a). W celu przeprowadzenia weryfikacji wytrzymałościowej, niezbędne było jego zmodyfikowanie, poprzez usunięcie zbędnych elementów zawieszenia jak piasta, tarcza, zacisk hamulcowy czy drążek kierowniczy. Siły pochodzące od tych podzespołów zastąpiono odpowiednimi równaniami MPC (na rys. 1b kolorem czerwonym). Na potrzeby analizy dodano geometrię spawów, zamodelowano śruby, nakrętki oraz powierzchnię kontaktową o właściwościach kompozytu z którego wykonano nadwozie (na rys. 1b kolorem pomarańczowym).

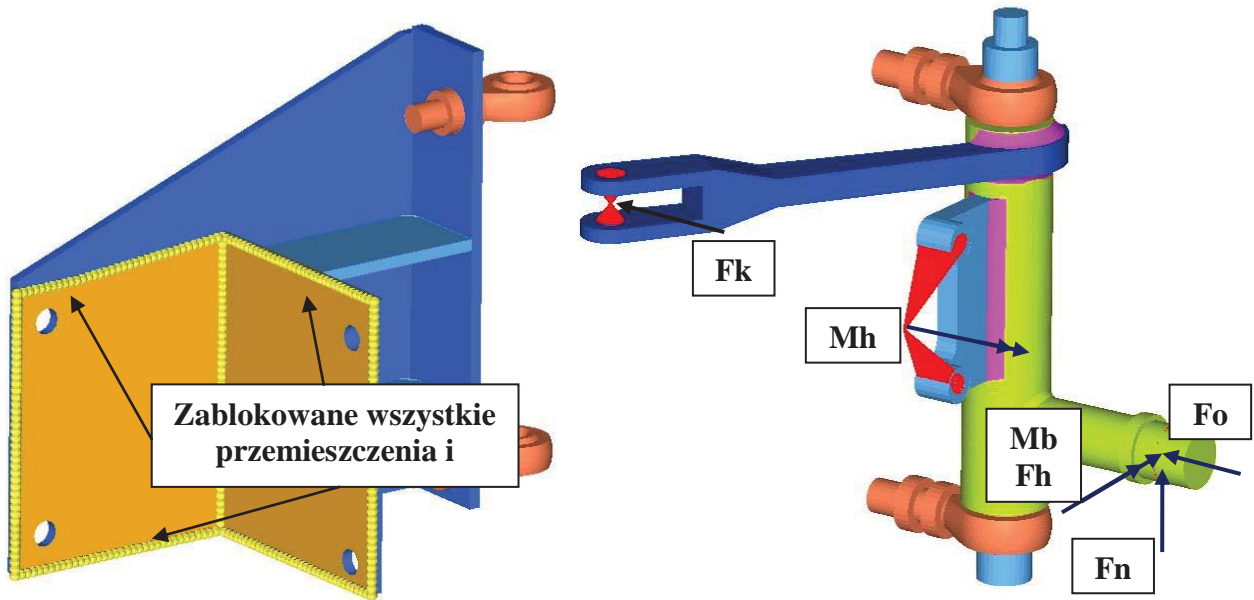


Rys. 1. Modele zawieszenia:

a) model pełnego zawieszenia; b) numeryczny model analizowanych podzespołów

3. Warunki brzegowe i własności materiałowe

W celu jak najdokładniejszego odwzorowania warunków panujących podczas jazdy, stworzono 2 dodatkowe, lokalne układy współrzędnych, do których przypisano węzły niezależne elementów MPC. Za pomocą tych elementów, siły pochodzące od koła, drążka kierowniczego oraz hamulca przekazywane są na zespół zwrotnicy pojazdu jak na rys. 2.



Rys. 2. Warunki brzegowe i siły działające na układ

Wartości sił i momentów działających na układ przedstawia Tabela 1. Wartości te zostały dobrane tak, aby umożliwić weryfikację wytrzymałości konstrukcji przy najgorszych możliwych do zaistnienia warunkach.

Tabela 1. Wartości sił i momentów

	<i>Siła odśrodkowa</i>	<i>Siła nacisku</i>	<i>Siła skręcająca</i>	<i>Siła hamowania</i>	<i>Moment hamujący</i>	<i>Moment boczny</i>
Oznaczenie	Fo	Fn	Fk	Fh	Mh	Mb
Wartość	1800N	800N	430N	1400N	250Nm	130Nm

Własności materiałowe przyjęte do obliczeń:

- moduł Younga stali $E_s = 210Gpa$
- moduł Younga kompozytu $E_k = 50Gpa$
- współczynnik Poissona stali $\nu_s = 0,3$
- współczynnik Poissona kompozytu $\nu_k = 0,3$
- granica plastyczności stali $Re = 540MPa$

Do zamodelowania pełnego zespołu zawieszenia użyto elementów bryłowych pierwszego rzędu: elementów sześciennych C3D8 oraz czworościennych C3D4. Jedynie kompozytowa powierzchnia kontaktowa została zamodelowana elementami powłokowymi typu S4.

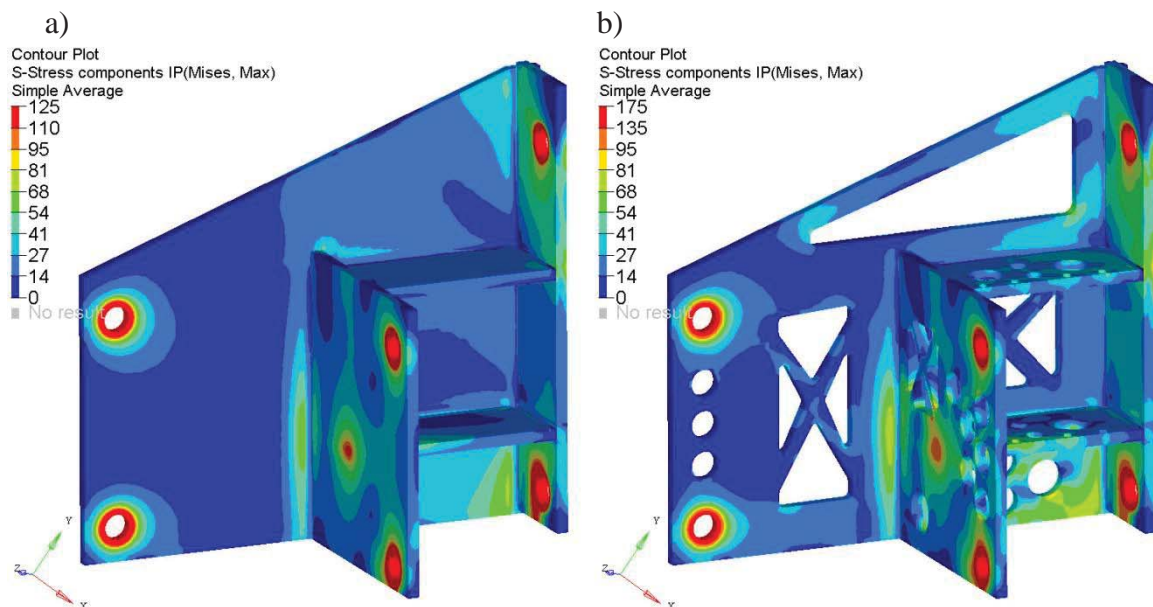
4. Wyniki analiz wytrzymałościowych i optymalizacji

Analizy zostały przeprowadzone w programie Abaqus 6.13-4 i składały się z dwóch kroków:

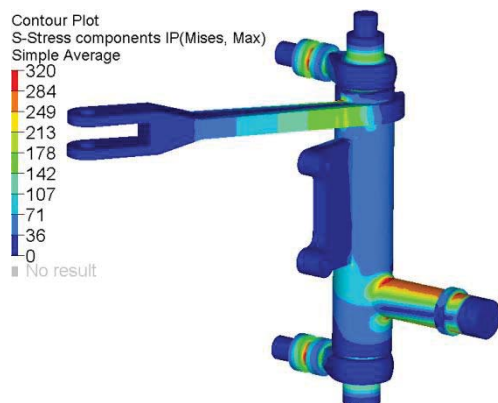
1. Zacisk śrub (za pomocą pre-tension section)
2. Przyłożenie sił i momentów do węzłów niezależnych MPC

Zacisk śrub umożliwił unieruchomienie konstrukcji (dzięki tarcia występującemu w strefie kontaktu), a także pozwolił otrzymać wartości naprężeń bardziej zbliżone do rzeczywistych, niż w przypadku zablokowania wszystkich stopni swobody na węzłach otworów pod śruby.

Wyniki analiz prezentuje rysunek 3. Ich celem była weryfikacja konstrukcji, jak również późniejsza optymalizacja, mająca na celu redukcję masy układu zawieszenia. Dlatego w miejscach najmniej wyciężonych, a jednocześnie nie narażonych na wpływ ciepła w procesie spawania, usunięto materiał w sposób mający wywoływać jak najmniejsze spiętrzenie naprężeń przy zachowaniu możliwie wysokiej sztywności.



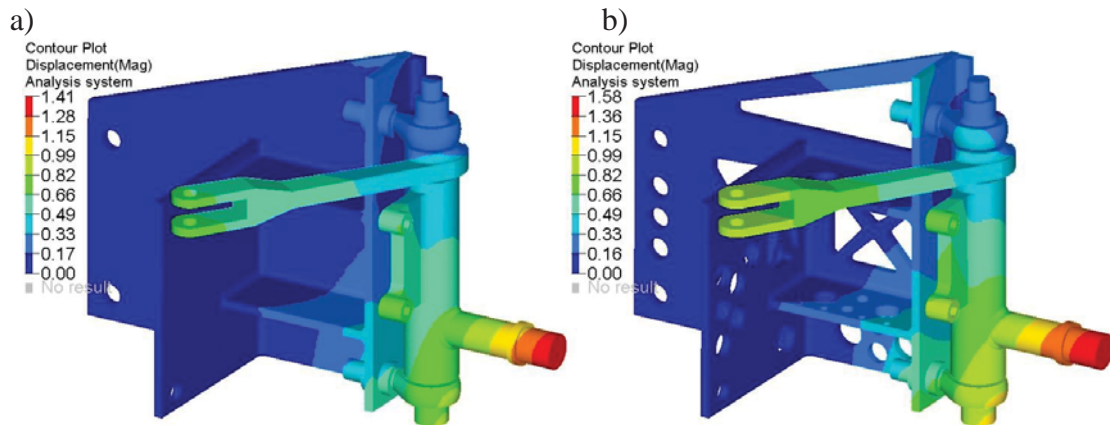
Rys. 3. Naprężenia redukowane [MPa] wg hipotezy von Misesa:
a) konstrukcja przed optymalizacją; b) konstrukcja po optymalizacji



Rys. 4. Naprężenia redukowane [MPa] wg hipotezy von Misesa w zwrotnicy

Optymalizacja nie dotyczyła jedynie zespołu zwrotnicy (zaznaczonego kolorem zielonym na rys. 1b). Naprężenia przedstawione na rys. 4 są jednakowe dla konstrukcji w postaci początkowej jak i po odjęciu materiału.

Zoptymalizowana konstrukcja cechuje się mniejszą sztywnością niż początkowa, co jednak nie zmienia znacząco sztywności całego układu, co przedstawiono na rysunku 5.



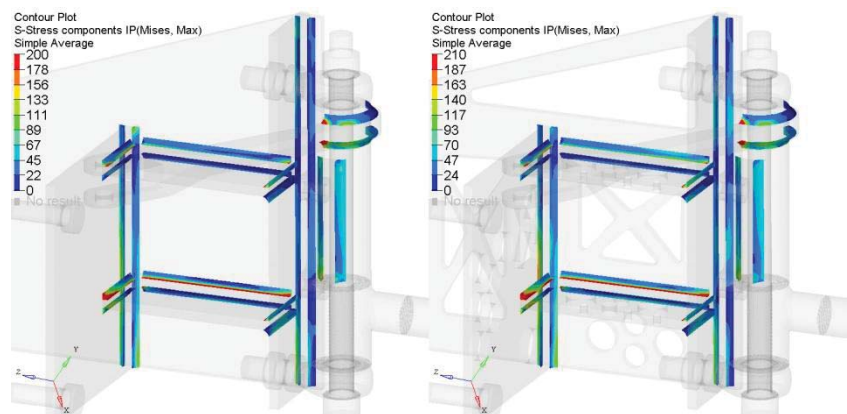
Rys. 5. Wypadkowe przemieszczenia [mm] zespołu zawieszenia:
a) przed optymalizacją; b) po optymalizacji

5. Wnioski

Optymalizacja konstrukcji spowodowała spadek masy o niecałe 20%, przy spadku sztywności o 8%. Wynik taki uznany jest za zadowalający, bez konieczności dalszego odejmowania materiału.

Maksymalne naprężenia w blachach na poziomie 175MPa zapewniają współczynnik bezpieczeństwa równy 3.

Mimo iż spoiny nie były przedmiotem analizy, wyznaczono występujące w nich naprężenia, co obrazuje rysunek 6. Jak widać nie występuje potrzeba zmiany geometrii spoin, ani dodania dodatkowych połączeń spawanych.



Rys. 6. Naprężenia redukowane [MPa] wg hipotezy von Misesa w spoinach w konstrukcji:
a) przed optymalizacją; b) po optymalizacji

Literatura

1. Rakowski G., Kacprzyk Z., „Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji.”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2005).
2. S. King, T. Richards, “Solving contact problems with Abaqus”, Convetry – March 2013, DS UK Ltd.
3. M.E. Niezgodziński, T. Niezgodziński, „Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe.”, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa (2012).
4. Abaqus Analysis User’s Manual.

PROJEKT I ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA MOTOCYKLOWEGO PODNOŚNIKA NOŻYCOWEGO

PAWEŁ SWINKA

Mechanika i Budowa Maszyn, 2 rok, 1 stopień
Opiekunowie naukowci: dr inż. Grzegorz Działkiewicz,
dr inż. Jacek Ptaszny



Streszczenie. W niniejszej pracy przedstawione zostały etapy procesu projektowania podnośnika nożycowego z wykorzystaniem oprogramowania CAx. W pierwszej kolejności przeprowadzone zostały wstępne obliczenia analityczne, na których podstawie dobrane zostały cechy konstrukcyjne podnośnika, aby następnie wykonać model układu w środowisku Autodesk Inventor. Utworzono model geometryczny oraz model metody elementów skończonych, dla którego przeprowadzono analizę wytrzymałościową.

1. Wprowadzenie

W obecnych czasach, wraz z rozwojem przepływu informacji, dostęp do wszelkiego rodzaju książek serwisowych i szczegółowych instrukcji z dziedziny mechaniki motocyklowej został znacznie ułatwiony. Również dostępność części do większości motocykli oraz specjalistycznych narzędzi jest w zasadzie nieograniczona. Z tego powodu, coraz więcej użytkowników motocykli samemu przeprowadza podstawowe naprawy i czynności obsługowe. W takich pracach, nieocenionym wyposażeniem domowego warsztatu jest podnośnik motocyklowy, który od dawna cieszy się uznaniem profesjonalnych mechaników. Zdecydowanie ułatwia on bowiem operacje w trudno dostępnych miejscach, zwiększa także wygodę i komfort pracy. Problemem jest jednak cena rynkowa takich podnośników, która zwykle znacznie przekracza koszt materiałów użytych w produkcji. W odpowiedzi na wspomniany problem, postawiono sobie za cel zaprojektować, przeprowadzić analizę wytrzymałościową, a następnie wykonać podnośnik nożycowy dla własnego użytku. Kolejne etapy wspomnianego procesu zostały przedstawione poniżej.

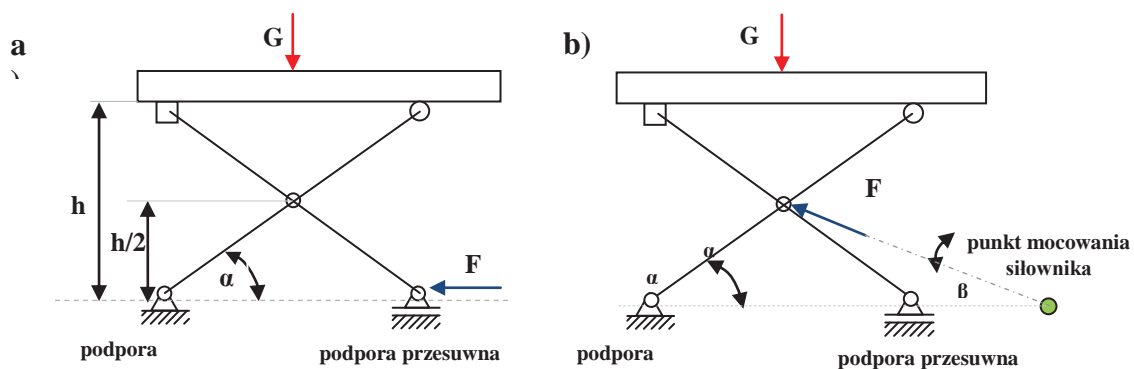
2. Założenia projektowe

W celu opracowania koncepcji wspomnianego podnośnika, przyjęte zostały następujące założenia:

- podnośnik powinien być możliwy do wykonania w warunkach warsztatowych,
- wszystkie elementy powinny być znormalizowane oraz łatwo dostępne,
- udźwig podnośnika ma wynosić 500kg,
- wysokość podnośnika w najniższym położeniu nie powinna przekraczać 20cm,
- maksymalna wysokość robocza podnośnika powinna wynosić 1m,
- konstrukcja powinna być jak najbardziej zwarta,
- masa urządzenia powinna być jak najmniejsza.

3. Obliczenia analityczne oraz dobór rodzaju napędu

Kolejnym krokiem po określeniu założeń było wykonanie wstępnych obliczeń metodą analityczną, które miały za zadanie umożliwić określenie najkorzystniejszego miejsca oraz sposobu przyłożenia siły w podnośniku oraz wymagań co do siły generowanej przez napęd. W tym celu utworzono uproszczony model podnośnika, który został obciążony siłą G równą co do wartości 5kN, pochodzącą od ciężaru motocykla. W rozwiązaniu nr 1 siła 'F' generowana przez napęd jest przyłożona poziomo do ruchomego końca nożyc (Rys. 1a). W tym przypadku jako owy napęd mogłaby posłużyć śruba toczna napędzana przez silnik lub korbę z odpowiednio dobranym przełożeniem, siłownik, lub wyciągarka linowa (ręczna lub automatyczna). W rozwiązaniu nr 2 siła 'F' generowana przez aktuator jest przyłożona w punkcie krzyżowania się nożyc, a kierunek jej wektora zmienia się w czasie zmiany wysokości podnośnika (Rys. 1b). Takie rozwiązanie jest możliwe w przypadku zastosowania siłownika hydraulicznego lub pneumatycznego.



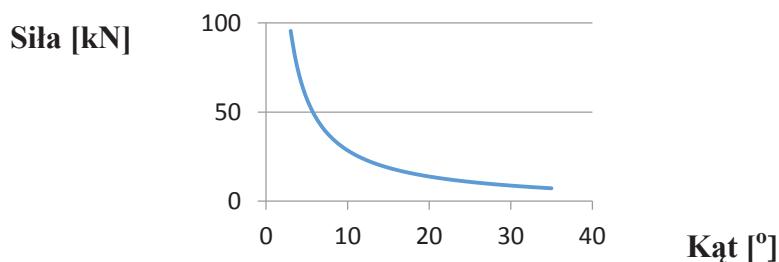
Rys. 1. Schemat statyczny układu podnośnika: a) wariant nr 1, b) wariant nr 2

Dla powyższych modeli zostały ułożone równania równowagi, z których wyznaczono zależność wartości siły koniecznej do utrzymania obciążonego podnośnika, od kąta między nożycami a podłożem. Wyniki przedstawione zostały poniżej ((1) - wariant nr 1, (2) - wariant nr 2):

$$F = \frac{G}{\tan \alpha} \quad (1)$$

$$F = \frac{G * \cos \alpha}{\sin (\alpha + \beta)} \quad (2)$$

Na podstawie równania nr 1 sporządzony został wykres ukazujący zależność siły F od kąta pomiędzy nożycami a podłożem w wariantcie nr 1 (Rys. 2):

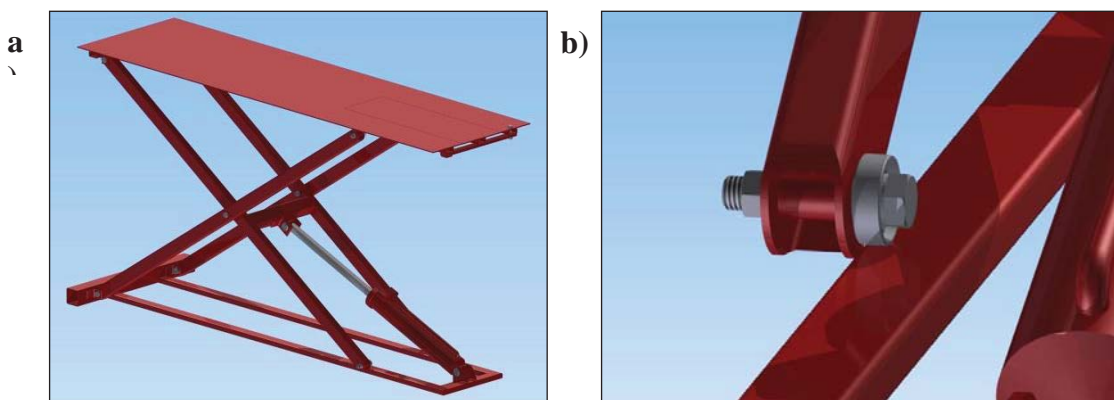


Rys. 2. Zależność siły F od kąta α między nożycami a podłożem w wariantcie nr 1

Z równania nr 2 wynika, iż kąt β powinien być jak największy, tzn. mocowanie siłownika w wariancie drugim powinno znajdować się jak najbliżej punktu skrzyżowania nożyc. Jednak z uwagi na zakres pracy siłownika [4], który brany był pod uwagę do budowy urządzenia (0,5 - 0,9m), przyjęto iż punkt mocowania siłownika będzie pokrywał się z ruchomym końcem nożyc w najniższym położeniu. W tym przypadku, siła potrzebna do uniesienia podnośnika wynosi $F = 47$ kN. Ponieważ jest to wartość znacznie mniejsza niż w przypadku wariantu nr 1 ($F = 95$ kN), wybrano wariant nr 2. W celu zmniejszenia wartości potrzebnej siły należałoby przeprowadzić dodatkową optymalizację [2].

4. Model geometryczny podnośnika

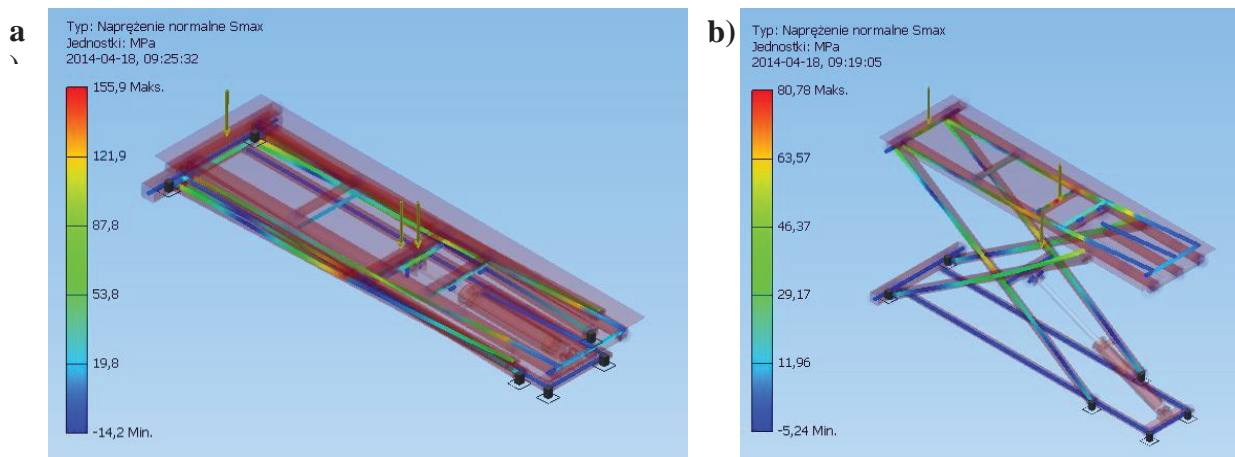
Utworzenie modelu 3D rozpoczęto od określenia wymiarów podnośnika bazując na przyjętych założeniach oraz względach praktycznych, m.in. wymiarami przeciętnego motocykla oraz ilością dostępnego miejsca w przeciętnym warsztacie. Jako materiał przyjęto stal konstrukcyjną St3s ($R_e = 235$ MPa). Jako elementy nośne, tj. nożyce, prowadnice, elementy wzmacniające blat stołu zastosowano prostokątne profile zamknięte [3]. Wymiary przekrojów poprzecznych dobrano intuicyjnie, opierając się na wymiarach kształtowników w rzeczywistych podnośnikach dostępnych na rynku [5]. Jako napęd zastosowano zmodyfikowany siłownik hydrauliczny podnoszenia kabiny z samochodu ciężarowego MAN [4]. Model geometryczny przedstawia Rys. 3.



Rys. 3. Model geometryczny podnośnika: a) widok izometryczny, b) wykorzystanie łożyska tocznego jako elementu umożliwiającego ruch posuwisty końca nożycy.

5. Analiza wytrzymałościowa metodą elementów skończonych

W celu weryfikacji doboru grubości ścianek profili wykonana została analiza wytrzymałościowa podnośnika przy pomocy wbudowanej w systemie Autodesk Inventor opcji "Analiza ram". Do jej wykonania niezbędnym było określenie warunków brzegowych oraz sił zewnętrznych działających na podnośnik. Jak obciążenie przyjęty został ciężar motocykla o masie wynoszącej 500kg, rozłożony w miejscu styku odpowiednio z przednim kołem motocykla oraz z jego podpórką centralną (z punktu widzenia wytrzymałości jest to gorsza sytuacja niż w przypadku styku z tylnym kołem). Wyniki analizy przedstawione zostały dla skrajnych pozycji urządzenia (Rys. 4).



Rys. 4. Wyniki analizy - naprężenia normalne [MPa]: a) pozycja dolna b) pozycja górna

Maksymalne naprężenia normalne występują w nożycach, w miejscu ich krzyżowania. W skrajnej dolnej pozycji wynoszą one maksymalnie 155,9MPa. Naprężenia poprzeczne są pomijalnie małe. Maksymalne naprężenia są znacznie mniejsze niż granica plastyczności materiału (dla przypomnienia - 235MPa), zatem dobór grubości ścianek profili można uznać za poprawny [1]. Należy jednak zaznaczyć, iż powyższa analiza jest analizą statyczną, a obciążenie pochodzi tylko od ciężaru motocykla umieszczonego na podnośniku. Kompletna analiza powinna również zbadać możliwość wybożenia nożyc.

6. Podsumowanie

Narzędzia CAX, a w szczególności CAD oraz CAE wykorzystane w powyższej pracy pozwoliły na skonstruowanie podnośnika o niskiej masie własnej, co w bezpośredni sposób przekłada się na koszt materiałów użytych podczas jego budowy. Szacunkowy koszt materiałów zaprojektowanego podnośnika jest równy około 1/2 ceny rynkowej tego typu urządzeń. Uwzględniając jedynie analizę statyczną podnośnika, można by stwierdzić, iż grubość ścianki profili mogłaby być jeszcze mniejsza. Aczkolwiek, w warunkach warsztatowych, podczas działań przy znajdującym się na nim motocyklu będzie on narażony na zmienne obciążenia wynikające np. z dokręcania śrub, montażu części itd. Fakt ten świadczy o konieczności zwiększenia grubości ścianki, lub przeprowadzenia bardziej szczegółowej analizy wytrzymałościowej, która uwzględniałaby owe zmienne obciążenia, a także możliwość wybożenia nożyc.

Literatura:

1. Bąk R., Burczyński T., Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, WNT, Warszawa (2009).
2. Spackman H. M., Mathematical Analysis of Scissor Lifts, Naval Ocean Systems Center, California, USA (1989).
3. Polska Norma PN EN 10219-2.
4. <http://kamunauto.en.gasgoo.com/auto-products/1809763.html>.
5. <http://www.beacontechnology.com/scissorlifts/motorcyclelift/>.

ANALIZA PRZESUWNEJ BRAMY WJAZDOWEJ

inż. WIOLETTA WAWRZYNIAK

Automatyka i Robotyka, AB3, 1 rok, 2 stopień

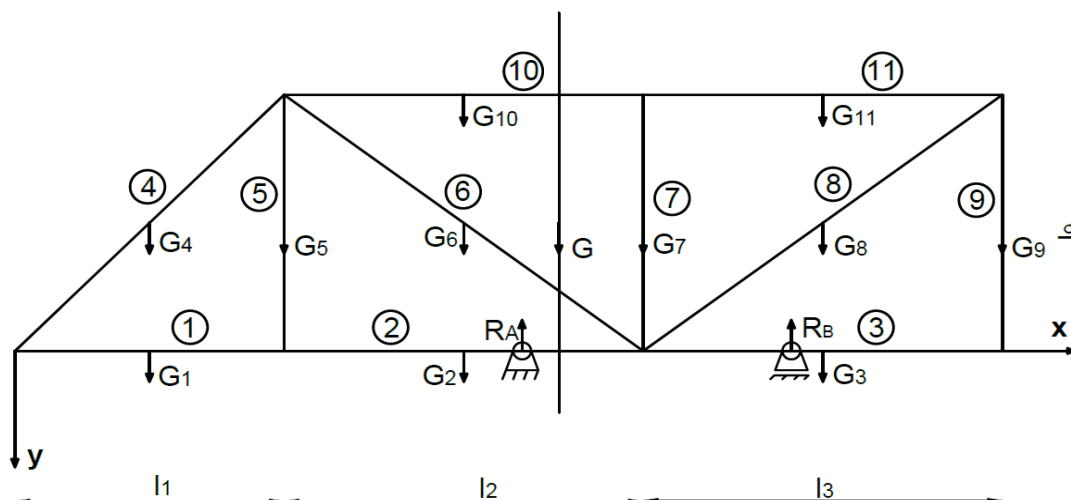
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, prof. Pol. Śląskiej



Streszczenie. Celem projektu było wykonanie analizy wytrzymałościowej przesuwnej bramy wjazdowej metodą analityczną oraz numeryczną – metodą elementów skończonych (MES). Metodą analityczną zbadano jak zmieniają się wartości reakcji podporowych w zależności od stopnia otwarcia bramy i porównano je z wyliczeniami numerycznymi. Za pomocą pakietu MSC. Patran/Nastran [4] przeprowadzono analizę numeryczną bramy w celu wyznaczenia przemieszczeń i naprężeń.

1. Dobór postaci konstrukcyjnej bramy

Analizowana brama wjazdowa (rys. 1) złożona jest z 11 prętów [1], których długości przedstawiono w tabeli 1. Dobrany przekrój poprzeczny pręta to rura kwadratowa o wymiarach $H=40$ mm i $h=31.6$ mm [3]. W tabeli 1. zestawiono przejęte długości poszczególnych prętów układu. W ramie przyjęto istnienie dwóch podpór: stałej i przesuwnej.



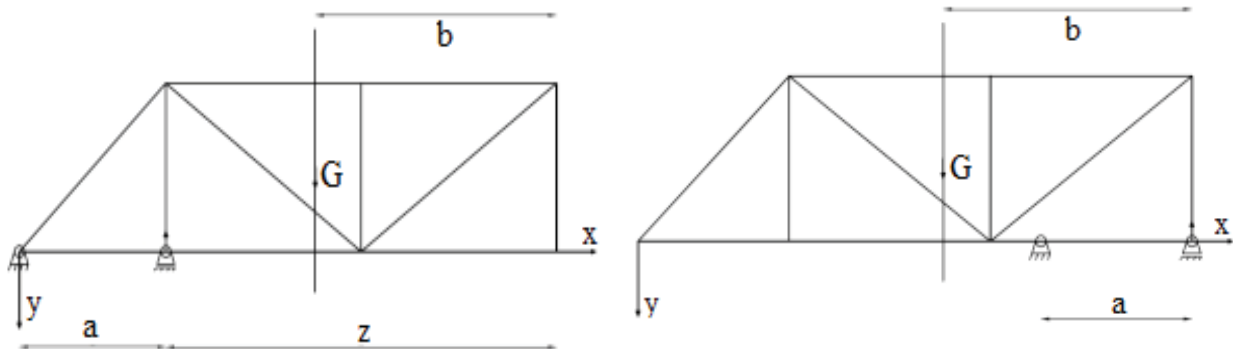
Rys. 1. Rama w dowolnym położeniu wraz z naniesionymi oznaczeniami poszczególnych prętów, ciężarów oraz długości prętów

Tabela 1. Zestawienie długości prętów [m]

$l_1 = l_5 = l_7 = l_9$	1.5
$l_2 = l_3 = l_{10} = l_{11}$	2
l_4	2.12
$l_6 = l_8$	2.5

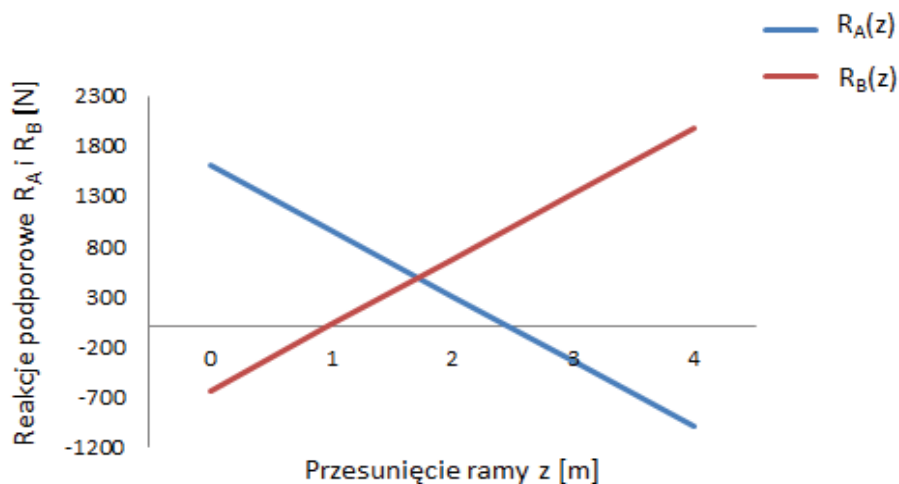
2. Obliczenia analityczne bramy

Obliczenia analityczne rozpoczęto od wyznaczenia położenia środka ciężkości bramy. Następnie wyznaczono reakcje podporowe w zależności stopnia otwarcia bramy. Położenie bramy określono za pomocą współrzędnej z zawierającej się w zakresie od 0 do 4 m. Na rys. 2 przedstawiono bramę w pozycji zamkniętej i otwartej.



Rys. 2. Usytuowanie bramy: a) w pozycji zamkniętej o współrzędnej $z = 4$ m, b) w pozycji całkowicie otwartej przy $z = 0$ m

Na podstawie wyznaczonych wartości reakcji podporowych wykonano wykres (rys. 3), który pozwala na zobrazowanie, w jakim przedziale zmieniają się wartości reakcji podporowych w zależności od położenia bramy.



Rys. 3. Zależność reakcji podporowych R_A oraz R_B od przesunięcia bramy z

3. Obliczenia numeryczne

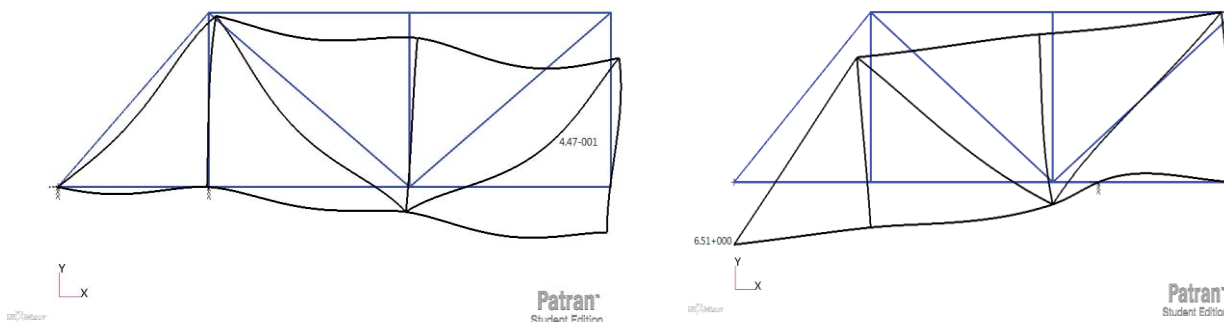
Kolejnym krokiem po przeprowadzeniu obliczeń analitycznych było skonfrontowanie otrzymanych wyników z obliczeniami numerycznymi. Po zapoznaniu się z dostępnym oprogramowaniem (MSC. Patran/Nastran) należało zamodelować bramę i podzielić ją na elementy skończone. W tabeli 2. zestawiono wartości reakcji podporowych bramy otrzymane metodą analityczną i numeryczną.

Tabela 2. Porównawcze zestawienie wartości reakcji podporowych ramy wyliczonych analitycznie i numerycznie

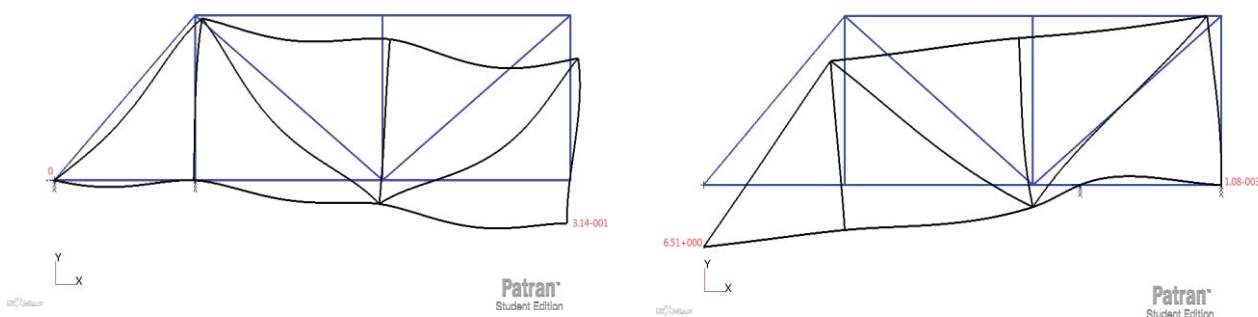
z[m]	Reakcja R_A [N]		Reakcja R_B [N]	
	Analitycznie	Numerycznie	Analitycznie	Numerycznie
4	-999.03	-998.11	1978	1977.61
3	-346.07	-345.11	1325.5	1324.61
2	306.90	307.89	672.55	671.61
1	959.85	960.89	19.59	18.61
0	1612	1613.89	-633.59	-634.39

4. Analiza przemieszczeń całkowitych, pionowych i naprężeń zginających

Przedostatnim etapem projektu było przeprowadzenie analizy maksymalnych przemieszczeń całkowitych, pionowych oraz naprężeń zginających spowodowanych obciążeniem własnym bramy. W każdym z tych przypadków na szczególną uwagę zasługują dwa skrajne usytuowania bramy, czyli przy $z = 4$ i $z = 0$ m. Na rys. 4. Przystawiono przemieszczenia całkowite, natomiast na rys. 5 zaprezentowano przemieszczenia pionowe.



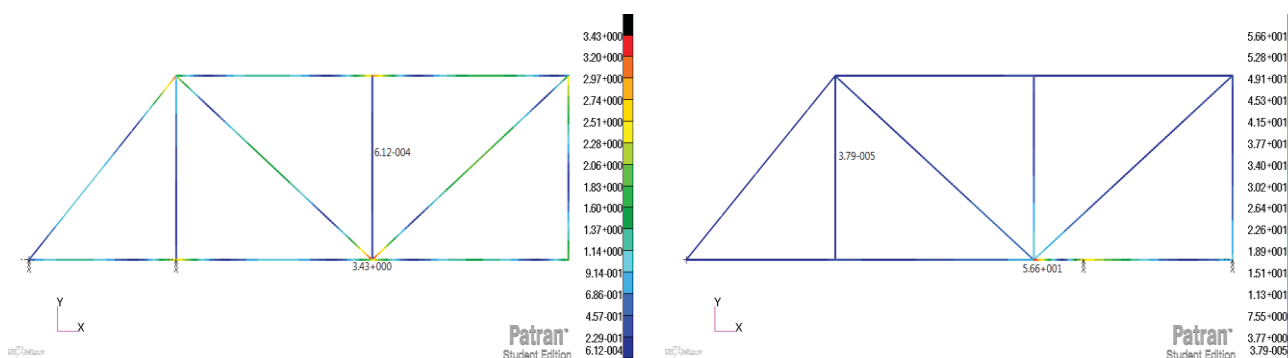
Rys. 4. Przemieszczenie całkowite: a) przy $z = 4$ m, b) przy $z = 0$ m



Rys. 5. Przemieszczenie pionowe: a) przy $z = 4$ m, b) przy $z = 0$ m

Analizę naprężeniową przeprowadzono celem wyznaczenia maksymalnych i minimalnych naprężeń zginających [2] w ramie. Rozkłady naprężeń w skrajnych położeniach przedstawiono na rys. 6. W tabeli 3. zaprezentowano wyniki obliczeń numerycznych

dotyczące poszczególnych przypadków usytuowania bramy. Zastosowane w tabeli 3. oznaczenia u_l i u_p odnoszą się kolejno do przemieszczeń pionowych punktu skrajnego po lewej i prawej stronie modelu bramy.



Rys. 6. Rozkład naprężeń a) przy $z=4$ m, b) przy $z=0$ m

Tabela 3. Zestawienie wyników analizy numerycznej danych położenia bramy

z [m]	Przemieszczenia całkowite	Przemieszczenia pionowe		Naprężenia zginające
	u [mm]	u_l [mm]	u_p [mm]	σ_{max} [MPa]
4	0.447	0.000	0.314	3.430
3	11.500	3.440	10.800	58.200
2	0.789	0.759	0.402	8.790
1	3.760	3.760	1.290	31.800
0	6.510	6.510	0.001	56.600

5. Podsumowanie

Wyliczone analitycznie wartości reakcji podporowych w bardzo dużym stopniu się pokryły z wynikami analizy numerycznej bramy. Niewielka różnica między wyliczonymi wartościami może wynikać z dokładności obliczeń numerycznych. Przeprowadzona analiza numeryczna przemieszczeń całkowitych, pionowych i naprężeń zginających pozwala stwierdzić, jakie położenie bramy jest najkorzystniejsze, a jakie niesprzyjające użytkownikowi. Wyznaczenie przemieszczeń i naprężeń wymaga użycia metody elementów skończonych.

Literatura

1. Wawrzyniak W.: Analiza przesuwnej bramy wjazdowej. Projekt inżynierski Politechnika Śląska w Gliwicach. Promotor: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, prof. Pol. Śląskiej, Gliwice (2014).
2. Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłoś Z.: Wytrzymałość materiałów. T. 1. WNT, Warszawa (1999).
3. Norma PN-EN 10219:2007 Kształtowniki zamknięte ze szwem wykonane na zimno ze stali konstrukcyjnych niestopowych i drobnoziarnistych. Część 2: Tolerancje, wymiary i wielkości statyczne.
4. MSC. Patran, Nastran, User Guide (2010).

PROJEKT I BUDOWA PLATFORMY STEWARTA W UJĘCIU SYMULATORA LOTU

inż. JACEK WITEK

Mechatronika, ME3, 2 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Waław Kuś, Prof. Pol. Śl.

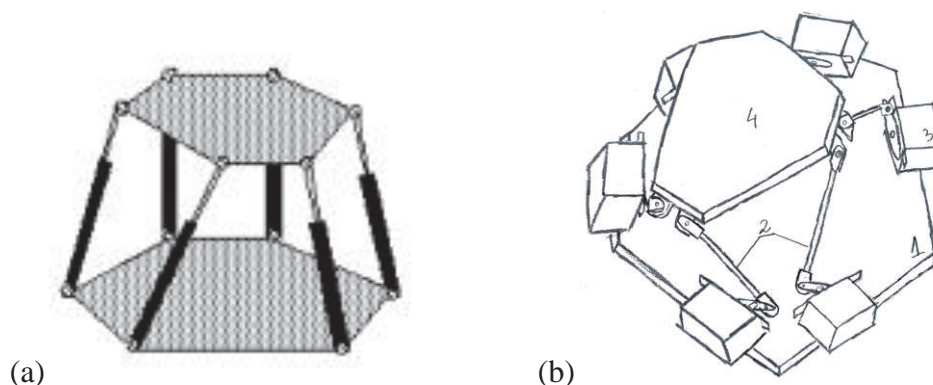


Streszczenie. Artykuł przedstawia proces projektowania platformy Stewarta w ujęciu symulatora lotu. W artykule przedstawiono opis koncepcji konstrukcyjnej wraz z syntezą strukturalną mechanizmu, sposób modelowania komputerowego oraz z przyjętą ideą sterowania systemem mechatronicznym.

1. Wprowadzenie

Współczesne szkolenie kadry lotniczej poza przyswojeniem ogromnej ilości wiedzy teoretycznej z zakresu teorii mechaniki lotu, szeroko rozumianej geografii czy metrologii itp., równie ważne jest nabycie umiejętności praktycznych dotyczących obsługi samolotu, umiejętności biegłego poruszania się po kokpicie, umiejętnym interpretowaniu wskaźników w reakcji natychmiastowej, a przede wszystkim poświęcić sporą ilość godzin spędzonych w powietrzu w realnych warunkach co nie jest tanie, dlatego w dzisiejszych czasach proces wyżej wspomnianej kadry jest skutecznie wspomagany przez szeroko rozumiane wykorzystywane układy mechatroniczne tj. Manipulatora o strukturze równoległej – platformy Stewarta.

Platforma Stewarta - Gough'a to manipulator o strukturze równoległej, składający się z górnej, ruchomej platformy oraz platformy dolnej, nieruchomej (podstawy). Platformy połączone są ze sobą ramionami, które mogą być jednocześnie aktuatorami liniowymi, lub mogą być połączone z ramieniem aktuatora obrotowego, co umożliwia zmianę ruchu obrotowego na postępowy. Tego typu konstrukcja zapewnia ruch górnej podstawy w zakresie 6 stopni swobody względem podstawy. Ideologiczny schemat pokazano na rysunku 1a.



Rys. 1. Platforma Stewarta, a) - idea platformy, b) szkic koncepcji platformy

Manipulatory o strukturze równoległej charakteryzują się wieloma zaletami do głównych należą:

- mała masa członów ruchomych klasyfikuje mechanizm do grupy o stosunkowo małej bezwładności co pozwala na pracę układu z większymi prędkościami w porównaniu z układami klasycznymi,
- posiadają wysoki współczynnik maksymalnego obciążenia układu w stosunku do własnej masy co wynika z geometrii, pozwala to na zastosowanie napędów o relatywnie mniejszej mocy w porównaniu z klasycznymi rozwiązaniami.

Do wad manipulatorów o strukturze równoległej należy wymienić:

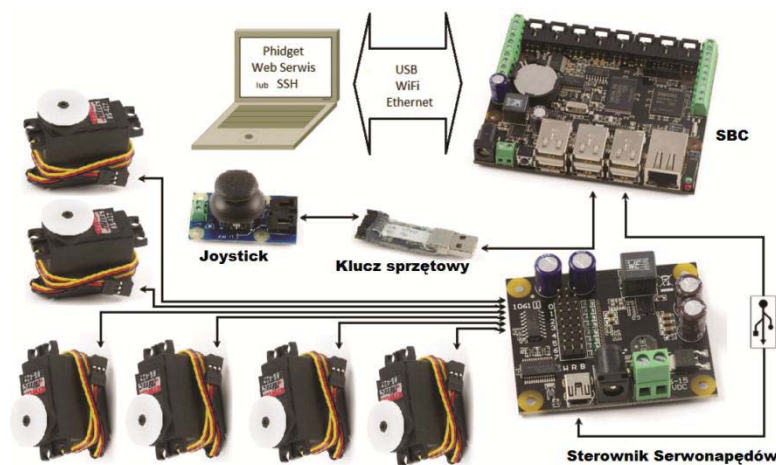
- znacznie mniejsza strefa robocza w porównaniu z klasycznymi manipulatorami
- istnieje możliwość pojawienia się tzw. położeń martwych (osobliwych) w strefie roboczej,
- z pośród wielu opracowań dotyczących tych mechanizmów brak jest jasnego i systematycznego opracowania ogólnych metod syntezy strukturalnej, które pozwalają wyczerpać zbiory możliwych rozwiązań.

2. Koncepcja platformy

Opracowanie koncepcji rozwiązania konstrukcyjnego platformy odbyło się w trzech etapach. Pierwszym etapem było opracowanie ogólnej koncepcji platformy, odnosi się to do podjęcia decyzji jaki rodzaj napędu zostanie przyjęty oraz jak zostaną usytuowane i zorientowane napędy względem podstawy. Rysunek 1b przedstawia szkic koncepcji platformy; 1 – podstawa, 2 – ramiona platformy, 3 – serwonapędy, 4- aktor.

Drugi etap polegał na doborze elektroniki i elementów sterowania platformą. W ostatnim etapie głównie skoncentrowano się na budowie obiektu fizycznego – prototypu, którego głównym celem była weryfikacja wstępnych założeń oraz praca nad kodem sterującym.

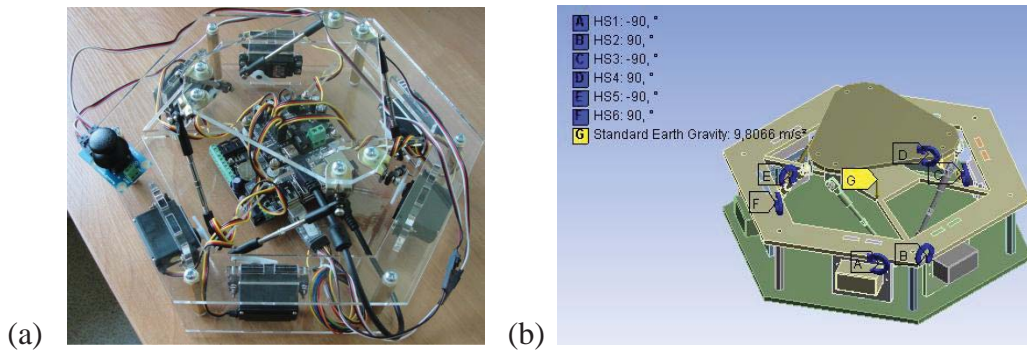
Sterowanie platformy odbywa się poprzez wykonywanie się w czasie rzeczywistym programu sterującego napisanego w języku C++. Wybrana elektronika pochodzi od firmy Phidgets Inc. Urządzeniem wykonującym główną pracę jest SBC – Single Board Computer, jest to system wbudowany oparty na systemie operacyjnym Linux Debian 6.0. Podstawową zaletą jest zdolność kompilowania kodu oraz w pełni wspomagana programowo modularność urządzeń Phidgets. Rysunek 3 przedstawia schemat połączenia komponentów elektroniki.



Rys. 3. Schemat sterowania platform

3. Opracowana platforma Stewarta

Zaprojektowane elementy wykonane zostały techniką cięcia laserowego z arkusza materiału poliwęglanu, tego typu materiał wykorzystywany jest tam, gdzie istnieje potrzeba zastosować przezroczyste elementy o wyjątkowo dobrych parametrach mechanicznych z pośród występujących w grupie polimerów. Rzeczywistą platformę pokazano na rysunku 4a.



Rys. 4. Platforma Stewarta, a) model rzeczywisty, b) model numeryczny

4. Symulacja działania mechanizmu platformy

Symulacja kinematyczna układu ciał sztywnych składa się na utworzeniu modelu numerycznego. Często w skomplikowanych układach tworzy się takie modele poprzez importowanie geometrii, tworzenie reguł kontaktu oraz tworzenie połączeń węzłowych. Celem określenia maksymalnych wartości kątów nachylenia aktora względem podstawy oraz określenia możliwości ruchowych takiego mechanizmu stworzono tabelę konfiguracyjną określającą krańcowe wychylenia serwonapędów. Symulację przeprowadzono w oprogramowaniu Ansys Workbench 14.5 jako rozwiązywane zagadnienie dynamiki ciał sztywnych (ang. Rigid Body Dynamics). Model numeryczny przedstawiono na rysunku 4b.

Tabela 1. Tabela konfiguracyjna z wynikami.

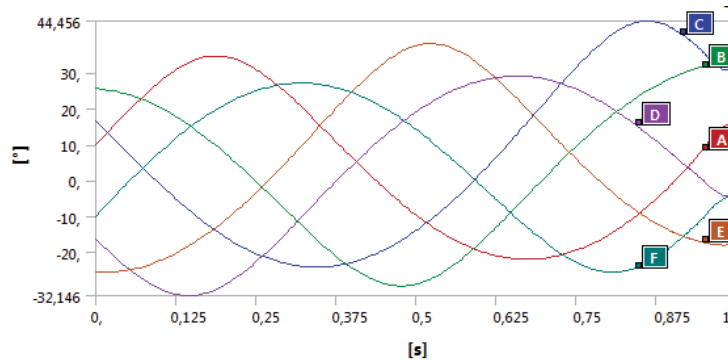
Konfiguracje						Wyniki		
Aktuator	I	II	III	IV	V	Konfiguracje	Wychylenie [mm]	Wychylenie [°]
A	-	+	+	-	+	I	7.0158	~0
B	-	+	-	-	+	II	26.0918	~0
C	-	+	-	+	+	III	11.0158	11.0158
D	-	+	-	-	-	IV	2.1508	1.5
E	-	+	-	-	-	V	9.5942	14.572
F	-	+	+	+	-			

Oznaczenia A, B, C, D, E, F, odpowiadają kolejno serwonapędom mechanizmu. Operatory „+” i „-” to pozycje serwonapędów, a więc I konfiguracja to maksymalne zejście w dół, II to maksymalne wzniesienie aktora, III to wychylenie jednej pary „AF”, koncepcja nachylenia aktora, IV to przesunięcie, V to maksymalny nachylenie aktora względem podstawy.

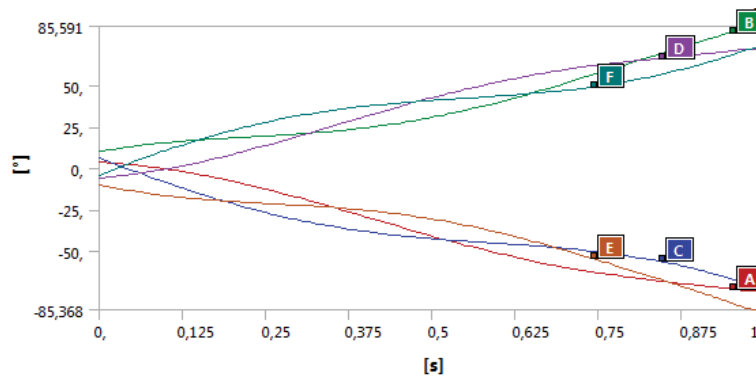
Rozpatrując układ z punktu widzenia kinematyki odwrotnej, która polega na znalezieniu zmiennych przegubowych (przemieszczeń kątowych aktuatorów) w zależności od pozycji i

orientacji środka ciężkości aktora, można symulować ruch aktora (punktu geometrycznego środka bryły) po wyznaczonej trajektorii celem wyznaczenia przemieszczeń kątowych aktuatorów.

Odpowiedzi przemieszczeń kątowych aktuatorów przedstawiono na rysunku 5 dla trajektorii sparametryzowanego okręgu o promieniu 8mm oraz na rysunku 6 dla trajektorii sparametryzowanego ruchu śrubowego.



Rys. 5. Odpowiedź kątowa dla trajektorii okręgu.



Rys. 6. Odpowiedź kątowa dla trajektorii helisy.

5. Podsumowanie

W ramach artykułu przedstawiono część projektową oraz część badań symulacji mechanizmu prowadzoną w trakcie realizacji pracy dyplomowej. W głównej mierze pokazano zaprojektowaną koncepcję platformy Stewarta, a następnie przedstawiono wyniki symulacji na stworzonym modelu numerycznym w celu poszukiwania przemieszczeń kątowych aktuatorów dla zadanej trajektorii aktora. Badania przeprowadzone podczas symulacji pozwoliły na racjonalne wykonanie modelu rzeczywistego platformy Stewarta.

Literatura

1. Stewart D., A Platform with six-degrees-of-freedom, Inst. of Mechanical Engineers, vol. 180, part 1, no. 5, pp. 371-386, United Kingdom (1965).
2. Gogu R., Structural Synthesis of Parallel Robots Part I - Methodology, Springer, Dordrecht (2008).
3. Zang D., Parallel robotic machine tools, Springer, New York (2009).
4. Majchrzak E., Metody numeryczne, Podstawy teoretyczne, aspekty praktyczne i algorytmy. Wydanie Politechniki Śląskiej, Gliwice (2004).

SYMULACJE NOŚNOŚCI KONSTRUKCJI POD OBCIĄŻENIEM POŻAROWYM

inż. ADRIAN WOJTASIK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 2 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Grzegorz Kokot



Streszczenie. Artykuł przedstawia metody symulowania dynamiki pożaru z wykorzystaniem oprogramowania FDS (Fire Dynamic Simulation) służącego do przewidywania rozkładu temperatur, przepływu powietrza, oraz wpływu temperatur pożarowych na zdolność m.in. konstrukcji stalowych do przenoszenia obciążeń statycznych.

W artykule przedstawiono symulację pożaru w budynku przemysłowym, a także zbadano wpływ zastosowania klap oddymiających na przebieg pożaru.

1. Wprowadzenie

W ostatnich czasach coraz większym powodzeniem w obliczeniach inżynierskich a także w przeprowadzanych symulacjach cieszą się metody numeryczne. W celu przewidywania zagrożeń oraz możliwych scenariuszy pożarowych stosowane są szeroko rozumiane narzędzia z grupy programów CFD (Computational Fluid Dynamics). PyroSim jest programem służącym weryfikacji dróg ewakuacyjnych, wpływu pożaru na przegrody budowlane, a także procesu nagrzewania się konstrukcji pod wpływem ognia wykorzystujący środowisko obliczeniowe FDS. Uzyskiwane wyniki analiz i symulacji mogą być wykorzystane przy podejmowaniu decyzji na temat zastosowania w budynkach biernych i czynnych zabezpieczeń przeciwpożarowych.

2. Zastosowane oprogramowanie

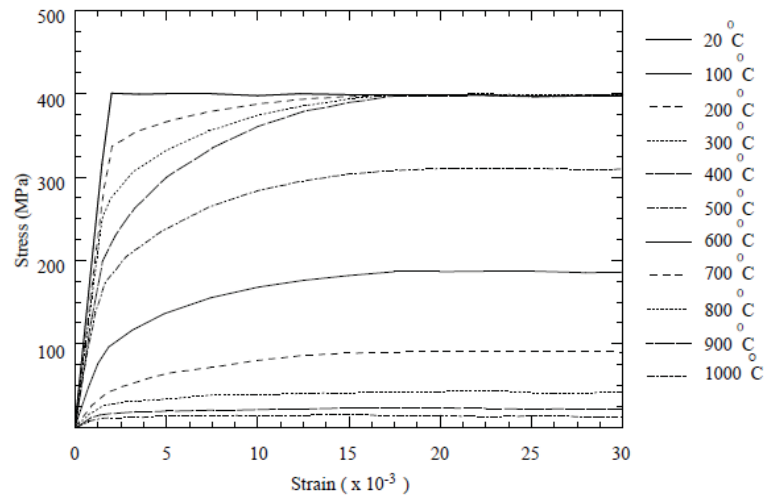
Zastosowany w pracy program PyroSim, należący do najbardziej popularnych programów FDS, przeznaczony do badań naukowych, zbudowany został specjalnie dla potrzeb modelowania pożarów. Z programem FDS współpracuje pakiet Smokeview umożliwiającą graficzną prezentację wyników symulacji.

W oprogramowaniu wykorzystywane są równania Naviera-Stokesa w postaci odpowiedniej dla małych wartości liczby Macha. Otrzymane równania eliptyczne opisują procesy konwekcyjne wywołane znacznymi różnicami gęstości. Nadają się więc do opisu zjawisk transportu gorącego dymu o małej prędkości przepływu.

3. Wpływ temperatury na stalowe elementy konstrukcyjne

Własności materiałowe stali konstrukcyjnych jak i innych stopów ulegają znacznym zmianom pod wpływem temperatury. Moduł Younga, Kirchoffa, jako stałe materiałowe, ale także punkty charakterystyczne określające nośności graniczne materiału (granica proporcjonalności, granica plastyczności, wytrzymałość na rozciąganie) legają zmianie w podwyższonych temperaturach (Rys. 1). Są to złożone zależności, dlatego tak ważne jest przeprowadzenie odpowiednich symulacji, oraz obliczeń aby zapobiec sytuacjom zagrożenia życia ludzkiego w trakcie sytuacji pożarowej. W niniejszej pracy przedstawiono symulację

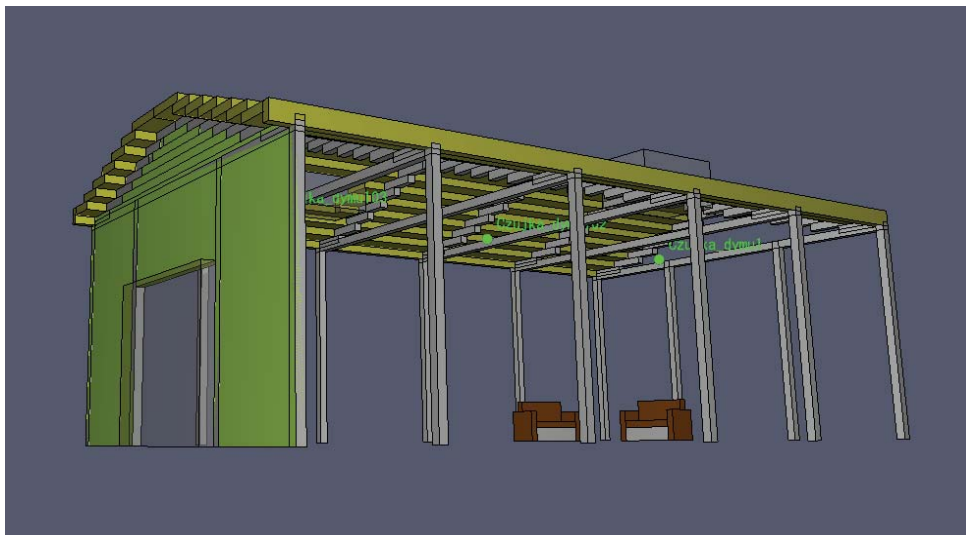
pożarową, która pozwala na uzyskanie rozkładu temperatur i oceny zagrożenia w poszczególnych miejscach budynku przyjętego do analizy.



Rys.1 Zależność naprężenia od odkształcenia dla stali konstrukcyjnych walcowanych na gorąco w temperaturach pożarowych.

4. Obiekt badań

Przedmiotem symulacji jest hala produkcyjna o wymiarach 18[m] x 10[m] oraz wysokości w środku budynku 7 [m]. Jest to budynek o konstrukcji stalowej, jako słupy nośne zastosowano belki typu HEB 200, dach jest dwupołaciowy o nachyleniu 37%. Obiekty jest wyposażony w bramę wjazdową o wysokości 3,5 [m] oraz szerokości 4 [m] (Rys 2).



Rys.2. Reprezentacja modelu hali

Założono iż pożar będzie miał początek w kąciek socjalnym dla pracowników, a źródłem ognia będą dwa obiekty zbudowane z pianki poliuretanowej o własnościach zawartych w tabeli 1. Pożar rozwija się stopniowo, w czasie $t=150[s]$ następuje otwarcie bramy wjazdowej. Przyjęto dwa modele, w jednym dodatkowo uwzględniono klapy

przeciwdymne w dachu. Klapy są uruchamiane za pomocą trzech oddzielnych czujek rejestrujących wzrost temperatury.

Tabela 1. Własności fizykotermiczne pianki poliuretanowej

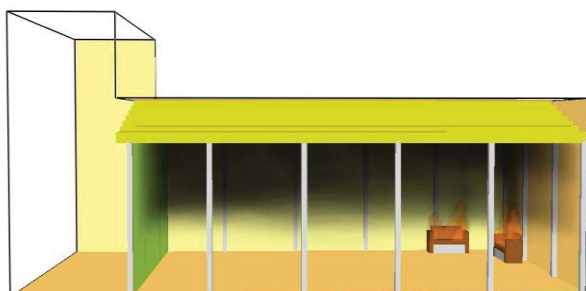
Gęstość	28	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
Ciepło właściwe	1,7	$\left[\frac{kJ}{kg * K}\right]$
Przewodność cieplna	0,05	$\left[\frac{W}{m * K}\right]$
Ciepło spalania	$2,54 e^4$	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

5. Siatka numeryczna

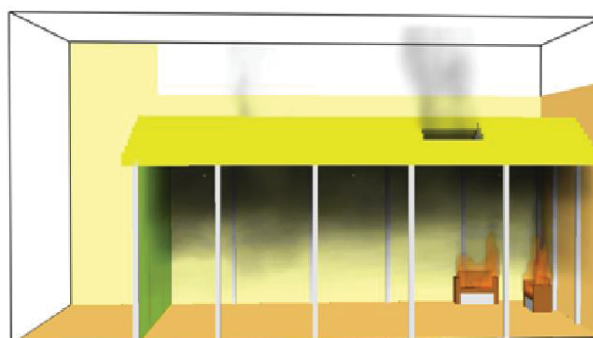
W celu usprawnienia procesu obliczeniowego podczas obliczeń współbieżnych zastosowano cztery siatki numeryczne będące przestrzenią dla modelu samej hali. Każda jest o wymiarach 9[m] x 5[m] i zdyskretyzowana została za pomocą sześciątów o boku 20 [cm]. Zauważono, iż przeprowadzanie obliczeń w kilku siatkach numerycznych pozwalają na 100% wykorzystanie wszystkich dostępnych rdzeni procesora w przypadku obliczeń współbieżnych. Dodatkowo wprowadzono siatkę o wymiarach 4[m] x 10[m] x 10[m], pozwalającą na obserwację temperatur oraz dymu wydobywającego się przez drzwi hali. W przypadku przeprowadzania symulacji z wykorzystaniem klapy dymowych w konstrukcji dachowej, zastosowano dodatkową siatkę o wymiarach 18[m] x 10[m] x 2[m] celem obserwacji kierunku wydobywających się spalin z budynku.

6. Wyniki symulacji

W początkowym etapie pożary w obu modelach przebiegają z jednakową dynamiką i stopniem zadymienia pomieszczenia. W $t=113[s]$ po pojawieniu się ognia nastąpiło niemal jednocześnie otwarcie obu klapy dymowych w odpowiednim modelu.



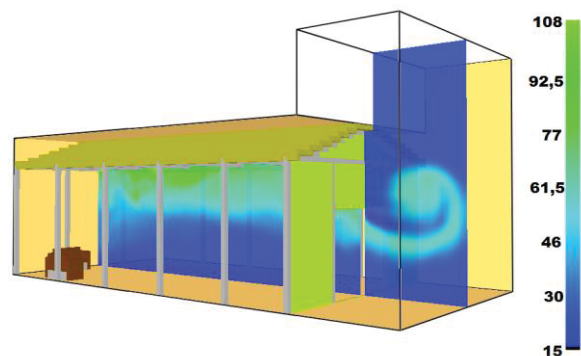
Rys.3. Masy dymu tuż przed otwarciem bramy wjazdowej w przypadku braku klapy dymowych



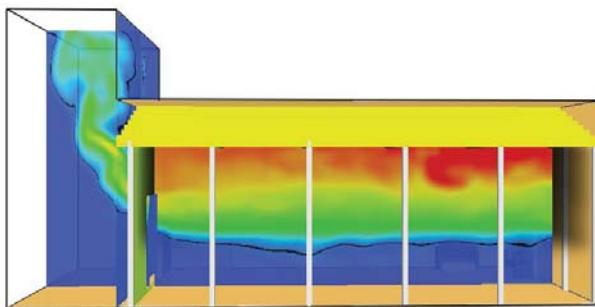
Rys.4. Rozkład dymu tuż przed otwarciem bramy wjazdowej w przypadku obecności klapy dymowych

W momencie otwarcia bramy wjazdowej różnice pomiędzy obydwoma modelami są najlepiej widoczne. W przypadku szczelnie zamkniętej hali, otwarcie bramy wiąże się z silnym podmuchem gorących mas powietrza oraz spalin (Rys. 5). Efektu tego nie zaobserwowano w przypadku obecności klap dymowych.

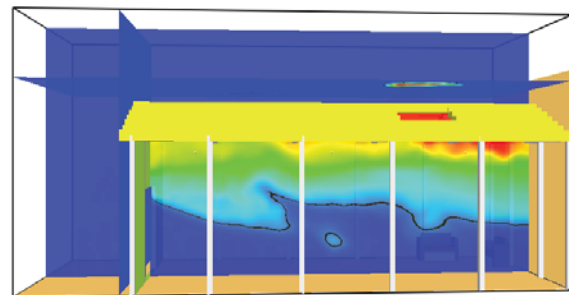
Moment kulminacyjny dla obu modeli miał miejsce w innych odstępach czasowych. Dla pierwszego modelu był to czas $t = 260$ [s] (Rys. 6), natomiast w drugim przypadku moment ten przypadł w $t = 156$ [s] (Rys. 7). W dalszym przebiegu pożaru temperatura wewnątrz budynku sukcesywnie malała na skutek spalania się „paliwa”. Na poniższych rysunkach przedstawiono rozkład temperatury dla obu modeli z zaznaczoną izotermą 30°C dla chwil kulminacyjnych.



Rys.5. Gorący podmuch (60°C) - prezentacja temperatury w płaszczyźnie poprzecznej.



Rys.6. Rozkład temperatur dla modelu bez klap dymowych wraz zaznaczoną izotermą dla temperatury 30°C



Rys.7. Rozkład temperatur dla modelu z klapami dymowymi wraz zaznaczoną izotermą dla temperatury 30°C

7. Podsumowanie

Oprogramowanie FDS pozwala na złożone symulacje scenariuszy pożarowych pozwalających na pozyskiwanie informacji takich jak rozkłady temperatur, energii cieplnej, czasu trwania pożaru, zadymienia czy możliwości ewakuacji. Podejście takie połączone ze znajomością teorii pożarnictwa jest nieocenionym narzędziem w ocenie ryzyka pożarowego. Na podstawie niniejszej pracy przedstawiono możliwość rozpatrywania wielu modeli, oraz rozwiązań technicznych, które mogą znacznie poprawić bezpieczeństwo użytkownika.

Literatura

1. Richman H. „Truck Company Fireground Operations. Secondo Edition” – National Fire Protection Association.
2. McGrattan, K. Computational Fluid Dynamics and Fire Modeling, prezentacja, Fall (2001).
3. Polska norma PrPN-B-02877-4, Ochrona Przeciwpożarowa Budynków - Instalacje grawitacyjne do odprowadzania dymu i ciepła, Zasady projektowania".

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA WYBRANYCH CZĘŚCI UKŁADU KOSTNEGO SPORTOWCA - ANALIZA RUCHU ORAZ MODEL NUMERYCZNY

inż. MACIEJ WYKUPIŁ

Automatyka i Robotyka, AB3, 2 rok, 2 stopień
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Antoni John, Prof. Pol. Śl.



Streszczenie. Niniejszy artykuł porusza problem pozyskiwania danych kinematycznych dla sekwencji ruchu sportowca. Omówiony został także aspekt tworzenia modelu numerycznego struktur anatomicznych.

1. Wprowadzenie

Sport stał się wyścigiem technologicznym, zarówno na płaszczyźnie sprzętowej jak i związanej z samą osobą sportowca, który niejednokrotnie nadmiernie eksploatuje swój organizm. Aby umożliwić wzrost możliwości organizmu, a także zabezpieczyć go przed negatywnymi skutkami nadmiernych oddziaływań konieczne jest dokładne zbadanie jego funkcjonowania. Obecne rozwiązania technologiczne pozwalają na bardzo dokładne badania dające nam informacje o sekwencjach ruchów, siłach generowanych przez mięśnie, ich aktywność, aktywności nerwowej czy nawet o procesach metabolicznych w każdej fazie wysiłku. Problem pojawia się, gdy chcemy zbadać zachowanie struktur wewnętrznych, do których nie ma pełnego dostępu bez wykorzystania inwazyjnych metod. Strukturą taką są między innymi ludzkie kości.

Pomocną w rozwiązaniu tego problemu może być symulacja komputerowa przeprowadzana na podstawie danych zgromadzonych w różnorodnych badaniach. Symulacje te równocześnie czerpią z wiedzy inżynierskiej i medycznej. Dobrze przeprowadzona symulacja może pozwolić na uzyskanie wyników, które można wykorzystać przy projektowaniu sprzętu sportowego pozwalającego na wyeliminowanie w pewnym stopniu niekorzystnych stanów obciążeń dla struktur ludzkiego organizmu. Innym sposobem wykorzystania uzyskanych wyników może być dążenie do poprawienia lub całkowitej zmiany techniki wykonywania elementów w danej dyscyplinie sportowej.

W podjętej pracy skupiono się na obciążeniach stawu kolanowego generowanych w trakcie wykonywania elementów gry piłki ręcznej.

2. Budowa stawu kolanowego

Staw kolanowy jest złożonym pod względem budowy, największym stawem organizmu ludzkiego. Łączy on udo z golenią. W jego skład wchodzi: kość udowa, kość piszczelowa oraz rzepka [1]. Kości te łączą liczne więzadła, które zapewniają utrzymanie prawidłowego wzajemnego ułożenia kości, jak również wzmacniają ściany torebki stawowej. Istotnym elementem stawu kolanowego są łąkotki, których zadaniem jest pogłębienie powierzchni stawowej kości piszczelowej.

Staw kolanowy jest stawem zawiasowym zmodyfikowanym [1]. Stanowi tym samym połączenie IV klasy. W literaturze staw kolanowy przedstawiany jest jako jedno- lub dwuosiowy (osie położone prostopadle do siebie).

Odgrywa on znaczącą rolę w większości sposobów ludzkiej lokomocji. Równocześnie jest to element najbardziej narażony na urazy komunikacyjne, jak i sportowe (narciarstwo, tenis, sporty zespołowe: piłka ręczna, siatkówka, sporty kontaktowe, sporty siłowe). Jednym z najcięższych urazów stawu kolanowego są złamania wewnątrz stawowe dalszej nasady kości udowej (nadkłykciowe, międzykłykciowe), którym często towarzyszy powstanie ostrych odłamków kostnych mogących doprowadzić do uszkodzenia tkanki otaczającej kość.

3. Badania - analiza ruchu

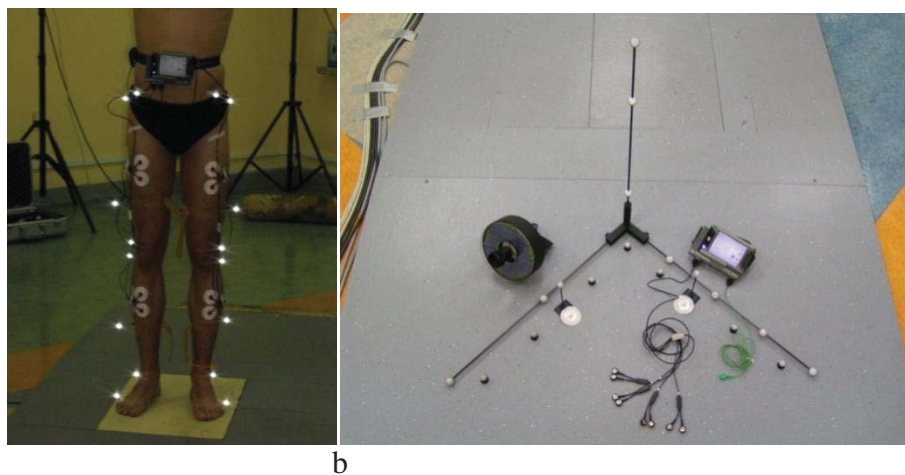
Pierwszym krokiem poprzedzającym wykonanie symulacji z wykorzystaniem MES było pozyskanie danych o warunkach rzeczywistych obciążeń w trakcie wykonywania elementów gry. W piłce ręcznej (jak również wielu innych dyscyplinach sportowych) najbardziej obciążającym staw kolanowy elementem są wszelkie zwody, jednak zbadanie tego fragmentu gry przysporzyłoby licznych problemów. Z tego względu do analizy wybrano następujące elementy: blok oraz atak (oddzielnie dla momentu wysoku i zeskoku).

Pierwotne założenia badań przewidywały zebranie grupy osób zróżnicowanej w podgrupy ze względu na czynne lub rekreacyjne (grupa porównawcza) uprawianie sportu, a wśród nich wyróżniając osoby, które nie przebyły wcześniej urazu stawu kolanowego lub skokowego, oraz osoby po przebytym urazie któregoś z wymienionych stawów. Ostatecznie do badań udało się zwerbować dwójkę piłkarzy ręcznych: chłopaka i dziewczynę, oraz trzy osoby rekreacyjnie uprawiające inne dyscypliny sportowe.

W celu zapewnienia powtarzalności prób przyjęto protokół poruszający kwestie sprzętowe, przedstawiający schemat przebiegu pojedynczej próby oraz zapewniający odpowiedni stopień bezpieczeństwa osoby badanej.

Do badań analizy ruchu wykorzystano aparaturę BTS Smart (rys. 2b przedstawia niektóre komponenty zestawu). Jest to system do wizualizacji ruchu, którego działanie opiera się na rejestracji trajektorii wybranych charakterystycznych punktów anatomicznych oznaczonych markerami (widocznymi na rys. 2a) o wysokim współczynniku odbicia promieniowania IR przez kamery emitujące to promieniowanie [2]. Dzięki temu możliwe było uzyskanie parametrów kinematycznych dla wybranych elementów gry.

Ze względu na tematykę pracy głównym celem badań było uzyskanie wartości sił reakcji podłoża pozwalające na określenie wartości sił działających na struktury stawu kolanowego. Wartości te otrzymano dzięki wykorzystaniu platform dynamometrycznych (wykorzystujących czujniki piezometryczne) wchodzących w skład zestawu laboratoryjnego. W trakcie wykonywania każdej sekwencji ruchów miała miejsce rejestracja przebieg sygnału EMG przedstawiającego aktywność grup mięśniowych odpowiedzialnych za ruchy kończyny dolnej. Dodatkowo przeprowadzano pomiar EMG z wykorzystaniem fotela oporowego. Taki tok postępowania miał umożliwić określenie wartości sił mięśniowych dla danych grup mięśniowych w trakcie wykonywania elementu gry poprzez wykorzystanie metody normalizacji sygnału EMG dla maksymalnego napięcia mięśniowego (MVC) [3]. Jednak brak na stanowisku dynamometru uniemożliwił pomiaru maksymalnej wartości siły generowanej przez odpowiednią grupę mięśniową, tym samym nie pozwalając na zebranie pełnych danych do dalszych obliczeń.



Rys. 2. a) Nałożenie markerów na kończynach dolnych b) Wykorzystywana aparatura

4. Model numeryczny stawu kolanowego

Analiza wytrzymałościowa zostanie przeprowadzona na modelu stawu kolanowego, utworzonego na podstawie rzeczywistej struktury anatomicznej. W celu utworzenia modelu wykorzystano dane uzyskane z badania metodą tomografii komputerowej (TK). Badanie TK pozwala na uzyskanie przekroju przez wybrane struktury, w tym wypadku przez kości i mięśnie osoby badanej. Pozyskane dane zostały przetworzone w programie MIMICS, który na podstawie wartości skali Hounsfielda (dla użytkownika przedstawiane w skali szarości - kolor biały dla wysokich wartości współczynnika pochłaniania, kolor czarny dla niskich) wyodrębnia wybrane rodzaje tkanek, a następnie za pomocą dedykowanego modułu tworzy siatkę elementów skończonych. Tok postępowania przy tworzeniu modelu przedstawia następujący schemat [4]:

1. Określenie współczynnika pochłaniania promieniowania dla żądanej struktury anatomicznej;
2. Segmentacja obrazów dla badanej struktury;
3. Wybór odpowiedniego fragmentu struktury oraz filtracja obrazu;
4. Utworzenie chmury punktów odpowiadającej konturowi wybranej struktury, a następnie jej konwersja do modelu powierzchniowego;
5. Poprawa jakości modelu;
6. Utworzenie powierzchniowej siatki elementów skończonych;
7. Eksport modelu do pre-procesora programu klasy CAE;
8. Utworzenie modelu objętościowego;
9. Ponowy eksport do programu MIMICS celem przypisania własności materiałowych:

- a. określenie gęstości kości [4, 5]:

- gęstość kości udowej:

$$\rho_f = 1,67 \cdot HU + 131 \quad (1)$$

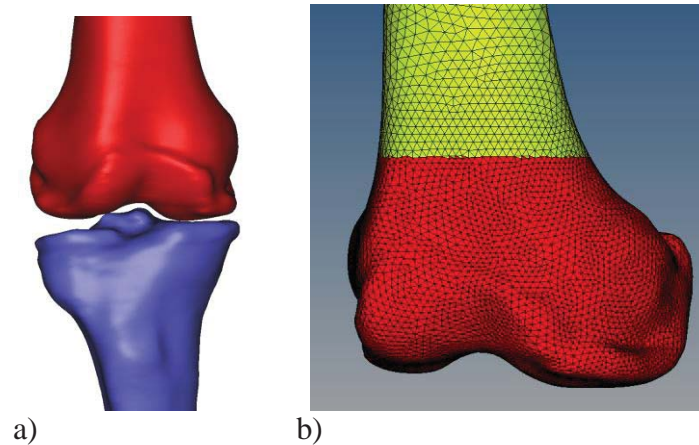
- gęstość kości piszczelowej:

$$\rho_t = 0,916 \cdot HU + 114 \quad (2)$$

- b. określenie modułu Younga (jedno z możliwych rozwiązań) [5]:

$$E = 0,00371 \cdot \rho^{1,96} \quad (3)$$

Znaczny problem dla struktur tak skomplikowanych jak ludzka kość stanowi utworzenie siatki elementów skończonych odpowiedniej jakości. W tym wypadku konieczne jest dokonanie wyboru pomiędzy żadaną dokładnością wyników analizy, a wielkością modelu. Rys. 3a przedstawia model fragmentu kości udowej oraz piszczelowej, rys. 3b przedstawia sposób nałożenia powierzchniowej siatki elementów skończonych na model kości udowej.



Rys. 3. Model fragmentu kości udowej i piszczelowej a) model geometryczny, b) fragment modelu kości udowej z nałożoną siatką elementów skończonych

Literatura

1. Bochenek A., Reicher M., Anatomia człowieka, Wolumen I, rozdział Stawy kończyny dolnej. Staw kolanowy, s. 587-600, Wydawnictwo Lekarskie PZWL, Warszawa (1997).
2. Laboratorium do analizy ruchu Smart High Performance Lab, dokumentacja firmy PHU Technomex Sp. z.o.o. Gliwice.
3. Bartuzi P., Roman-Liu D., Ocena obciążenia i zmęczenia układu mięśniowo-szkieletowego z zastosowaniem elektromiografii, Bezpieczeństwo pracy, nr 4/2007, s. 7-10.
4. Borkowski P., Sowiński T., Kwiatkowski K., Skalski K., Żabicka M., Polczyński M., Geometrical modeling of knee joint including anatomic properties., Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej, nr 26/2006, s. 41-46.
5. John A., Duda M., Selected problems of modeling biomechanical systems w materiałach Mechanika 2013: Proceedings of 18th International Conference, Kaunas, Lithuania, s. 98-103, (2013).

PORÓWNANIE MES I MEB W ANALIZIE UKŁADÓW OBCIĄŻONYCH DYNAMICZNIE

inż. MAREK ZAREMBA

Automatyka i Robotyka, AB3, 2 rok, 2 stopień

Opiekunowie naukowci: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej

Streszczenie. Celem pracy było porównanie Metody Elementów Skończonych (MES) i Metody Elementów Brzegowych (MEB) w analizie układu obciążonego dynamicznie. Obliczenia numeryczne MES przeprowadzono za pomocą programu MSC Patran/Nastran, natomiast obliczenia MEB w programie wykorzystującym metodę rozwiązań w dziedzinie czasu.



1. Wprowadzenie

Metoda Elementów Skończonych jest metodą poszukiwania przybliżonych rozwiązań równań różniczkowych cząstkowych. Istotą tej metody jest zastąpienie układu równań różniczkowych opisujących dane zagadnienie układem równań algebraicznych otrzymanych na podstawie dyskretyzacji rozpatrywanego obiektu. Dyskretyzacja polega na zastąpieniu danego obiektu zbiorem elementów skończonych modelujących geometrię dla danego rodzaju zagadnienia. W elementach skończonych definiuje się proste funkcje, najczęściej funkcje liniowe lub wielomiany niskiego stopnia, zwane funkcjami kształtu. Podstawą obliczeń w metodzie elementów skończonych dla modelu liniowosprężystego jest związek między siłami działającymi na węzły, a odpowiadającym im przemieszczeniami składowymi węzłów. Do równania równowagi wprowadza się macierz sztywności struktury, którą wyznacza się, sumując odpowiednie macierze sztywności poszczególnych elementów struktury.

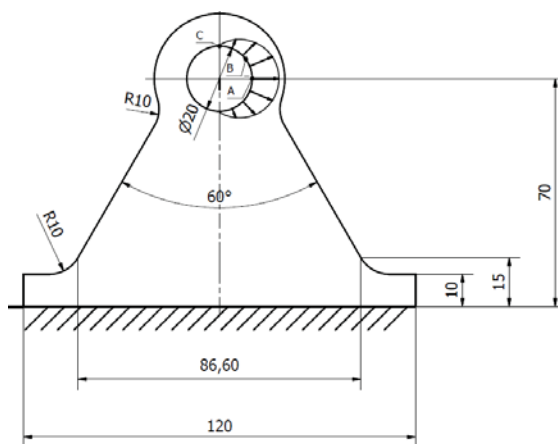
Metoda Elementów Brzegowych jest metodą przybliżoną, istotą jest sprowadzenie zadania brzegowego lub brzegowo-początkowego, opisanego układem równań różniczkowych cząstkowych, do równoważnego układu równań całkowych określonych tylko na brzegu rozpatrywanego ciała. Metoda ta umożliwia przybliżone rozwiązanie, dzięki dyskretyzacji brzegu ciała elementami brzegowymi i aproksymację funkcji brzegowych za pomocą funkcji interpolujących. W wyniku takiej procedury otrzymuje się układ równań algebraicznych,

w których niewiadome występują tylko na brzegu układu. Główną zaletą tej metody jest zmniejszenie o jeden rząd wymiaru rozwiązywanego zagadnienia, dzięki czemu dyskretyzacja podlega powierzchnia ciała w przypadku zagadnień przestrzennych lub brzeg obszaru dla zagadnień dwuwymiarowych. Do wad należy konieczność znajomości rozwiązania fundamentalnego służącego do wyprowadzenia równań całkowych opisujących zadanie.

2. Analiza podpory

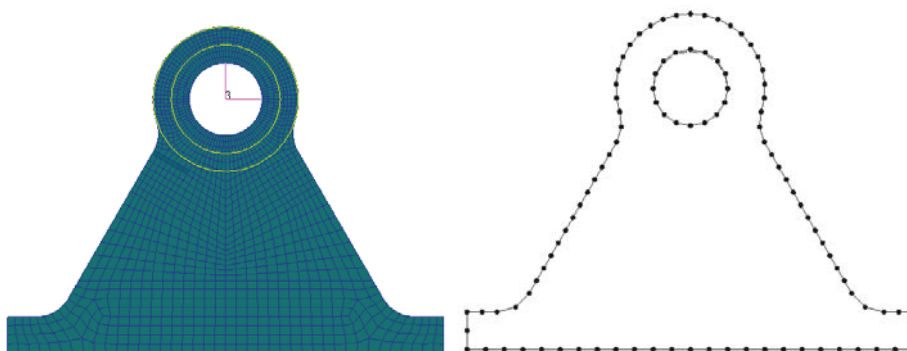
W celu porównania dokładności i efektywności metody MES i MEB rozpatrzono podpore obciążoną dynamicznie. Założono, że podstawa podpory jest sztywno zamocowana, a otwór jest połączony z konstrukcją za pomocą sworznia. Przyjęto, że połowa otworu jest obciążona siłami normalnymi - dynamicznymi o rozkładzie sinusoidalnym, o maksymalnej wartości 10 MPa obciążenie dynamiczne jest przyłożone nagle w chwili początkowej i następnie ma

stałą wartość – funkcja Heaviside’a. Przyjęto, że element konstrukcyjny wykonany jest z materiału o następujących własnościach: moduł Younga $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, współczynnik Poissona $\nu = 0,3$ i gęstość $\rho = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Układ znajduje się w płaskim stanie odkształcenia. Na rysunku 1 przedstawiono wymiary podpory wyrażone w milimetrach, sposób zamocowania i obciążenia. Punkty A, B i C odpowiadają węzłom, w których wyznaczono funkcję przemieszczenia w czasie – drgania układu.



Rys. 1. Geometria i warunki brzegowe podpory

Rozpatrzono dwa różne kierunki siły wypadkowej P na powierzchni otworu: poziomy $\alpha = 0^\circ$ i pionowy $\alpha = 90^\circ$, gdzie kąt α jest zawarty między prostą poziomą i kierunkiem wypadkowej obciążenia. Krok czasowy symulacji przyjęto $\Delta t = 1 \mu\text{s}$, a wyniki wyznaczono dla 100 kroków czasowych. Obliczenia numeryczne MES zostały wykonane za pomocą programu Patran/Nastran, natomiast obliczenia MEB wykonano w programie, w którym zastosowano metodę rozwiązań w dziedzinie czasu. W przypadku MES tarczę podzielono na 1480 elementów czworokątnych ośmiowęzłowych, natomiast w MEB brzeg układu zdyskretyzowano na 50 trójwęzłowych elementów o kwadratowych funkcjach kształtu, co przedstawiono na rysunku 2.

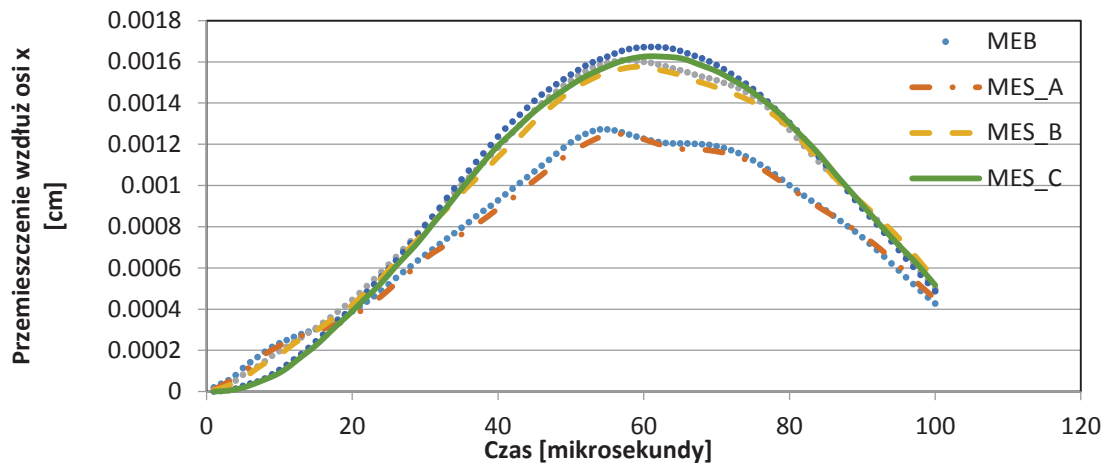


Rys. 2. Siatka elementów skończonych i brzegowych

3. Wyniki analizy podpory

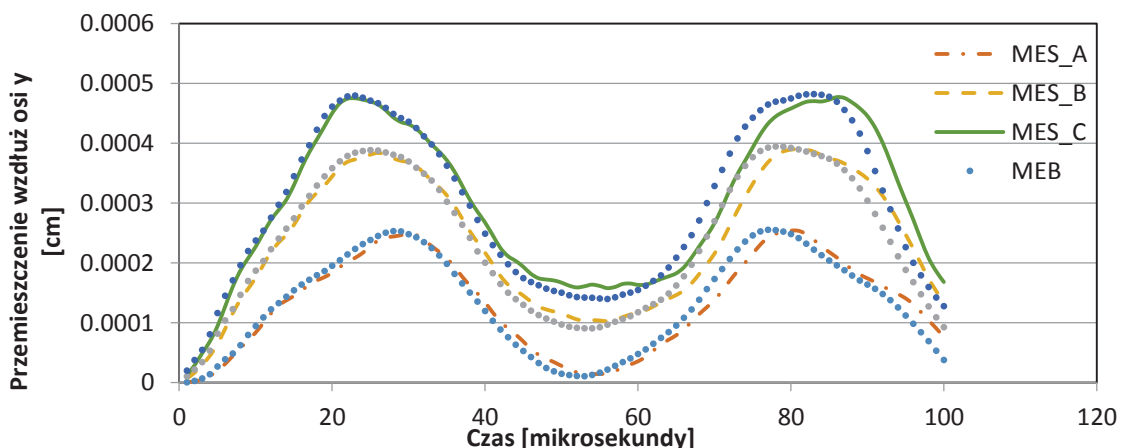
W wyniku analizy uzyskano przebieg drgań układu dla siły pionowej i poziomej. Na rysunku 3 przedstawiono propagację fali otrzymaną MES i MEB wzdłuż osi x dla siły poziomej w punkcie A, B i C. Rozpatrując $60 \mu\text{s}$, przemieszczenie wzdłuż osi x w punkcie A

wyniosło **12,3 μm** dla MEB i **12,2 μm** dla MES, w punkcie B wyniosło **16 μm** dla MEB i **15,7 μm** dla MES, natomiast w punkcie C wyniosło **16,7 μm** dla MEB i **16,3 μm** dla MES. Różnica nie przekroczyła 3% dla rozważanego czasu. Na wykresie zmienności przemieszczeń dla rozwiązania MES i MEB można zauważyć, iż wyniki otrzymane MEB są wyższe niż wyniki uzyskane MES, jednakże widać dobrą zgodność między wynikami MEB i MES.



Rys. 3. Zmienność przemieszczeń dla rozwiązania MES i MEB przy obciążeniu poziomym

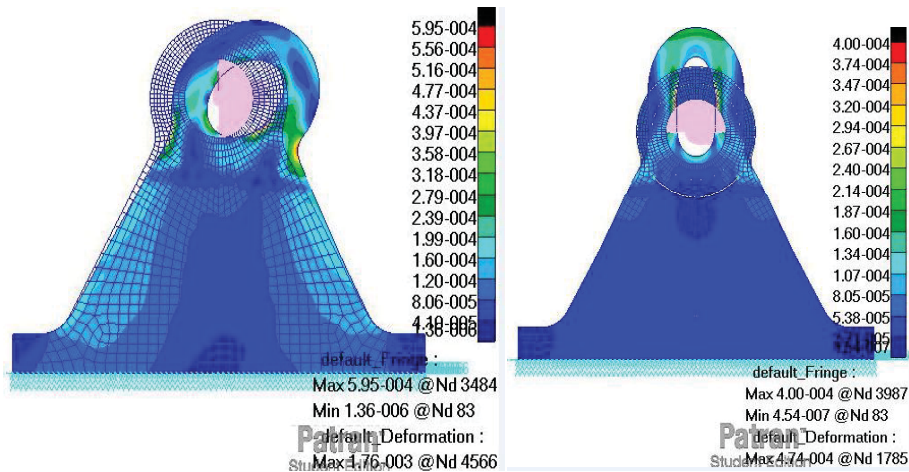
Na rysunku 4 przedstawiono propagację fali otrzymaną MES i MEB wzdłuż osi y dla siły pionowej w punkcie A, B i C. Rozpatrując **23 μs** , przemieszczenie wzdłuż osi y w punkcie A wyniosło **2,24 μm** dla MEB i **2,08 μm** dla MES, w punkcie B wyniosło **3,84 μm** dla MEB i **3,73 μm** dla MES, natomiast w punkcie C wyniosło **4,8 μm** dla MEB i **4,78 μm** dla MES. Różnica wyniosła 7 % dla rozważanego czasu. Maksymalna wartość przemieszczenia została osiągnięta w punkcie A w **78 μs** dla MEB i **80 μs** dla MES, w punkcie B w **78 μs** dla MEB i **81 μs** dla MES, natomiast w punkcie C w **82 μs** dla MEB i **86 μs** dla MES. Na wykresie zmienności przemieszczeń dla rozwiązania MES i MEB można zauważyć, iż przemieszczenia otrzymane MEB są wyższe niż wyniki uzyskane MES oraz, że czas osiągnięcia maksymalnego przemieszczenia jest większy w przypadku MES, jednakże widać dobrą zgodność między wynikami MEB i MES.



Rys. 4. Zmienność przemieszczeń dla rozwiązania MES i MEB przy obciążeniu pionowym

4. Wpływ kierunku działania siły na naprężenia w MES

Analiza badająca wpływ kierunku siły na wartość naprężenia została wykonana wykorzystując MES. Na rysunku 5 przedstawiono rozkład największych naprężeń redukowanych Hubera tj. dla siły poziomej w 61 μs i dla pionowej w 22 μs . Pod wpływem obciążenia poziomego wystąpiło spiętrzenie naprężeń na zewnętrznym brzegu i wyniosło ono **59,5 MPa**. Natomiast pod wpływem obciążenia pionowego spiętrzenie naprężeń wystąpiło na brzegu otworu i wyniosło **40 MPa**.



Rys. 5. Rozkład naprężeń redukowanych Hubera dla siły poziomej i pionowej [$\frac{\text{g}}{\text{cm} \cdot \mu\text{s}^2}$]

5. Podsumowanie

Dla analizowanego układu, zarówno dla siły poziomej i jak dla siły pionowej uzyskano dobrą zgodność wyników Metodą Elementów Brzegowych w odniesieniu do wyników osiągniętych Metodą Elementów Skończonych. Rozważając przemieszczenia różnica wyniosła w przypadku siły poziomej 3 %, a dla siły pionowej 7 %. W niniejszej pracy zauważono, że siła działająca w kierunku poziomym o rozkładzie sinusoidalnym powoduje większe naprężenia redukowane Hubera w analizowanym układzie, niż siła pionowa o rozkładzie sinusoidalnym. Różnica między maksymalnymi wartościami naprężeń redukowanych Hubera wyniosła 30 %. Metoda Elementów Skończonych oraz Metoda Elementów Brzegowych pozwala na wszechstronną analizę danego modelu. Wyniki między tymi metodami są zgodne, jednakże powinny być interpretowane z ostrożnością i uwagą, ponieważ są to metody przybliżone.

Literatura

1. Burczyński T., Metoda elementów brzegowych w mechanice. Wspomaganie komputerowe CAD-CAM, WNT, Warszawa (1995).
2. Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłowski Z., Wytrzymałość materiałów, WNT, Warszawa (1997).
3. Fedeliński P., Metoda elementów brzegowych w analizie dynamicznej układów odkształcalnych z pęknięciami, Politechnika Śląska zeszyt naukowy nr.137, Gliwice (2000).