

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

**Studencka Konferencja Naukowa**  
**„METODY KOMPUTEROWE – 2013”**

**Gliwice, maj 2013 r.**

## **Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej**

Wydział Mechaniczny Technologiczny  
Politechnika Śląska  
44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18A  
tel. 032 237 1204, fax 032 237 1282

### **Komitet Naukowy:**

Prof. dr hab. inż. Tadeusz Burczyński  
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

### **Komitet Organizacyjny:**

Dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej  
Dr inż. Radosław Górski  
Dr inż. Adam Długosz  
Dr inż. Grzegorz Działkiewicz  
Dr inż. Jacek Ptaszny  
Przemysław Kloc  
Witold Kowalczyk  
Marcin Brzeziński

### **Komitet Redakcyjny:**

Dr inż. Radosław Górski  
Dr inż. Mirosław Dziewoński  
Mgr inż. Agnieszka Poloczek

Rysunek na okładce wykonał Mateusz Tomiczek,  
student Wydziału Architektury i Urbanistyki, współautor artykułu na stronie 5.

**ISBN 978-83-930523-5-6**

Artykuły opublikowano na podstawie oryginałów dostarczonych przez Autorów.

Druk i oprawę wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej.  
Nakład 100 egz. Druk ukończono w maju 2013 r.

## Wstęp

Zeszyt naukowy zawiera 21 artykułów prezentowanych na siódmej Studenckiej Konferencji Naukowej „Metody Komputerowe – 2013”, odbywającej się 28 maja 2013 roku w Centrum Edukacyjno-Kongresowym Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Konferencję zorganizowali studenci i pracownicy Instytutu Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej Politechniki Śląskiej. Artykuły, przygotowane pod opieką naukową pracowników Instytutu, przedstawiają wyniki prac studentów działających w ramach Studenckiego Koła Naukowego „Metod Komputerowych” i studiujących w Instytucie. Publikacje dotyczą zastosowania metod komputerowych w różnych dziedzinach techniki, takich jak:

- metody komputerowe w wytrzymałości materiałów,
- wspomaganie komputerowe prac inżynierskich,
- aerodynamika,
- termodynamika,
- analiza drgań,
- badania doświadczalne,
- sterowanie.

Dziękuję studentom za przygotowanie artykułów i prezentacji na konferencję, Komitetowi Naukowemu za troskę o poziom naukowy prac, Komitetowi Redakcyjnemu za przygotowanie zeszytu naukowego do druku i wersji elektronicznej materiałów konferencyjnych, a Komitetowi Organizacyjnemu za przygotowanie obrad konferencji. Duża liczba zgłoszonych prac świadczy o znacznej aktywności naukowej studentów i potrzebie organizacji tego rodzaju konferencji. Życzę studentom owocnych dyskusji w czasie konferencji. Mam nadzieję, że udział w konferencji 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 2013 r.

**Studenckie Koło Naukowe „Metod Komputerowych”**  
Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej (IMiIO)

**Zarząd Koła** w roku akademickim 2012/2013:

Przewodniczący: Przemysław Kloc, Automatyka i Robotyka, AB3  
Wice-przewodniczący: Witold Kowalczyk, Automatyka i Robotyka,  
Sekretarz: Marcin Brzeziński, Mechanika i Budowa Maszyn, MB4

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej  
Opiekun ds. organizacji: dr inż. Radosław Górski

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 IMiIO,
- 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 IMiIO nad pracami własnymi członków Koła,
- referaty pracowników naukowych IMiIO 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.

## Spis treści

Spis treści .....	
<b>Nycz Paweł</b> (referat zaproszony) Wybrane analizy elementów kotła fluidalnego .....	1
<b>Bazgier Krzysztof, Bilewski Aleksander, Brewko Krzysztof, Tomiczek Mateusz</b> Projektowanie prototypu samochodu wyścigowego na zawody Formuła SAE / Formuła Student.....	5
<b>Biały Tomasz</b> Wykorzystanie CFD do analizy wybranych zagadnień aerodynamicznych pojazdów jadących w kolumnie .....	9
<b>Brajza Mateusz, Sebastian Przemysław</b> Analiza wytrzymałościowa i modalna wahacza Hondy CBR 600.....	13
<b>Brzeziński Marcin</b> Modelowanie sztucznej hipertermii wywołanej polem elektrycznym z zastosowaniem pakietu MARC/MENTAT .....	17
<b>Chelstowski Tomasz</b> Analiza wytrzymałościowa stolika obrotowego do zdjęć 3D .....	21
<b>Ciuberek Krzysztof</b> Symulacja procesu kalibracji tulejki aluminiowej .....	25
<b>Graboś Arkadiusz</b> Badania eksperymentalne przepływu ciepła w rurze ożebrowanej.....	29
<b>Kloc Przemysław</b> Projekt robota mobilnego do prac w terenie opartego na platformie Arduino.....	33
<b>Kubista Krzysztof</b> Analiza drgań rowerowego fotelika dziecięcego .....	37
<b>Kurpas Jacek</b> Oszacowanie głębokości oparzenia na podstawie temperatury powierzchni tkanki skórnej .....	41
<b>Lach Jakub</b> Analiza numeryczna modelu szybowca z wykorzystaniem oprogramowania ANSYS-CFX	45
<b>Misiak Karol</b> Badania drgań własnych i wymuszonych .....	49
<b>Mucha Waldemar</b> Numeryczna realizacja regulacji PID z wykorzystaniem platformy Arduino .....	53
<b>Nowak Marek</b> Modelowanie i analiza wytrzymałościowa ramy wózka dziecięcego do biegania .....	57

<b>Ogierman Witold</b>	
Zastosowanie bezsiatkowej metody SPH w modelowaniu zjawiska wybuchu .....	61
<b>Ogierman Witold</b>	
Symulacja numeryczna badania konstrukcji chroniącej operatora przed przedmiotami spadającymi z góry .....	65
<b>Pikuła Janusz</b>	
Badania wpływu gazu osłonowego na przebieg procesu lutowania łukowego i własności połączeń lutowanych .....	69
<b>Piotrowicz Adam</b>	
Analiza naprężeń i odkształceń grubościenną rury siłownika hydraulicznego dwustronnego działania .....	73
<b>Płatek Krzysztof</b>	
Projekt dźwigara skrzydła samolotu bezzałogowego .....	77
<b>Zaremba Marek</b>	
Analiza wytrzymałościowa ramienia robota .....	81

## WYBRANE ANALIZY ELEMENTÓW KOTŁA FLUIDALNEGO

**PAWEŁ NYCZ**

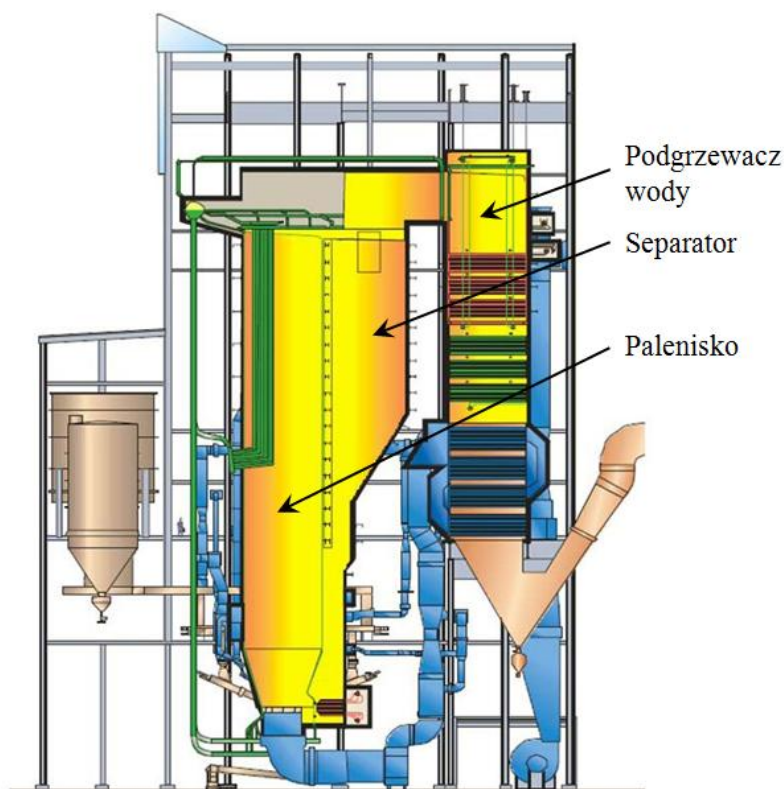
FOSTER WHEELER ENERGIA POLSKA Sp. z o.o.



**Streszczenie.** Poszczególne elementy kotła poddawane są różnym obciążeniom. Każdy układ wymaga indywidualnego podejścia do analizy. Niektóre elementy kotła pracują w bardzo wysokich temperaturach (pełzanie), inne poddane są obciążeniom sejsmicznym, wiatrem, śniegiem. Poniżej przedstawiono wybrane analizy separatora odśrodkowego pracującego w zakresie pełzania oraz obudowy podgrzewacza wody poddanej obciążeniom sejsmicznym. Analizy zostały wykonane w programie do obliczeń metodą elementów skończonych Ansys 14.5.

### 1. Kocioł fluidalny - wprowadzenie

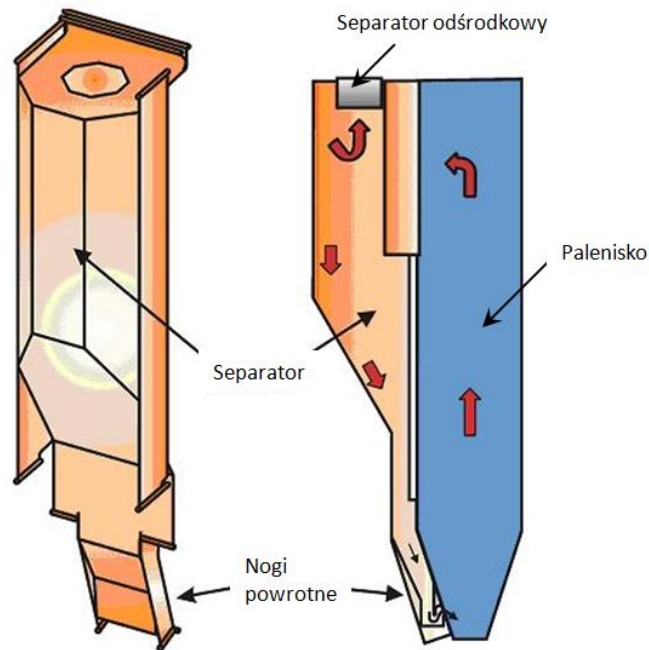
Fluidyzacja jest dobrze znana w przemyśle chemicznym już od dłuższego czasu, ale do produkcji pary w elektrowniach zaczęto wykorzystywać ją od niedawna. Technologia jest rozwijana od 50 lat i nie uległa znacznym zmianom. Rozwój kotłów fluidalnych w firmie Foster Wheeler rozpoczął się w 1968 roku. Z czasem technologia się rozwinęła i zaczęto stosować różne paliwa, nie tylko węgiel. Wzrosły również ograniczenia emisji spalin. W ostatnim czasie separator niechłodzony został zastąpiony separatorem chłodzonym wodą, który jest integralną częścią paleniska. Budowę kotła fluidalnego przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Kocioł fluidalny [1]

## 2. Separator

Na skutek fluidyzacji materiał złoża znajdujący się w dolnej części paleniska unoszony jest do góry. Gazy spalinowe opuszczając górną część komory paleniskowej wlatują do separatora. Cięższe i większe cząsteczki są odseparowywane od gazów i powracają do złoża nogami powrotnymi. Gazy spalinowe oraz lżejsze cząsteczki przechodzą poprzez separator odśrodkowy do następnego ciągu (podgrzewacz wody). Separator odśrodkowy stosowany jest w celu zwiększenia efektywności separacji cząstek stałych znajdujących się w gazach spalinowych.



Rys. 2. Separator [2]

## 3. Separator odśrodkowy - wprowadzenie

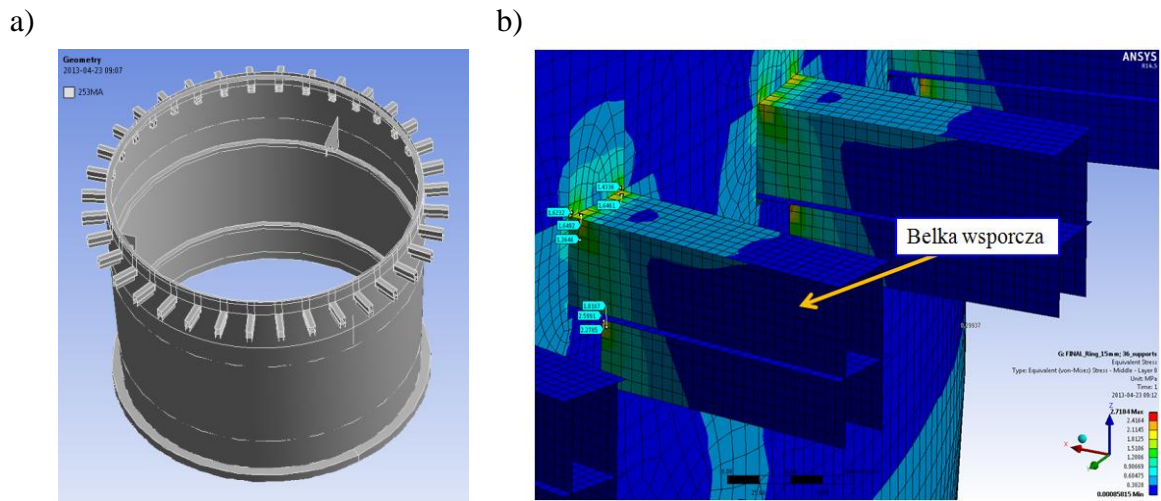
W separatorze występują bardzo wysokie temperatury. W przypadku analizowanego separatora odśrodkowego znajdującego się w górnej części separatora temperatura gazów spalinowych wynosi  $975\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Z powodu wysokich temperatur pojawia się zjawisko pełzania. W związku z powyższym układ może przepracować określoną liczbę godzin, po których konieczna jest jego kontrola. W przeciwnym razie może nastąpić zniszczenie układu i praca kotła zostanie przerwana. Pełzanie pojawia się w obszarze otworów pod belki wsporcze oraz belek w miejscu przejścia przez otwory, stąd po pewnym czasie może nastąpić zerwanie układu.

## 4. Separator odśrodkowy – analiza MES

Model geometryczny analizowanego układu przedstawiono na rys. 3. Należy zwrócić uwagę na bardzo niską wytrzymałość materiału (253MA) ze względu na wysoką temperaturę ( $975^{\circ}\text{C}$ ), tj. ok.  $4\text{ MPa}$  [3]. W celu poprawienia trwałości układu wykonano szereg różnych analiz, w efekcie czego zmieniono wymiary i kształt odsiewacza oraz układ zamocowań.



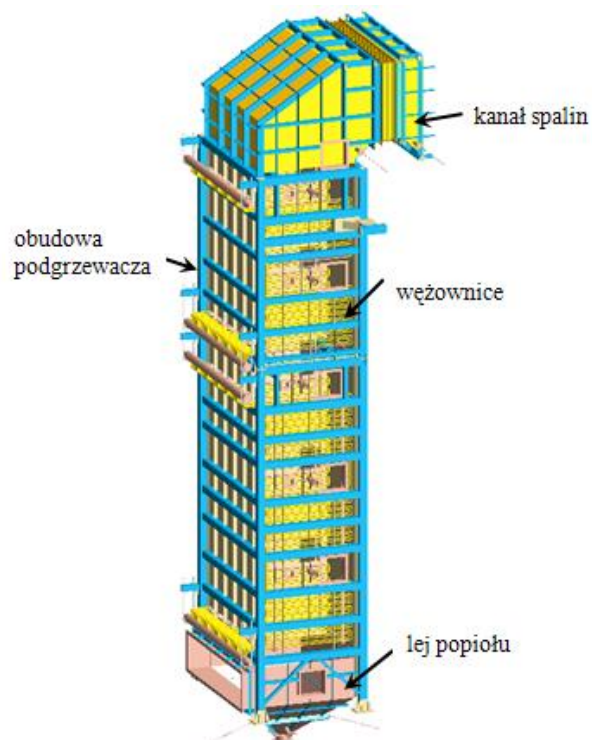
Ostateczną koncepcję przedstawiono na rys. 3. Dzięki zmianie kształtu i wymiarów otrzymano lepszą separację cząstek, w konsekwencji obniżając temperaturę pracy układu.



Rys. 3. Separator odśrodkowy: a) model geometryczny, b) naprężenia zredukowane [MPa]

## 5. Podgrzewacz wody - wprowadzenie

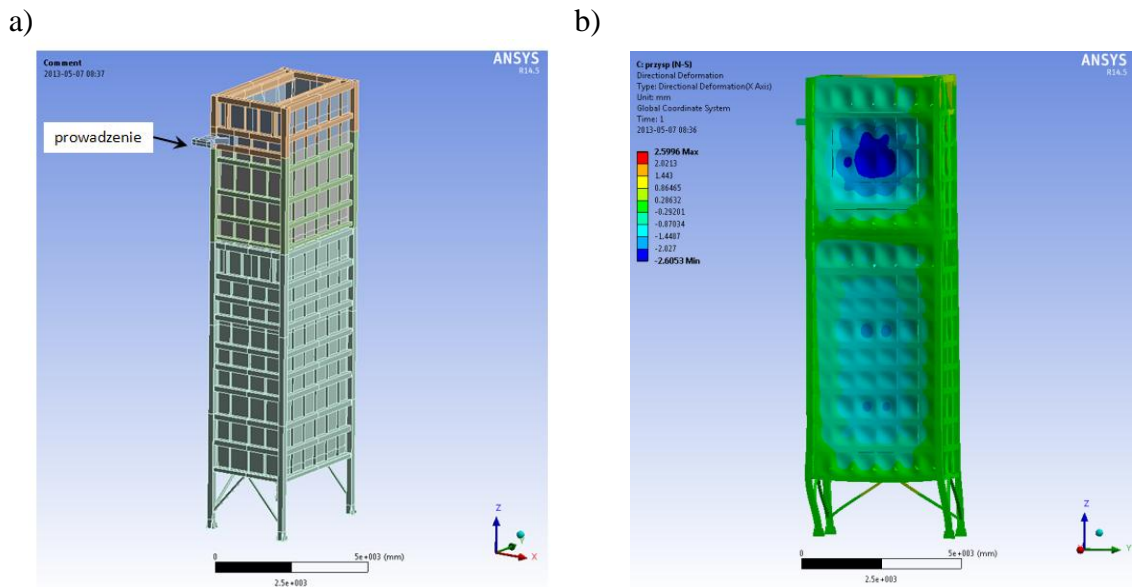
W przypadku budowy kotła na terenach objętych ryzykiem wystąpienia trzęsienia ziemi należy przeanalizować poszczególne układy pod kątem obciążeń sejsmicznych. Analizę tego typu przedstawiono w oparciu o obudowę podgrzewacza wody. Podgrzewacz wody jest konstrukcją blaszaną usztywnioną odpowiednimi profilami. Wewnątrz podgrzewacza znajdują się węzownice, w których medium podgrzewane jest przez opływające je gazy spalinowe (rys. 4.).



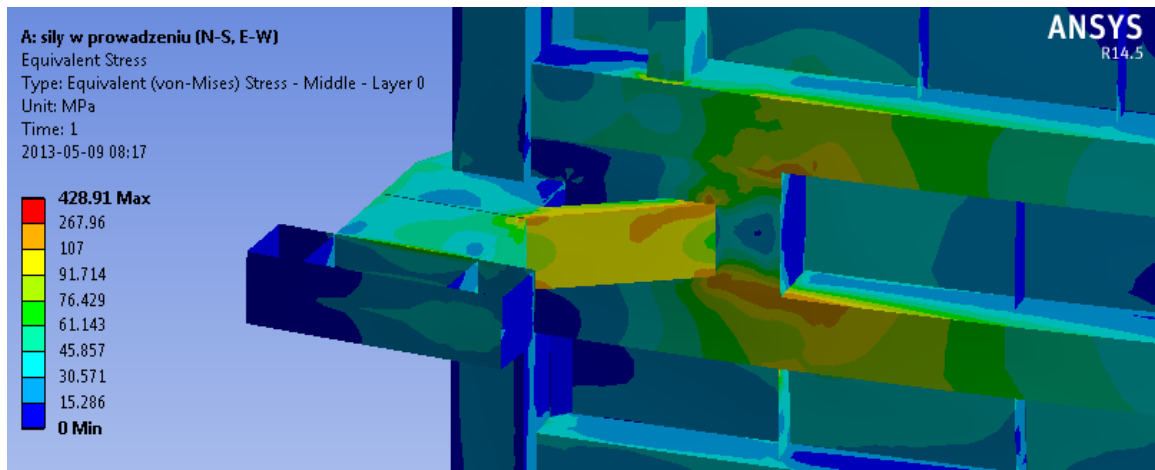
Rys. 4. Model geometryczny obudowy podgrzewacza wody wraz z elementami uwzględnionymi w analizie

## 6. Podgrzewacz wody – analiza MES

Głównym obciążeniem są przyspieszenia, których wartości rosną ze wzrostem wysokości układu. Ponadto zadano ciśnienie gazów spalinowych, ciężar własny kanału spalin, izolacji, leja popiołu oraz węzownic (masy skupione). Weryfikację układu wykonano zgodnie z normą ASCE 7-10 [4]. Na rys. 5. przedstawiono deformacje układu dla przyspieszeń w kierunku „y”. Na rys. 6. przedstawiono naprężenia redukowane w obszarze prowadzenia obudowy podgrzewacza.



Rys. 5. Obudowa podgrzewacza wody: a) model geometryczny, b) przemieszczenia w kier. „y” [mm]



Rys. 6. Naprężenia redukowane (von Mises) [MPa] w obszarze prowadzenia

## Literatura

1. [http://energetyka.wnp.pl/kotly\\_i\\_turbiny/cfb-420,4321\\_2\\_0\\_0.html](http://energetyka.wnp.pl/kotly_i_turbiny/cfb-420,4321_2_0_0.html).
2. Materiały wewnętrzne Foster Wheeler Energia Polska Sp. z o.o.
3. EN 10095:1999. Heat resisting steels and nickel alloys.
4. ASCE 7-10. Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures.

## PROJEKTOWANIE PROTOTYPU SAMOCHODU WYŚCIGOWEGO NA ZAWODY FORMULA SAE / FORMULA STUDENT

### **ALEKSANDER BILEWSKI**

Mechanika i Budowa Maszyn, 2 rok, 1 stopień

### **KRZYSZTOF BREWKO**

Mechanika i Budowa Maszyn, 3 rok, 1 stopień

### **KRZYSZTOF BAZGIER**

Automatyka i Robotyka, 3 rok, 1 stopień

### **MATEUSZ TOMICZEK**

Wydział Architektury i Urbanistyki,

Architektura i Urbanistyka, 2 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Mirosław Szczepanik



**Streszczenie.** W listopadzie 2012 roku powstał zespół PolSI Racing, który utworzyły osoby zainteresowane sektorem motoryzacyjnym, a w szczególności samochodami sportowymi. Celem niniejszego artykułu jest przedstawienie niektórych prac prowadzonych przez zespół, mających na celu zaprojektowanie oraz późniejsze wykonanie prototypu samochodu sportowego zgodnie z wymogami oraz ograniczeniami stawianymi przez stowarzyszenie Formula SAE kierujące zawodami Formula Student [1]. W artykule przedstawiono efekty dotychczasowych prac nad projektami takich podzespołów jak przedni zderzak, rama, aerodynamika oraz poszycie, wzbogacone o opis koncepcji bolidu.

### **1. Wprowadzenie**

Formula SAE to seria najbardziej prestiżowych zawodów motoryzacyjnych na świecie organizowanych przez SAE (Society of Automotive Engineers - Stowarzyszenie Inżynierów Motoryzacji), które są poligonem doświadczalnym dla kolejnych generacji światowej klasy inżynierów. Ideą zawodów jest zaprojektowanie, zbudowanie i przetestowanie prototypu pojazdu wyścigowego o stylistyce formuły1, który docelowo ma zostać wdrożony do produkcji oraz sprzedaży, jako weekendowy samochód sportowy, aspekt ekonomiczny i marketingowy jest tu również istotny. Jedną z głównych zalet tych zawodów jest fakt, że regulamin nie narzuca zbyt wielu ograniczeń a co za tym idzie pozwala zespołom na wprowadzenie wielu innowacyjnych rozwiązań. Utrzymanie ustalonego harmonogramu prac uczy dodatkowo dotrzymywania terminów realizacji poszczególnych zadań, co ma istotne znaczenie nie tylko w branży motoryzacyjnej.

Stworzenie projektu samochodu jest bardzo złożonym procesem, wymagającym pełnej koordynacji prac sekcji pracujących nad rozwiązaniami konstrukcyjnymi poszczególnych podzespołów pojazdu. Często wprowadzenie zmian w jednym podzespole pociąga za sobą szereg zmian w pozostałych. Ponadto zaproponowane rozwiązania konstrukcyjne podlegają analizom i symulacjom numerycznym, które pozwalają na wprowadzanie odpowiednich ulepszeń. Niniejszy artykuł dotyczy wstępnych rozwiązań konstrukcyjnych ramy, poszycia, aerodynamiki oraz zderzaka bolidu.

## 2. Koncepcja bolidu

Celem zespołu PolSI Racing, z uwagi na skomplikowanie całego przedsięwzięcia, jest przede wszystkim zbudowanie bolidu sprawnego, zdolnego do wystartowania we wszystkich konkurencjach na zawodach oraz zebranie cennego doświadczenia. W większości zdecydowano się więc na stosowanie prostych, sprawdzonych i tanich rozwiązań, starając się przy tym zapewnić wysoką dynamikę bolidu i atrakcyjny design.

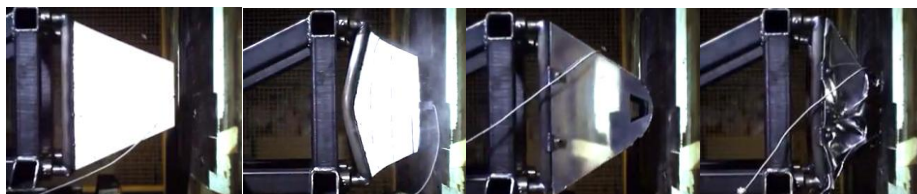
Sercem projektowanego pojazdu będzie 4-cylindrowy, rzędowy silnik z Hondy CBR600 F4i, nad którego pracą czuwać będzie komputer megasquirt 3. Fabrycznie charakteryzuje się on maksymalną mocą 109 KM oraz momentem obrotowym 63 Nm. Napęd będzie przenoszony na tylną oś, bolid będzie miał więc skłonności do nadsterowności.

Jednym z ważniejszych elementów w pojeździe tego typu jest zawieszenie. Komfort jazdy nie jest tu wymagany dlatego jest ono z reguły bardzo twarde. Idealnie dopasowane tłumiki powstające siły umożliwiając osiągnięcie wymaganej przyczepności. Zaskakująco, najlepszym rozwiązaniem na zawody Formula SAE okazują się być amortyzatory na co dzień stosowane w rowerach downhillowych. Bolid zostanie także wyposażony w hamulce motocyklowe, sześciopunktowe pasy bezpieczeństwa, 13-calowe felgi i wiele innych. Wszystko to osadzone w stalowej ramie z panelami poszycia z włókna szklanego lub węglowego złoży się na bolid PolSI Racing.

## 3. Impact Attenuator

Jednym z ważniejszych pod względem bezpieczeństwa elementów w bolidzie jest bez wątpienia przedni zderzak (Impact Attenuator) mający za zadanie zaabsorbować energię potencjalnego zderzenia. To właśnie względy bezpieczeństwa powodują wyznaczenie specyficznych reguł odnośnie tego elementu. Projekt i wykonanie zderzaka powinien zapewniać dobre dopasowanie do przedniej części ramy oraz w przypadku zderzenia z określoną prędkością uniemożliwiać naruszenia przestrzeni kierowcy.

Aby dobrać najlepszy impact attenuator do bolidu PolSI Racing rozważonych zostanie kilka koncepcji różniących się zarówno kształtem jak i materiałem. Pod uwagę wzięte zostaną materiały takie jak kompozyty z włókien węglowych oraz węglowo-aramidowych, aluminium, polimery (np. Polistyren, Dow Impaxx® 700 foam) a także spienione metale.



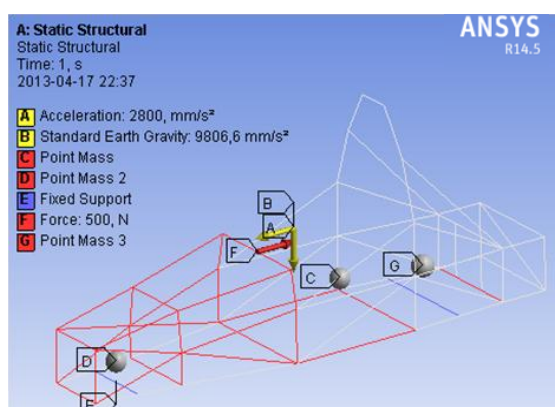
Rys. 1. Testy zderzeniowe przykładowych impact attenuator-ów (zdjęcia przed i po zderzeniu - UH Racing Impact Attenuator Testing 2011) [3]

Jednym z ostatnich wymagań jakie narzuca regulamin jest konieczność przeprowadzenia rzeczywistych testów zderzeniowych, w których zaprojektowany i wytworzony impact attenuator musi charakteryzować się określonymi własnościami. Zespoły muszą wykazać wyniki testów dowodzące, że przy zderzeniu, z nieodkształcalną barierą, bolidu o masie do 300 kg, poruszającego się z prędkością 7 m/s, zastosowany przedni zderzak jest w stanie wyhamować bolid z opóźnieniem nie większym niż 20 g oraz szczytowym chwilowym opóźnieniem rzędu 40 g, przy jednoczesnej absorpcji minimalnej energii 7350 J (rys. 1) [1]. Na potrzeby zespołu PolSI Racing, zostaną przeprowadzone symulacje zachowania się

opracowanych koncepcji w oparciu o program MSC Patran/Dytran. Po wybraniu koncepcji optymalnej, przeprowadzone zostaną testy zderzeniowe. Wyniki badań komputerowych oraz rzeczywistych zostaną następnie porównane.

#### 4. Rama

Rama jest jednym z ważniejszych elementów konstrukcyjnych bolidu. Podczas jej projektowania należy uwzględnić m.in. przestrzeń roboczą kierowcy, możliwość szybkiego opuszczenia pojazdu, wytrzymałość rama, możliwość właściwego zamontowania podzespołów bolidu, wpływ na estetykę i aerodynamikę poszycia. Ze względów ekonomicznych oraz po uwzględnieniu wymogów regulaminowych założono, że rama wykonana zostanie ze stali. Własności stali wykorzystane w obliczeniach to: moduł Younga - 200 GPa, granica plastyczności - 305 MPa, granica wytrzymałości - 365 MPa, co odpowiada części stali z grupy konstrukcyjnych.



Rys. 2. Analiza modelu wstępnego: przyłożenie sił, ustalenie warunków brzegowych

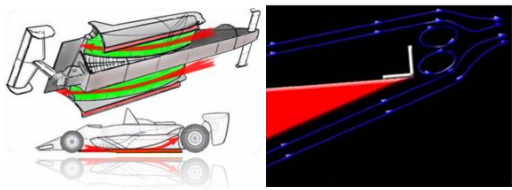
w konkretnych miejscach rama a następnie dokonano analizy wytrzymałości i deformacji modelu (rys. 2). Założone siły, punkty przyłożenia, rozłożenie mas, oraz wszystkie potrzebne dane, czerpano z założeń alternatywnych regulaminu oraz własnych obliczeń. Na podstawie przeprowadzonych w programie Ansys wstępnych analiz wytrzymałościowych wyciągnięte zostaną wnioski, które pozwolą na ulepszenia konstrukcji.

Obecnie przygotowany jest model fizyczny kokpitu z tworzyw sztucznych w celu zapewnienia jak najlepszej ergonomii. Model ten będzie również wykorzystywany w procesie projektowo-konstrukcyjnym fotela kierowcy z zastosowaniem inżynierii odwrotnej [4]. Problemem przy tworzeniu modelu jest dopasowanie kątów ułożenia kierowcy tak, aby pomimo małej dostępnej przestrzeni, kierowca zajmował wygodną pozycję umożliwiającą dobrą kontrolę i prowadzenie bolidu [1]. Aby uzyskać najlepsze własności wytrzymałościowe zdefiniowano obciążenia działające na bolid podczas jazdy, które wprowadzono

#### 5. Aerodynamika bolidu

Projektowanie aerodynamiki pojazdów opiera się głównie na wykorzystaniu badań doświadczalnych wykonanych modeli z uwzględnieniem fizycznych zjawisk zachodzących w przepływie powietrza. Jest to wystarczające dla wstępnej analizy jakościowej. Dogłębne analizy wymagają tunelu aerodynamicznego lub wykorzystania skomplikowanych systemów numerycznych. W przypadku Formuły Student najlepszym rozwiązaniem jest wykorzystanie programów CFD jak np. Ansys Fluent.

Siła docisku jest jednym z ważniejszych czynników branych pod uwagę podczas projektowania przepływu powietrza w samochodach wyścigowych. Jej zwiększenie wpływa bezpośrednio na wzrost siły oporu [2]. Ma ona bardzo ważny wpływ na poprawienie stabilności własności jezdnych całego pojazdu, w wyniku czego zmniejsza się ryzyko wypadnięcia z toru podczas pokonywania zakrętów przy dużych prędkościach, co ma bezpośrednie przełożenie na bezpieczeństwo kierowcy. Regulaminowe ograniczenie

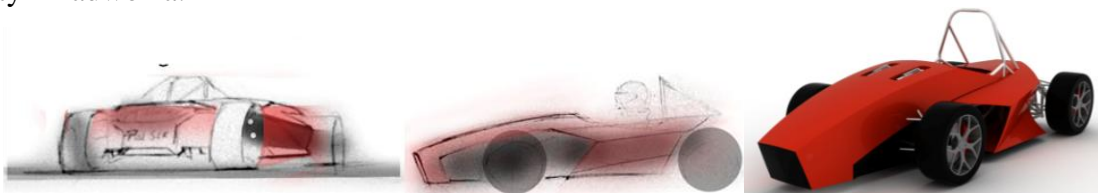


Rys. 3. Przykładowe ukształtowanie podłogi bolidu (po lewej) oraz właściwy przepływ powietrza umożliwiony przez zastosowanie listw Gurneya (po prawej)

prędkości do około 130 km/h oraz charakterystyka toru (mało prostych, dużo zakrętów) sprawiają, że pojazd będzie poruszał się głównie z małymi prędkościami, wielokrotnie hamując przed i przyspieszając po wyjściu z zakrętu. Na potrzeby projektu wykorzystane zostaną odpowiednie ustawienia kąta natarcia nosa bolidu, kształty karoserii i podwozia zapewniające efekty przyziemia.

## 6. Design proces

Proces projektowania karoserii bolidu Formuły Student w ramach koła naukowego PolSI Racing jest integralną częścią prac projektowych prowadzonych we wszystkich podzespołach. Formuła Student przewiduje w swym programie zawodów ocenę bolidu pod kątem stylizacji i estetyki nadwozia.



Rys. 4. Szkice koncepcyjne bolidu PolSI Racing (po lewej) oraz wizualizacja (po prawej)

Po zapoznaniu się z ogólnymi wytycznymi programu Formuła Student przystąpiono do fazy szkiców koncepcyjnych, które stały się podstawą do stworzenia modelu powierzchniowego w programach Rhinoceros oraz Icem Surf (rys. 4). Na podstawie szkiców wygenerowane zostały krzywe bazowe, dzięki którym rozpięto płyty powierzchni poszycia bolidu. Po zatwierdzeniu ostatecznego kształtu karoserii oraz uwzględnieniu wszystkich wymiarów zależnych oraz sugestii innych podzespołów, karoseria zostanie wyfrezowana na frezarce CNC w celu uzyskania prototypu finalnej karoserii bolidu.

Jednym z kluczowych problemów projektowych były zagadnienia aerodynamiczne, stąd duża powierzchnia przedniej części „nosa” która zapewni docisk przedniej osi. Cała płyta spodnia jest minimalnie pochylona kończąc się w tylnej części dyfuzorem zapewni to dodatkową siłę docisku i polepszy przyczepność pojazdu. Karoseria zostanie podzielona na sekcje, które po przymocowaniu do ramy będą zapewniły łatwy dostęp do elementów mechanicznych. Szybki demontaż umożliwi dokonanie napraw w bolidzie w czasie wyścigu.

## Literatura

1. Regulamin zawodów Formula SAE 2013.
2. Piechna J., Podstawy aerodynamiki pojazdów, wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa (2000).
3. UH Racing Impact Attenuator Testing 2011, <https://www.youtube.com/watch?v=-TEYm1hxDL0>.
4. Wyleżoł M., Inżynieria odwrotna w modelowaniu inżynierskim – przykłady zastosowań, Politechnika Śląska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, [http://www.procax.org.pl/pliki/Wyklad\\_WYLEZOL.pdf](http://www.procax.org.pl/pliki/Wyklad_WYLEZOL.pdf).

# WYKORZYSTANIE CFD DO ANALIZY WYBRANYCH ZAGADNIENÍ AERODYNAMICZNYCH POJAZDÓW JADĄCYCH W KOLUMNIE

**inż. TOMASZ BIAŁY**

Mechatronika, ME3, 5 rok

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Waław Kuś, prof. Pol. Śl.  
dr inż. Grzegorz Kokot



**Streszczenie.** W artykule przedstawiono metody obliczeniowej dynamiki płynów w wykorzystaniu do analizy zagadnień aerodynamicznych. Jako przykład przedstawiono analizę dwóch samochodów osobowych jadących w kolumnie. W artykule omówiono model geometryczny, siatkę elementów objętościowych, warunki brzegowe i parametry modelu numerycznego. Przedstawiono wyniki analizy numerycznej i wyciągnięto na jej podstawie wnioski.

## 1. Wprowadzenie

Dzięki dyskretyzacji i numerycznemu rozwiązaniu cząstkowych równań różniczkowych opisujących przepływ, możliwe jest wykorzystanie metod numerycznych do rozwiązywania zagadnień dynamiki płynów. Działem zajmującym się takimi obliczeniami jest obliczeniowa mechanika płynów (CFD - *Computational Fluid Dynamics*) [2]. Dzięki rozwojowi mocy obliczeniowej komputerów możliwe jest przybliżone wyznaczenie rozkładu prędkości, ciśnienia, temperatury i innych parametrów w przepływie. Z racji tego, że powietrze jest płynem, do działu dynamiki płynów zaliczamy również aerodynamikę.

Aerodynamika pojazdów drogowych [3, 4] nie jest zagadnieniem prostym, możliwym do analizy bez użycia metod numerycznych. Głównie wynika to z istnienia silnych sprzężeń pomiędzy opływami poszczególnych fragmentów pojazdu. Przepływ zewnętrzny wokół pojazdu powoduje powstawanie sił i momentów aerodynamicznych, w sposób istotny wpływające na opory jazdy i inne osiągi samochodu. Małe opory powietrza są istotnym czynnikiem umożliwiającym ekonomiczną jazdę. Obliczenia prowadzone były z użyciem programu Fluent.

## 2. Opór aerodynamiczny

W projektowaniu pojazdów drogowych najbardziej istotnym czynnikiem aerodynamicznym jest siła oporu aerodynamicznego. Sumaryczna siła oporu przeciwdziałająca ruchowi pojazdu częściowo pochodzi od oporu toczenia kół oraz częściowo od oporu aerodynamicznego.

Do porównywania oporu aerodynamicznego różnych kształtów niezależnie od ich wielkości i prędkości, konieczne jest przyjęcie miary tego oporu zwanej współczynnikiem oporu aerodynamicznego. Współczynnik ten zależy głównie od kształtu pojazdu i stosuje się go we wzorze (1) na siłę oporu aerodynamicznego.

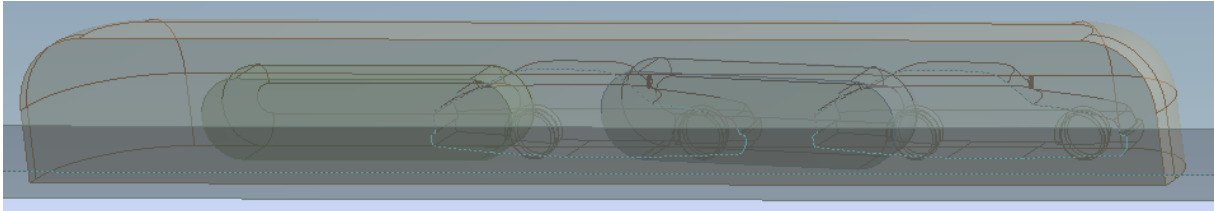
$$F = \frac{1}{2} \rho v^2 A C_x \quad (1)$$

gdzie:

$\rho$  – gęstość powietrza,  $v$  – prędkość pojazdu,  $A$  – powierzchnia czołowa pojazdu,  
 $C_x$  – współczynnik oporu.

### 3. Model geometryczny

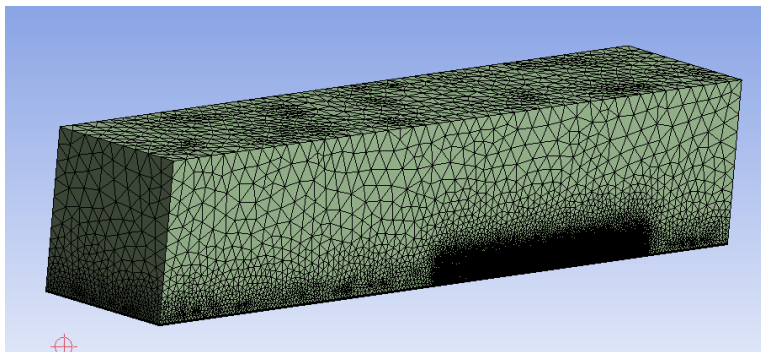
W artykule analizowane są dwa samochody jadące w niewielkiej odległości. Do analizy używana jest połowa modelu samochodów, pozwala to na skrócenie czasu obliczeń. Gotowy model samochodów należy uzupełnić bryłą, która będzie wypełniona powietrzem i symulować tunel aerodynamiczny. Do geometrii dodano dodatkowe bryły, które będą obszarem o dokładniejszym zagęszczeniu elementów objętościowych (rys. 1).



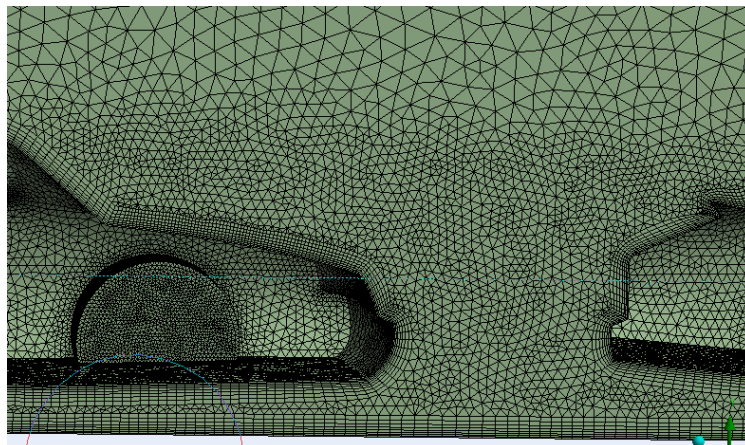
Rys. 1. Model samochodów i brył o pożądanym wyższym zagęszczeniu elementów

### 4. Siatka elementów skończonych

Do utworzenia siatki elementów skończonych użyto modułu Meshing i przypisano różną gęstość siatki do utworzonych wcześniej obszarów oraz utworzono warstwę przyścienną przy powierzchni samochodów i drogi. Posłużono się w tym celu opcją *Inflation* tworząc osiem warstw o łącznej grubości 100 mm. Wyniki wszystkich powyższych operacji przedstawiające utworzoną siatkę elementów skończonych można zobaczyć na rysunkach 2 i 3.



Rys. 2. Ogólny widok całości siatki elementów objętościowych



Rys. 3. Warstwa przyścienna i obszary najgęstszej siatki elementów



## 5. Warunki brzegowe i parametry analizy

W celu przeprowadzenia analizy dobrano następujące warunki brzegowe:

Droga:	<i>wall</i>
Samochody:	<i>wall</i>
Ściana przednia:	<i>velocity-inlet</i>
Ściana tylna:	<i>pressure-outlet</i>
Płaszczyzna symetrii:	<i>symmetry</i>
Ściana boczna i górna:	<i>wall „no slip”</i> (bez poślizgu)
Powietrze:	<i>interior</i>

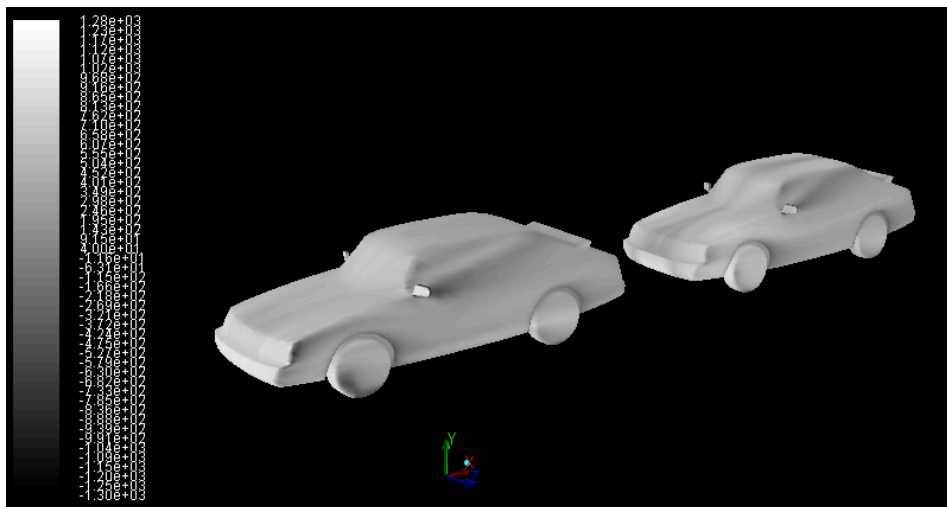
Dodatkowe parametry analizy przyjęto jako:

Gęstość powietrza:	1.225 $kg/m^3$
Temperatura powietrza:	25 °C
Lepkość powietrza:	0.0000179 $Pa \cdot s$
Prędkość:	140 $km/h$
Model turbulencji:	Realizable k- $\epsilon$
Odległość między samochodami:	1 $m$

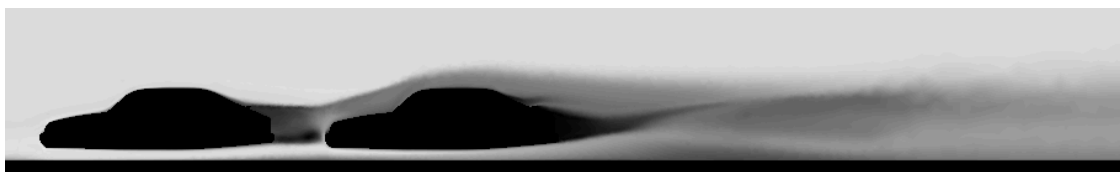
## 6. Wyniki analizy

Na podstawie analiz numerycznych określono następujące parametry aerodynamiczne:	
współczynnik oporu aerodynamicznego samochodu w samotnej jeździe:	$C_x=0,28$
współczynnik oporu aerodynamicznego samochodu przedniego:	$C_x=0,18$
współczynnik oporu aerodynamicznego samochodu tylnego:	$C_x=0,34$
siła oporu aerodynamicznego samochodu w samotnej jeździe:	$F=516 N$
siła oporu aerodynamicznego samochodu przedniego:	$F=329 N$
siła oporu aerodynamicznego samochodu tylnego:	$F=613 N$

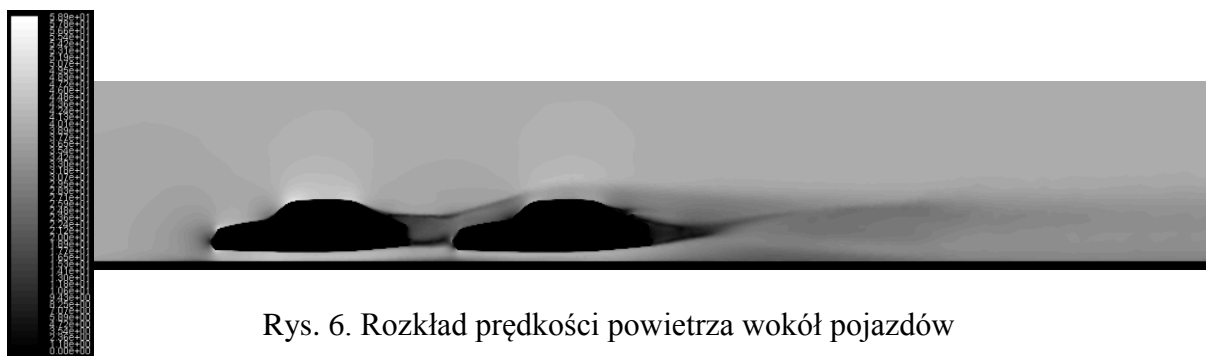
Na rysunkach 4 do 7 przedstawiono rozkład ciśnień i przepływów w analizowanym modelu numerycznym.



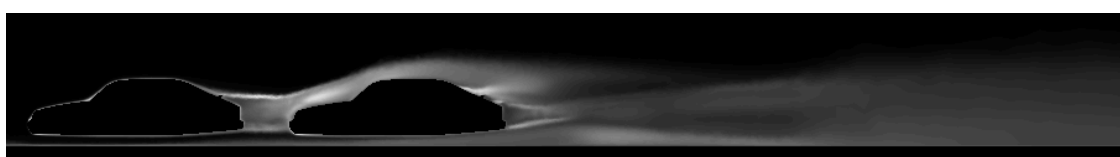
Rys. 4. Rozkład ciśnienia na powierzchni pojazdów



Rys. 5. Rozkład ciśnienia wokół pojazdów



Rys. 6. Rozkład prędkości powietrza wokół pojazdów



Rys. 7. Rozkład intensywności turbulencji wokół pojazdów

## 7. Wnioski

Powstawanie turbulencji za samochodem powoduje zaburzony przepływ oraz większe opory aerodynamiczne dla auta jadącego za nim. Z kolei jadący z tyłu samochód powoduje mniej przerwany strumień strugi powietrza, powodując mniejsze opory przepływu powietrza dla auta jadącego przed nim. Dobierając optymalną odległość między samochodami można uzyskać różne bardziej lub mniej ekonomiczne warianty jazdy. Zbliżone wyniki uzyskano w artykule [1] traktującym o podobnym zagadnieniu jazdy aut w kolumnie.

Metody CFD pozwalają na cyfrowe rozwiązanie układów równań różniczkowych tworzących model matematyczny procesów transportu w płynach. Sposoby te znakomicie uzupełniają podejście teoretyczne i eksperymentalne w mechanice płynów.

## Literatura

1. Zhu H., Yang Z., Simulation of the Aerodynamic Interaction of Two Generic Sedans Moving very Closely, Mat. Electric Information and Control Engineering (ICEICE), 2011 International Conference on Digital Object Identifier, pp. 2595 - 2600 (2011).
2. Kazimierski Z., Podstawy mechaniki płynów i metod komputerowej symulacji przepływów, Politechnika Łódzka (2004).
3. Piechna J., Podstawy aerodynamiki pojazdów, Warszawa (2000).
4. Hucho W.H., Aerodynamika samochodu, Warszawa (1988).

## ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA I MODALNA WAHACZA HONDY CBR 600

**inż. MATEUSZ BRAJZA**

Mechatronika, ME1, 2 stopień, 1 rok

**PRZEMYSŁAW SEBASTJAN**

Mechanika i budowa maszyn, 1 stopień, 3 rok

Opiekun naukowy: dr inż. Radosław Górski



**Streszczenie.** W artykule został zawarty krótki wstęp opisujący tematykę związaną z wahaczem motocyklowym. Fizyczny obiekt pochodzący z Hondy CBR600 F3 został zamodelowany oraz poddany analizie wytrzymałościowej i modalnej wykorzystując metodę elementów skończonych (MES). Zdefiniowano warunki brzegowe, które odzwierciedlają rzeczywistą pracę mechanizmu. Otrzymane wyniki posłużyły do wyciągnięcia wniosków dotyczących właściwości mechanicznych rozpatrywanego obiektu.

### 1. Wprowadzenie

Wahacz motocyklowy jest sztywnym członem zawieszenia, który wykonuje cykliczne ruchy obrotowe o ograniczonym kącie wokół stałej osi obrotu. Jego głównym zadaniem jest umożliwienie amortyzacji tylnego koła i montażu podzespołów zawieszenia. Taki element nośny konstrukcji narażony jest na działanie sporych sił oraz drgań. Charakterystyka pracy mechanizmu wymusza na konstruktorach znajomość stanu naprężenia i odkształcenia oraz podatności dynamicznej elementu.

### 2. Model CAD wahacza

Dzisiejsze konstruowanie wspierane jest przez odpowiednie oprogramowanie CAD - komputerowe wspomaganie projektowania. W ten sposób przedmiot jest zapisany jako model komputerowy, który można poddać badaniom. Dzięki pełnej integracji systemów



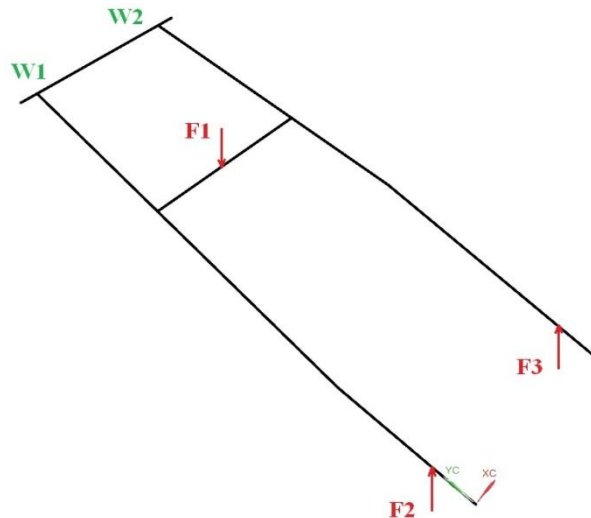
Rys. 1. Rzeczywisty wahacz i uproszczony model CAD

CAD/CAE możliwe jest przeprowadzenie symulacji wytrzymałościowej i modalnej, co pozwala zweryfikować większość konstrukcji. Wahacz Hondy CBR 600 (rys. 1) został szczegółowo zwymiarowany. Następnie w systemie Siemens NX 8.5 zamodelowano obiekt, który można wyeksportować do dowolnego typu pliku w celu zaimportowania geometrii. Dla wyobrażenia skali zostały podane niektóre wymiary gabarytowe. Długość od podstawy kształtownika do osi

rury mierzy 590 mm. Maksymalna szerokość wynosi 261 mm. Grubość rury jest równa 3 mm, a pozostałych elementów 1,5 mm. Dalsze działania oraz analizy zostały przeprowadzone w programie ANSYS.

### 3. Warunki brzegowe

Przeprowadzane analizy zakładają, że motor znajduje się w spoczynku, a zadane obciążenia pochodzą od masy pojazdu i kierowcy. Siły  $F2$  i  $F3$  są sobie równe, ponieważ sumaryczna ich wartość jest wynikiem reakcji podłoża, którą przenosi oś tylnego koła na miejsca mocowania jej w wahaczu (rys. 2). Wynoszą odpowiednio  $F2=750\text{ N}$  i  $F3=750\text{ N}$ . Siła  $F1$  jest skutkiem działania tylnego zawieszenia i została wyznaczona analitycznie na podstawie równania (1) i (2) dot. sumy momentów względem osi rury:



Rys. 2. Warunki brzegowe

$$\sum M_{io} = 0, \quad (1)$$

$$-F1 * a + F * (a + b) = 0, \quad (2)$$

gdzie:  $F = F2 + F3$ ,  $a$  i  $b$  - odległość od osi rury do siły  $F1$  i  $F$ , odpowiednio.

Po kilku przekształceniach i podstawieniu pozostałych znanych wartości siła  $F1$  równa jest 5550 N. Tak wyznaczone wartości zapobiegają powstaniu mechanizmu, ponieważ układ znajduje się w równowadze statycznej. Na rys. 2 przedstawione zostały dwa miejsca  $W1$  i  $W2$ , w których znajdują się utwierdzenia. Odebrano pięć stopni swobody, tj.:  $Ux$ ,  $Uy$ ,  $Uz$ ,  $Ry$ , i  $Rz$ , a pozostawiono swobodę obrotu  $Rx$ . Przyjęto następujące dane materiałowe, które odpowiadają stali:

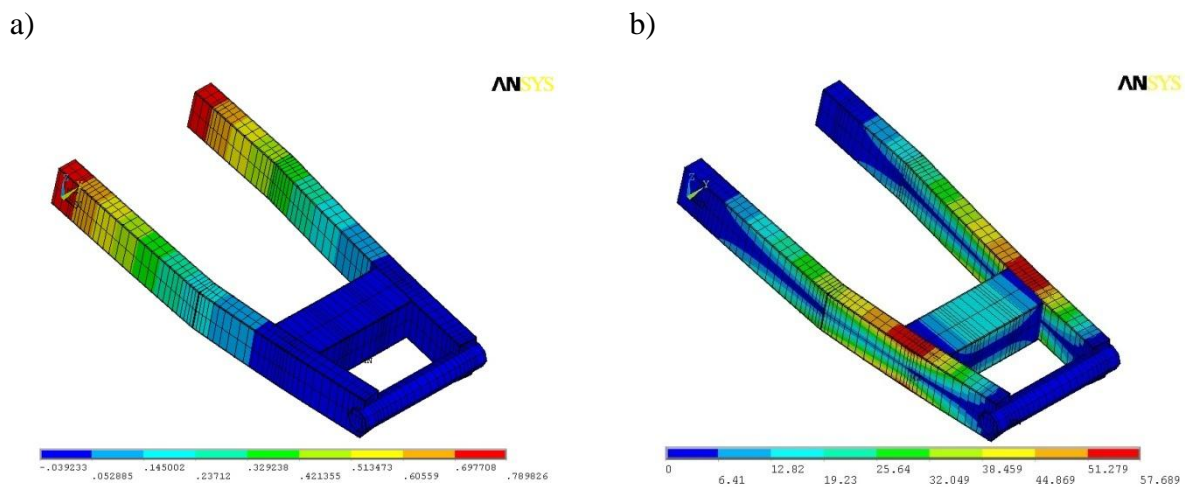
- moduł Younga  $E [GPa] = 210$ ,
- współczynnik Poissona  $\nu = 0.3$ ,
- gęstość  $[kg/m^3] = 7890$ ,
- granica plastyczności  $Re [MPa] = 360$ .

### 4. Wyniki analizy wytrzymałościowej

Badania zostały wykonane w programie ANSYS wykorzystując wytrzymałościową analizę strukturalną, która obejmuje zakres sprężysty. Zastosowano następujące rodzaje analiz:

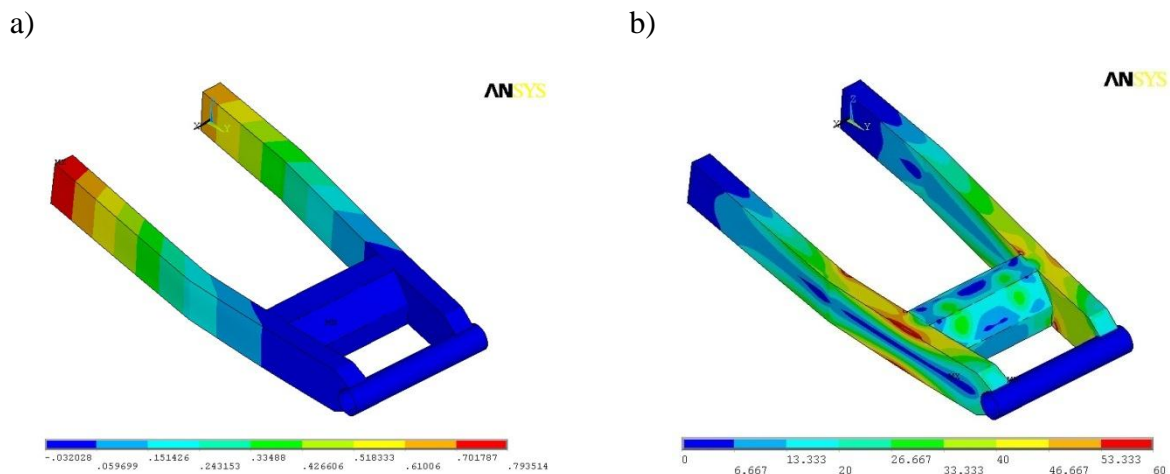
- analiza wytrzymałościowa MES - elementy jednowymiarowe (1D),
- analiza wytrzymałościowa MES - elementy dwuwymiarowe powłokowe (2D),
- analiza modalna MES - elementy 1D i 2D.

Rysunek 3 przedstawia wizualizację wyników analizy MES 1D w postaci przemieszczeń i naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera von Misesa. Generując siatkę użyto elementu skończonego *beam188*.



Rys. 3. Wyniki badań MES 1D: a) przemieszczenia wypadkowe, b) naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera von Misesa

W wahaczu występują przemieszczenia maksymalne rzędu  $0,78 \text{ mm}$  w miejscach oznaczonych ciemnym czerwonym kolorem, co widoczne jest na rys. 3a. W tym samym badaniu uzyskane naprężenia wyniosły  $57 \text{ MPa}$  i ta maksymalna wartość znajduje się w obszarach mocowania wspornika o przekroju pięciokątnym, do którego przyłożona jest siła  $F1$ . Rysunek 4 przedstawia wyniki symulacji, lecz użyto elementów 2D oznaczonych jako *shell181*.



Rys. 4. Wyniki badań MES 2D: a) przemieszczenia wypadkowe, b) naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera von Misesa

Wyniki analizy z wykorzystaniem elementów powłokowych w większym stopniu odzwierciedlają szczegółowość obiektu i w tym wypadku wystąpił wzrost rozpatrywanych wielkości. Maksymalne przemieszczenia wyniosły  $0,79 \text{ mm}$ , a naprężenia na łączeniach wzrosły do około  $80 \text{ MPa}$ . Wzrost naprężeń jest wynikiem uproszczenia geometrii modelu powłokowego (brak zaokrągleń) poddanej analizie.

## 5. Wyniki analizy modalnej

Analiza modalna 1D i 2D została przeprowadzona przy takich samych warunkach brzegowych - odebrano sześć stopni swobody w osi rury. Wyznaczono 10 pierwszych częstotliwości drgań własnych oraz ich postacie. Jest to istotna analiza z punktu widzenia wytrzymałościowego, ponieważ okresowe drgania mogą wywoływać rezonans w elementach zawieszenia.

Tabela 1. Porównanie otrzymanych wyników analizy modalnej

Częstotliwość drgań własnych	analiza modalna 1D [Hz]	analiza modalna 2D [Hz]
1	5,3036	5,0226
2	5,7696	5,5013
3	6,3464	5,7147
4	8,4262	7,6692
5	18,983	18,977
6	31,451	23,171
7	31,451	23,282
8	33,095	27,664
9	39,948	28,361
10	40,996	30,769

Taka sytuacja doprowadza do szybszego zużycia elementów nośnych konstrukcji, a przede wszystkim stanowi zagrożenie dla kierującego motocykl.

## 6. Wnioski

Różnice w naprężeniach otrzymanych w wyniku analizy wytrzymałościowej modelu uproszczonego 1D oraz modelu powłokowego 2D mogą wynikać z faktu, iż model 1D nie uwzględnia w tak dużym stopniu miejsc łączenia elementów wahacza. W przypadku modelu 2D, w którym na potrzeby symulacji uproszczono połączenia elementów z rur prostokątnych do połączeń prostopadłych, duże naprężenia w miejscu występowania spawów są uzasadnione. W rzeczywistym elemencie występują duże promienie zaokrągleń, przez co likwidowane jest zjawisko działania karbu. Drobną rozbieżność wyników analizy modalnej dla obu rodzajów elementów skończonych jest wynikiem większej dokładności odwzorowania rzeczywistej konstrukcji wahacza w wypadku zastosowania elementu powłokowego.

## Literatura

1. Bąk R., Burczyński T., Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa (2009).
2. Rakowski G., Kacprzyk Z., Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2005).
3. Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T., Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław (2000).
4. Zagrajek T., Krzesiński G., Marek P., Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji. Ćwiczenia z zastosowaniem systemu ANSYS, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2006).

# MODELOWANIE SZTUCZNEJ HIPERTERMII WYWOŁANEJ POLEM ELEKTRYCZNYM Z ZASTOSOWANIEM PAKIETU MARC/MENTAT

**inż. MARCIN BRZEZIŃSKI**

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 2 rok, 2 stopień  
Opiekun naukowy: Prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak,  
dr inż. Marek Paruch



**Streszczenie.** W artykule przedstawiono zastosowanie metody elementów skończonych do modelowania sztucznej hipertermii wywołanej polem elektrycznym. Omówiono model matematyczny opisujący rozkład temperatury w tkance biologicznej zaatakowanej nowotworem, trójwymiarowy model numeryczny oraz wyniki w postaci rozkładu temperatury w zależności od wielkości przyłożonego napięcia na powierzchni skóry. Obliczenia przeprowadzono wykorzystując pakiet MARC/MENTAT.

## 1. Wprowadzenie

Hipertermię można określić jako kontrolowane podniesienie temperatury części lub całego ciała przez określony okres czasu. Podwyższenie temperatury jest rzędu kilku stopni powyżej normalnej temperatury organizmu (w praktyce jest to wzrost do około 41 - 45°C). Skuteczność sztucznej hipertermii zależy od temperatury i czasu ekspozycji. Jest to metoda wspomagająca leczenie nowotworów, lecz również stosuje się ją jako terapię fizjologiczną, która leczy bóle, nadwyrężenia, skręcenia, itp. Większość normalnych tkanek pod wpływem działania temperatury powyżej 44°C w ciągu 1 godziny jest nieodwracalnie uszkodzona. W wypadku leczenia tą metodą chorób nowotworowych, wywołanie nekrozy (martwicy) komórek rakowych jest efektem pożądanym. Głównym problemem związanym z przeprowadzeniem zabiegu hipertermii jest niewłaściwe osiągnięcie równomiernego rozkładu ciepła w leczonej tkance. Obecnie dostępne sposoby hipertermii są często ograniczone przez ich niezdolność do podgrzewania ściśle określonych regionów. Niesie to ze sobą wysokie ryzyko uszkodzenia tkanek zdrowych lub rozproszenie ciepła wokół komórek nowotworowych, co może prowadzić do niedostatecznego leczenia nowotworu [3].

## 2. Model matematyczny

Równaniem, które opisuje przepływ ciepła w tkance biologicznej jest równanie Pennesa. Jest to równanie dyfuzji, w którym uwzględniona jest perfuzja (przepływ) krwi w tkance oraz przemiany metaboliczne (ciepło wywodzące się z reakcji chemicznych w żywych komórkach). Do równania dodany został składnik źródłowy pochodzący od pola elektrycznego - ciepło  $Q_e$  wywołane przepływem prądu elektrycznego. Równanie Pennesa w dobrym stopniu przybliża rzeczywiste warunki przepływu ciepła w tkance zasilanej dużą liczbą równomiernie rozłożonych włoskowatych naczyń krwionośnych. Dla stanu nieustalonego równanie to przyjmuje następującą postać [2]:

$$c(T)\rho(T)\frac{\partial T(X,t)}{\partial t} = \text{div}[\lambda(T)\text{grad}T(X,t)] + Q_{\text{perf}}(X,t) + Q_{\text{met}} + Q_e(X), \quad (1)$$

gdzie  $T$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] to temperatura,  $c(T)$  [ $\text{J}/\text{kgK}$ ] ciepło właściwe tkanki,  $\rho(T)$  [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] gęstość tkanki  $\lambda(T)$  [ $\text{W}/\text{mK}$ ] współczynnik przewodzenia ciepła,  $X$  [ $\text{m}$ ] współrzędne przestrzenne, oraz  $t$  [ $\text{s}$ ] czas. Czynniki źródłowe pochodzący od perfuzji krwi określa zależność:

$$Q_{perf}(X, t) = G_B c_B \rho_B [T_B - T(X, t)], \quad (2)$$

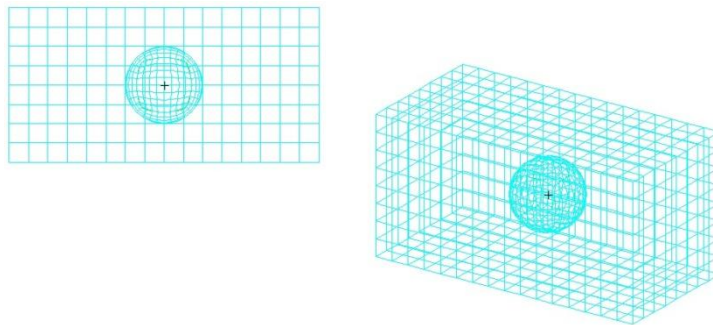
gdzie  $G_B$  [ $\text{m}^3$  krwi/ $\text{s}/\text{m}^3$  tkanki] to współczynnik perfuzji,  $c_B$  [ $\text{J}/(\text{kgK})$ ] ciepło właściwe krwi,  $\rho_B$  [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] gęstość krwi, a  $T_B$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] to temperatura krwi w aorcie. Czynniki źródłowe pochodzący od metabolizmu  $Q_{met}$  przyjmuje zazwyczaj wartość stałą i związaną ze stanem w jakim znajduje się aktualnie organizm (odpoczynek, zmęczenie, itd.). Wartość tę określa się z przedziału  $245 - 24500$  [ $\text{W}/\text{m}^3$ ]. Czynniki źródłowe pochodzący od pola elektrycznego wynika z zależności:

$$Q_e(X) = i^2(X)R, \quad (3)$$

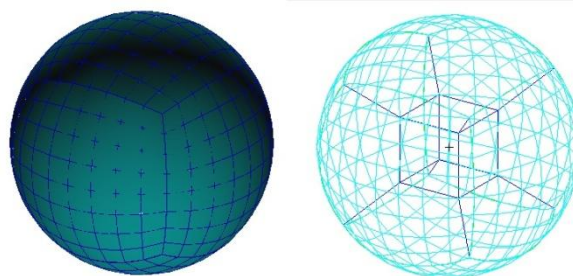
gdzie  $i(X)$  [ $\text{V}$ ] jest napięciem pomiędzy dwoma elektrodami, a  $R$  [ $\Omega\text{m}$ ] określa rezystywność przewodnika, którego odwrotnością jest przewodność elektryczna  $\sigma$  [ $\text{S}/\text{m}$ ].

### 3. Model numeryczny

Analiza numeryczna została przeprowadzona dla modelu geometrycznego przedstawionego na rysunku 1. Model składa się z dwóch podobszarów – tkanki zdrowej  $\Omega_1$  oraz tkanki nowotworowej  $\Omega_2$ . Podobszar  $\Omega_1$  jest prostopadłościanem o wymiarach  $0.03 \times 0.06 \times 0.03$   $\text{m}$  z kulką pustką w środku. Podobszar  $\Omega_2$  jest kulą o promieniu  $0.0075$   $\text{m}$ . (rysunek 2). Podobszary zostały podzielone na sześciennie ośmiowęzłowe elementy skończone: podobszar  $\Omega_1$  na 1280 elementów, natomiast podobszar  $\Omega_2$  na 1662 elementy.



Rys. 1. Model geometryczny tkanki zdrowej – podobszar  $\Omega_1$



Rys. 2. Model geometryczny tkanki nowotworowej – podobszar  $\Omega_2$

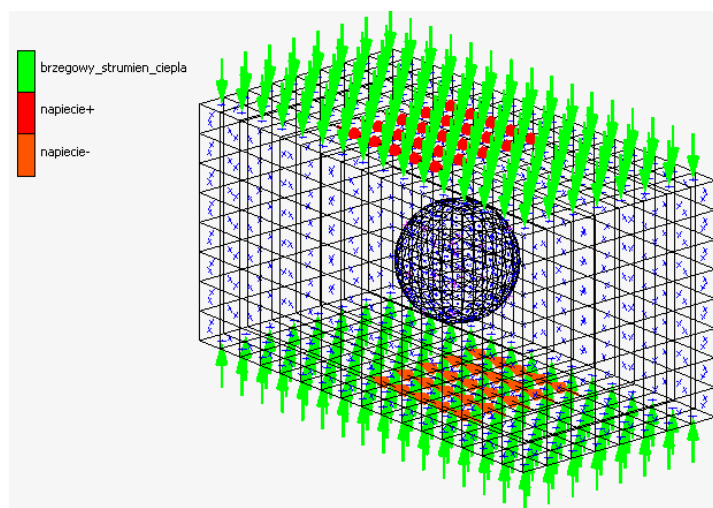


Własności materiałowe tkanek i krwi podobszarów  $\Omega_1$  (tkanka zdrowa) i  $\Omega_2$  (tkanka nowotworowa) zostały przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1. Własności materiałowe tkanek i krwi [1]

	$\Omega_1$	$\Omega_2$
$\lambda$ – współcz. przewodzenia ciepła [W/(mK)]	0.5	0.75
$c$ – ciepło właściwe tkanki [J/(kgK)]	3000	
$\rho$ – gęstość tkanki [kg/m <sup>3</sup> ]	1050	
$\sigma$ – przewodność elektryczna [S/m]	0.4	0.48
$Q_{met}$ [W/m <sup>3</sup> ]	420	4200
$G_B$ – prędkość perfuzji krwi [m <sup>3</sup> /s/m <sup>3</sup> ]	0.0005	0.002
$c_B\rho_B$ – obj. ciepło właściwe krwi [J/(m <sup>3</sup> K)]	4.2*10 <sup>6</sup>	
$T_B$ – temperatura krwi w aorcie [°C]	37	
$Q_{perf}$ [W/m <sup>3</sup> ]	równanie (2)	równanie (2)

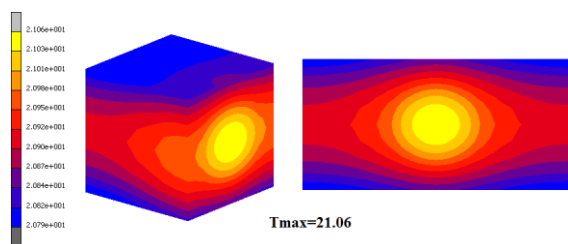
Na rysunku 3 przedstawiono przyjęte warunki brzegowe. Na górnej i dolnej powierzchni umieszczono warunek brzegowy trzeciego rodzaju (kolor zielony) o współczynniku  $\alpha=45$  [W/m<sup>2</sup>K] oraz temperaturze otoczenia  $T_{ot}=20^\circ\text{C}$ . Miejsce przyłożenia napięcia wyznaczają kolory czerwony i pomarańczowy. Przyjęto wartości napięcia 2.5, 5, 7.5, 10 [V] na górnej powierzchni i odpowiednio ze znakiem przeciwnym na dolnej powierzchni. Temperatura początkowa została wyznaczona z analizy termicznej stanu ustalonego (bez napięcia elektrycznego) i jej rozkład przedstawiony jest na rysunku 4. Przyjęto czas analizy  $t=3600\text{s}$  z krokiem czasowym  $\Delta t=10\text{s}$ .



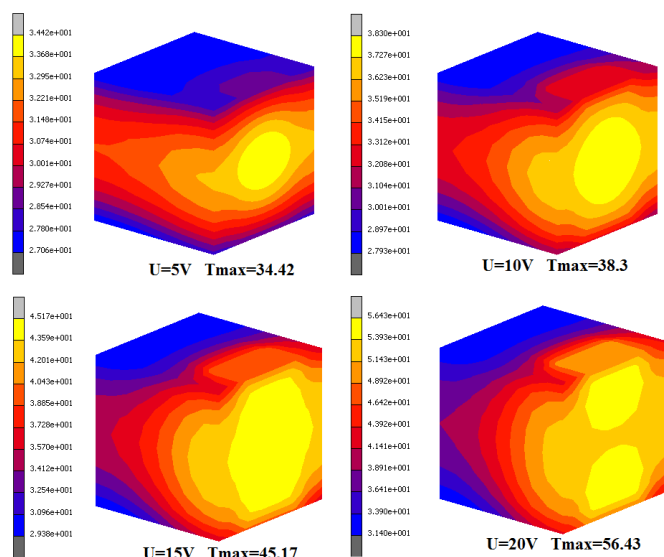
Rys. 3. Przyjęte warunki brzegowe

#### 4. Wyniki obliczeń

Przeprowadzono pięć analiz numerycznych przy zastosowaniu pakietu MARC/MENTAT. Wynik pierwszej analizy dla stanu ustalonego bez pola elektrycznego (rys. 4) posłużył jako rozkład temperatury początkowej dla kolejnych czterech analiz stanu nieustalonego z przyłożonym polem elektrycznym. Wyniki tych obliczeń zostały przedstawione na rysunku 5.



Rys. 4. Rozkład temperatury bez pola elektrycznego dla stanu ustalonego



Rys. 5. Wyniki analiz numerycznych z polem elektrycznym po 3600s

## 5. Wnioski

Na podstawie rozkładu temperatury można zauważyć, że potencjał elektryczny równy 15V powoduje nagrzanie tkanki w sposób zapewniający przeprowadzenie zabiegu sztucznej hipertermii w odpowiednich warunkach termicznych, tj. maksymalna temperatura tkanki znajduje się w przedziale 41 – 45°C przez większość czasu (ok. 48 minut). Po upływie 1 godziny temperatura maksymalna wynosiła jedynie 45.17°C. Niewielkie zmniejszenie napięcia zapobiegłoby przekroczeniu 45°C. Jednakże ciepło nie koncentruje się jedynie w obszarze guza nowotworowego, co może powodować niekorzystne podgrzewanie zdrowych komórek. Potencjał 5 i 10 V nie nagrzewa dostatecznie tkanki, a potencjał 20 V wywołuje wzrost temperatury powyżej 45°C przez większość czasu analizy, co jest niebezpieczne dla tkanek zdrowych.

## Literatura

1. Majchrzak E., Dziatkiewicz G., Paruch M., The modeling of heating a tissue subjected to external electromagnetic field, Acta of Bioengineering and Biomechanics, Vol. 10, No. 2, (2008).
2. Mochnacki B., Majchrzak E., Jasiński M., Numerical solution of Pennes bio-heat transfer equation with the blood vessels, Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej, Zeszyt nr 10, Gliwice (1999).
3. Riadh W. Y. Habash, Bioeffects and therapeutic of electromagnetic energy. CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton (2008).

# ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA STOLIKA OBROTOWEGO DO ZDJĘĆ 3D

**inż. TOMASZ CHEŁSTOWSKI**

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

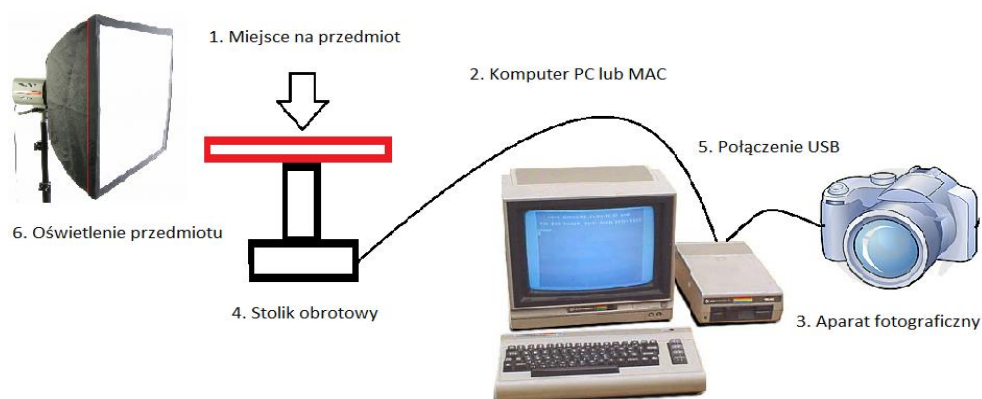
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Wacław Kuś, Prof. Pol. Śl.

**Streszczenie.** Artykuł jest poświęcony konstrukcji stolika obrotowego do wykonywania zdjęć trójwymiarowych. Przeprowadzono jego analizę wytrzymałościową z użyciem Metody Elementów Skończonych [4]. Celem analizy było określenie nośności konstrukcji w obecnej konfiguracji oraz w nowych wariantach konstrukcyjnych. Zastosowano oprogramowanie MSC.Patran/Nastran [2].



## 1. Wprowadzenie

Zdjęcia trójwymiarowe są coraz częściej wykorzystywane do prezentacji produktów w internecie. System do zdjęć trójwymiarowych (rys. 1), w skład którego wchodzi stół obrotowy, aparat fotograficzny oraz oprogramowanie synchronizujące ich pracę, umożliwia stworzenie prezentacji produktu w technologii 3D.



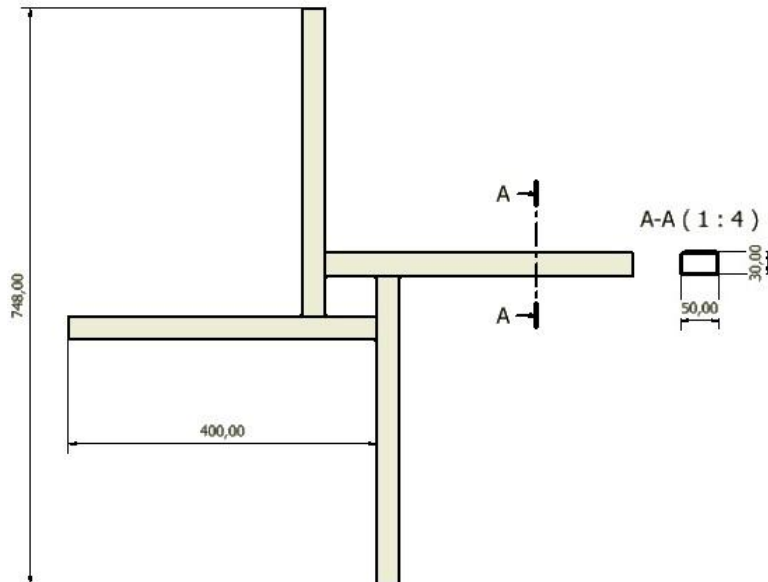
Rys. 1. System do zdjęć trójwymiarowych

Tworzenie prezentacji 3D przebiega następująco: fotografowany przedmiot jest ustawiony na blacie stolika, ustalana jest liczba zdjęć  $N$ , wykonywane jest zdjęcie pierwsze, zdjęcie zostaje przesłane do komputera, stół obraca się o kąt  $\alpha$  zgodnie ze wzorem (1), wykonywane jest kolejne zdjęcie. Po wykonaniu pełnego obrotu i zdjęcia są składane i dzięki oprogramowaniu możliwe jest stworzenie prezentacji 3D.

$$\alpha=360/N. \quad (1)$$

## 2. Model stolika

Stolik składa się z ramy w postaci rur prostokątnych, stalowych 50x30x2 spawanych na liniach styku zgodnie z rysunkiem 2 [1]. Na ramie ułożony jest okrągły blat z płyty MDF o grubości 18 mm i średnicy  $d=1800$  mm.



Rys. 2. Rama górna

Do analizy wybrano trzy warianty konstrukcyjne i dwa warianty obciążeń [3]. Wariant konstrukcyjny 1 jest zgodny z aktualnie stosowaną konstrukcją, wariant 2 zakłada zmianę materiału belek na stop aluminium EN AW-6060 T6, w wariantcie 3 aluminiowe belki podpierają płytę o grubości 24 mm. Szczegóły przedstawia tabela 1.

Tabela 1. Warianty konstrukcyjne

Numer wariantu konstrukcyjnego	Wymiary profilu belek [mm]	Materiał belek	Grubość blatu [mm]
1	50x30x2	S235	18
2	50x30x2	EN AW-6060 T6	18
3	50x30x2	EN AW-6060 T6	24

Jako obciążenie przyjęto przedmiot o znacznych wymiarach w stosunku do wymiarów blatu. Wybrano motocykl Suzuki Hayabusa, którego rozstaw kół wynosi 1485 mm a masa własna 260 kg. Ponadto założono dwa warianty obciążeń, pierwszy gdy motocykl stoi na belkach ramy, drugi gdy pomiędzy nimi. Przyjęto, że motocykl opiera się na blacie w trzech miejscach tj. przednim i tylnym kole oraz stopce. Łącznie zadanie zawiera 6 wariantów.

### 3. Wyniki analizy

Wyniki podzielono ze względu na sposób obciążenia. Niespodziewanie, dla autora, bardziej niekorzystne okazało się umieszczanie przedmiotu na belkach niż między nimi, niezależnie od wariantu konstrukcyjnego. Umieszczanie przedmiotu na belkach sprawiło, że naprężenia w blacie były nawet trzykrotnie większe niż przy umieszczeniu przedmiotu między belkami. Dokładna analiza zjawiska wykazała, że udział belek w przenoszeniu obciążenia wzrasta gdy motocykl ułożymy pomiędzy nimi. Wyniki przedstawiają tabele 2 i 3.

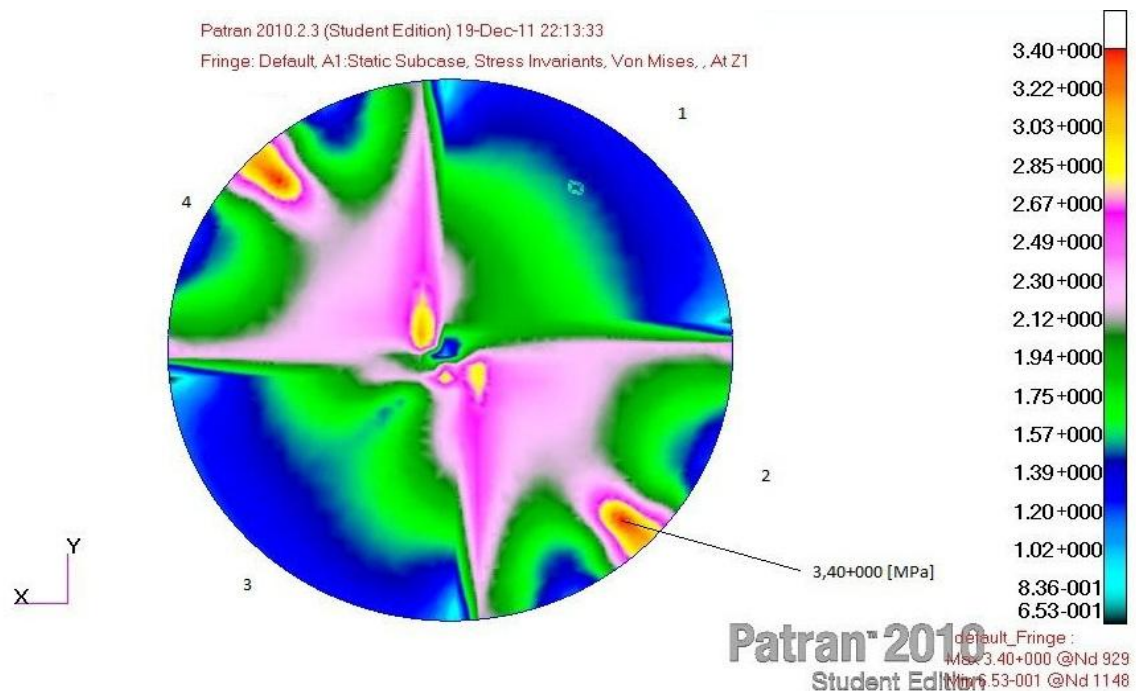
Tabela 2. Wyniki – wariant obciążenia 1

Numer wariantu konstrukcyjnego	Maksymalne naprężenie w blacie [MPa]	Maksymalne naprężenie w belkach [MPa]	Maksymalne ugięcie blatu [mm]
1	5,88	87,4	25,5
2	5,99	74,7	36,1
3	3,40	57,8	20,3

Tabela 3. Wyniki – wariant obciążenia 2

Numer wariantu konstrukcyjnego	Maksymalne naprężenie w blacie [MPa]	Maksymalne naprężenie w belkach [MPa]	Maksymalne ugięcie blatu [mm]
1	1,75	132	8,11
2	3,78	107	19,7
3	3,47	78,2	14,3

Wyniki przedstawiono ponadto w postaci map rozkładu naprężeń zredukowanych. Rozkład naprężeń w blacie jest mocno uzależniony od sposobu obciążenia, ale i wariantu konstrukcyjnego. Najbardziej równomierny rozkład na wszystkie ćwiartki uzyskano przy aluminiowych belkach i blacie o zwiększonej grubości (rys. 3.). Drugim skrajnym przypadkiem okazał się wariant z belkami stalowymi. Sztywność belek stalowych jest znacząco większa od sztywności blatu, co sprawia, że nawet gdy belki są jednostronnie podparte to blat przenosi znaczną część obciążeń.



Rys. 3. Rozkład naprężeń zredukowanych w płycie MDF dla wariantu 3

#### 4. Wnioski

Konstrukcja w obecnej konfiguracji jest w stanie przenieść obciążenie 250 kg. Wartości naprężeń i przemieszczeń mieszczą się w zakresie sprężystym. Współczynnik bezpieczeństwa dla belek zależy od sposobu obciążenia i kształtuje się pomiędzy 1,78 a 2,7. Pokazuje to, że sposób ułożenia przedmiotu ma istotny wpływ na nośność konstrukcji. Korzystniej jest układać przedmiot pomiędzy belkami, niż na belkach.

Zmiana materiału belek ze stali konstrukcyjnej na stop aluminium sprawi, że naprężenia w belkach zmniejszą się, a naprężenia w blacie nieznacznie wzrosną. Z powodu mniejszej wartości granicy plastyczności aluminiowe belki uzyskują mniejszy współczynnik bezpieczeństwa. Wartość współczynnika na poziomie 1,4 jest jednak wystarczająca dla konstrukcji o małej odpowiedzialności. Przebiegiem są największe spośród wszystkich rozpatrywanych wariantów. Dla tego wariantu konstrukcyjnego należy uznać obciążenie motocyklem o ciężarze 2600 N za największe dopuszczalne.

Zwiększenie grubości blatu, w wariantcie konstrukcyjnym 3, powoduje wzrost jego sztywności, co powoduje zarazem zmniejszenie wartości naprężeń i przemieszczeń w stosunku do wariantu 2. Jest to wariant optymalny w przypadku zastosowania belek aluminiowych. Wadą tego rozwiązania jest wzrost ciężaru blatu z około 39 kg do około 52 kg, co zwiększa jednorazowe obciążenie statyczne użytkownika podczas montażu blatu.

#### Literatura

1. Dokumentacja CAD stolika obrotowego, Ventis s.c, (2011).
2. MSC. Patran, Nastran, User Guide (2010).
3. Chelstowski T., Analiza Konstrukcji Nośnej Stolika Obrotowego, Praca inżynierska, Katedra Wytrzymałości Materiałów i Metod Komputerowych Mechaniki, Gliwice (2012).
4. Bąk R., Burczyński T., Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, WNT, Warszawa (2001).

## SYMULACJA PROCESU KALIBRACJI TULEJKI ALUMINIOWEJ

**inż. KRZYSZTOF CIUBEREK**

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

Opiekun naukowy: dr inż. Grzegorz Kokot



**Streszczenie.** W artykule przedstawiono symulację procesu kalibracji tulei aluminiowej pozwalającej na dobór optymalnej geometrii początkowej oraz parametrów procesu w celu uzyskania pożądanej postaci geometrycznej. Przedstawiono numeryczną symulację procesu kalibracji jako przykład analiz nieliniowych z dużymi odkształceniami plastycznymi.

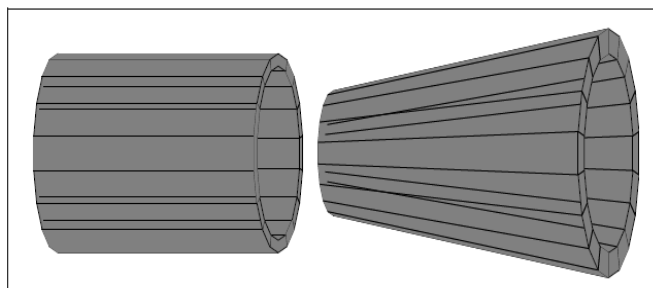
### 1. Wprowadzenie

Wykorzystanie procesu kalibracji ma często na celu poprawienie dokładności wymiarowo – kształtowej wykonanego wyrobu, a tym samym uzyskanie wymaganych wymiarów potrzebnych np. do właściwego montażu części.

Większość procesów obróbki plastycznej metali prowadzona jest z dużymi odkształceniami plastycznymi. Ze względu na złożoną postać równań wynikających z teorii plastyczności analiza teoretyczna zjawisk jakie powstają podczas odkształcenia jest trudna w realizacji. Zastosowanie metod i symulacji numerycznych staje się tutaj nieocenione. Nieliniowe podejście do rozwiązania problemu pozwala na symulowanie zbliżonego do rzeczywistości przebiegu procesu. Wymaga to jednakże dokładnych danych materiałowych uwzględniających krzywą umocnienia w przypadku materiałów cechujących się dużą plastycznością. Tego typu symulacja nie jest możliwa z wykorzystaniem podejścia liniowego.

Zjawisko umocnienia wywołane odkształceniem plastycznym w istotny sposób wpływa na przebieg operacji obróbki plastycznej metali na zimno. Ze wzrostem odkształcenia na zimno zmieniają się własności mechaniczne odkształcanego metalu wpływając na wartości sił i możliwości jego kształtowania. Prawidłowy dobór mocy i nacisków maszyn oraz określenie trwałości narzędzi uzależnione jest od dokładności określenia parametrów procesu.

W artykule przedstawiono symulację procesu kalibracji tulei aluminiowej do wymiarów pożądanych. Wykorzystano program MSC.Marc posiadający rozbudowane możliwości w zakresie analiz i symulacji nieliniowych. Schemat symulowanego procesu kalibracji przedstawia rys. 1.



Rys. 1. Schemat rozszerzania średnicy tulei za pomocą narzędzia w kształcie stożka

## 2. Geometria tulejki

Model geometryczny został utworzony w programie MSC.Marc/Mentat. Ze względu na prostotę modelu został on zamodelowany w postaci dwuwymiarowej osiowoosymetrycznej. Wymiary wstępne badanej tulei przed procesem kalibracji przedstawia tabela 1.

Tabela 1. Dane wejściowe do projektu

	Średnica zewnętrzna	Średnica wewnętrzna	Długość
Przed kalibracją	$23,0^{+0,1}_{-0,1}$ mm	określić	określić
Po kalibracji	$23,4^{+0,1}_{-0,3}$ mm	$14,2^{+0,1}_{-0,1}$ mm	$60,0_{-0,4}$ mm

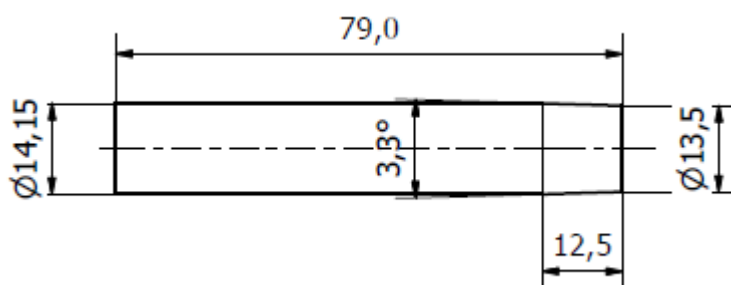
W wyniku prowadzonych symulacji dobrano optymalną średnicę wewnętrzną początkową oraz początkową długość tulei. Przy doborze wymiarów należało zwrócić uwagę, by po kalibracji mieściły się one w zadanych tolerancjach. Metodą optymalizacji wariantowej dobrano geometryczne parametry początkowe. Wymiary jakie zostały ustalone to:

- Średnica wewnętrzna:  $13,5^{+0,1}_{-0,1}$  mm,
- Długość:  $60,0^{+0,1}_{-0,1}$  mm.

## 3. Model trzpienia kalibrującego

Jednym z zadań było dobranie geometrii trzpienia kalibrującego. Na podstawie przeprowadzonych analiz przyjęto postać geometryczną trzpienia przedstawioną na rys.2. Ważny jest kształt części atakującej oraz długość zapewniające poprawny przebieg procesu kalibracji. Należy pamiętać, aby trzpień był zawsze dłuższy niż długość przedmiotu. Takie działanie ułatwia wycofywanie narzędzia z otworu i nie niszczy skalibrowanej już powierzchni.

W celu wykonania symulacji trzpień modelowano jako ciało sztywne niebiorące udziału w odkształceniu.



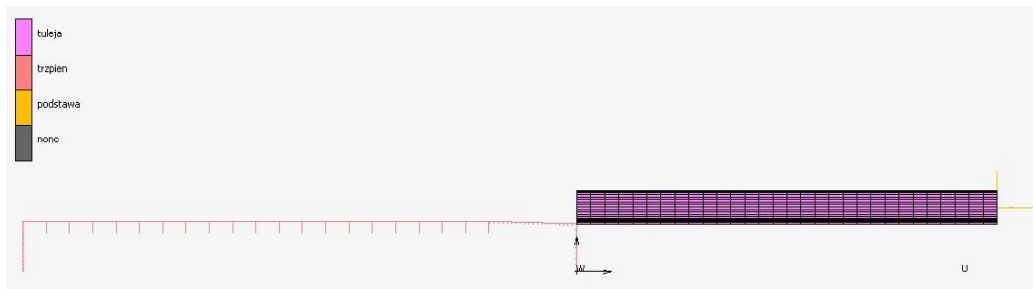
Rys. 2. Wymiary trzpienia wykorzystanego w symulacji

## 4. Model dyskretny

Model dyskretny dla tulei został zbudowany 570 elementami skończonymi typu Quad4. W wyniku podzielenia niektórych elementów zagęszczono obszar blisko średnicy



wewnętrznej i zewnętrznej tulei z myślą o tym, że tam wystąpi największe przemieszczenie oraz pojawią się największe naprężenia.



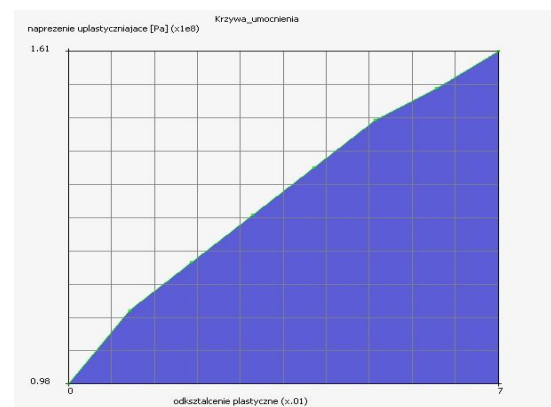
Rys. 3. Model dyskretny tulei aluminiowej wraz z podstawą i trzpieniem kalibrującym

## 5. Model materiałowy

Do obliczeń przyjęto dane materiałowe aluminium według normy PN-EN 754-2:2008 dla ciągnionego pręta, z którego została wykonana tuleja. Do wykonania analizy zostało wybrane aluminium 1050A [Al 99,5] należące do serii 1000 (tabela 2).

Tabela 2. Dane materiałowe

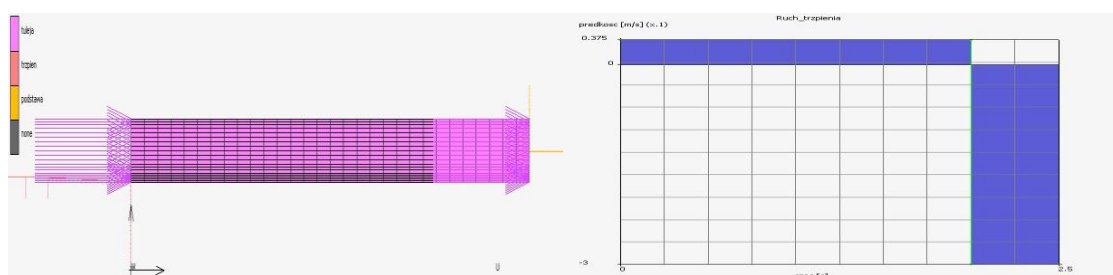
Granica plastyczności, $R_e$	98	[MPa]
Granica wytrzymałości, $R_m$	161	[MPa]
Moduł Younga, $E$	69000	[MPa]
Liczba Poissona, $\nu$	0,33	-



Rys. 4. Krzywa umocnienia dla Al 1050A H16

## 6. Warunki brzegowe

Jako warunki brzegowe odebrane zostały stopnie swobody węzłów znajdujących się na powierzchni czołowej tulei. Dodatkowo w programie zamodelowano prędkość trzpienia w funkcji czasu dla 100 cykli. Przyjęte warunki brzegowe przedstawia rys. 5.



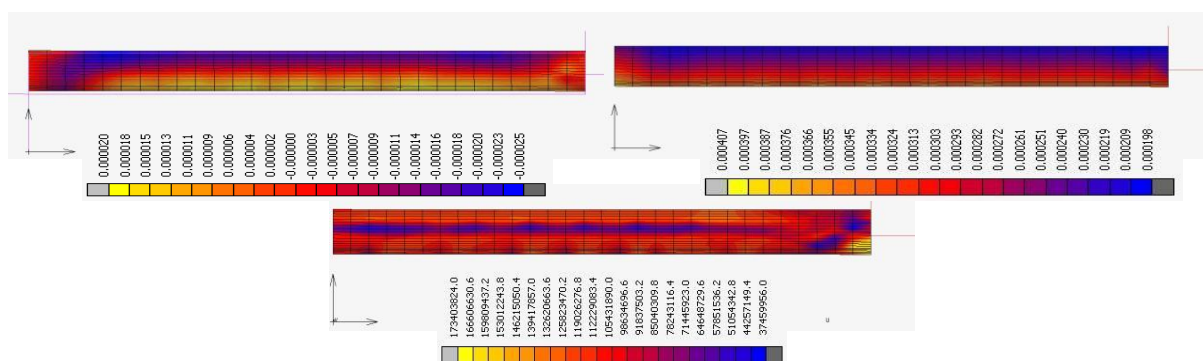
Rys. 5. Warunki brzegowe (po lewej) oraz wykres prędkości od czasu (po prawej)

## 7. Wyniki symulacji MES

Wyniki symulacji przedstawiono w postaci tabeli 3 oraz barwnych map przemieszczeń i naprężeń (rysunek 6).

Tabela 3. Maksymalne wartości wyników

Max przemieszczenie względem osi Y [mm]	0,407
Max przemieszczenie względem osi X [mm]	0,02
Max naprężenie Von Misesa [MPa]	173,4



Rys. 6. Mapy kolorów przemieszczeń [m] względem osi X (u góry po lewej) i Y (u góry po prawej) oraz rozkład naprężeń [Pa] (na dole)

## 8. Wnioski

Przeprowadzona symulacja numeryczna procesu kalibracji umożliwiła określenie optymalnych początkowych parametrów geometrycznych zarówno tulei jak i narzędzia kalibrującego. Proces symulacji dostarczył istotnych informacji poprawiających rzeczywistość technologii kalibracji. Między innymi zauważono, że największe przemieszczenie występują na samym początku procesu kalibracji po całkowitym wejściu części stożkowej trzpienia w głąb tulei. Została minimalnie przekroczona granica wytrzymałości co wskazuje na potrzebę zastosowania po kalibracji wyżarzania odpężającego w celu pozbycia się naprężeń spowodowanych obróbką plastyczną.

Zbyt duża liczba cykli przy krótkim czasie symulacji negatywnie wpływa na osiągnięte wyniki. Przeprowadzona symulacja komputerowa pozwoliła na dobranie optymalnej średnicy wewnętrznej oraz długości tulejki co było celem podstawowym prowadzonych obliczeń.

## Literatura

1. Adamczyk J., Odształcenie plastyczne, umocnienie i pękanie, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2002).
2. Bielski J., Wprowadzenie do inżynierskich zastosowań metody elementów skończonych, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków (2010).
3. Brożek G., Uhl T., Łuczak I., Zastosowanie nieliniowej analizy metodą elementów skończonych w projektowaniu części maszyn, VIII Konferencja Naukowo-techniczna Cz.2, Warszawa (2004).

# BADANIA EKSPERYMENTALNE PRZEPLYWU CIEPŁA W RURZE OŻEBROWANEJ

inż. **ARKADIUSZ GRABOŚ**

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

Opiekun naukowy: dr inż. Grzegorz Kokot



**Streszczenie.** W artykule przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych przepływu ciepła w rurach ożebrowanych będących elementami wymiennika ciepła. Celem badań było porównanie pola temperatur dla różnych metod spawania, zwracając szczególną uwagę na ich rozkład w obrębie spoin.

## 1. Wprowadzenie

W artykule przedstawiono doświadczalną analizę procesu wymiany ciepła w ożebrowaniu rury wymiennika ciepła spawanych różnymi metodami [1]. Głównym celem była obserwacja termograficzna pola temperatury na przekroju żeber na zbudowanym specjalnie w tym celu stanowisku pomiarowym. Do badań wykorzystano rury ożebrowane z ożebrowaniem spawanym dwoma metodami. Pierwsze ożebrowanie wykonane było metodą spawania laserowego. W tym przypadku można zaobserwować pełen przetop materiału żebra z rurą bez dodanego materiału. Drugie ożebrowanie zostało wykonane przy wykorzystaniu metody spawania MAG (Metal Active Gas). Spoina jest tworzona poprzez stapianie elektrody topliwej w osłonie gazów aktywnych. W tym przypadku połączenie powstało poprzez utworzenie spoiny pachwinowej.

## 2. Przeprowadzanie pomiarów termograficznych

Przed przystąpieniem do pomiarów zdefiniowano parametry pomiarowe, których odpowiedni dobór pozwala eliminować błędy wynikające z niemożności jednoznacznego powiązania emitowanej przez obiekt energii z jego temperaturą oraz promieniowania odbitego pochodzącego z otaczających obiektów. Do najważniejszych parametrów należą [3]:

- emisyjność,
- odbita temperatura pozorna,
- transmisyjność,
- odległość kamery od obiektu,
- temperatura i wilgotność względna otoczenia.

Tabela 1. Parametry podczas doświadczenia

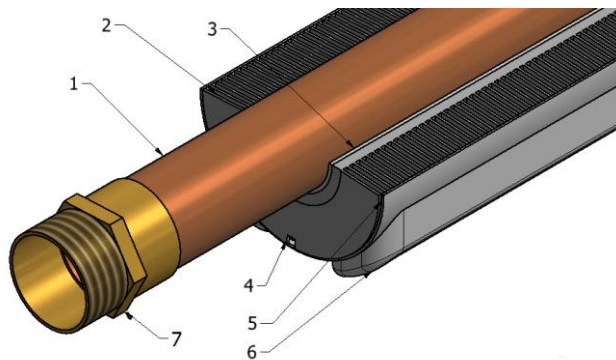
Nazwa parametru	Wartość parametru
Temperatura otoczenia	23,5°C
Wilgotność względna	40%
Współczynnik emisyjności	0,625
Temperatura przy obiektywie	30°C
Odległość obiektywu od obiektu	0,3 m
Nastawienie termostatu	Regulowane było tak, aby wynik pomiaru temperatury wewnątrz rury miedzianej wynosił 67°C.

Promieniowanie docierające do kamery i przechodzące przez soczewkę jest przekazywane na matrycę detektorów gdzie przekształcane jest na obraz cyfrowy widoczny przez użytkownika. Każdy piksel jest punktem pomiarowym, którego temperatura jest widoczna poprzez wybraną paletę kolorów.

### 3. Konstrukcja elementu do badań

Rysunek 1 przedstawia szczegóły konstrukcji elementu przeznaczonego do badań. Składa się on z następujących elementów:

- 1) Rura miedziana o średnicy 28 lub 35 mm,
- 2) Rura ożebrowana,
- 3) Warstwa cyny wypełniająca dokładnie przestrzeń wynikającą z różnicy średnic rur,
- 4) Wycięcie w ożebrowaniu tworzące miejsce na sondę termostatu,
- 5) Blacha aluminiowa o grubości 1mm dogięta do ożebrowania,
- 6) Grzałka dogięta do powierzchni blachy,
- 7) Mufa mosiężna zakończona gwintem calowym.



Rys. 1. Konstrukcja próbki

### 4. Budowa stanowiska

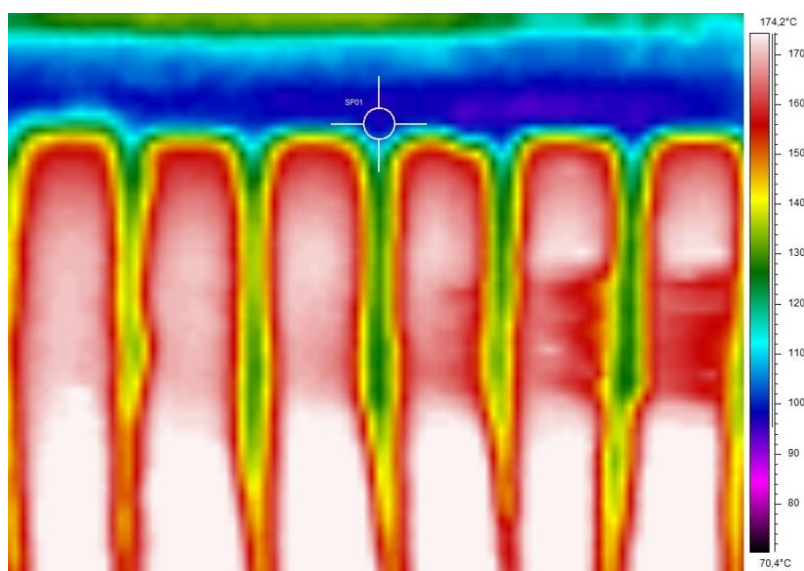
Podstawowymi założeniami przy budowie stanowiska pomiarowego była możliwość wymuszenia przepływu ciepła w ożebrowaniu rury oraz obserwacja jej przekroju za pomocą kamery termowizyjnej. Rura w stanie roboczym jest elementem wymiennika ciepła, odbiera energię od gazu o wysokiej temperaturze i przekazuje ją wodzie płynącej w jej wnętrzu. Podczas konstruowania skupiono się na odzwierciedleniu procesu uzyskując przy tym ustaloną wymianę ciepła, aby zaobserwować pole temperatur przy ustalonym przepływie ciepła. Do pomiarów przygotowane zostały dwie próbki o jednakowej budowie, różniące się sposobem spawania ożebrowania oraz średnicą rury. Próbka I spawana laserowo miała średnicę  $D=72\text{ mm}$ . W przypadku próbki II spawanej metodą MAG średnica wynosiła  $D=87\text{ mm}$ . Dzięki użyciu grzałki dopasowanej do powierzchni zewnętrznej możliwe było zachowanie porównywalnych warunków doświadczenia. W celu ujednoczenia współczynnika emisyjności obserwowaną powierzchnię pokryto farbą odporną na wysokie temperatury. Opracowane stanowisko badawcze przedstawia rysunek 2. W pomiarach zastosowano kamerę termowizyjną FLIR oraz oprogramowanie ThermaCAM Researcher Pro 2.10.



Rys. 2. Stanowisko badawcze

## 5. Wyniki badań

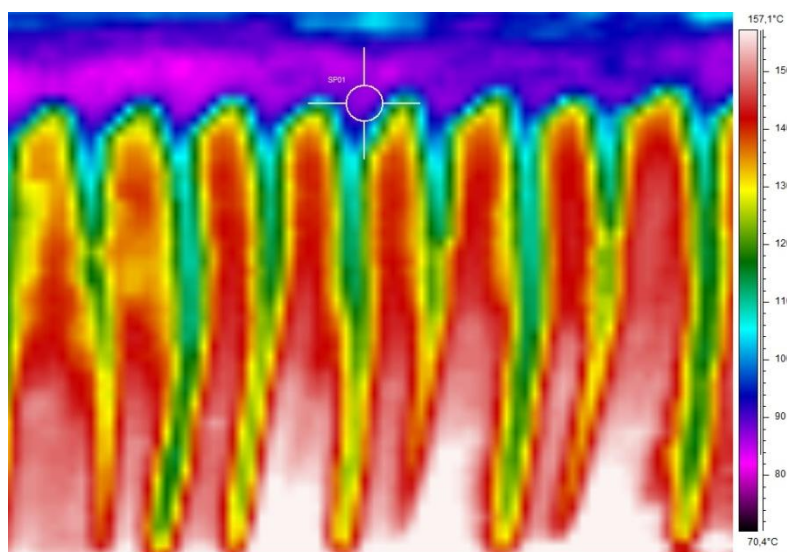
Wyniki przeprowadzonych pomiarów termograficznych z użyciem kamery firmy Flir oraz dedykowanego oprogramowania do analizy obrazów termograficznych uzyskane w ramach eksperymentu prezentowane są w postaci termogramów. Termogram z pierwszego pomiaru dla ożebrowania spawanego laserowo przedstawia rysunek 3 [2].



Rys. 3. Termogram szczegółowy z badań próbki I

Temperatura w punkcie SP01 próbki spawanej laserowo ustabilizowała się na poziomie 97°C. Na powyższych termogramach można zaobserwować, że przepływ ciepła z żebra do części rurowej jest równomierny na całej szerokości żebra. Powodem takiego stanu rzeczy

jest kształt przetopu spoiny wykonanej laserowo. Dzięki tej technice przyspawane żebro jest równomiernie przytwierdzone do rury. Termogram z pomiaru dla ożebrowania spawanego metodą MAG przedstawia rysunek 4 [2].



Rys. 4. Termogram szczegółowy z badań próbki II

Temperatura w punkcie SP01 próbki spawanej metodą MAG ustabilizowała się na poziomie 88°C. Na powyższych termogramach możemy zaobserwować, że przepływ ciepła z żebra do części rurowej przebiega w znacznie większej mierze przez utworzoną podczas spawania metodą MAG spoinę pachwinową. Powodem takiego stanu rzeczy jest kształt przetopu materiału. Praca w w/w warunkach przez długi czas może powodować uszkodzenia i pęknięcia nierównomiernie rozgrzanego materiału.

## 6. Wnioski

Różne wymiary rur ożebrowanych nie pozwalają na doświadczalne porównanie ich sprawności wynikającej z rodzaju zastosowanego spawania, lecz dają pogląd na to jak ciepło przepływa w spoinach.

Opracowane i wykonane stanowisko badawcze pozwoliło przeprowadzić założone badania eksperymentalne oraz dokładną analizę porównawczą pól temperatury w obszarze spoin. Pozwoliło to określić wpływ technologii spawania na ich rozkład czy też zaburzenia.

Skutkiem nierównomiernego nagrzewania się żeber u nasady, szczególnie spawanych techniką MAG, może być wzrost naprężeń, co z kolei może prowadzić do zniszczeń zmęczeniowych materiału. Spawanie techniką laserową wydaje się być korzystniejsze pod tym względem.

## Literatura

1. Gawrysiuk W., Adamiec J., Więcek M.: Możliwości spawania laserowego i hybrydowego ścian szczelnych oraz rur ożebrowanych, Konferencja Spawanie w Energetyce, Opole – Jarnołtówek, 2008.
2. Graboś A., Badania termograficzne przepływu ciepła w rurze ożebrowanej, Projekt inżynierski, Politechnika Śląska, Wydział Mechaniczny Technologiczny (2013).
3. Thermal imaging guidebook for industrial application, FLIR Technical Materials, [www.flir.com](http://www.flir.com).

## PROJEKT ROBOTA MOBILNEGO DO PRAC W TERENIE OPARTEGO NA PLATFORMIE ARDUINO

### PRZEMYSŁAW KLOC

Automatyka i Robotyka, AB3, 2 rok, 2 stopień

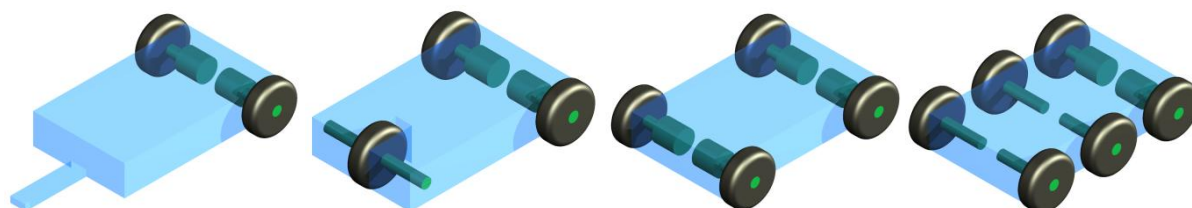
Opiekunowie naukowci: dr hab. inż. Antoni John, Prof. Pol. Śląskiej  
dr Mirosław Habarta



**Streszczenie.** W artykule przedstawiona została wstępna koncepcja układu mechanicznego oraz układu sterowania robota mobilnego, mogącego wykonywać zadania rozpoznawcze w terenie. Do głównych zadań platformy należeć mogą: badanie warunków środowiskowych takich jak temperatura oraz wilgotność gleby i powietrza (wraz z archiwizacją i zdalnym przesyłem uzyskanych danych) oraz wykrywanie skażenia chemicznego lub promieniotwórczego.

### 1. Przegląd rodzajów zawieszonych stosowanych w robotyce mobilnej

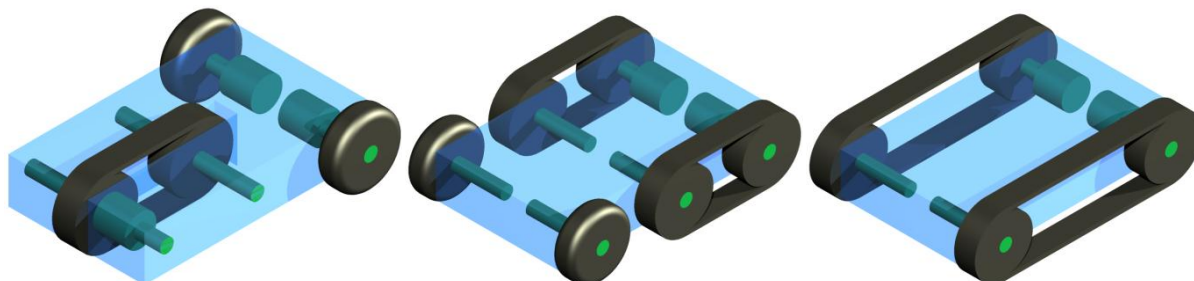
Do największych zalet pojazdów kołowych można zaliczyć niezbyt skomplikowaną konstrukcję, a także niezawodność. Zbudowane są one zazwyczaj z małej liczby elementów, co bezpośrednio prowadzi do obniżenia masy pojazdu oraz zmniejszenia zużycia energii w wyniku mniejszych oporów ruchu. Konstrukcje kołowe są uniwersalne i mogą pracować zarówno w terenie niezabudowanym jak i miejskim. Osiągają również większe prędkości (w porównaniu z robotami opartymi na innych typach zawieszonych), nawet gdy są zasilane napędami o mniejszej mocy. Współczynnik oporów toczenia, w zależności od rodzaju podłoża oraz użytego ogumienia, zawiera się w granicach 0,0015-0,3. Roboty kołowe o standardowych zawieszonych mogą pokonywać przeszkody o wysokości równej 1/2 średnicy koła w przypadku ruchu wymuszonego oraz 1/3 średnicy koła w przypadku ruchu swobodnego. Na rysunku 1 przedstawione zostały różne warianty zawieszonych kołowych.



Rys. 1. Warianty zawieszonych kołowych

Układ jezdny w przypadku pojazdów gąsienicowych składa się z gąsienic, kół napinających, elementów prowadzących gąsienice oraz systemu zawieszonych. W porównaniu z pojazdami kołowymi pojazdy gąsienicowe są wolniejsze oraz potrzebują napędów o większej mocy. Zazwyczaj mają również bardziej skomplikowaną budowę oraz większą masę. Wszystkie te wady są jednak niwelowane poprzez możliwości poruszania się w trudnym terenie, niedostępnym dla żadnego z pojazdów kołowych. Roboty gąsienicowe mogą poruszać się na niestabilnym podłożu (m.in. śnieg, błoto, piasek), ze względu na gąsienice, które rozkładają ciężar pojazdu na znacznie większą powierzchnię niż koła. W standardowej konfiguracji pojazdy gąsienicowe mogą pokonywać przeszkody o wysokości równej połowie

średnicy koła opasanego przez łańcuch. Zastosowanie dodatkowych kół, umieszczonych wyżej względem pozostałych, umożliwia pokonywanie przeszkód wyższych niż średnica kół jezdnych. Kolejnym atutem jest brak ryzyka zatrzymania pojazdu na skutek zaklinowania się przeszkody pomiędzy kołami. Na rysunku 2 przedstawione zostały różne warianty zawieszek łańcuchowych.



Rys. 2. Warianty zawieszek łańcuchowych

## 2. Wybór rodzaju zawieszenia

W celu wybrania najlepszego (optymalnego) rodzaju zawieszenia dokonano wyboru kryterialnego. Ocenie poddanych zostało siedem różnych układów (przedstawionych na rysunkach 1 oraz 2) na podstawie pięciu kryteriów.

Rozpatrywane warianty: W1 - pojazd dwukołowy z dwoma kołami napędzanymi oraz mechanizmem utrzymywania równowagi, W2 - pojazd trójkołowy z dwoma kołami napędzanymi oraz kołem skrętnym, W3 - pojazd czterokołowy z czterema kołami napędzanymi, W4 - pojazd wielokołowy z dwoma kołami napędzanymi, W5 - pojazd jednołańcuchowy z dwoma kołami napędzanymi oraz łańcuchem napędzanym, W6 - pojazd dwułańcuchowy z dwoma łańcuchami napędzanymi oraz kołami skrętnymi, W7 - pojazd dwułańcuchowy z dwoma łańcuchami napędzanymi.

Kryteria oceny koncepcji: K1 – stabilność pojazdu oraz łatwość wykonywania manewrów, K2 – zdolność do poruszania się po podłożu nieutwardzonym i niestabilnym, K3 – zdolność do poruszania się po podłożu utwardzonym, K4 – ilość silników, mająca wpływ na masę pojazdu oraz zużycie energii, K5 – stopień skomplikowania konstrukcji mechanicznej układu.

W tabeli 1 zestawione zostały wyniki uzyskane na podstawie wyboru kryterialnego. W pierwszej części tablicy znajdują się stosunki wag poszczególnych kryteriów względem siebie (1 do 0, gdy dane kryterium uznane jest za ważniejsze oraz 0,5 do 0,5, gdy oba kryteria uznane są za tak samo ważne). W drugiej części tablicy natomiast znajduje się wartość liczbową (w zakresie 0-3) odzwierciedlająca stopień w jakim dana koncepcja spełnia określone kryterium.

Tabela 1. Wybór rodzaju zawieszenia najlepiej spełniającego rozpatrywane kryteria

	K1	K2	K3	K4	K5	g		W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	Wid
K1		0	0,5	0	0,5	1	K1	0	1	2	2	1	2	3	3
K2	1		1	0,5	1	3,5	K2	0	0	2	2	2	3	3	3
K3	0,5	0		0	0,5	1	K3	1	1	2	1	2	2	2	3
K4	1	0,5	1		1	3,5	K4	2	1	0	2	1	2	2	3
K5	0,5	0	0,5	0		1	K5	2	1	1	2	2	1	2	3
Z								10	6,5	12	19	15,5	22,5	24,5	30
d [%]								33,33	21,67	40	63,33	51,67	75	81,67	100



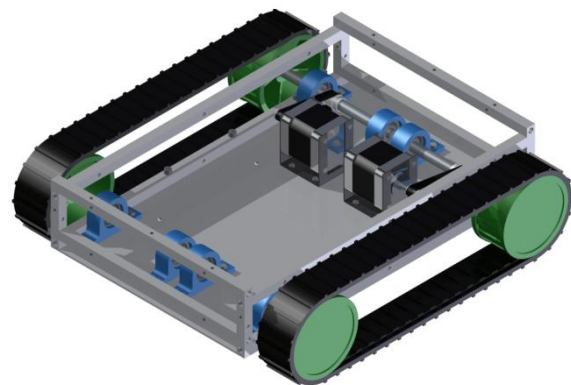
### 3. Koncepcja układu mechanicznego

Konstrukcję nośną robota stanowi płyta podłogowa o wymiarach 360x240x2 mm wykonana z aluminium oraz rama złożona z prętów aluminiowych o przekroju kwadratowym pełnym o boku długości 10 mm. Na płycie zamontowana jest większość elementów pojazdu, wliczając w to oprawy łożysk wałów, napędy elektryczne oraz obudowę zawierającą podzespoły elektroniczne oraz akumulatory. Pojazd posiada cztery wały, spośród których dwa są wałami napędzanymi. Każdy z nich podparty jest na dwóch łożyskach tocznych kulkowych, umieszczonych w oprawach przykręconych do płyty podłogowej. Przyjęta średnica każdego z wałów to 10 mm. Łożyska toczne zostały zastosowane ze względu na swoje własności, dobrze pasujące do specyfiki pracy robota mobilnego: wymagane małe opory ruchu w trakcie pracy oraz w trakcie rozruchu, częste uruchamianie oraz zatrzymywanie, zmienne prędkości obrotowe wału, brak nadzoru nad jakością smarowania.

W projektowanym pojeździe dla każdej gąsienicy użyto tylko dwóch kół jezdnych, co zapewniło mały stopień skomplikowania układu. Średnica otworu do mocowania na wale jest nieznacznie mniejsza niż średnica wału, co umożliwi ich zamontowanie poprzez wcisk (po uprzednim podgrzaniu koła wykonanego z tworzywa sztucznego). Połączenie takie odznacza się dużą niezawodnością. Dodatkowo na końcu wału znajduje się podcięcie (pasujące do wycięcia wewnątrz piasty koła) zwiększające niezawodność połączenia, poprzez całkowite zniwelowanie możliwości obrotu wału względem piasty koła. Na obwodzie kół znajdują się zęby umożliwiające wykorzystanie gumowego paska zębatego jako gąsienicy.

Wybrana koncepcja opiera się na zastosowaniu dwóch napędów elektrycznych, z których każdy zasila jedną z gąsienic. Jako rodzaj napędu wybrano silnik elektryczny krokowy, który jest „silnikiem przekształcającym ciąg sterujących impulsów elektrycznych na ciąg przesunięć kątowych lub liniowych” [2]. Jako zalety tego typu silnika można wymienić: proporcjonalność kąta obrotu do liczby impulsów wejściowych, pracę z pełnym momentem w stanie spoczynku (gdy zasilane są uzwojenia), precyzję pozycjonowania oraz powtarzalność ruchu, brak kumulacji błędów w kolejnych krokach, możliwość szybkich rozbiegów, hamowań oraz zmian kierunku obrotów, większą żywotność ze względu na brak szczotek, możliwość osiągnięcia niskich prędkości obrotów synchronicznych, gdy obciążenie jest zamocowane bezpośrednio na osi silnika, bardzo duży zakres prędkości obrotowych, dzięki czemu nie zachodzi potrzeba stosowania przekładni mechanicznych, brak konieczności stosowania pętli sprzężenia zwrotnego, ponieważ pozycja obliczana jest za pomocą zliczania impulsów wejściowych. Do wad silników krokowych należą natomiast: możliwość wystąpienia rezonansu mechanicznego w wyniku niewłaściwego sterowania, gorsze własności przy wysokich prędkościach, stosunkowo duży pobór prądu, duża emisja ciepła, możliwość wystąpienia zjawiska gubienia kroków, mniejsza maksymalna liczba obrotów na minutę, niż w przypadku silników prądu stałego.

Pomimo braku konieczności stosowania przekładni mechanicznych w omawianym projekcie wystąpiła potrzeba ich zastosowania. Spowodowane zostało to małą ilością miejsca wewnątrz pojazdu oraz dużym rozmiarem samych silników. Zastosowaną przekładnią jest

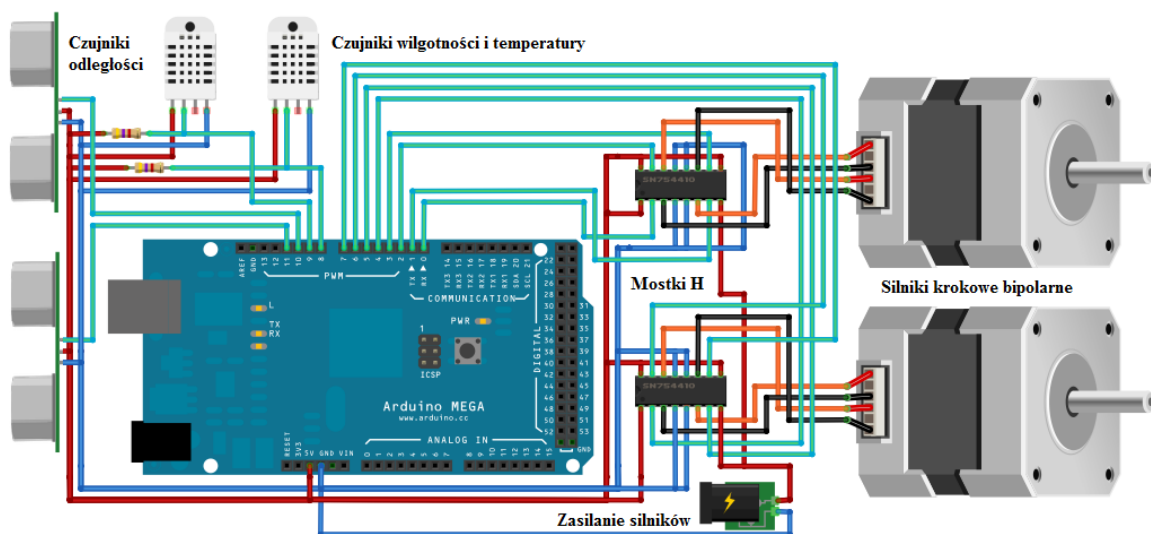


Rys. 3. Koncepcja układu mechanicznego

przekładnia pasowa zębata charakteryzująca się m.in. dużą sprawnością, płynnością ruchu, dobrym tłumieniem drgań, możliwością przenoszenia ruchu gdy wały nie są równoległe. Na rysunku 3 przedstawiona została konstrukcja mechaniczna robota.

#### 4. Koncepcja układu sterowania

Wykorzystanie układu *Arduino* jako sterownika zapewnia łatwą implementację nowych rozwiązań w zakresie sterownia. *Arduino* jest platformą dla systemów wbudowanych, opartą na projekcie *Open Hardware*. Składa się z mikrokontrolera, cyfrowych oraz analogowych linii wejścia/wyjścia oraz interfejsu szeregowego lub USB w celu komunikacji z komputerem. Komputer wykorzystywany jest do programowania mikroprocesora za pomocą dedykowanego języka opartego na *C/C++*. Na rysunku 4 przedstawiona została wstępna koncepcja połączeń pomiędzy sterownikiem, a czujnikami i elementami wykonawczymi, którymi w tym przypadku są silniki krokowe.



Rys. 4. Koncepcja układu sterowania

Wstępny projekt zakłada zastosowanie dwóch rodzajów czujników: ultradźwiękowych czujników odległości oraz czujników temperatury i wilgotności powietrza, umieszczonych we wspólnej obudowie.

#### 5. Kierunek dalszych prac

Kolejnym etapem projektu opisanego w pracy jest opracowanie nowej koncepcji układu mechanicznego o większych gabarytach, a także wyposażenie robota w manipulator. Zaimplementowane zostanie również sterowanie bezprzewodowe oraz zostanie opracowany program do sterowania pojazdem za pomocą komputera klasy PC.

#### Literatura

1. Sandin P.E., Robot Mechanisms and Mechanical Devices Illustrated, McGraw-Hill, (2003).
2. Norma PN-87/E-01006.
3. <http://arduino.cc/>.

# ANALIZA DRGAŃ ROWEROWEGO FOTELIKA DZIECIĘCEGO

**inż. KRZYSZTOF KUBISTA**

Automatyka i Robotyka, AB3, 2 rok, 2 stopień

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

dr inż. Jacek Ptaszny



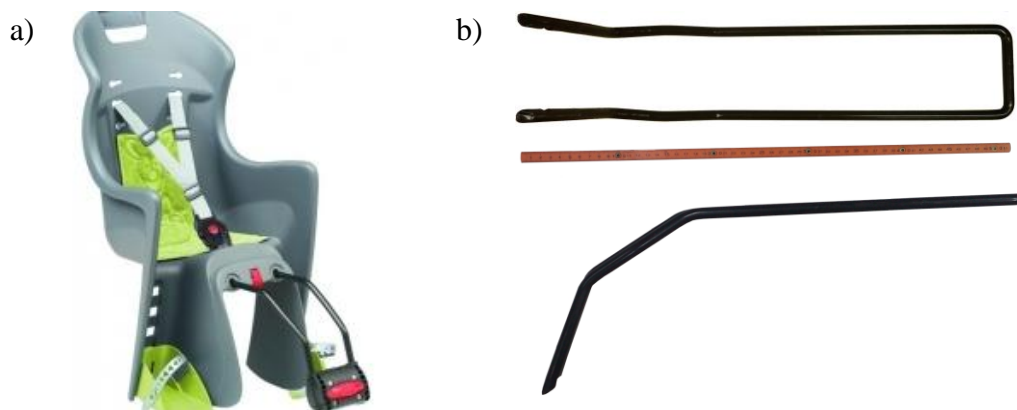
**Streszczenie.** Tematem artykułu jest numeryczna analiza drgań rowerowego fotelika dziecięcego mocowanego do rury podsiodłowej za pomocą ramy prętowej wykonanej ze stali konstrukcyjnej. Analiza obejmuje wyznaczenie zależności położenia środka masy dziecka od czasu podczas pokonywania nierówności oraz przeszkód drogowych. Symulacje przeprowadzone zostały za pomocą programu komputerowego Scilab/Xcos.

## 1. Wprowadzenie

Korzystanie z rowerowych fotelików dziecięcych mocowanych do rury podsiodłowej powoduje pewne niedogodności. Drgania pojawiające się podczas lokomocji sprawiają, że podróż może stać się nieco uciążliwa dla dzieci. Obliczenia zawarte w pracy mogą stać się wstępem do konstrukcji środka technicznego minimalizującego drgania, tym samym ułatwiającego podróż dzieciom. Fotelik, na przykładzie którego przeprowadzane zostały analizy to model Boodie FF firmy Polisport. Jego podstawowe parametry są określone w opracowaniu [1], natomiast ogólny wygląd jest przedstawiony na rys. 1a. Rower, który posłużył do zamocowania fotelika to Merida ATB Drakar Speed 20-MD o rozmiarze ramy 20 cali [2].

## 2. Geometria ramy fotelika

Rama, na której zamocowany jest fotelik to najistotniejsza część układu. Odpowiada ona w znacznym stopniu za parametry drgań. Jej geometrię przedstawia rys. 1b. Dzięki symetrii elementu w obliczeniach można analizować ugięcie połowy ramy. Przyjmując maksymalny ciężar dziecka przewidziany przez producenta, wynoszący 22 kg, należy w obliczeniach podwoić sztywność pojedynczego pręta.



Rys. 1. Fotelik rowerowy Polisport Boodie FF [1]: a) ogólny wygląd, b) symetryczna rama fotelika

### 3. Środek masy dziecka

Dziecko siedzące w foteliku zamodelowano jako masę skupioną w jednym punkcie. W tym celu wyznaczono położenie środka masy ciała sześciolatniego dziecka o masie 23 kg i wzroście równym 116 cm, w pozycji siedzącej. Długości kończyn określono na podstawie rzeczywistych pomiarów pojedynczego dziecka.

Dodatkowo w celu określenia środków ciężkości tułowia oraz uda zmierzono ich średnią grubość, która wynosi odpowiednio  $t_t=12\text{ cm}$  oraz  $t_u=8\text{ cm}$ .

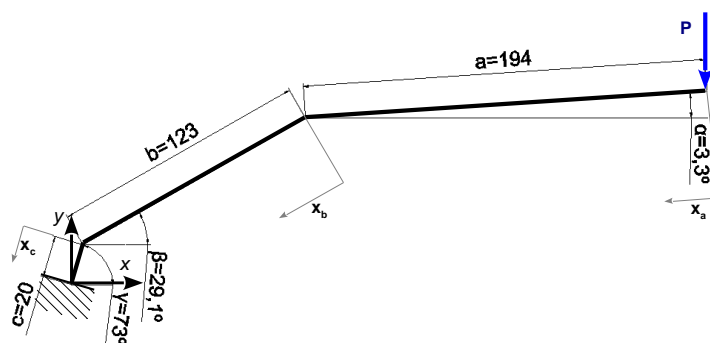
Względne ciężary części ciała człowieka wyrażone udziałem procentowym wartości ciężaru całkowitego oraz promienie wodzące środków masy wyrażone w ich procentowej długości, niezbędne do obliczenia środka masy człowieka, zostały przyjęte na podstawie modelu Zatziorsky'ego [3].

### 4. Przesunięcie wolnego końca ramy

Zakładając, że swobodny punkt ramy leży w miejscu, gdzie zaczyna się oparcie, można stwierdzić, że ciężar powinien być przyłożony w odległości  $x_P=132\text{ mm}$  od końca ramy wzdłuż osi pręta. Rama fotelika jest zamocowana prawidłowo, kiedy pręty wchodzi do mocowania na głębokość 8 cm, zatem utwierdzenie sztywne przyjmujemy w tej odległości od końca ramy. Schemat obciążenia ramy i jej wymiary wyrażone w milimetrach przedstawiono na rys. 2. Kąt  $\gamma$  zależy od nachylenia rury podsiodłowej roweru [7], natomiast siła  $P$  jest maksymalnym ciężarem dziecka przewidzianym przez producenta:

$$P = m \cdot g = 215,82\text{ N}. \quad (1)$$

Moduł Younga przyjęto jako  $E = 205\text{ GPa}$ . Przekrój ramy jest kołowy, a jego średnica wynosi  $d = 14\text{ mm}$ .



Rys. 2. Schemat obciążenia ramy

Do wyznaczenia przemieszczenia statycznego punktu ramy wykorzystano metodę Castigliano [4]. Wynik zweryfikowano metodą elementów skończonych przy użyciu programu Rama 2D [5], stosując 3 elementy belkowe o funkcjach kształtu trzeciego stopnia. Wartość przemieszczenia w kierunku pionowym wyznaczona dwiema metodami wynosiła  $u_P = 3,328\text{ mm}$ .

### 5. Opis drgań

Drgania punktu materialnego odpowiadającego środkowi ciężkości dziecka, można uprościć do drgań jednowymiarowych i potraktować jako oscylator harmoniczny w postaci masy skupionej umieszczonej na sprężynie (rys. 3). W obliczeniach pominięto masę ramy

i fotelika. Do określenia równań ruchu koniecznym jest obliczenie sztywności ramy, która wynosi  $64846 \text{ N/m}$ , a następnie częstości drgań własnych, która jest równa  $\omega_0 = 54,29 \text{ rad/s}$ .

Równanie ruchu drgań swobodnych ma następującą postać [6]:

$$\ddot{y} + \omega_0^2 y = 0, \quad (2)$$

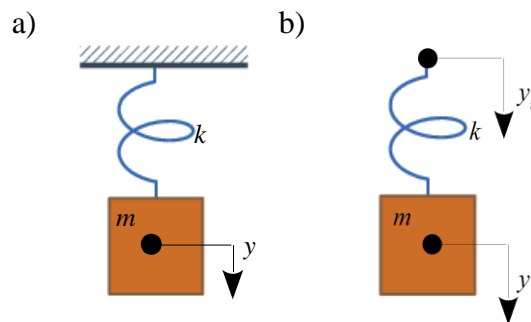
gdzie:  $y$  – położenie masy wzdłuż osi pionowej,  $\ddot{y}$  – przyspieszenie masy.

W rzeczywistości ruch fotelika jest wzbudzany przez ruch ramy. Jej koniec podczas ruchu roweru oddziałuje siłą na masę skupioną  $m$ . Jest to typowy przypadek drgań wymuszonych kinematycznie [8]. W takim przypadku równanie ruchu ma postać:

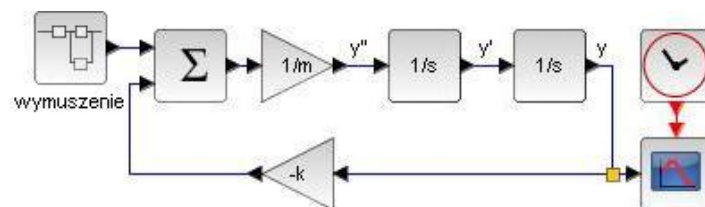
$$m\ddot{y} = -ky + ky_u, \quad (3)$$

gdzie  $y_u$  to aktualne położenie końca elementu sprężystego (rys. 3b).

W celu rozwiązania równania ruchu układu, opracowano odpowiedni model za pomocą programu Scilab/Xcos (rys. 4). Poprawność modelu zweryfikowano przez porównanie wyników z dostępnymi rozwiązaniami analitycznymi [5]. Następnie model został zastosowany do analizy drgań fotelika spowodowanych pokonywaniem typowych przeszkód drogowych.



Rys. 3. Oscylator harmoniczny: a) schemat, b) drgania wymuszone kinematycznie [8]



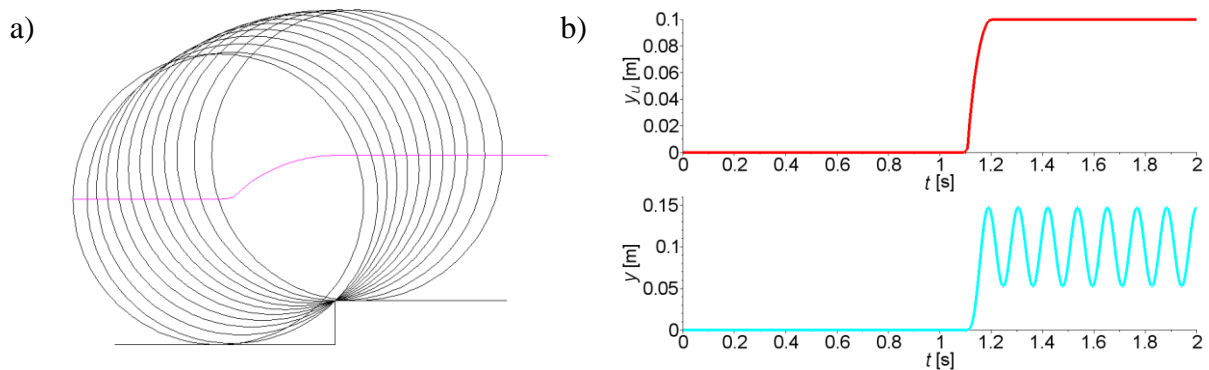
Rys. 4. Model służący do rozwiązywania równania ruchu

Interesującym zagadnieniem jest zjawisko rezonansu. Występuje on w sytuacji, kiedy częstość wymuszenia  $\omega$  jest taka sama, jak częstość drgań własnych  $\omega_0$  i powoduje wzrastanie amplitudy drgań do nieskończoności. W analizowanym zagadnieniu rezonans może wystąpić podczas pokonywania ciągu powtarzalnych przeszkód. Na podstawie parametrów układu określono funkcję zależności odległości pomiędzy powtarzalnymi przeszkodami  $l(v)$  [m] od prędkości roweru  $v$  [km/h], przy których wystąpi rezonans. Jej równanie ma postać:

$$l(v) = 0,032 v. \quad (4)$$

Znajomość tej zależności jest istotna z punktu widzenia dziecka siedzącego w foteliku, gdyż dla wymuszenia rezonansowego amplituda drgań rośnie bardzo szybko.

W celu określenia wymuszeń działających na fotelik w trakcie lokomocji miejskiej należy zbadać zmiany położenia fotelika podczas pokonywania nierówności drogowych takich, jak krawężnik, ubytek w jezdni, czy próg zwalniający U-16a [9]. Aby tego dokonać, wyznaczono metodą geometryczną położenie środka tylnego koła o średnicy  $d_k=26''$ , przyjmując średnią prędkość roweru równą  $9 \text{ km/h}$ .



Rys. 5. Analiza ruchu w przypadku wjeżdżania na krawężnik: a) geometrycznie wyznaczona trajektoria środka tylnego koła, b) wykresy przemieszczenia środka tylnego koła roweru  $y_u$  (górny wykres) oraz wychylenia fotelika względem jego położenia początkowego  $y$  (dolny wykres) w funkcji czasu, przy prędkości roweru równej  $9 \text{ km/h}$

## 6. Wnioski

- Dla komfortu dziecka należy zwrócić uwagę na zależność odległości pomiędzy powtarzalnymi przeszkodami od prędkości roweru, przy której wystąpi rezonans.
- Amplituda drgań podczas pokonywania przeszkód drogowych sięga  $5 \text{ cm}$ . Takie drgania mogą być poważnym dyskomfortem dla dzieci podróżujących w foteliku.
- W niniejszej pracy podczas analizy drgań wymuszonych przeszkodami drogowymi pod uwagę brane jest tylko wymuszenie spowodowane pionowym przemieszczeniem tylnego koła roweru. Pominięcie wpływu przedniego koła może spowodować niedokładności w określeniu wymuszenia.
- W niniejszej pracy określono jedynie drgania fotelika podczas poruszania się po poziomej powierzchni. W przypadku ruchu roweru po powierzchni pochylej należy dodatkowo uwzględnić ruch w kierunku poziomym.

## Literatura

1. <http://wwa.jaw.polisport.com/bicycles/produtos.php?ID=586> 02.11.12r.
2. <http://www.rowerymerida.pl/produkt382/speed-20-md-rower-merida.html> 02.11.12r.
3. Bober T., Biomechanika chodu i biegu. Studia i monografie AWF we Wrocławiu, zeszyt nr 8, Wrocław (1985).
4. Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłoś Z., Wytrzymałość materiałów tom I, WNT, Warszawa (1999).
5. <http://dydaktyka.polsl.pl/mes/download.aspx> 23.01.13r.
6. Misiak J., Mechanika ogólna tom II, WNT, Warszawa (1997).
7. <http://www.rowerymerida.pl/produkt362/matts-20-md-n2-rower-merida.html> 23.01.13r.
8. Awrejcewicz J., Drgania deterministyczne układów dyskretnych, WNT, Warszawa (1996).
9. Dziennik Ustaw z 23 grudnia 2003.

# OSZACOWANIE GŁĘBOKOŚCI OPARZENIA NA PODSTAWIE TEMPERATURY POWIERZCHNI TKANKI SKÓRNEJ

inż. JACEK KURPAS

Automatyka i Robotyka, AB3, 2 rok, 2 stopień  
Opiekun naukowy: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak

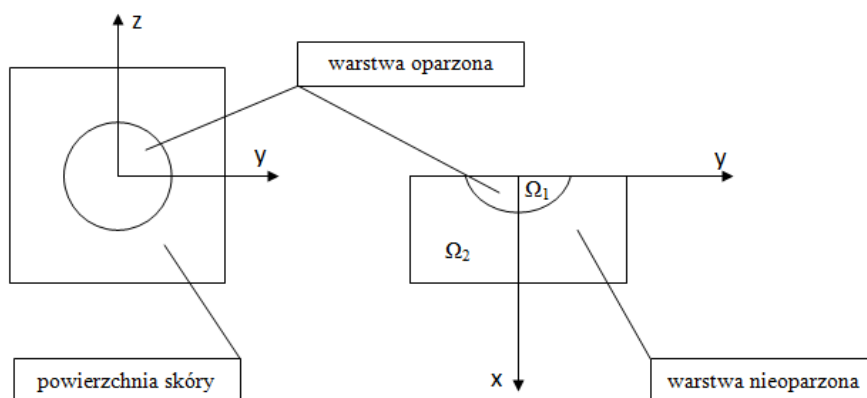


**Streszczenie.** Tematem niniejszego artykułu jest wyznaczanie głębokości oparzenia na podstawie znanej temperatury powierzchni tkanki skórnej. Rozważano obszar, który podzielony został na dwa podobszary: warstwę oparzoną oraz zdrową. Zagadnienie zastąpiono zbiorem problemów jednowymiarowego przepływu ciepła. Zadanie bezpośrednio rozwiązano za pomocą metody elementów brzegowych, a do rozwiązania zadania odwrotnego wykorzystano algorytm gradientowy.

## 1. Wprowadzenie

Z medycznego punktu widzenia, istotne jest opracowanie sposobu określania głębokości oparzenia i kształtu rany oparzeniowej na podstawie rozkładu temperatury na powierzchni tkanki skórnej. Informację o rozkładzie temperatury można uzyskać np. z pomiarów termograficznych, a zastosowanie metod matematycznych, w tym algorytmów rozwiązywania zagadnień odwrotnych przy założeniu, że opis matematyczny przepływu ciepła w tkance jest znany, umożliwi oszacowanie głębokości oparzenia.

Rozważano obszar, w którym wyróżniono dwa podobszary – warstwę oparzoną i zdrową tkankę (rys. 1).



Rys. 1. Rozważany obszar

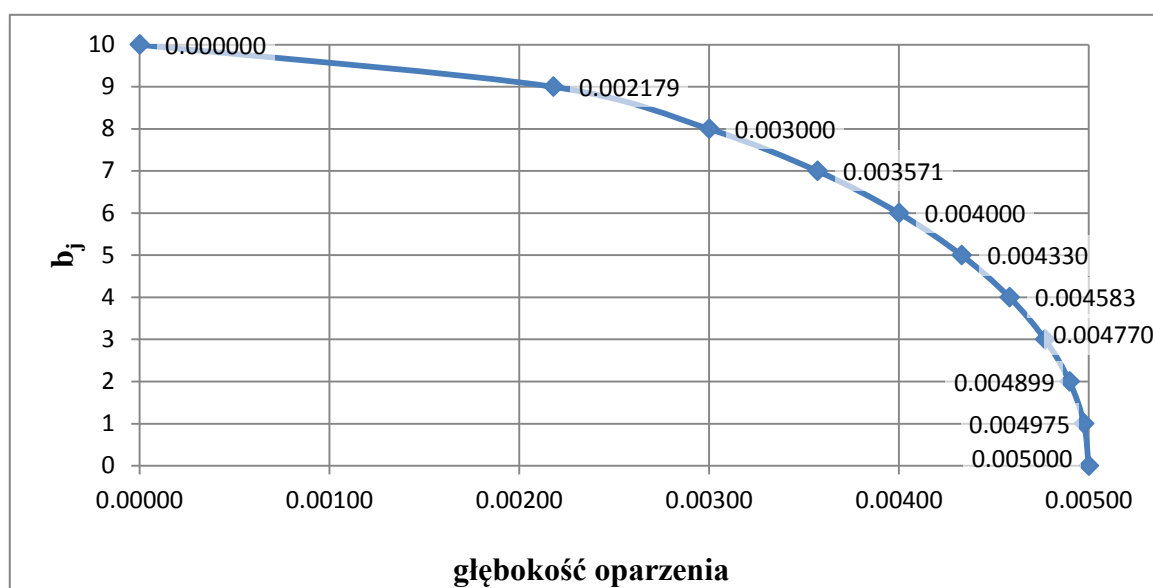
W pierwszej kolejności rozpatrywano zadanie bezpośrednio, czyli przyjęto kształt rany oparzeniowej (znaną geometrię obu podobszarów), założono model matematyczny procesu (znane parametry występujące w modelu) i wyznaczono rozkłady temperatury wykorzystując metodę elementów brzegowych. Zadanie przestrzenne zastąpiono zbiorem zadań jednowymiarowych. Następnie, na podstawie znajomości rozkładu temperatury powierzchni tkanki skórnej rozwiązano zbiór zadań odwrotnych (1D) stosując metodę gradientową. Każde zadanie odwrotne polegało na wyznaczeniu granicy między warstwą oparzoną i nieoparzoną, a zbiór tych zadań pozwolił określić kształt rany oparzeniowej.

## 2. Model matematyczny rozkładu temperatury

Na rysunku 2 pokazano sposób zastąpienia zadania przestrzennego (por. rys. 1) zbiorem zadań jednowymiarowych. W problemie bezpośrednim założono, że znane jest położenie granicy między podobszarem oparzoną i nieoparzoną i opisano je następującą funkcją

$$b_j = \frac{g}{d} \sqrt{d^2 - \left(j \frac{d}{10}\right)^2} \quad (1)$$

gdzie przez  $d=0.01$  [m] oznaczono szerokość oparzenia, a przez  $g=0.005$  [m] jego głębokość. Jak widać na rysunku 2, rozpatrywano 11 zadań jednowymiarowych, przy czym dla  $j=10$  należy rozwiązać zadanie tylko dla zdrowej tkanki.



Rys. 2. Zbiór zadań 1D

Dla stanu ustalonego równanie Pennes'a określające przepływ ciepła przyjmuje postać:

- dla obszaru nieoparzonego:
$$0 < x \in b_j : \lambda_2 \frac{d^2 T_2(x)}{dx^2} + k_2 [T_B - T_2(x)] + Q_{met 2} = 0 \quad (2)$$

- dla obszaru oparzonego (nie występuje składnik związany z metabolizmem oraz perfuzją krwi):

$$b_j < x < L : \lambda_1 \frac{d^2 T_1(x)}{dx^2} = 0 \quad (3)$$

Przez  $\lambda_e$  [W/(mK)] oznaczono współczynnik przewodzenia ciepła w warstwie  $e$  ( $e$  przyjmuje wartości 1, 2 odpowiednio dla obszaru oparzonego i nieoparzonego),  $x$  [m] jest współrzędną geometryczną,  $T_e$  [°C] to temperatura w warstwie  $e$ ,  $T_B$  [°C] temperatura krwi w aorcie,  $Q_{met 2}$  [W/m<sup>3</sup>] to składnik źródłowy związany z przemianami metabolicznymi. Współczynnik  $k_2$  wyraża się następująco:  $k_2 = G_{B2} c_B \rho_B$ , gdzie  $G_{B2}$  [1/s] jest współczynnikiem perfuzji krwi,  $c_B$  [J/(kgK)] jest ciepłem właściwym krwi, natomiast  $\rho_B$  [kg/m<sup>3</sup>]- gęstością krwi. W celu rozwiązania zadania niezbędne jest uzupełnienie równań (2) i (3) odpowiednimi warunkami brzegowymi. Tak więc, na powierzchni tkanki skórnej przyjęto warunek brzegowy III rodzaju:

$$x = 0: \quad q_1(x) = -\lambda_1 \frac{dT_1(x)}{dx} = \alpha [T_1(x) - T_{ot}] \quad (4)$$



gdzie  $\alpha$  [W/(m<sup>2</sup>K)] oznacza współczynnik wymiany ciepła,  $T_{ot}$  [°C] wyraża temperaturę otoczenia.

Na powierzchni wewnętrznej tkanki skórnej należy przyjąć warunek brzegowy I rodzaju:

$$x = L: T_2(x) = T_b \quad (5)$$

Natomiast na styku obu podobszarów zakłada się warunek brzegowy IV rodzaju (bez oporu cieplnego), czyli warunek idealnego kontaktu:

$$x = b_j: \begin{cases} q_1(x) = q_2(x) = q(x) \\ T_1(x) = T_2(x) = T(x) \end{cases} \quad (6)$$

Tak sformułowane zadanie bezpośrednio rozwiązano za pomocą metody elementów brzegowych [2].

Następnie sformułowano zbiór zadań odwrotnych. Założono, że wszystkie parametry występujące w przedstawionym wyżej modelu matematycznym są znane, nieznane jest położenie granicy między warstwą oparzoną i nieoparzoną, czyli  $b_j$ , dla  $j=1, 2, \dots, 10$ . Problem rozwiązano za pomocą algorytmu gradientowego [1]. Wyprowadzenie algorytmu rozpoczyna się od określenia funkcji celu, za którą przyjęto funkcję najmniejszych kwadratów

$$S(b_j) = (T_{p j} - T_{d j})^2 \rightarrow \min \quad (7)$$

gdzie  $T_{p j}$  jest wartością temperatury dla grubości warstwy oparzonej  $b_j$  wyznaczoną z zadania bezpośredniego,  $T_{d j}$  jest wartością temperatury na powierzchni skóry uzyskaną za pomocą pomiaru. Następnie należy wyznaczyć minimum funkcji celu. W związku z tym funkcję  $S(b_j)$  różniczkuje się względem zmiennej  $b_j$ , a następnie korzysta się z warunku koniecznego istnienia ekstremum

$$\frac{dS}{db_j} = 2(T_{p j} - T_{d j}) \frac{DT_{p j}}{Db_j} = 0 \quad (8)$$

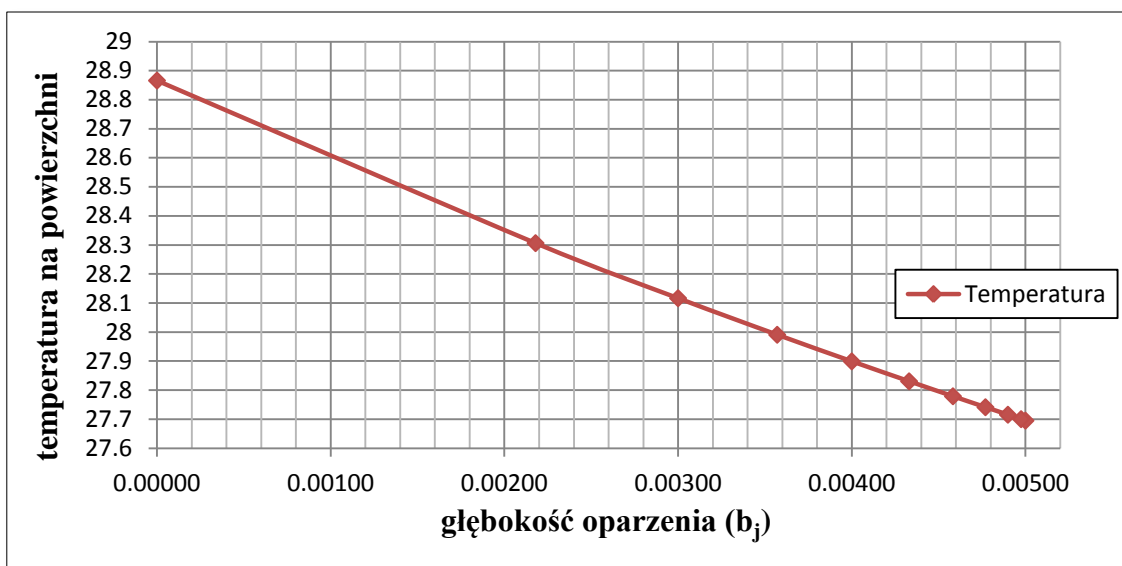
W kolejnym kroku rozwija się funkcję  $T_{p j}$  w szereg Taylora i wprowadza do wzoru (8), podstawiając  $U_j^k = \left( \frac{DT_{p j}}{Db_j} \right)_{b_j=b_j^k}$ . Po przekształceniach, algorytm gradientowy sprowadza się do realizacji następującego procesu iteracyjnego

$$b_j^{k+1} = b_j^k + \frac{T_{d j} - T_{p j}^k}{U_j^k} \quad (9)$$

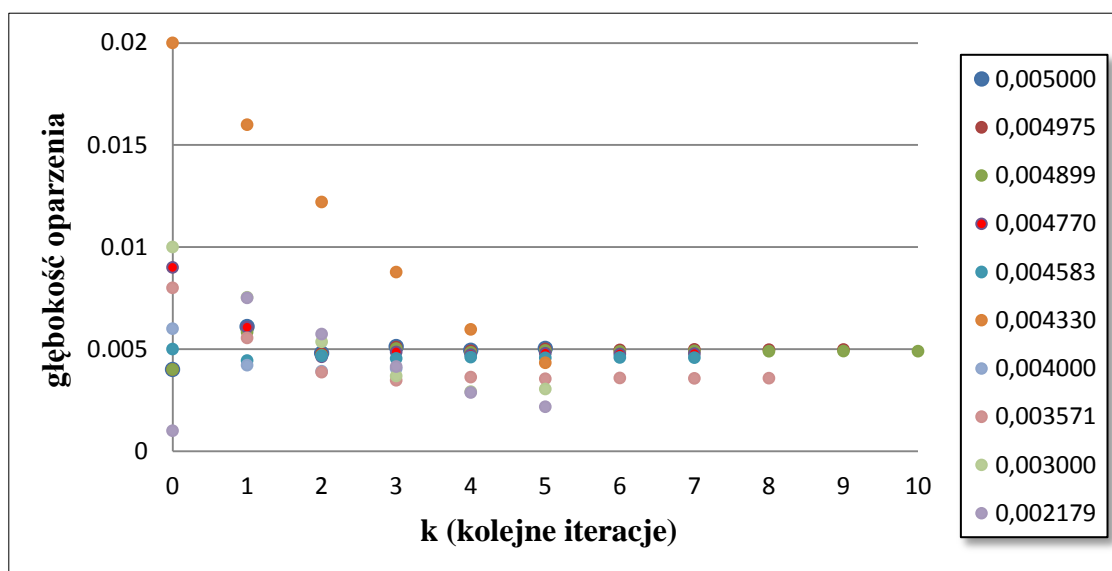
gdzie  $U_j^k$  jest funkcją wrażliwości. Należy podkreślić, że dla  $k=0$  przyjmuje się arbitralnie wartość  $b_j^k$ .

### 3. Wyniki obliczeń

Zadania bezpośrednio rozwiązano przyjmując następujące dane:  $L = 0.02$  [m],  $\lambda_1 = 0.1$  [W/(m<sup>2</sup>K)],  $\lambda_2 = 0.2$  [W/(m<sup>2</sup>K)],  $\rho_B G_{B 2} = 0.5$  [kg/(m<sup>3</sup>s)],  $c_B = 200$  [J/(kgK)],  $T_B = 37$  [°C],  $Q_{met 2} = 200$  [W/m<sup>3</sup>],  $T_{ot} = 20$  [°C],  $\alpha = 10$  [W/(m<sup>2</sup>K)]. Na powierzchni wewnętrznej przyjęto  $T_b = 37$  [°C]. Na rysunku 3 pokazano rozkład temperatury na powierzchni tkanki skórnej uzyskany dla różnych głębokości oparzenia. Na podstawie tych wartości rozwiązano zbiór zadań odwrotnych i uzyskano głębokości oparzeń przedstawione na rysunku 2. Na rysunku 4 pokazano przebieg procesów iteracyjnych dla różnych wartości początkowych poszukiwanych parametrów  $b_j$ . Proces iteracyjny realizowany był do momentu uzyskania zadowalającej dokładności, tzn. do momentu uzyskania błędu względnego nieprzekraczającego 1.5%.



Rys. 3. Temperatura na powierzchni tkanki skórnej w zależności od parametru  $b_j$



Rys. 4. Poszukiwana wartość głębokości oparzenia w kolejnych iteracjach

#### 4. Wnioski

Przedstawiono metodę oceny głębokości oparzenia na podstawie znajomości temperatury powierzchni tkanki skórnej, którą wyznaczono rozwiązując zadania bezpośrednie. W przyszłości głębokość oparzenia będzie wyznaczana na podstawie termogramów powierzchni skóry.

#### Literatura

1. Korczak A., Ocena głębokości ran oparzeniowych na podstawie temperatury powierzchni skóry. Praca dyplomowa magisterska, Gliwice (2012).
2. Majchrzak E., Metoda elementów brzegowych w przepływie ciepła. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa (2001).

# ANALIZA NUMERYCZNA MODELU SZYBOWCA Z WYKORZYSTANIEM OPROGRAMOWANIA ANSYS - CFX

inż. JAKUB LACH

Mechatronika, ME3, 5 rok

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



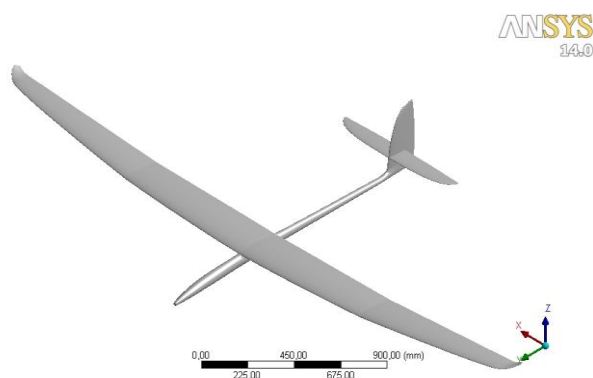
**Streszczenie.** W pracy została przedstawiona analiza numeryczna modelu samolotu wykorzystywanego podczas lotów szybowców zdalnie sterowanych w lotach termicznych klasy F3J. Wykorzystany został program CFX wchodzący w skład oprogramowania firmy ANSYS. Celem analizy było wyznaczenie ciśnienia, wywołanego strugą powietrza o zadanej prędkości, na powierzchni modelu, oraz torów cząsteczek powietrza. Praca została wykonana przy współpracy z kołem naukowym HIGH FLYERS działającym przy Politechnice Śląskiej w Gliwicach.

## 1. Wprowadzenie

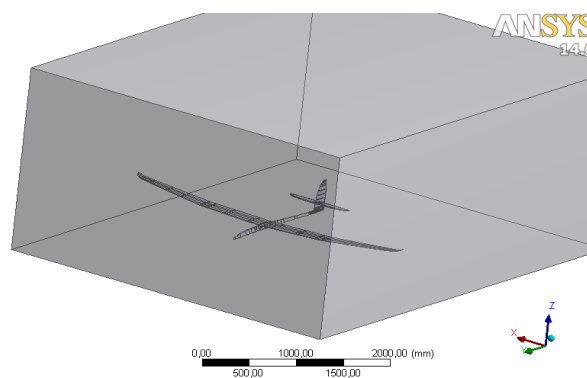
Zastosowanie analiz numerycznych w skomplikowanych zagadnieniach nieliniowych, umożliwia predykcje zachowań obiektów w zróżnicowanych środowiskach, mechanika płynów zaliczana jest w ten obszar. Z użyciem równań Naviera - Stokesa wyznacza się transport mas, momentów, energii. Równania umożliwiają wyznaczenie rozkładu ciśnienia na powierzchni modelu, rozkładu temperatur, prędkość strugi powietrza, sił oddziałujących na model. W pracy wyznaczono ciśnienie wywarne przez powietrze w locie poziomym modelu szybowca przy stałej prędkości 40 km/h.

## 2. Model szybowca

Model numeryczny szybowca Ikar został przygotowany w oparciu o powierzchniowy model opracowany przez autora szybowca inż. Krzysztofa Płatka. Na potrzeby przeprowadzanej symulacji konieczna była modyfikacja modelu geometrycznego, tak aby na jego podstawie określić kształt domeny opływającego szybowiec powietrza. Rysunek 1 przedstawia model geometryczny szybowca, na podstawie którego utworzono domenę opływającego powietrza, potrzebną do przeprowadzenia obliczeń. Obszar powietrza opływającego model przedstawiono na rysunku 2.

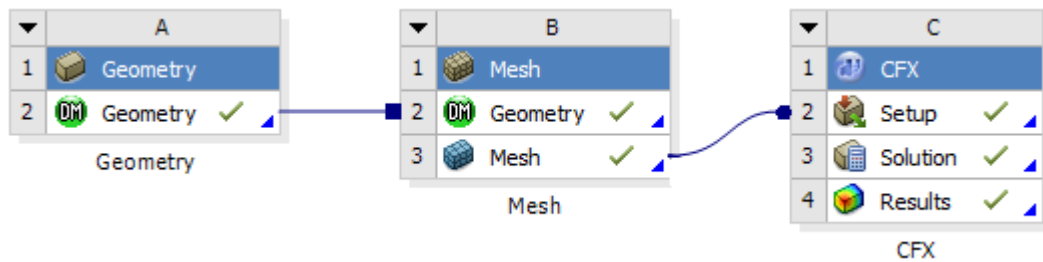


Rys. 1. Geometria szybowca



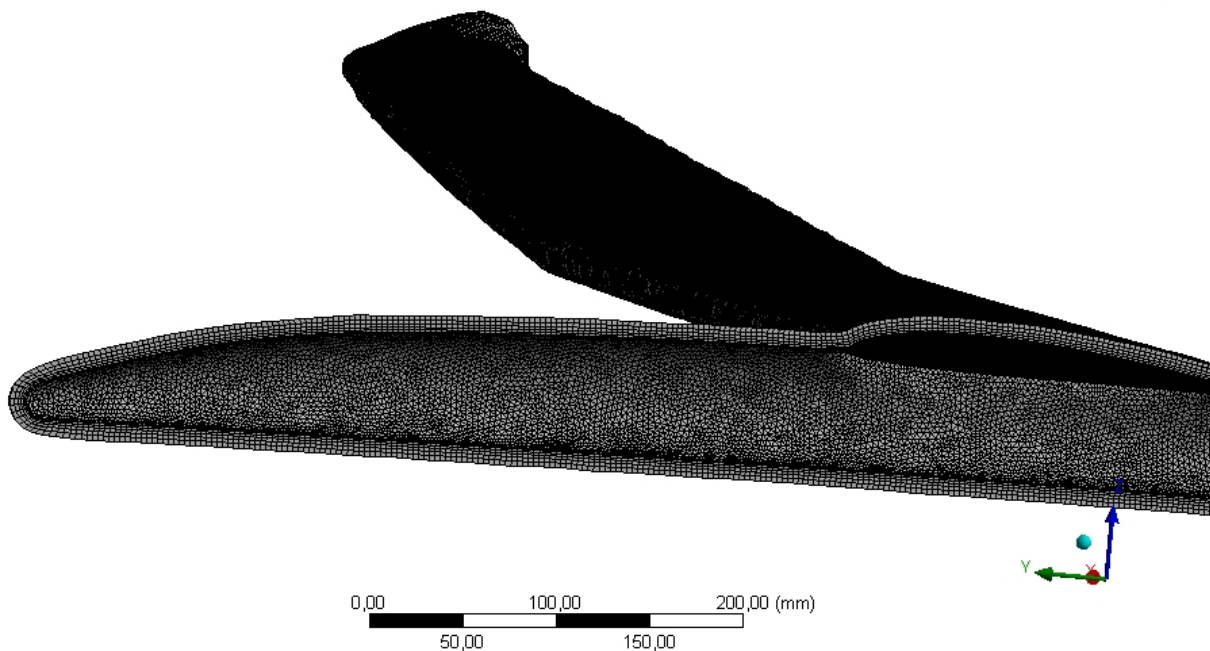
Rys. 2. Geometria obszaru powietrza

W przeprowadzonej analizie zastosowano blokowe przygotowanie symulacji, dostępne w ANSYS Workbench. Rysunek 3 przedstawia główne okno projektu programu. Workbench jest wielofunkcyjnym interfejsem łączącym różnorodne systemy analiz, dostępne pod marka ANSYS.



Rys. 3. Schemat blokowy analizy w Ansys Workbench

Kolejną czynnością w procesie przygotowywania analizy jest utworzenie siatki elementów objętościowych. Dyskretyzacja modelu jest kluczowym etapem w tego typu zagadnieniach. Bardzo istotne jest utworzenie gęstej siatki w pobliżu powierzchni samolotu. W tym celu została utworzona warstwa przyścienna, pokazana na rysunku 4. Gęsta siatka w tym obszarze pozwala na poprawne określenie zachowania się strug powietrza wokół modelu szybowca.



Rys. 4. Warstwa przyścienna utworzona na modelu szybowca

Im gęstsza siatka, tym otrzymywane wyniki są dokładniejsze, wiąże się to ze zwiększeniem czasu obliczeń. Całkowita siatka utworzona dla modelu obszaru powietrza zawiera ponad 3 mln. węzłów, oraz ponad 18 mln. elementów objętościowych. Model składa się z elementów piramidalnych oraz czworobocznych, o węzłach umiejscowionych we wierzchołkach.

Do przeprowadzenia obliczeń konieczne jest zadanie warunków brzegowych, w tego typu analizach wymagane jest ustawienie wlotu i wylotu powietrza oraz wybranie materiału ośrodka. Pierwszy warunek to nadanie stałej wartości prędkości powietrza na poziomie 40 km/h na wlocie oraz względnego ciśnienia równego 0 MPa na wylocie.

### 3. Analiza numeryczna

Do opisu lokalnej zmiany pędu wykorzystano równania Naviera Stokesa, na podstawie których:

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} = \mathbf{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \mathbf{v} \quad (1)$$

Poszczególne człony, oznaczają:

$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t}$  pochodną prędkości po czasie,

$\mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v}$  konwekcję, odpowiedzialną za translację lokalnego pędu oraz ruchu cieczy,

$\mathbf{F}$  pęd powstały pod wpływem sił masowych,

$\frac{1}{\rho} \nabla p$  zmianę pędu, powstałą na skutek zmian ciśnienia,

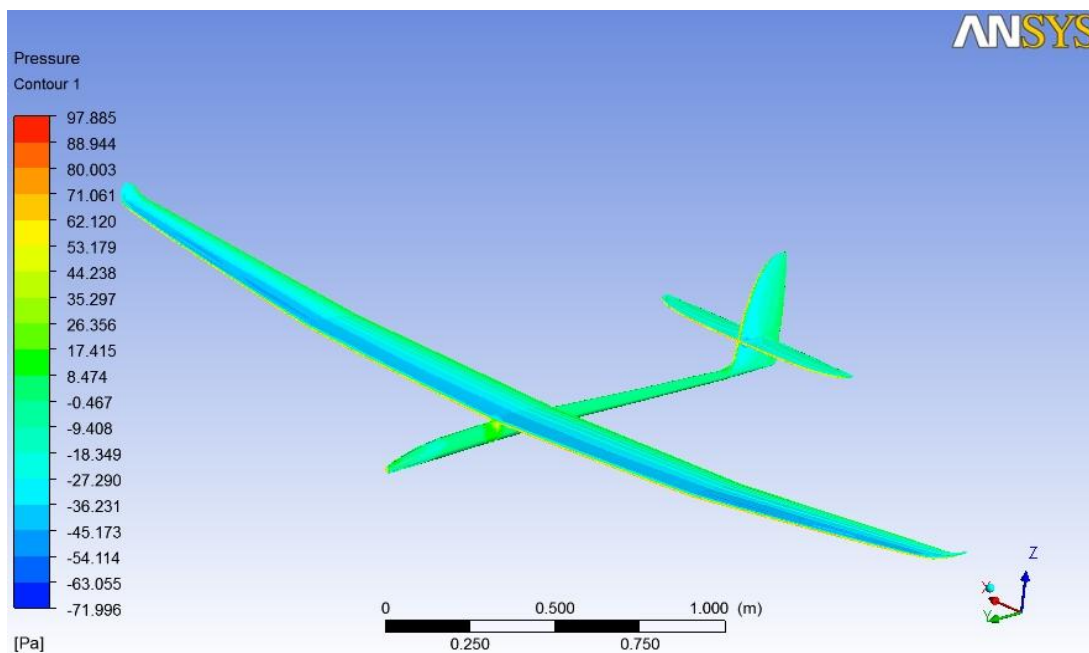
$\nu \nabla^2 \mathbf{v}$  tarcie, powstałe przy ruchu cieczy, odpowiada za dyssypację pędu.

Powyższe równanie, uzupełnione warunkami brzegowymi rozwiązane zostało z użyciem metody objętości skończonej przy użyciu oprogramowania Ansys CFX.

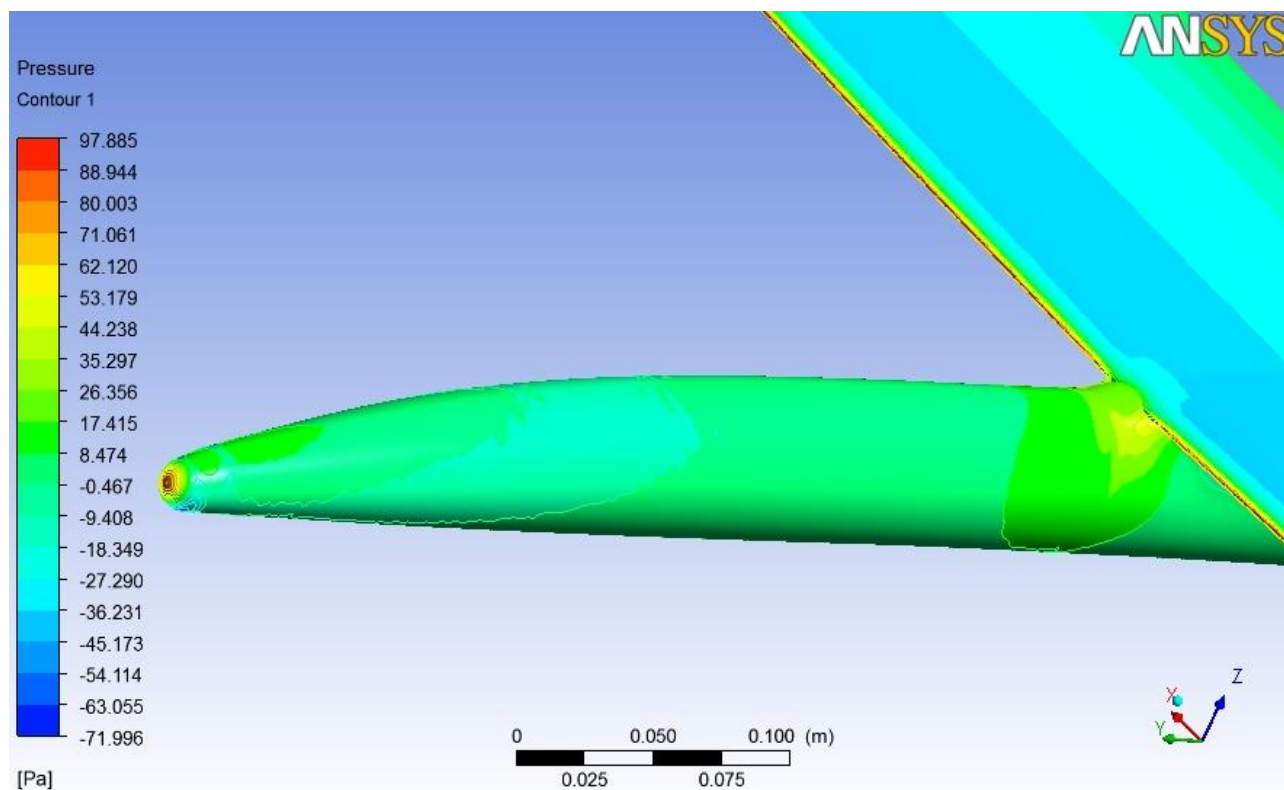
Ansys CFX rozwiązuje zadanie w sposób iteracyjny, zatrzymanie obliczeń w przypadku tej analizy następowało po uzyskaniu błędu średniokwadratowego w kolejnych krokach na poziomie poniżej  $10^{-4}$ . Model charakteryzował się dużą, zbieżnością, co umożliwiło osiągnięcie warunku zatrzymania algorytmu obliczeniowego już w 20 tej iteracji.

### 4. Wyniki i podsumowanie

Rysunek 5 przedstawia rozkład ciśnienia na powierzchni szybowca. Widać wyraźny wzrost wartości na dziobie oraz linii natarcia (rys. 6).

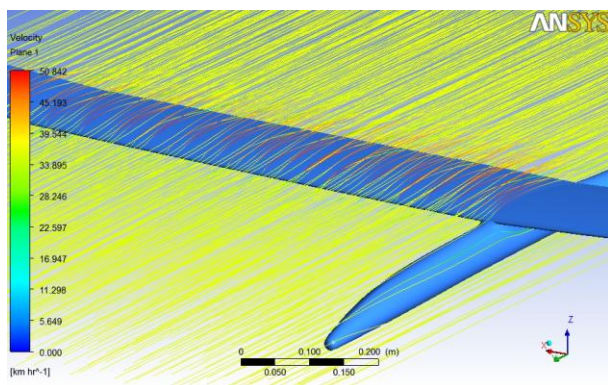


Rys. 5. Rozkład ciśnienia na powierzchni samolotu

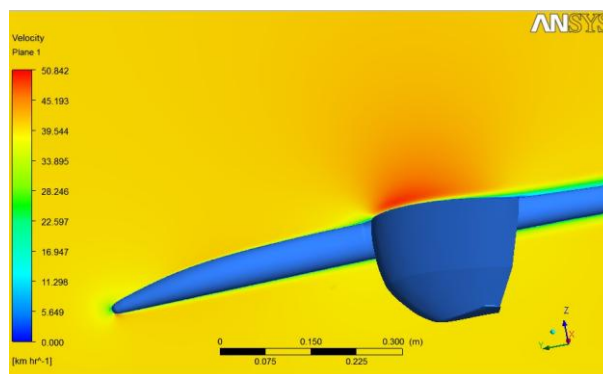


Rys. 6. Rozkład ciśnienia na powierzchni dziubu

Rysunek 7 przedstawia linie prądu utworzone na wybranej części geometrii, widać laminarny przepływ wokół geometrii.



Rys. 7. Linie prądu powietrza



Rys. 8. Prędkość powietrza w osi symetrii

Rysunek 8 przedstawia rozkład prędkości powietrza na płaszczyźnie ustawionej w osi symetrii szybowca. Zastosowanie metod numerycznych w analizach komputerowych przyczynia się do poznania zachowania się szybowca pod wpływem określonych warunków fizycznych.

## Literatura

1. ANSYS Help System, [www.ansys.com](http://www.ansys.com), (2013).
2. Strzelczyk P., Aerodynamika małych prędkości, Rzeszów (2003).
3. Ferziger J.H., Perić M., Computational methods for fluid dynamics, Berlin (2002).
4. Versteeg H. K., Malalasekera W., Introduction to computational fluid dynamics, Harlow (2007).

## BADANIA DRGAŃ WŁASNYCH I WYMUSZONYCH

**inż. KAROL MISIAK**

Mechatronika, ME3, 2 rok, 2 stopień

Opiekunowie naukowci: dr hab. inż. Antoni John, Prof. Pol. Śl.

dr inż. Radosław Górski



**Streszczenie.** W artykule przedstawione zostały eksperymenty dotyczące drgań własnych i wymuszonych przeprowadzone na stanowisku do badań firmy G.U.N.T Geratebau. Ich celem jest przedstawienie podstawowych zależności dotyczących teorii drgań. Wykonano serię 23 eksperymentów podzielonych na podgrupy. Do akwizycji danych wykorzystano oprogramowanie dołączone przez producenta stanowiska, a do obróbki danych wykorzystano program OpenOffice Calc.

### 1. Wprowadzenie

Teoria drgań jest to dziedzina fizyki opisująca jedne z najpowszechniej występujących zjawisk fizycznych, czyli drgań. Drganie nazywamy proces, w którym parametry zbliżają się i oddalają od pewnej wartości przeciętnej. Takimi parametrami mogą być na przykład przyspieszenie czy przemieszczenie. Wartość przeciętna może być stała lub zmienna w czasie [1].

Drgania są ruchami bardzo często występującymi w przyrodzie, jednak w technice występują one, jako ruchy pasożytnicze występujące obok ruchów roboczych. Najczęściej są to ruchy niepożądane i mogące wywołać szkodliwe skutki takie jak uszkodzenie maszyny. Szkodliwość ta wynika z powtarzalności przemieszczeń, a co za tym idzie zmiennych obciążeń prowadzących do zużycia się urządzeń. Drgania mogą również powodować niepoprawną pracę maszyn, mają też one niekorzystny wpływ na człowieka.

W niektórych przypadkach drgania są wywoływane celowo, aby służyły jako ruch roboczy na przykład w transporterach wibracyjnych czy urządzeniach udarowo-wibracyjnych [2]. W uproszczonej formie możemy podzielić drgania na [1]: drgania deterministyczne, drgania stochastyczne, okresowe i nieokresowe,.

### 2. Drgania oraz zjawisko rezonansu

Na potrzeby przeprowadzonych badań zostały one podzielone na trzy grupy:

Drgania swobodne,

Drgania tłumione,

Drgania wymuszone, podzielone ze względu na rodzaj wymuszenia:

- Wymuszenie siłą – niewyrównoważoną masą wirującą.
- Wymuszenie przemieszczeniem – korbowodem.

O drganiach swobodnych mówimy wtedy, gdy na układ drgający nie wpływają żadne zewnętrzne siły. Drgania zachodzą poprzez wychylenie układu z położenia równowagi i obserwowaniu go aż oscylacje zanikną w wyniku tłumienia [3].

Możemy wyróżnić tłumienie: wewnętrzne układu – wynikające z tarć wewnątrz układu oraz zewnętrzne – aplikowane na przykład za pomocą tłumika olejowego.

Drgania tłumione występują wtedy, gdy do układu drgającego dołączone jest zewnętrzne tłumienie na przykład w postaci tłumika wiskotycznego. Ruch takiego układu ma charakter

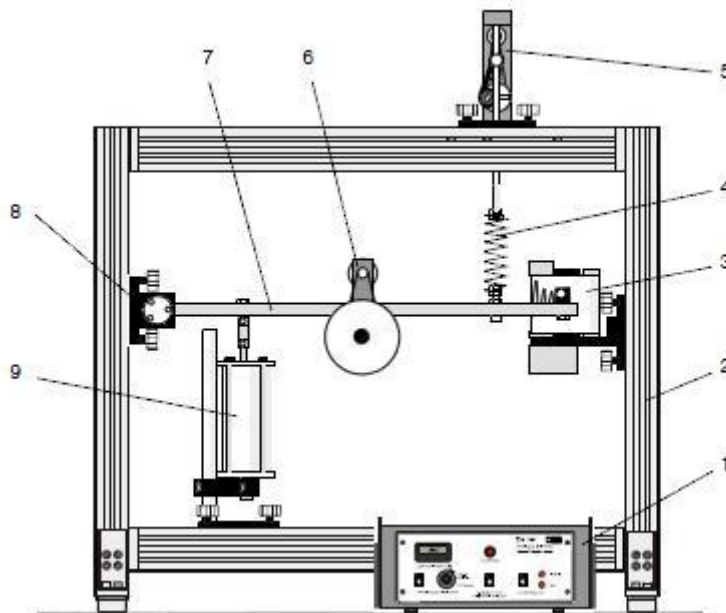
drgań o amplitudzie stale malejącej. Wpływ tłumienia wskazujący jak maleje amplituda drgań w kolejnych okresach jest prezentowany przez dekrement tłumienia. Dla drgań tłumionych liniowych dekrement tłumienia ma wartość stałą [2].

Natomiast drgania wymuszone to drgania niegasnące, które ustalają się gdy na układ drgający, w którym nie ma drgań samowzbudnych, działa okresowa siła zewnętrzna.

Zjawisko rezonansu występuje wtedy, gdy częstotliwość siły wymuszającej pokrywa się z częstotliwością drgań własnych układu. Jest to zjawisko w większości przypadków niepożądane i prowadzące do szybszego zużycia się układu lub nawet do jego uszkodzenia. Dlatego też istotnym jest by znać częstotliwości drgań własnych budowanego urządzenia oraz częstotliwości wymuszeń działających na ten układ. Następnie za pomocą zmiany parametrów takich jak: masa układu, miejsce zamocowania poszczególnych elementów, dekrement tłumienia, można ograniczyć występowanie rezonansu w układzie.

### 3. Układ pomiarowy

Układ pomiarowy składa się ze stanowiska pomiarowego, jednostki kontrolnej, systemu zapisywania danych oraz komputera klasy PC. Wygląd stanowiska pomiarowego przedstawia rys. 1.



Rys. 1. Schemat stanowiska pomiarowego [4]

W skład stanowiska wchodzi: jednostka kontrolna 1, rama aluminiowa 2, urządzenie rejestrujące przemieszczenie końca belki 3, sprężyna 4, stymulator przemieszczenia 5, stymulator masy skupionej 6, belka 7, element mocujący belkę 8 oraz tłumik 9.

Dane dotyczące układu:

- Masa belki  $m = 1,68 \text{ kg}$ ,
- Masa niewyważonej masy  $m_{imb} = 100 \text{ g}$ ,
- Masa układu montowanego na belce w celu wymuszenia siłą  $m_{wymuszenie} = 772 \text{ g}$ ,
- Stałe sprężyn  $c = 0,75 \text{ N/mm}; 1,5 \text{ N/mm}; 3 \text{ N/mm}$ ,
- Stała tłumienia tłumika  $d = 5 \dots 15 \text{ Ns/m}$  – zakres wynika ze sposobu regulacji tłumika,
- Wymiary belki  $732 \times 25 \times 12 \text{ mm}$ .



#### 4. Równania ruchu

By móc porównać wyniki otrzymane za pomocą eksperymentu, trzeba je potwierdzić analitycznie. Równanie ruchu w formie równania różniczkowego dla drgań swobodnych występuje w formie:

$$\ddot{\varphi} + \frac{3 \cdot c \cdot a^2}{m \cdot L^2} \cdot \varphi = 0, \quad (1)$$

gdzie:  $m$  – masa belki,  $L$  – długość całkowita belki,  $c$  – stała sprężyny,  $\varphi$  – kąt wychylenia belki,  $a$  – odległość między punktem zamocowania sprężyny a punktem mocowania belki (punktem O).

Częstotliwość kątowna  $\omega_0$  przyjmuje postać:

$$\omega_0^2 = \frac{3 \cdot c \cdot a^2}{m \cdot L^2}. \quad (2)$$

Dla drgań tłumionych wyróżniamy stopień tłumienia  $D$  oraz częstotliwość  $\omega_0$  wyrażane wzorami:

$$D = \frac{d \cdot b^2}{2 \cdot J_O \cdot \omega_0}, \quad (3)$$

$$\omega_0^2 = \frac{c \cdot a^2}{J_O}, \quad (4)$$

gdzie:  $b$  – odległość zamocowania tłumika od mocowania belki,  $d$  – stała tłumienia.

Rozwiązanie przyjmuje wtedy postać zanikających drgań harmonicznym z początkowym wychyleniem  $y_0$ .

$$y(t) = \frac{\omega_0}{\omega_d} \cdot y_0 \cdot e^{-D \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot \sin(\omega_d \cdot t + \psi) \quad (5)$$

gdzie:  $t$  – czas,  $\psi$  – przesunięcie fazowe,  $y_0$  – początkowe wychylenie końca belki,  $\omega_d$  – częstotliwość kątowna drgań układu wnosząca:

$$\omega_d = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - D^2} \quad (6)$$

Dla drgań wymuszonych siłą równanie ruchu wygląda następująco:

$$\ddot{y} + 2 \cdot D \cdot \omega_0 \cdot \dot{y} + \omega_0^2 \cdot y = \frac{m_{imb}}{J_O} \cdot \frac{L^2}{2} \cdot \varepsilon \cdot \Omega^2 \cdot \sin(\Omega \cdot t) \quad (7)$$

gdzie:  $y$  – reprezentuje przemieszczenie końca belki,  $m_{imb}$  – masa wirująca,  $\varepsilon$  – odległość masy od środka obrotu,  $\Omega$  – częstotliwość wymuszenia (prędkość wirującej masy),  $J_O$  – masowy moment bezwładności belki,  $t$  – czas.

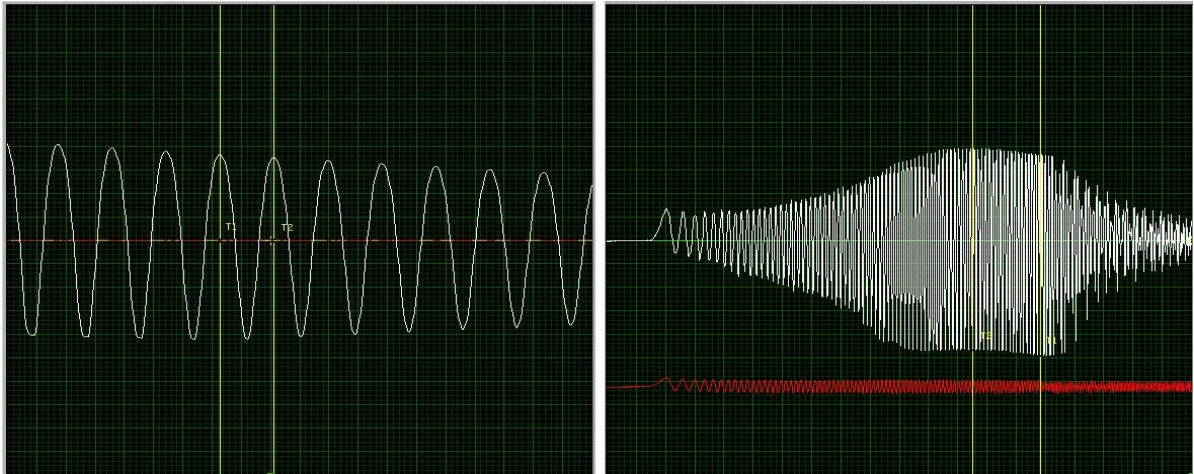
Dla drgań wymuszonych przemieszczeniem równanie ruchu sprowadza się do postaci:

$$\ddot{y} + 2 \cdot D \cdot \omega_0 \cdot \dot{y} + \omega_0^2 \cdot y = \frac{L}{2} \cdot \omega_0^2 \cdot r \cdot \sin(\Omega \cdot t) \quad (8)$$

gdzie:  $r$  – odległość zamocowania wozzika od środka obrotu korby.

#### 5. Wyniki badań

Wyniki przeprowadzonych badań drgań swobodnych, tłumionych oraz wymuszonych zostały zapisane w formie wykresów wygenerowanych za pomocą oprogramowania dołączonego do układu pomiarowego. Wykres przykładowego wyniku badań dla drgań swobodnych oraz wymuszonych przedstawiono na rys. 2. Przykładowe wyniki badań drgań swobodnych prezentuje tabela 1.



Rys. 2. Gasnące drgania swobodne (lewy wykres) oraz przebieg drgań układu w zależności od częstotliwości wymuszenia (prawy wykres)

Tabela 1. Wyniki badań drgań swobodnych

Nr badania	$a$ [mm]	$c$ [N/mm]	$m$ [kg]	$f_{\text{doswiadczalne}}$ [Hz]	$f_{\text{analityczne}}$ [Hz]
1	550	0,75	1,68	4,68	4,38
2	650	0,75	1,68	5,46	5,17
3	550	1,5	1,68	6,6	6,19
4	550	3	1,68	9,35	8,75
5	550	1,5	2,452	5,43	5,12

Wyniki badań wykazują zależność drgań swobodnych układu od masy układu  $m$ , stałej sprężyny  $c$  oraz punktu mocowania sprężyny  $a$ .

## 6. Wnioski

Dzięki badaniom przeprowadzonym na stanowisku takim jak stanowisko firmy G.U.N.T. wykorzystane w tej pracy, przyszli inżynierowie mogą zapoznać się z podstawowymi zagadnieniami teorii drgań, takimi jak: częstotliwość drgań własnych, zjawisko tłumienia drgań, wymuszenie drgań, zjawisko rezonansu. Zmiana częstotliwości drgań własnych może odbyć się poprzez zmianę masy układu, miejsc połączeń między poszczególnymi elementami układu, bądź zmianę występujących w układzie stałych sprężyn czy stałych tłumienia.

## Literatura

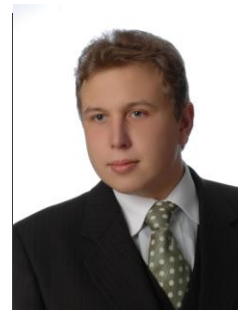
1. Kapitaniak T., Wstęp do teorii drgań, Politechnika Łódzka, Łódź (1992).
2. Osiński Z., Teoria drgań, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa (1980).
3. G.U.N.T. Gerätebau, Experiment instructions – TM 155, Free and forced vibration apparatus, Barsbüttel, Germany (2011).
4. G.U.N.T. Gerätebau, Instruction manual – TM 15x.20, Software for data acquisition, Barsbüttel, Germany (2003).

# NUMERYCZNA REALIZACJA REGULACJI PID Z WYKORZYSTANIEM PLATFORMY ARDUINO

inż. WALDEMAR MUCHA

Automatyka i Robotyka, AB3, 2 rok (II stopnia)

Opiekun naukowy: prof. dr hab. inż. Tadeusz Burczyński,  
dr inż. Adam Długosz

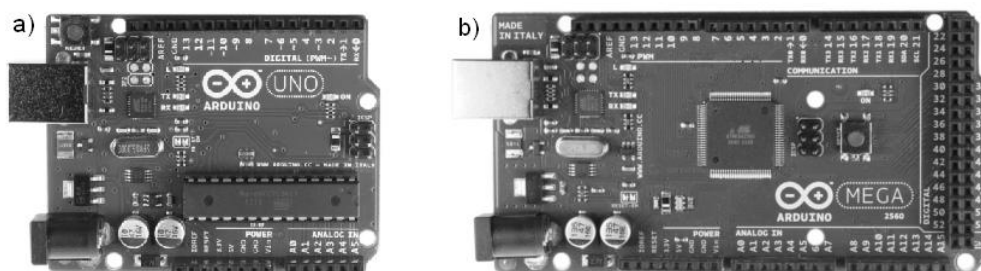


**Streszczenie.** W pracy omówiono architekturę, zasadę działania oraz możliwości platformy Arduino. Wyjaśniona została metodyka programowania Arduino w języku opartym na C++. Przedstawione zostały możliwości implementacji regulacji PID w układzie sterowania z wykorzystaniem platformy Arduino. W tym celu pokazano numeryczne rozwiązanie algorytmu regulatora PID wraz ze sposobem jego zaprogramowania.

## 1. Programowanie platformy Arduino

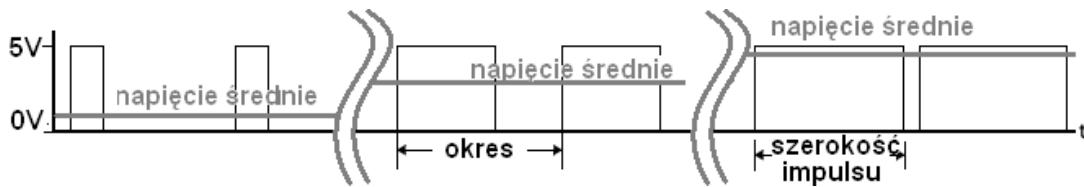
Arduino jest platformą do tworzenia układów sterowania opartą na włoskim projekcie Open Hardware. Typowa płytką Arduino zawiera mikrokontroler, wejścia/wyjścia cyfrowe, wejścia analogowe, wyjścia PWM oraz interfejs szeregowy lub USB do komunikacji z komputerem celem zaprogramowania lub ewentualnej ciągłej interakcji podczas działania. Arduino cechuje elastyczność, łatwość użycia a jego implementacja nie wymaga dużych nakładów finansowych.

Istnieje wiele wersji sprzętowych platformy Arduino, np. Arduino Uno (przedstawiony na rys.1a, oparty na układzie ATmega328, posiada 14 pinów cyfrowych wejść/wyjść, z których 6 może być użytych jako wyjścia PWM, i 6 wejść analogowych), czy Arduino Mega2560 (przedstawiony na rys.1b, oparty na układzie ATmega2560, posiada 54 piny cyfrowych wejść/wyjść, z których 14 może być użytych jako wyjścia PWM, i 16 wejść analogowych).



Rys. 1. Przykładowe wersje Arduino: a) widok z przodu płytki Arduino UNO, b) widok z przodu płytki Arduino MEGA 2560

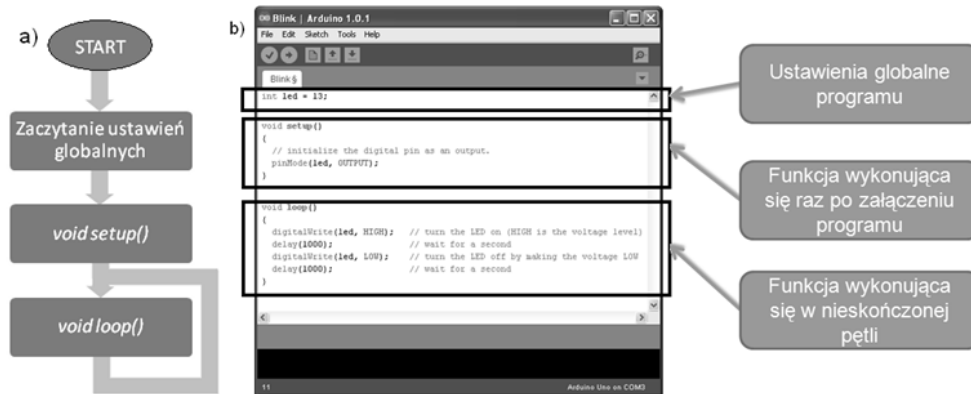
Działanie wejść/wyjść cyfrowych polega na odczytywaniu bądź zapisywaniu stanu logicznego „0” lub „1”. Działanie wejść analogowych polega na odczytywaniu napięcia z przedziału 0-5 V z rozdzielczością  $2^{10}$ . Działanie wyjść PWM polega na użyciu techniki sterowania wypełnieniem sygnału, jak zostało pokazane na rysunku 2. Za pomocą ułamka wypełnienia stanem wysokim bardzo krótkiego powtarzalnego okresu w przebiegu PWM można sterować np. prędkością obrotową silnika bądź jasnością żarówki. W dużym uproszczeniu jest to cyfrowy odpowiednik analogowego sterowania napięciowego [1].



Rys. 2. Działanie techniki modulacji szerokości impulsu na wyjściach PWM

Programowanie Arduino odbywa się w języku opartym na C++ i posiadającym typowe jego elementy, jak: składnię, typy zmiennych, operatory matematyczne i logiczne, pętle, instrukcje warunkowe etc. Program taki jest wgrany poprzez komputer połączony z platformą Arduino za pomocą USB bądź interfejsem szeregowym, przy użyciu oprogramowania (rys.3), które można znaleźć na oficjalnej stronie producenta. Za pomocą zbioru prostych operacji matematycznych i logicznych na danych odczytanych z wejść można uzyskać zaawansowany algorytm sterowania wyjściami.

Program przygotowany dla platformy Arduino składa się z dwóch funkcji głównych: *void setup()* (po włączeniu Arduino wykonuje się jednokrotnie) oraz *void loop()* (wykonuje się cyklicznie po *void setup()*). Ich działanie przedstawia rysunek 3.

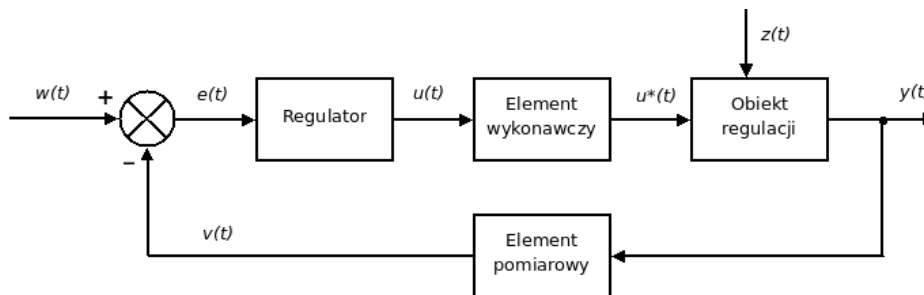


Rys. 3. Program Arduino: a) algorytm, b) widok kompilatora oraz główne składniki kodu

Aby odczytać wartość z wejścia cyfrowego używana jest funkcja *digitalRead(nr\_wejścia)*, funkcja ta zwraca 0 bądź 1. Zapisując wartość na wyjściu cyfrowym należy użyć funkcji *digitalWrite()*, np. *digitalWrite(7, HIGH)* ustawi stan wysoki na wyjściu 7. Chcąc odczytać wartość z wejścia analogowego należy użyć funkcji *analogRead(nr\_wejścia)*, która zwróci liczbę z zakresu 0-1023 odpowiadającą napięciu na wejściu analogowym. Aby skorzystać z wyjścia PWM należy użyć funkcji *analogWrite()* podając jej dwa argumenty: pierwszym jest numer wyjścia PWM a drugim liczba z zakresu 0-255 odpowiadająca wprost proporcjonalnie czasowi wypełnienia stanem wysokim w czasie cyklu PWM [1].

## 2. Numeryczna realizacja regulacji PID

Na rysunku 4 przedstawiono schemat układu automatycznej regulacji, w którym porównywana jest wartość zadana (oznaczona jako  $w(t)$ ) z wartością mierzoną z sygnału sprzężenia zwrotnego ( $v(t)$ , pochodzącego od sygnału wyjściowego  $y(t)$ ). Na podstawie przebiegu ich różnicy (nazywanego uchybem regulacji  $e(t)$ ) regulator wytwarza sygnał sterowania ( $u(t)$ ) do elementu wykonawczego, który przekształca ten sygnał na wymuszenie ( $u^*(t)$ ) podawane do obiektu regulacji. Cały proces regulacji odbywa się w celu przeciwdziałania nieuniknionym zakłóceniom z otoczenia ( $z(t)$ ) [2].



Rys. 4. Układ automatycznej regulacji [2]

Jednym z najczęściej stosowanych regulatorów jest PID, który składa się z:

- Członu proporcjonalnego P – zapewnia liniową zależność pomiędzy uchybem regulacji a sygnałem sterującym, kompensując uchyb bieżący.
- Członu całkującego I – prędkość jego odpowiedzi jest proporcjonalna do wartości uchybu regulacji. Kompensuje on akumulację przeszłych uchybów.
- Członu różniczkującego D – zapewnia proporcjonalność pomiędzy sygnałem sterującym a prędkością zmian uchybu regulacji. Kompensuje on prognozowane przyszłe uchyby.

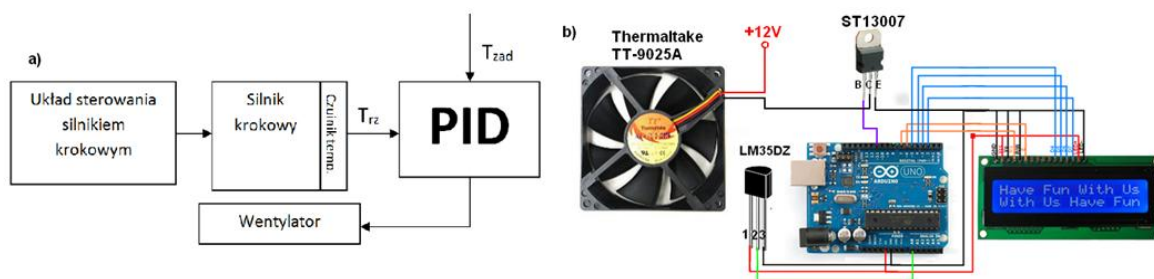
Można więc zapisać, iż regulator PID działa zgodnie z następującą zależnością:

$$u(t) = k_p \cdot e(t) + k_i \int_0^t e(t) dt + k_d \frac{de(t)}{dt} , \quad (1)$$

gdzie  $k_p$ ,  $k_i$  oraz  $k_d$  są dobieralnymi wzmocnieniami poszczególnych członów regulatora [3].

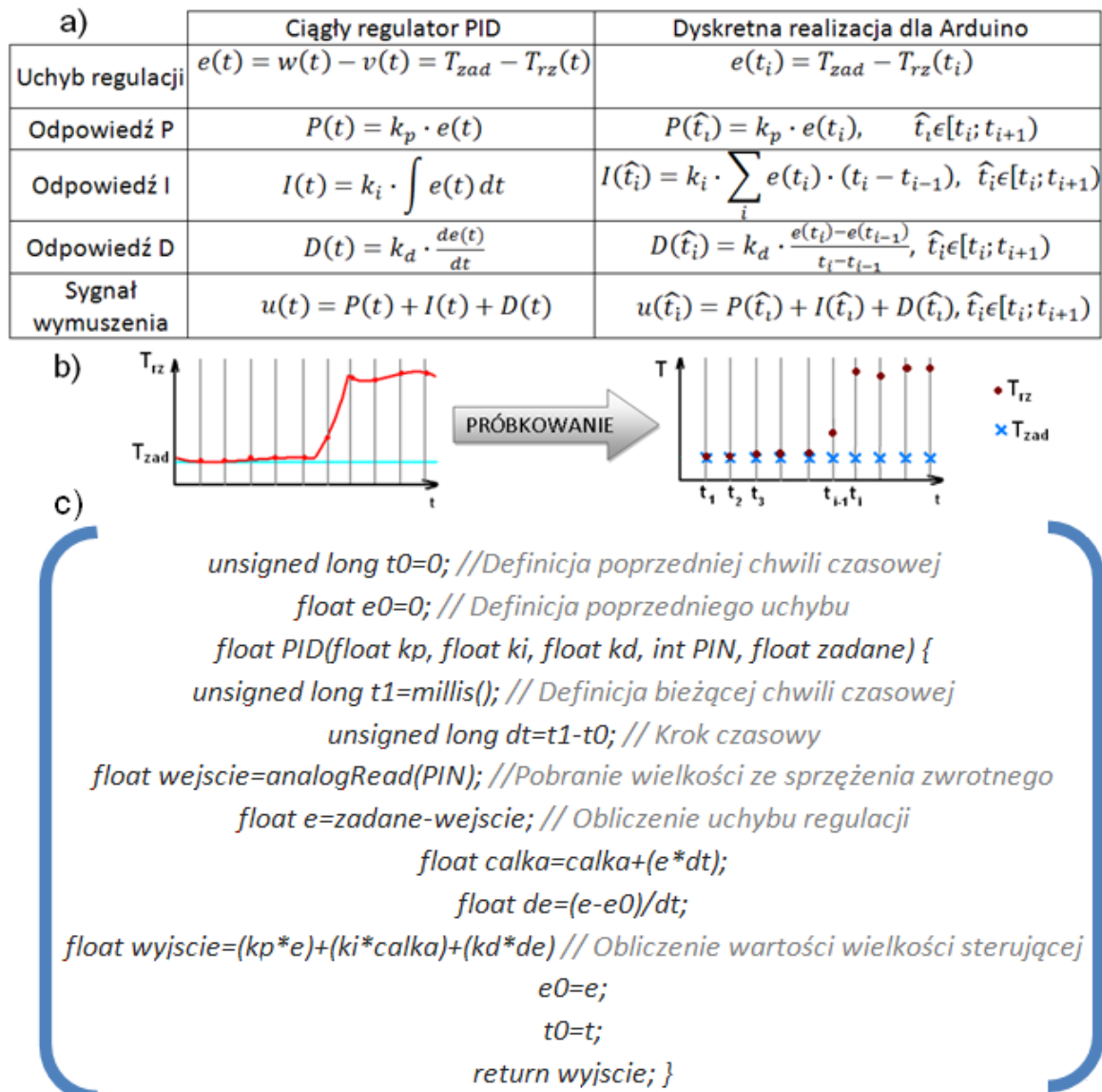
W Arduino realizacja algorytmu PID polega na generowaniu przebiegu sygnału sterującego  $u(t)$  (np. na wyjściu PWM bądź porcie szeregowym) na podstawie przebiegu sygnału sprzężenia zwrotnego  $v(t)$  (np. z portu szeregowego, bądź czujnika analogowego lub cyfrowego).

Przykładem wykorzystania regulacji PID za pomocą Arduino może być układ przedstawiony na rys. 5., gdzie chłodzony jest przegrzewający się silnik krokowy. W tym przypadku z czujnika temperatury LM35DZ podłączonego do wejścia analogowego uzyskuje się sygnał sprzężenia zwrotnego, a sygnał wymuszenia podawany jest z wyjścia PWM na tranzystor, gdzie jest wzmacniany i podawany na wentylator chłodzący silnik. Wyświetlacz LCD został podłączony wyłącznie w celu obserwacji poprawności działania algorytmu poprzez wyświetlanie bieżącej wartości temperatury oraz odpowiedzi z regulatora.



Rys. 5. Przykładowy układ chłodzenia z regulacją PID:  
a) schemat blokowy, b) schemat połączeń z Arduino

Czujnik LM35DZ generuje ciągły sygnał napięciowy o napięciu wprost proporcjonalnym do mierzonej temperatury. Jako, że regulator PID działa dyskretnie – ciągły przebieg na wejściu jest próbkowany (rys.6b.), przez co cały algorytm wykorzystuje jedynie wartości temperatury otrzymywane co pewien krok czasowy (czas pojedynczego cyklu funkcji *void loop()*). Wzory pokazane na rys.6a przedstawiają, w jaki sposób przekształcono zależność (1) na potrzeby Arduino, gdzie całka oraz pochodna liczone są z wykorzystaniem metod numerycznych, a wartość na wyjściu regulatora zmienia się jedynie raz na cykl. Na rys.6c. przedstawiony został fragment kodu na Arduino odpowiadający za funkcję obliczającą wartość odpowiedzi regulatora w pojedynczym cyklu.



Rys. 6. Regulacja PID za pomocą Arduino: a) dyskretyzacja względem czasu, b) próbkowanie, c) fragment kodu na Arduino

## Literatura

1. Margolis M., Arduino Cookbook, O`REILLY, Sebastopol (2011).
2. [http://pl.wikipedia.org/wiki/Uk%C5%82ad\\_regulacji\\_\(automatyka\)](http://pl.wikipedia.org/wiki/Uk%C5%82ad_regulacji_(automatyka)), z dn. 30.04.2013r.
3. [http://pl.wikipedia.org/wiki/Regulator\\_PID](http://pl.wikipedia.org/wiki/Regulator_PID), z dn. 30.04.2013r.

# MODELOWANIE I ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA RAMY WÓZKA DZIECIĘCEGO DO BIEGANIA

**inż. MAREK NOWAK**

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

Opiekunowie naukowci: dr hab. inż. Antoni John, Prof. Pol. Śląskiej  
dr inż. Witold Beluch



**Streszczenie.** Przedmiotem artykułu jest analiza wytrzymałościowa ramy wózka dziecięcego do biegania. Rozpatrywane są cztery warianty ram, które zostały zaprojektowane w oparciu o te same założenia. Wykonano modele numeryczne każdego z wariantów, na które nałożono warunki brzegowe odpowiadające warunkom podczas eksploatacji, a następnie przeprowadzono analizę wytrzymałościową, korzystając z oprogramowania metody elementów skończonych. Na podstawie otrzymanych wyników analizy modele poddano optymalizacji wariantowej i wybrano najlepsze, z punktu widzenia założonych kryteriów, rozwiązanie.

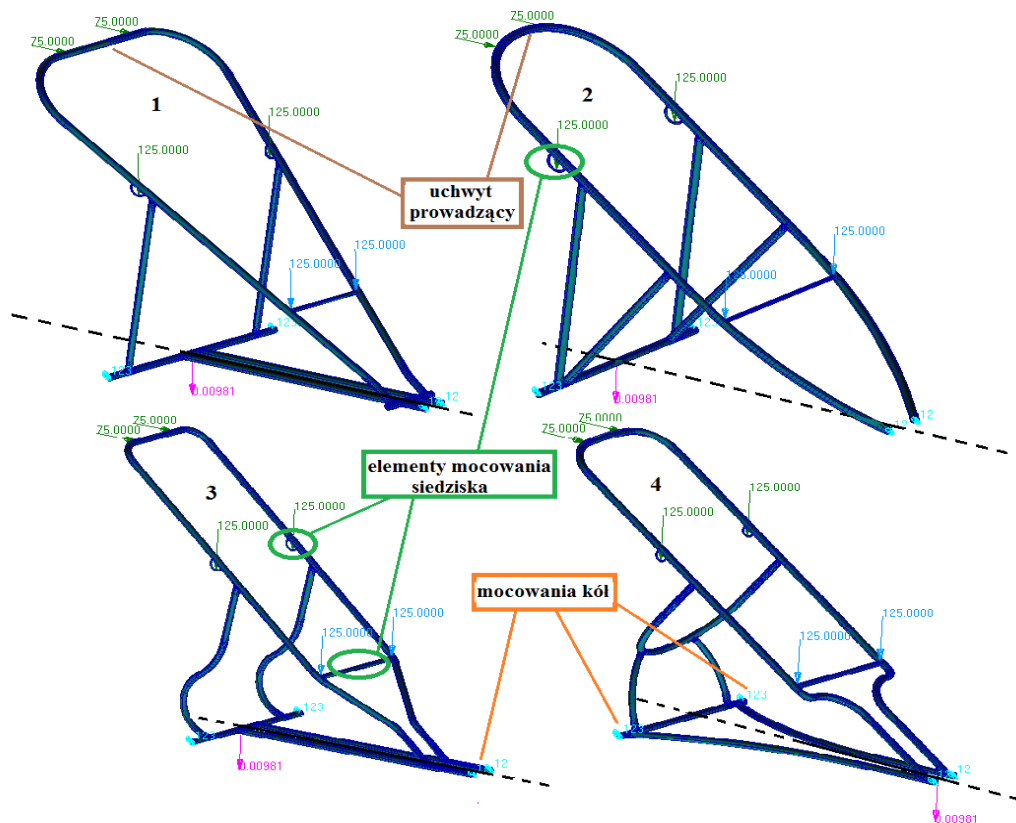
## 1. Wprowadzenie

Wózek dziecięcy do biegania jest zmodyfikowaną konstrukcją typowego wózka dla dzieci. Opływowy kształt, mała masa własna, stabilna i sztywna trójkołowa konstrukcja to główne cechy charakteryzujące wózek dziecięcy do biegania. Rozpatrywana konstrukcja jest istotnym ułatwieniem dla ludzi, którzy czynnie uprawiają sport w postaci biegania a po urodzeniu dziecka nie chcą rezygnować z własnych upodobań. W artykule przedstawiono rezultaty przeprowadzonej analizy wytrzymałościowej czterech sporządzonych modeli numerycznych ram wózków do biegania, zgodnie z wymaganiami stawianymi takim konstrukcjom oraz dokonano optymalizacji wariantowej na podstawie uzyskanych wyników.

## 2. Wykonane warianty ram wózków

Cztery modele ram wózków do biegania zostały wykonane w oparciu o takie same założenia konstrukcyjne. Jako materiał do wykonania ram przyjęto stop aluminium EN AW-6082 w stanie utwardzenia T6. Jest to materiał wykorzystywany między innymi do produkcji sprzętu sportowego. Charakteryzuje go przede wszystkim: mała gęstość, duża wytrzymałość, stabilność wykonanej konstrukcji, dobra spawalność oraz dobra odporność na korozję [2].

Przyjęto 4 warianty ram wózków (rys. 1). Założono, że rama każdego zaproponowanego typu wózka jest zbudowana z dwóch rodzajów rurek o średnicach zewnętrznych 20 mm i 15 mm oraz grubości ścianki 2 mm w obydwu przypadkach, które są ze sobą łączone za pomocą połączeń spawanych. Grubość oraz postać spoin nie są brane pod uwagę w proponowanych modelach i ich analizie wytrzymałościowej. W wykonanych modelach ram można wyróżnić elementy, które są przeznaczone do zamocowania siedziska (rys. 1).



Rys. 1. Proponowane warianty ram wraz z siłami i podporami

### 3. Modele numeryczne

Obciążenia oraz podpory zostały nałożone na poszczególne modele ram zgodnie z wartością, rodzajem oraz kierunkiem ich występowania w konstrukcji rzeczywistej wózka. Jako najbardziej niekorzystną sytuację dla ramy przyjęto przejazd wózkiem przez krawężnik o wysokości  $15\text{ cm}$  z zablokowanymi awaryjnie tylnymi kołami.

W każdym modelu zastosowano cztery podpory umieszczone w miejscach działania kół. Koło z przodu zostało zastąpione podporami, w których nie są odebrane przemieszczenia liniowe w kierunku osi wózka, natomiast odebrane są przemieszczenia w pozostałych kierunkach. Koła z tyłu zastąpiono podporami stałymi (odebrane przemieszczenia liniowe we wszystkich kierunkach). Obciążenia działające na ramę wózka to: siła statyczna pochodząca od ciężaru dziecka, obciążenia dynamiczne (których źródłem jest nierówność nawierzchni, po której wózek się porusza), siła pchania wózka potrzebna do pokonania krawężnika oraz siła ciężkości pochodząca od masy własnej wózka.

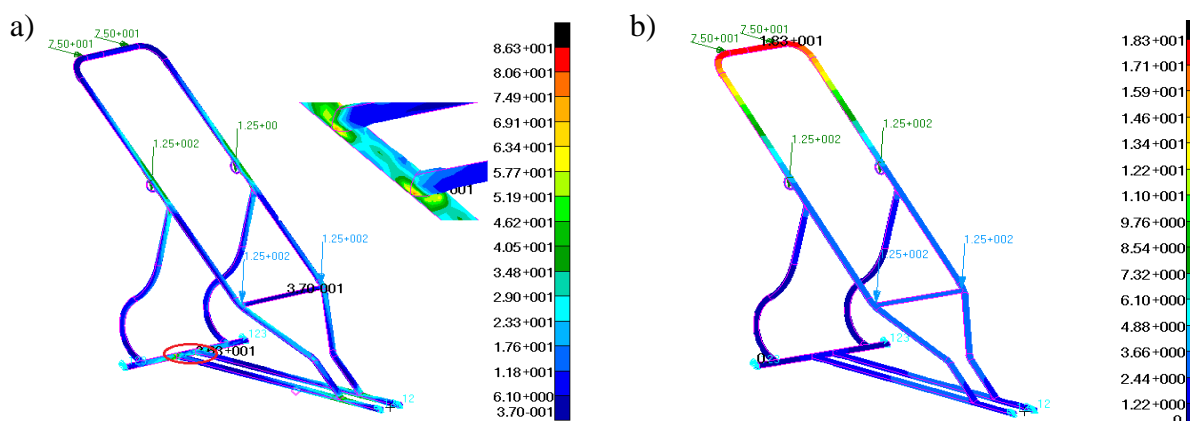
Przyjęto obciążenie statyczne siłą  $150\text{ N}$ , odpowiadające w przybliżeniu dopuszczalnej masie dziecka równej  $15\text{ kg}$ . Obciążenia dynamiczne zostały wyznaczone za pomocą iloczynu obciążenia statycznego i współczynnika dynamicznego zależnego od rodzaju nawierzchni. Przyjęta wartość współczynnika dynamicznego odnosi się do pojazdu poruszającego się po bardzo zniszczonej nawierzchni i wynosi  $2,5$  [1]. Siłę o obliczonej wartości  $375\text{ N}$  rozłożono równomiernie w trzech punktach mocowania siedziska dla dziecka. Siła pchania wózka została określona jako  $150\text{ N}$  i przyłożona równomiernie w dwóch punktach uchwytu wózka. Rozkład sił przedstawiono na rys. 1. Wykonane siatki MES składają się z elementów 2D (trójkątnych i czworokątnych). W miejscach połączeń elementów ram zastosowano



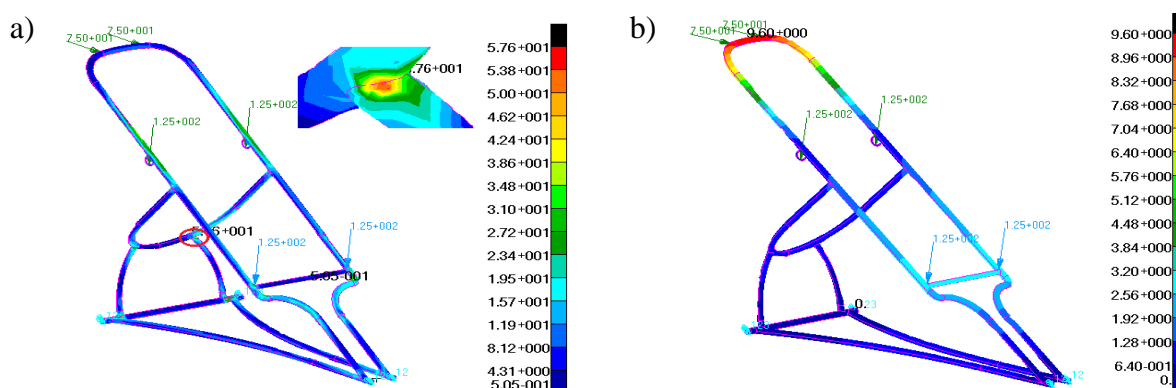
zagęszczenie siatki elementów skończonych ze względu na spodziewane większe wartości naprężeń i tym samym konieczną większą dokładność obliczeń w tych miejscach [3].

#### 4. Wyniki analizy wytrzymałościowej

Obliczenia zostały wykonane za pomocą oprogramowania MSC Patran/Nastran. Przykładowe wyniki dla ram 3 i 4 zostały zaprezentowane w formie graficznej na rys. 2 i 3. Wartości uzyskanych charakterystycznych wielkości dla wszystkich modeli zebrano w tab 1.



Rys. 2. Wyniki obliczeń modelu 3: a) naprężenia reduk. [MPa], b) przemieszczenia [mm]



Rys. 3. Wyniki obliczeń modelu 4: a) naprężenia reduk. [MPa], b) przemieszczenia [mm]

Tabela 1. Zestawienie otrzymanych wyników

	Jednostka	Wartość			
		Model 1	Model 2	Model 3	Model 4
Maksymalne naprężenia	[MPa]	96,1	230	86,3	57,6
Współczynnik bezpieczeństwa	-	2,6	1,09	2,9	4,34
Maksymalne przemieszczenia	[mm]	16,2	28,1	18,3	9,6
Masa własna	[kg]	2,08	1,88	2,12	2,2
Przemieszczenie zamocowania przedniego koła	[mm]	2,4	16	1,27	0,34
Przemieszczenie mocowania siedziska	[mm]	2,63	9,02	3,2	2,53
Długość ramy	[mm]	1098	1050	1334	1100

## 5. Optymalizacja wariantowa

W celu wykonania optymalizacji wariantowej przyjęto następujące kryteria: maksymalne naprężenia zredukowane (KR1), maksymalne przemieszczenia (KR2), masa własna ramy (KR3), przemieszczenie miejsca zamocowania przedniego koła (KR4) i miejsca zamocowania siedziska (KR5), estetyka i wygląd zewnętrzny ramy (KR6) oraz długość ramy (KR7). Każdemu z kryteriów przypisano wagi, które zostały określone w przedziale od 0 do 1 i po zsumowaniu zebrane w Tab. 2. Maksymalne naprężenia występujące w obciążonej ramie wózka oraz masa własna wykonanego modelu posiadają największe sumy wag, więc są wiodącymi kryteriami przy wyborze optymalnej konstrukcji. Najmniej istotnym kryterium jest wygląd i estetyka ramy. Każdy wariant został oceniony proporcjonalnie do otrzymanych wyników we wcześniej przeprowadzonych obliczeniach wytrzymałościowych lub też wyników pomiarów określonych przez pozostałe kryteria (tabela 2).

Tabela 2. Optymalizacja wariantowa poszczególnych modeli

	Waga kryterium	Model 1		Model 2		Model 3		Model 4	
		ocena	iloczyn	ocena	iloczyn	ocena	iloczyn	ocena	iloczyn
KR1	4,5	4	18	1	4,5	4	18	5	22,5
KR2	3,4	4	13,6	1	3,4	3	10,2	5	17
KR3	4,1	2	8,2	5	20,5	2	8,2	1	4,1
KR4	2,3	5	11,5	1	2,3	5	11,5	5	11,5
KR5	2,3	5	11,5	1	2,3	4	9,2	5	11,5
KR6	1,4	4	5,6	3	4,2	3	4,2	4	5,6
KR7	3	4	12	5	15	1	3	4	12
Suma ocen			80,4		52,2		64,3		84,2

## 6. Podsumowanie

Analizując otrzymane wyniki można zauważyć, że wszystkie brane pod uwagę kryteria najlepiej spełnia model 4. Sztywność ramy tego modelu obrazują wyniki badanych przemieszczeń, których wartości dla tego modelu są najmniejsze. Również maksymalne naprężenia zredukowane mają najmniejszą wartość spośród wszystkich badanych ram a współczynnik bezpieczeństwa wynosi 4,34, co również jest najlepszym wśród wszystkich otrzymanych rezultatów. Masy własne analizowanych modeli są porównywalne i oscylują w granicach 2 kg. Wartość masy własnej ramy nr 4 jest największa, jednak nieznacznie wyższa od wartości mas pozostałych modeli. Na podstawie wyników dotyczących modelu 4 można wywnioskować, iż przy niewielkim wzroście masy można otrzymać bardzo znaczną poprawę sztywności i znaczne zmniejszenie całkowitych naprężeń maksymalnych. Uzyskanie bardzo dobrych ocen we wszystkich kryteriach świadczy o wszechstronności ramy nr 4.

## Literatura

1. Romanów F., Wytrzymałość ram i nadwozi pojazdów, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa (1988).
2. Mromliński R., Konstrukcje aluminiowe, Wydawnictwo Arkady, Warszawa (1964).
3. Rakowski G., Kacprzyk Z., Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2005).

## ZASTOSOWANIE BEZSIATKOWEJ METODY SPH W MODELOWANIU ZJAWISKA WYBUCHU

**WITOLD OGIERMAN**

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

Opiekun naukowy: dr. inż. Grzegorz Kokot



**Streszczenie.** Artykuł przedstawia podstawy i założenia metody SPH (Smoothed Particle Hydrodynamics). Przybliżono metodykę modelowania zjawiska wybuchu metodą SPH wraz ze sprzężeniem z metodą elementów skończonych. Artykuł przedstawia także wyniki przykładowej symulacji przeprowadzonej w programie LS-DYNA.

### 1. Wprowadzenie

Zjawisko wybuchu ładunku wybuchowego polega na gwałtownej zamianie, poprzez proces chemiczny, pierwotnego ładunku w produkt gazowy o bardzo wysokim ciśnieniu. Typowy wybuch składa się z fazy detonacji i późniejszej ekspansji produktów gazowych. Bezsiatkowa metoda SPH (Smoothed Particle Hydrodynamics) jest atrakcyjna w kontekście analiz zjawisk z występującymi bardzo dużymi odkształceniami, w bardzo krótkim czasie. Metoda pozwala unikać problemów związanych z degeneracją siatki przy dużych odkształceniach, dlatego z powodzeniem może być stosowana do symulowania zjawiska wybuchu.

### 2. Ogólne założenia i aspekty numeryczne metody SPH

W metodzie SPH rozpatrywany stan układu jest reprezentowany przez zbiór cząsteczek. Cząsteczki opisane są poprzez wielkości takie jak masa, wektor prędkości, wektor położenia itp. Tworzą one dyskretną przestrzeń dla rozwiązywania różniczkowych równań zachowania masy, pędu, energii oraz równania stanu, kolejno zawarte w równaniu (1).

$$\begin{cases} \frac{d\rho}{dt} = -\rho \nabla v \\ \frac{dv}{dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla p \\ \frac{du}{dt} = -\frac{p}{\rho} \nabla v \\ p = p(\rho, u), \end{cases} \quad (1)$$

gdzie:  $\rho$ - gęstość,  $u$ - energia wewnętrzna,  $p$ - ciśnienie,  $v$ - wektor prędkości.

Równanie (2) przedstawia koncepcję całkowitej reprezentacji funkcji  $f(x)$  używanej w metodzie SPH.

$$f(x) = \int_{\Omega} f(x') \delta(x - x') dx', \quad (2)$$

gdzie:  $f$ - funkcja wektora położenia  $x$ .

$\delta(x - x')$ - delta Diraca wyrażona jako:

$$\delta(x - x') = \begin{cases} 1 & x = x' \\ 0 & x \neq x' \end{cases}, \quad (3)$$

Jeżeli zastąpi się deltę Diraca w wyrażeniu (2) tzw. funkcją wygładzającą  $W(x - x', h)$ , całkowa reprezentacja funkcji  $f(x)$  jest określona przez równanie (4)

$$f(x) = \int_{\Omega} f(x') W(x - x', h) dx', \quad (4)$$

gdzie:  $h$ - długość wygładzania.

Wprowadzając pomocniczą funkcję  $\theta$  można wyrazić funkcję wygładzającą  $W$  poprzez równanie (5), indeks  $d$  związany z długością wygładzania określa ilość rozpatrywanych wymiarów przestrzennych.

$$W(x - x', h) = \frac{1}{h^d} \theta\left(\frac{|x - x'|}{h}\right), \quad (5)$$

Najczęściej stosowaną funkcją wygładzającą jest krzywa B-sklejana trzeciego rzędu, która jest definiowana poprzez  $\theta$  przykładowo jako (6) gdzie  $C$  jest stałą zależną od wymiaru zadania:

$$\theta(u) = C \times \begin{cases} 1 - \frac{3}{2}u^2 + \frac{3}{4}u^3 & \text{dla } u \leq 1 \\ \frac{1}{4}(2 - u)^3 & 1 < \text{dla } u \leq 2 \\ 0 & \text{dla } u > 2 \end{cases}, \quad (6)$$

Używając metodologii wygładzania można, podobnie jak funkcję  $f(x)$ , zapisać jej gradient  $\nabla f(x)$  jako:

$$\nabla f(x) = \int_{\Omega} \nabla f(x') W(x - x', h) dx', \quad (7)$$

Jeżeli infinitezymalna objętość  $dx'$  w równaniach całkowych dla cząsteczki  $j$  jest zastąpiona przez skończoną objętość cząsteczki  $\Delta V_j$ , która jest związana z masą cząsteczki poprzez równanie (8) to można zapisać ciągłą reprezentację całkową SPH w postaci dyskretnej (9), (10):

$$m_j = \Delta V_j \rho_j, \quad (8)$$

$$f(x_i) = \sum_{j=1}^N \frac{m_j}{\rho_j} f(x_j) W_{ij}, \quad (9)$$

$$\nabla f(x_i) = \sum_{j=1}^N \frac{m_j}{\rho_j} f(x_j) \nabla W_{ij}, \quad (10)$$

gdzie:

$$W_{ij} = W(x_i - x_j, h), \quad (11)$$

Ostatecznie, używając metody SPH, można zapisać równania zachowania masy, pędu i energii w postaci dyskretnej jako:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\rho_i}{dt} = \sum_{j=1}^N m_j (v_i - v_j) \nabla_i W_{ij} \\ \frac{dv_i}{dt} = - \sum_{j=1}^N m_j \left( \frac{p_i}{\rho_i^2} + \frac{p_j}{\rho_j^2} + \Pi_{ij} \right) \nabla_i W_{ij} \\ \frac{du_i}{dt} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N m_j \left( \frac{p_i}{\rho_i^2} + \frac{p_j}{\rho_j^2} + \Pi_{ij} \right) (v_i - v_j) \nabla_i W_{ij}, \end{array} \right. \quad (12)$$

gdzie:  $\Pi_{ij}$ - sztuczna lepkość, wprowadzona w celu stabilizacji obliczeń numerycznych.

### 3. Opis materiału wybuchowego

Aby zamodelować zjawisko wybuchu metodą SPH należy zdefiniować parametry materiałowe materiału wybuchowego i opisać jego zachowanie odpowiednim równaniem stanu. Powszechnie stosowanym równaniem modelującym zachowanie materiału wybuchowego jest równanie Jones-Wilkins-Lee (13). Równanie to pozwala wyznaczyć ciśnienie na podstawie znajomości pewnych stałych związanych z danym materiałem wybuchowym (tabela 1).

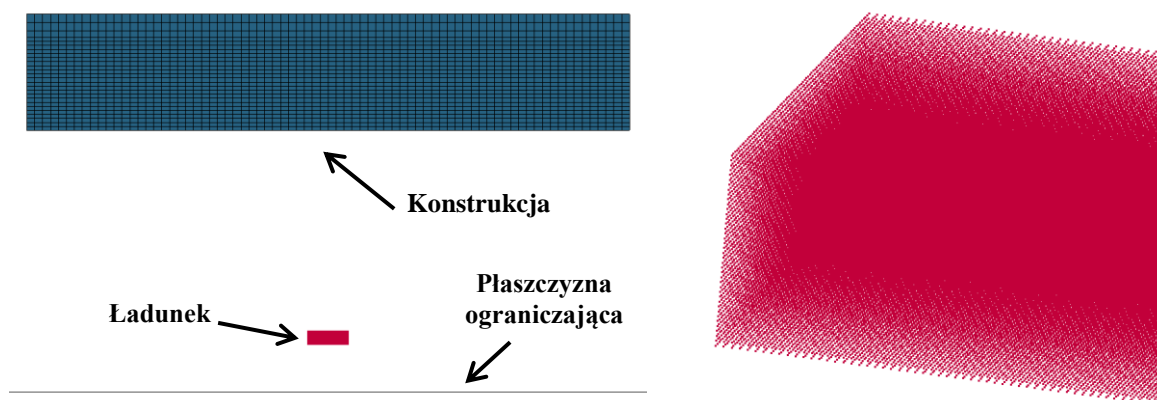
$$p = A \left( 1 - \frac{\omega}{R_1 V} \right) e^{-R_1 V} + B \left( 1 - \frac{\omega}{R_2 V} \right) e^{-R_2 V} + \omega \frac{E}{V}, \quad (13)$$

Tabela 1. Dane materiałowe i współczynniki równania stanu dla trotylu

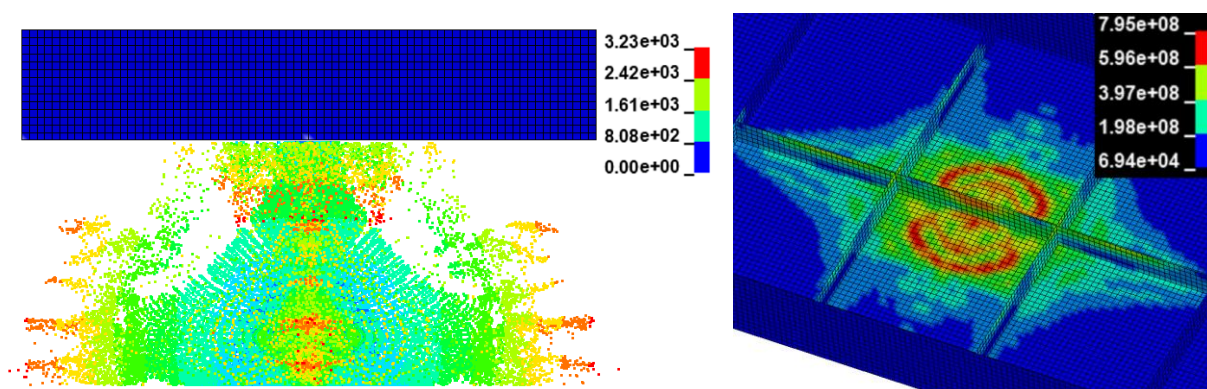
$\rho_0$	D	$P_{CJ}$	A	B	$R_1$	$R_2$	$\omega$	$E_0$
1630 kg/m <sup>3</sup>	6930 m/s	21 GPa	371.2 GPa	3.21 GPa	4.15	0.95	0.3	4.29 MJ/Kg

### 4. Symulacja numeryczna

Przeprowadzono symulację oddziaływania wybuchu ładunku 5 kg trotylu na przykładową konstrukcję stalową. Ładunek zamodelowano jako prostopadłościan o długościach krawędzi 0.1x0.1x0.0307 m (256000 cząsteczek SPH), oddalony od poszycia konstrukcji o 0.5 m (rys. 1). Ograniczono rozprzestrzenianie się fali wybuchu poprzez płaszczyznę symulującą podłoże (rys. 1a). Konstrukcja modelowana jest elementami skończonymi. Sprężenie cząsteczek SPH z elementami skończonymi jest realizowane poprzez kontakt. Zastosowano procedurę jawnego całkowania po czasie metodą różnic centralnych. Obliczenia przeprowadzono w programie LS-DYNA. Rys. 2a przedstawia pole prędkości wypadkowej cząsteczek SPH 0.00024 s po wybuchu, natomiast rys. 2b mapę naprężeń zredukowanych występujących w konstrukcji 0.0006 s po wybuchu. Wyniki przedstawiono w jednostkach SI.



a) b)  
Rys. 1. Przygotowanie symulacji wybuchu: a) widok ogólny, b) widok szczegółowy na cząsteczki SPH



a) b)  
Rys. 2. Wyniki symulacji wybuchu: a) pole prędkości cząsteczek 0.00024 s po wybuchu b) mapa naprężeń zredukowanych 0.0006 s po wybuchu

## 5. Podsumowanie

Cechy metody SPH sprawiają, że może być z powodzeniem stosowana w modelowaniu zjawiska wybuchu. Do jej głównych zalet należy brak problemu z degeneracją siatki oraz proste sprzężenie z elementami skończonymi.

## Literatura

1. Liu G.R., Liu M.B., Smoothed Particle Hydrodynamic - a meshfree particle method, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd, Singapore (2003).
2. Hallquist J.O., LS-DYNA Theory Manual. Livermore: Livermore Software Technology Corp., (2006).
3. Toussaint G., Durocher R., Finite Element Simulation using SPH Particles as Loading on Typical Light Armoured Vehicles, 10<sup>th</sup> International LS-DYNA Users Conference (2008).

# SYMULACJA NUMERYCZNA BADANIA KONSTRUKCJI CHRONIĄCEJ OPERATORA PRZED PRZEDMIOTAMI SPADAJĄCYMI Z GÓRY

**WITOLD OGIERMAN**

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

Opiekun naukowy: dr inż. Grzegorz Kokot



**Streszczenie.** W artykule przedstawiono symulację numeryczną badania doświadczalnego, które jest wymagane przy dopuszczeniu do użytku konstrukcji chroniącej operatora przed przedmiotami spadającymi z góry (FOPS - Falling Object Protective Structure). Przybliżono proces budowy modelu numerycznego, który umożliwił symulowanie obciążenia udarowego oraz samą symulację numeryczną.

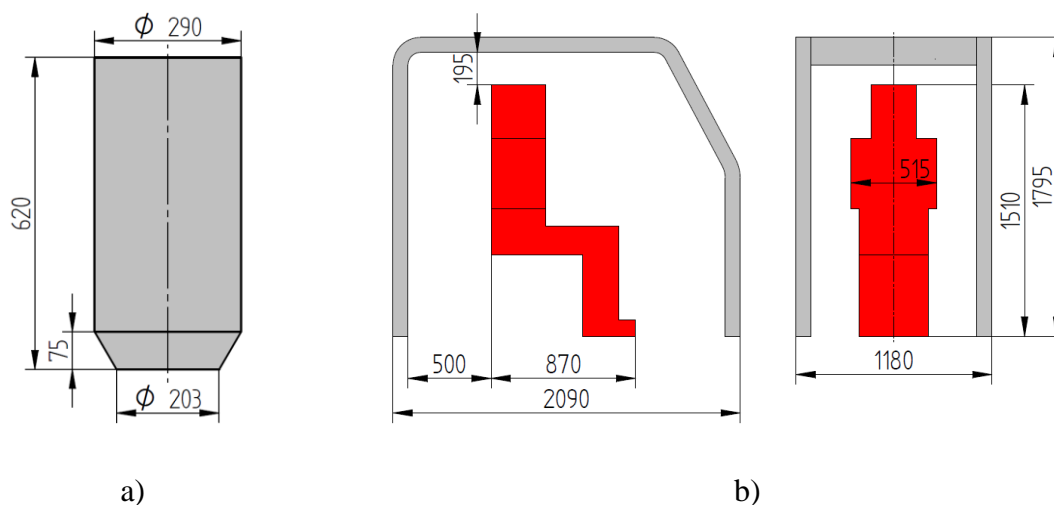
## 1. Wprowadzenie

Maszyny pracujące w środowiskach, w których istnieje ryzyko spadania przedmiotów z góry powinny być wyposażone w odpowiednie konstrukcje chroniące operatora. W zależności od środowiska pracy maszyny konstrukcje ochronne powinny mieć odpowiednią wytrzymałość na obciążenia udarowe spowodowane np. spadającymi cegłami, ręcznymi narzędziami, drzewami czy też skałami. Aby zapewnić bezpieczeństwo pracy operatora powstały normy, które określają badania jakie muszą przejść konstrukcje tego typu aby były dopuszczone do użytku. Omawiane badania mają charakter badań niszczących. W związku z tym, jeżeli mają one negatywny wynik muszą być przeprowadzone kolejny raz na nowym prototypie powodując dodatkowe koszty i wydłużając czas wdrożenia nowej maszyny. Przeprowadzając symulacje numeryczne wymaganych badań, już na etapie wirtualnego prototypowania można zaprojektować konstrukcję pochłaniającą odpowiednio dużą energię uderzenia skracając tym samym czas projektowania i wdrożenia do produkcji.

## 2. Standardy bezpieczeństwa, przebieg badania

Wymagania dotyczące bezpieczeństwa w zakresie konstrukcji chroniących operatora przed przedmiotami spadającymi z góry, rozpatrywane w artykule reguluje norma PN-EN 13627 [4]. Norma ta nie jest uniwersalna, istnieją specyficzne grupy maszyn (np. maszyny pracujące w górnictwie), których wymagania bezpieczeństwa są regulowane przez inne normy. Według PN-EN 13627 konstrukcja chroniąca przed spadającymi przedmiotami (FOPS) jest definiowana jako układ elementów konstrukcyjnych rozmieszczonych w taki sposób, żeby zapewniona była właściwa ochrona operatora przed spadającymi przedmiotami. Badanie polega na uderzeniu obciążnikiem w dach badanej konstrukcji i ocenie skutków tego uderzenia. Używany jest płasko ścięty, stalowy lub żeliwny obciążnik zrzucany z wysokości zapewniającej uzyskanie energii uderzenia 11600 J. Wysokość zrzucenia obciążnika jest określona jako funkcja jego masy. Istotnym elementem badania jest makietę DLV [5] reprezentująca przestrzeń chronioną. DLV (Deflection Limiting Volume) jest to prostopadłościenne odwzorowanie wysokiego, siedzącego operatora. Badana konstrukcja spełnia wymogi bezpieczeństwa jeżeli uderzenie nie spowoduje przebicia dachu oraz nie spowoduje odkształceń w zakresie sprężystym i plastycznym w sposób naruszający

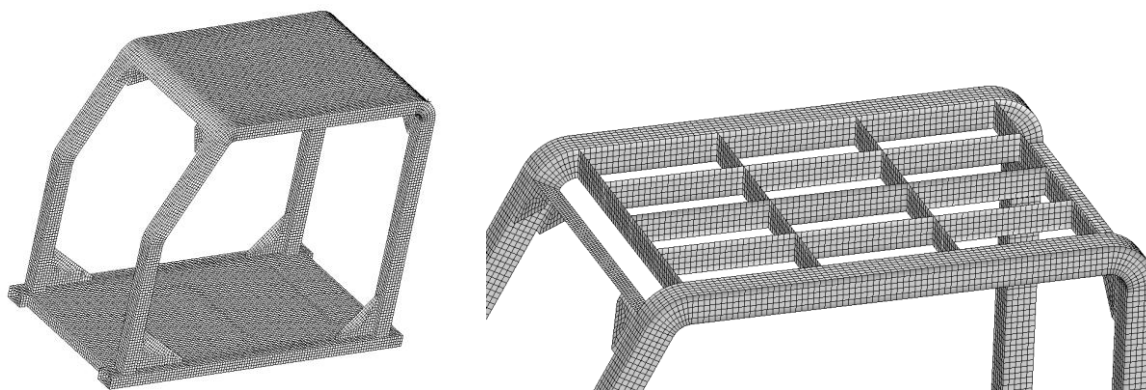
przestrzeń makiety DLV. Rysunek 1 przedstawia wymiary gabarytowe obciążnika przyjętego do analizy oraz rozpatrywanej konstrukcji i makiety DLV.



Rys. 1. Wymiary gabarytowe: a) obciążnika, b) kabiny i makiety DLV

### 3. Modelowanie badania metodą elementów skończonych

Do dyskretyzacji badanej konstrukcji użyto elementów czterowzłowych, powłokowych typu Shell o sformułowaniu Belytschko-Tsay [2]. Takie sformułowanie elementu zapewnia dużą wydajność obliczeń, liczba punktów całkowania jest wtedy ograniczona do jednego. Wprowadzono jednak pięć punktów całkowania po grubości elementu, mając na celu poprawne modelowanie plastycznego zachowania się materiału [1]. Rysunek 2 przedstawia model dyskretny kabiny. Obciążnik zamodelowano elementami sześciennymi ośmiowzłowymi.



Rys. 2. Siatka elementów skończonych z widokiem na uźebrowanie wewnętrzne

Rozpatrywana konstrukcja jest wykonana z materiału o własnościach przedstawionych w tabeli 1. Zdefiniowano bilinearny, sprężysto-plastyczny model materiału. Przyjęty model materiału jest dodatkowo opisany przez równanie Cowpera-Symonds'a (1) uwzględniające wpływ prędkości odkształceń i typ umocnienia. W rozpatrywanym zagadnieniu założono, że wzmocnienie ma charakter mieszany (izotropowo-kinematyczny).

$$\sigma = \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^{\frac{1}{p}} \right] (\sigma_0 + \beta E_p \epsilon_{ef}), \quad (1)$$



gdzie:

$\sigma$  - granica plastyczności,

$\dot{\epsilon}$  - prędkość odkształceń,

$\sigma_0$  - początkowa granica plastyczności,

C, p – stałe materiałowe Cowpera-Symonds'a,

$\beta$  - stała definiująca rodzaj wzmocnienia,

$E_p = \frac{E_{tan} E}{E - E_{tan}}$ ,  $E_{tan}$  - moduł styczny,  $E$  - moduł Younga,

$\epsilon_{ef}$  - odkształcenia plastyczne.

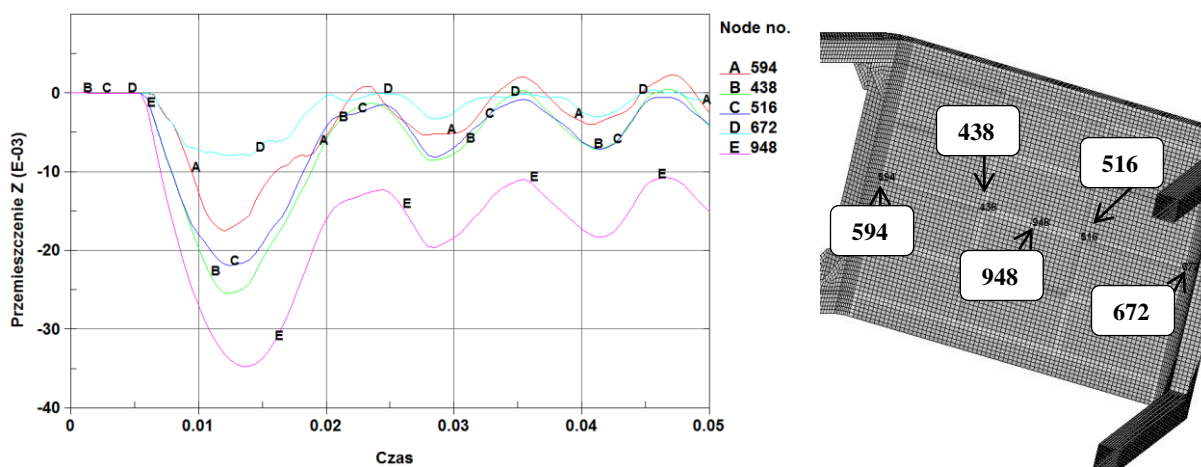
Tabela 1. Własności materiałowe

Gęstość	E	Liczba Poissona	$\sigma_0$	$E_{tan}$	$\beta$	C	p	Odształcenie niszczące
7860 [ $kg/m^3$ ]	205 [ $GPa$ ]	0.3	355 [ $MPa$ ]	763 [ $MPa$ ]	0.5	40 [ $s^{-1}$ ]	5	0.7

Jako warunek początkowy zadano prędkość początkową obciążnika, która zapewniła wymaganą energię uderzenia. Założono kontakt między węzłami obciążnika, a węzłami kabiny. Dodatkowo uwzględniono kontakt wzajemny elementów kabiny, gdyż przy dużych odkształceniach może dojść do interakcji między nimi. Rozpatrywaną konstrukcję podparto w miejscach, które odpowiadają jej zamocowaniu w trakcie badania. Wykorzystano procedurę jawnego całkowania równań ruchu metodą różnic centralnych. Obliczenia przeprowadzono przy wykorzystaniu oprogramowania LS-DYNA.

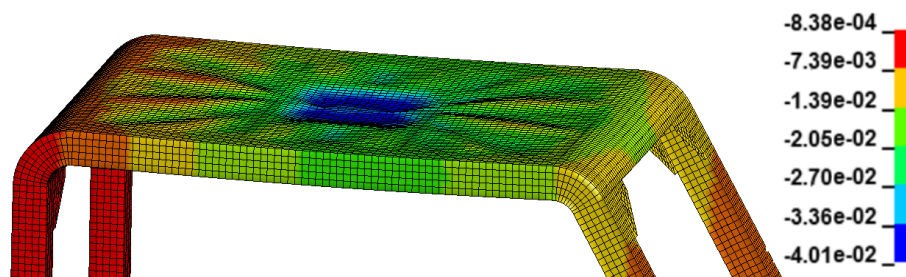
#### 4. Wyniki symulacji

Wyniki symulacji przedstawiono w jednostkach SI. Rysunek 3 przedstawia przebieg przemieszczeń w kierunku spadku obciążnika w czasie dla charakterystycznych węzłów. W celu wizualizacji zostały wybrane węzły na dolnej blaszce dachu kabiny, która przy ewentualnym naruszeniu strefy DLV najprawdopodobniej jako pierwsza weszłaby z nią w kontakt. Wartości przemieszczeń sugerują, że nie została naruszona strefa zabroniona (przemieszczenia nie przekroczyły 195 mm). Pierwsze uderzenie obciążnika z największą energią zostało zaabsorbowane przez kabinę z dużym zapasem bezpieczeństwa.

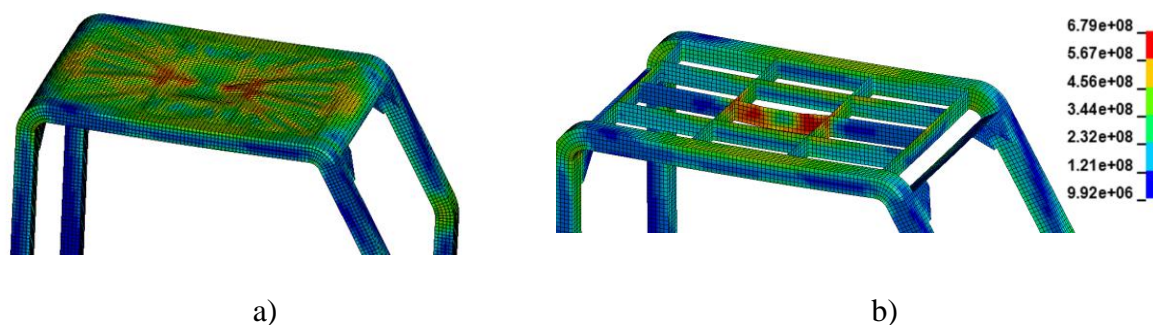


Rys. 3. Przemieszczenia w kierunku spadku obciążnika dla charakterystycznych węzłów w czasie

W dalszej części symulacji, pod wpływem siły grawitacji obciążnik uderzył jeszcze kilkakrotnie w dach kabiny. Uderzenia te miały znacznie mniejsze energie od pierwszego, nie zagroziły one naruszeniu strefy DLV. Rysunek 4 przedstawia pole przemieszczeń w kierunku spadku obciążnika, w czasie odpowiadającym maksymalnemu ugięciu dachu kabiny. Rysunek 5 przedstawia natomiast mapy naprężeń redukowanych.



Rys. 4. Pole przemieszczeń w kierunku spadku obciążnika w czasie 0.0135 s



Rys. 5. Mapa naprężeń redukowanych w czasie 0.0135: a) widok pogładowy, b) widok na żebra wewnętrzne

## 5. Podsumowanie

Symulacja numeryczna badania doświadczalnego opisanego w normie PN-EN 13627 pozwala na ocenę bezpieczeństwa konstrukcji już w fazie wirtualnego prototypowania. Takie podejście może skrócić czas i obniżyć koszty związane z etapem badań doświadczalnych. Dobrze przygotowany model numeryczny pozwala na przeprowadzanie obliczeń wielokrotnie, dla różnych warunków brzegowo-początkowych. Dzięki temu można badać własności konstrukcji w różnych warunkach bez narażenia na straty finansowe związane z eksperymentami. Rozszerzony opis metodologii oraz wyniki w odniesieniu do wymagań norm krajowych i międzynarodowych zawarto w [3].

## Literatura

1. Ansys LS-Dyna User's Guide. Ansys Inc., (2009).
2. Hallquist J.O., LS-DYNA Theory Manual. Livermore: Livermore Software Technology Corp., (2006).
3. Kokot G., Ogierman W., The numerical simulation of a dynamic load acting on a protective cabin structure using LS-Dyna. Mechanika: Proceedings of 18th International Conference, Kaunas, 123-127 (2013).
4. PN-EN 13627. Maszyny do robót ziemnych. Konstrukcje chroniące przed spadającymi przedmiotami. Wymagania i badania laboratoryjne.
5. PN-ISO 3164. Maszyny do robót ziemnych. Laboratoryjna ocena konstrukcji chroniących operatora.

# BADANIA WPLYWU GAZU OSŁONOWEGO NA PRZEBIEG PROCESU LUTOSPAWANIA ŁUKOWEGO I WŁASNOŚCI POŁĄCZEŃ LUTOSPAWANYCH

**JANUSZ PIKUŁA**

Mechatronika, ME3, 5 rok

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Jerzy Mendakiewicz, Prof. Pol. Śl.  
dr inż. Tomasz Pfeifer, Instytut Spawalnictwa



**Streszczenie.** W Instytucie Spawalnictwa w Gliwicach przeprowadzono badania procesu lutowania blach ocynkowanych w celu określenia wpływu gazu osłonowego na przebieg procesu lutowania łukowego. Analizowane były takie własności połączeń lutowanych jak: geometria lutowiny, zwilżalność, utlenienie powłoki cynkowej, rozprysk i porowatość. Lutowiny zostały poddane badaniom wizualnym. Celem badań było również określenie wpływu udziału składowej ujemnej prądu o zmiennej biegunowości na przebieg procesu lutowania i własności połączeń.

## 1. Wprowadzenie

W wielu dziedzinach przemysłu coraz szerzej stosowane są blachy stalowe ocynkowane oraz cienkie blachy ze stali nierdzewnej i aluminium. W związku z tym występuje duże zapotrzebowanie na wykonywanie wysokiej jakości połączeń z blach powlekanych i niepowlekanych o małej grubości. Wiąże się to ze stosowaniem metod spawalniczych, zapewniających odpowiednią jakość połączeń przy zachowaniu pierwotnych właściwości antykorozyjnych materiału podstawowego.

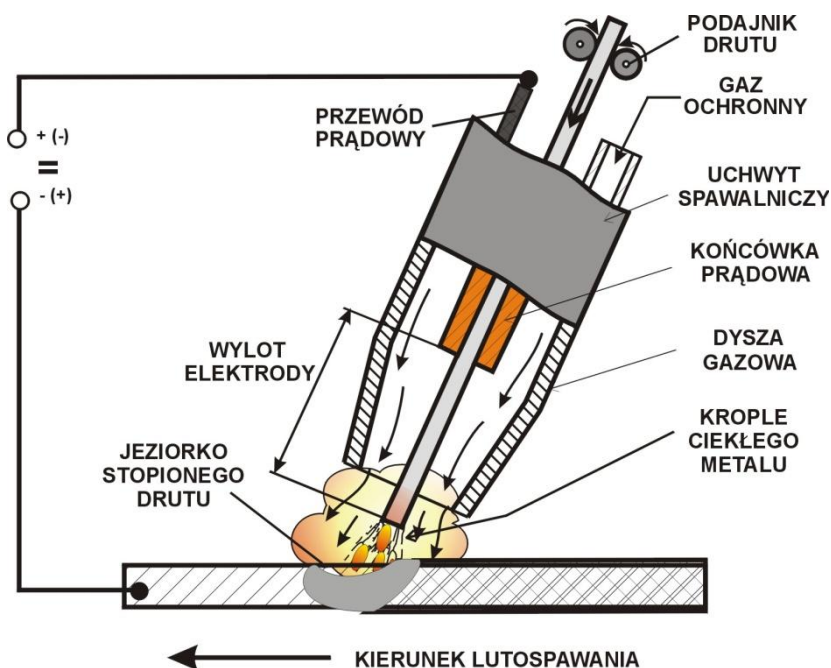
Konwencjonalne metody spawania łukowego MIG/MAG powodują wprowadzenie zbyt dużej ilości ciepła, rezultatem czego jest powstawanie odkształceń spawanych elementów, a w przypadku blach pokrytych cynkiem, dodatkowo powstawanie oparów cynku i tlenków. Prowadzą one do tworzenia się w złączy spawanym pęcherzy gazowych, pęknięć, braków przetopu i przeklejeń, przez co spawany element traci pierwotne właściwości antykorozyjne, a złącze estetykę i właściwości wytrzymałościowe. Zastosowanie lutowania twardego nie rozwiązuje problemu, ponieważ nie zapewnia odpowiednio wysokiej wydajności procesu. Stosowane dotychczas w przemyśle motoryzacyjnym lutowanie MAG łukiem standardowym blach powlekanych i niepowlekanych o małej grubości również wiąże się z powstawaniem odkształceń i uszkodzeń powłoki antykorozyjnej.

Metodami lutowania, które zapewniają wysoką jakość, estetykę i wysokie właściwości mechaniczne złącza, są tzw. metody niskoenergetyczne. Wprowadzanie znacznie mniejszej ilości energii oraz wysoka stabilność procesu pozwalają znacznie zmniejszyć odkształcenia i uszkodzenie powłoki ochronnej oraz polepszyć estetykę złącza poprzez ograniczenie rozprysku. Najnowszym i nowatorskim rozwiązaniem jest zastosowanie prądu pulsującego o zmiennej biegunowości w niskoenergetycznych metodach spawania elektrodą topliwą.

## 2. Lutowanie łukowe MIG/MAG

W procesie lutowania łukowego MIG/MAG łuk elektryczny powoduje podgrzanie materiału podstawowego, stopienie się lutu (druwu elektrodowego) oraz zwilżenie ciekłym

lutem łączonych powierzchni. Całe zjawisko zachodzi w atmosferze gazu osłonowego. Schemat procesu został przedstawiony na rysunku 1.



Rys. 1. Przebieg procesu lutospawania metodą MIG/MAG w atmosferze gazu osłonowego [4]

### 3. Cel badań procesu lutospawania

Celem było zbadanie wpływu różnego rodzaju gazów osłonowych i składowej ujemnej w przebiegu prądu i napięcia na przebieg procesu lutospawania blach ocynkowanych, estetykę i geometrię lutospoin. Zbadane również zostały właściwości wytrzymałościowe lutospoin przy wykorzystaniu statycznej próby rozciągania oraz próby zmęczeniowej.

### 4. Badania procesu lutospawania

Powtarzalność warunków wykonywania lutospoin i lutowań we wstępnych badaniach zagwarantowało użycie robota ROMAT 310 firmy Cloos przedstawionego na rysunku 2. Próbkę pozycjonowano na stalowej podkładce i utwierdzano dociskami, które zapobiegały odkształceniom wynikającym z naprężeń termicznych. Do badań zastosowano urządzenie spawalnicze DW-300+ produkcji firmy DAIHEN przedstawione na rysunku 2, które umożliwia lutospawanie niskoenergetyczną metodą MIG/MAG AC Pulse.

W badaniach zastosowano blachy z stali niestopowej jakościowej o grubości 1,15mm z powłoką cynkową nakładaną ogniowo o grubości 7,5 $\mu$ m (gatunek DC04 ZE75/75 wg PN-EN10152:2011).

Do badań zastosowano spoiwo typu CuSi3Mn produkcji firmy Bedra o średnicy 1,0mm (wg PN-EN 13347:2002). Próby wykonywano dla trzech rodzajów gazu osłonowego:

- argonu (I1 wg PN-EN ISO 14175),
- mieszanki argonu z tlenem 98% Ar + 2% O<sub>2</sub> (M13 wg PN-EN ISO 14175),
- mieszanki argonu z dwutlenkiem węgla 82% Ar + 18% CO<sub>2</sub> (M12 wg PN-EN ISO 14175).



Rys. 2. Zdjęcie stanowiska do wykonywania prób lutowania (z lewej) i zastosowanego urządzenia spawalniczego (z prawej)

Dla prawidłowego przebiegu procesu lutowania, a w konsekwencji dla otrzymania złącza spełniającego określone wymogi, kluczowe znaczenie ma dobór odpowiednich parametrów procesu.

Do podstawowych parametrów lutowania zalicza się:

1. Natężenie przepływu gazu osłonowego. Orientacyjne przyjmuje się 1,0 l/min na każdy milimetr średnicy dyszy gazowej.
2. Odległość między końcówką prądową i przedmiotem.
3. Prędkość posuwu drutu elektrodowego.
4. Prędkość spawania.
5. Udział składowej ujemnej w przebiegu prądu i napięcia (ENRatio) był jednym z badanych parametrów. Analizowany był cały możliwy zakres od -30 do +30. Jest to nastawa bezwymiarowa, ustalona przez producenta.
6. Napięcie łuku elektrycznego było wstępnie ustalone przez linię synergię, a w trakcie procesu spawania ulegało zmianom w zależności od długości łuku.
7. Natężenie prądu spawania było wartością wynikową, uzależnioną od wartości napięcia łuku spawalniczego, średnicy i prędkości podawania drutu oraz udziału składowej ujemnej.
8. Pochylenie uchwytu spawalniczego w stosunku do materiału lutowanego, uchwyt odchylony w kierunku przeciwnym lub zgodnym albo prostopadle do kierunku spawania.

Wartości napięcia łuku elektrycznego i natężenia prądu spawania są wartościami średnimi wyliczonymi przez urządzenie spawalnicze z czasu trwania procesu lutowania danej próby.

Badania wizualne wykonanych próbek przedstawionych na rysunku 3 pozwoliły dobrać parametry lutowania, których zastosowanie umożliwi uzyskanie lutonapoin i lutowoin charakteryzujących się dobrym rozplnieniem materiału dodatkowego, małym stopniem utlenienia powłoki cynkowej (biały nalot wzdłuż lutowoin) i małą ilością odprysków.



Rys. 3. Lutonapoiny i lutowoiny w złączu zakładkowym wykonane w badaniach wstępnych

Wąski zakres parametrów procesu dobranych dla lutowania wynika z dużego wpływu niewielkich zmian tych parametrów na powstawanie niezgodności takich jak: zbyt szeroki lub wysoki nadlew i zbyt duża ilość odprysków. Każde odstępstwo od dobranych parametrów destabilizuje proces oraz powoduje uzyskanie lutonapoin oraz złączy charakteryzujących się niedostateczną jakością.

## 5. Wnioski

Przeprowadzone badania technologiczne lutowania cienkich blach z powłokami ochronnymi na bazie cynku wykazały, że rodzaj zastosowanego gazu ochronnego ma istotny wpływ na przebieg procesu lutowania i własności połączeń. Dobry wąski zakres udziału składowej ujemnej w przebiegu prądu i napięcia w metodzie niskoenergetycznej AC Pulse umożliwia uzyskanie złączy o dobrej jakości i wolnych od odprysków.

## Literatura

1. Pilarczyk J., Pilarczyk J., Spawanie i napawanie elektryczne metali. Katowice, Śląsk Sp. z o.o. (1996).
2. Ferenc K., Spawalnictwo. Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne (2007).
3. Winiowski A., Gawrysiuk W., Mirski Z., Stano S., Dworak J., Praktyczne aspekty zastosowania lutowania stali trudno spawalnych i z pokryciami ochronnymi. Gliwice, Materiały seminaryjne, Instytut Spawalnictwa (2005).
4. Gawrysiuk W., Pfeifer T., Winiowski A., Charakterystyka technologii lutowania łukowego MIG/MAG. Przegląd spawalnictwa nr 2-3/2005.
5. Różański M., Gawrysiuk W., Lutowanie MIG/MAG blach ocynkowanych i przykłady trudno spawalnych układów materiałowych. Przegląd spawalnictwa nr 9/2007.

# ANALIZA NAPRĘŻEŃ I ODKSZTAŁCEŃ GRUBOŚCIENNEJ RURY SIŁOWNIKA HYDRAULICZNEGO DWUSTRONNEGO DZIAŁANIA

inż. ADAM PIOTROWICZ

Mechanika i Budowa Maszyn, MB2, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: prof. dr hab. inż. Piotr Gendarz



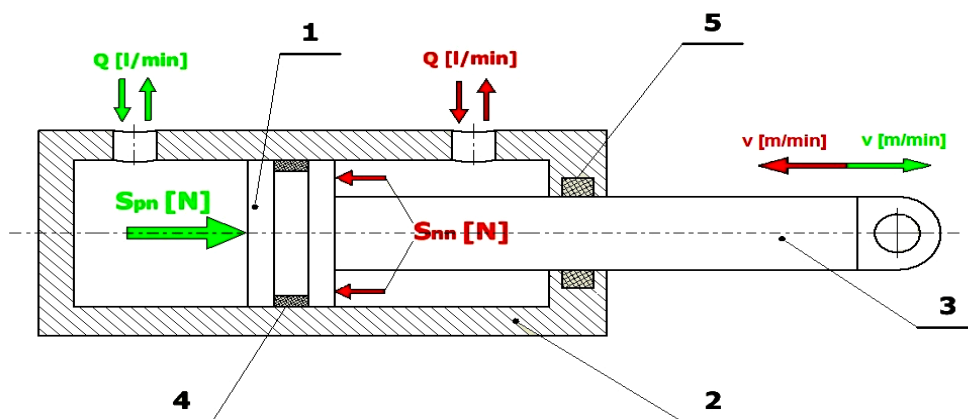
**Streszczenie.** W pracy przedstawiono metodykę postępowania przy weryfikacji wytrzymałościowej rury cylindra hydraulicznego dwustronnego działania. Przeprowadzono obliczenia teoretyczne oraz analizę za pomocą Metody Elementów Skończonych w środowisku MSC Patran/Nastran. Zweryfikowano także (pod względem stałości stanów stereomechanicznych) poszczególne typowielkości rur, opracowanego na podstawie teorii podobieństwa konstrukcyjnego, typoszeregu siłowników hydraulicznych na wahaczu.

## 1. Wprowadzenie

Szeroko pojęta mechanizacja, automatyzacja oraz wzajemna rywalizacja przedsiębiorstw produkcyjnych w zakresie technicznych osiągnięć i możliwości stanowią siłę napędową rozwoju nowoczesnych systemów i technologii. Wśród środków technicznych stosowanych w licznych gałęziach przemysłu, ze szczególnym uwzględnieniem branży górniczej, którym stawia się wysokie wymagania w zakresie trwałości, niezawodności działania oraz pasma przenoszonych obciążeń, należy wyróżnić siłowniki hydrauliczne.

Dążenie do minimalizacji masy produktu finalnego, całkowitej liczby elementów, prostota montażu, uniwersalność – wszystko to sprawia, iż współcześnie to właśnie cylindry hydrauliczne są powszechnie stosowane w zespołach i podzespołach maszyn i urządzeń takich, jak: kombajny ścianowe, obudowy zmechanizowane, przenośniki zgrzeblowe.

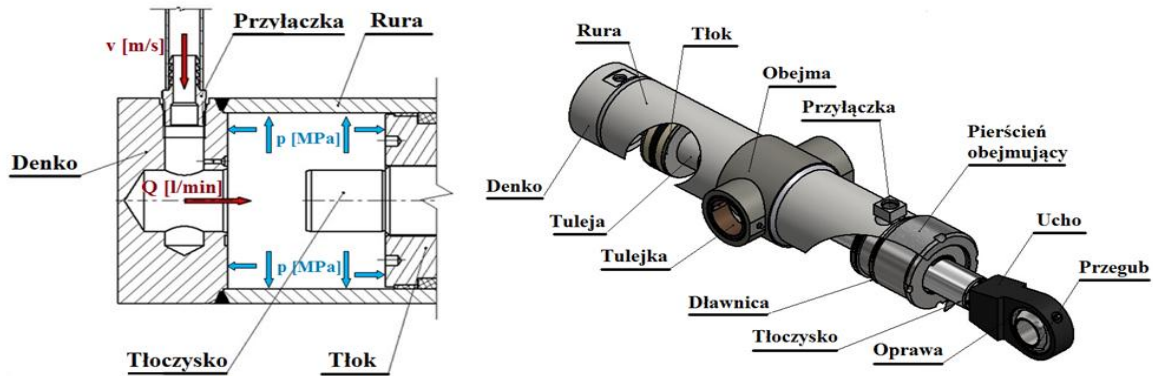
W klasycznym siłowniku hydraulicznym dwustronnego działania (Rys. 1) można wyróżnić kilka zasadniczych elementów: tłok 1, rurę cylindra 2, tłoczyśko 3, zespół uszczelnień 4, 5. Poprzez odpowiednie sterowanie wydatkiem (natężenie przepływu  $Q$ ) pompy przy zasilaniu strefy bez tłoczyśkowej (kolor zielony) bądź tłoczyśkowej (kolor czerwony) następuje inicjacja ruchu tłoka z tłoczyśkiem i odpowiednio ich wysuwanie lub wsuwanie, zależnie od strefy, do której włączane jest medium, z żadaną prędkością  $v$ .



Rys. 1. Schemat budowy i działania cylindra hydraulicznego dwustronnego działania

## 2. Model i charakterystyka obciążenia

Początkowym stadium analizy było określenie systemu ogólnego rozpatrywanego środka technicznego, który zdefiniowano jako: *przekształcenie energii hydraulicznej na mechaniczną przy realizacji ruchów posuwisto-zwrotnych*. Określono relacje sprzężeń pomiędzy współdziałającymi z rurą elementami oraz szczegółowo przeanalizowano relację przekształcenia energii w oparciu o model konstrukcji wzorcowej siłownika (Rys. 2).



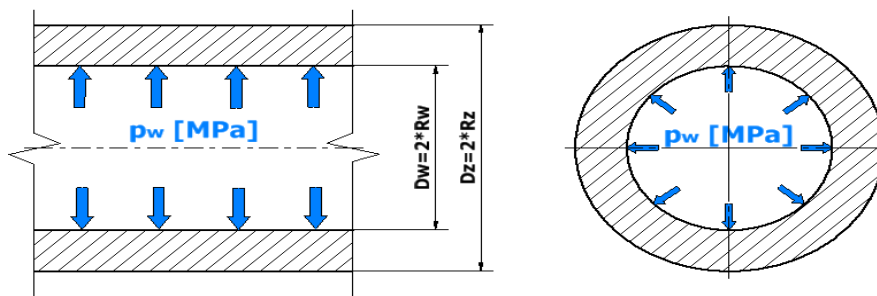
Rys. 2. Przekształcenie energii. Model konstrukcji wzorcowej siłownika

Zweryfikowano cechy geometryczne oraz tworzywowe rury cylindra. Utworzony w programie Autodesk Inventor Professional 2013 model 3D rozpatrywanej rury przedstawiony został poniżej (Rys. 3).



Rys. 3. Model CAD oraz model fizyczny rury cylindra

W oparciu o opracowaną dokumentację technologiczną wykonany został model fizyczny. Jako półfabrykat przyjęto rurę stalową bez szwu walcowaną na gorąco ze stali E355K2. Określono charakter jej obciążenia ciśnieniem wewnętrznym o stałej wartości 16 MPa.



Rys. 4. Obciążenie modelu ciśnieniem wewnętrznym

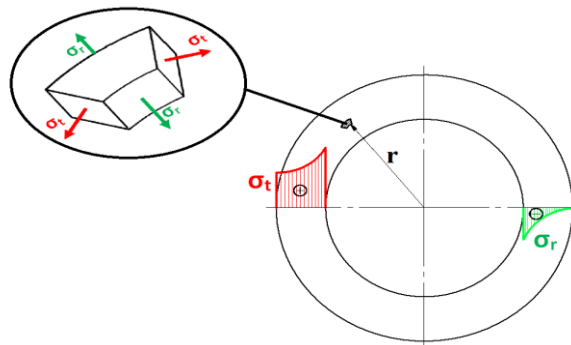


### 3. Weryfikacja analityczna

Do dalszych obliczeń przyjęto następujące (tworzywowe i geometryczne) dane wejściowe:

- Moduł sprężystości wzdłużnej:  $E = 210 \text{ GPa}$ ,
- Liczba Poissona:  $\nu = 0.3$ ,
- Średnica wewnętrzna rury:  $D_w = 125 \text{ mm}$ ,
- Średnica zewnętrzna rury:  $D_z = 146 \text{ mm}$ .

Rozkład wartości poszczególnych naprężeń i odkształceń ścianki rury wyznaczono na podstawie zagadnienia Lamego. Wydzielono elementarny fragment ścianki modelu (Rys. 5) i zobrazowano występujące w nim naprężenia obwodowe  $\sigma_t$  oraz promieniowe  $\sigma_r$ .



Rys. 5. Rozkład naprężeń promieniowych i obwodowych w ściance rury

W przypadku rury grubościennej o średnicach: zewnętrznej  $D_z = 2R_z$  i wewnętrznej  $D_w = 2R_w$  poddanej jedynie działaniu ciśnienia wewnętrznego  $p_w$  w dowolnym jej punkcie określonym promieniem  $r$  naprężenia promieniowe określa zależność:

$$\sigma_r = p_w \frac{R_w^2}{R_z^2 - R_w^2} \left( 1 - \frac{R_z^2}{r^2} \right) \quad (1)$$

Z kolei naprężenia obwodowe:

$$\sigma_t = p_w \frac{R_w^2}{R_z^2 - R_w^2} \left( 1 + \frac{R_z^2}{r^2} \right) \quad (2)$$

Do wyznaczenia naprężenia zastępczego zastosowano hipotezę energetyczną Hubera:

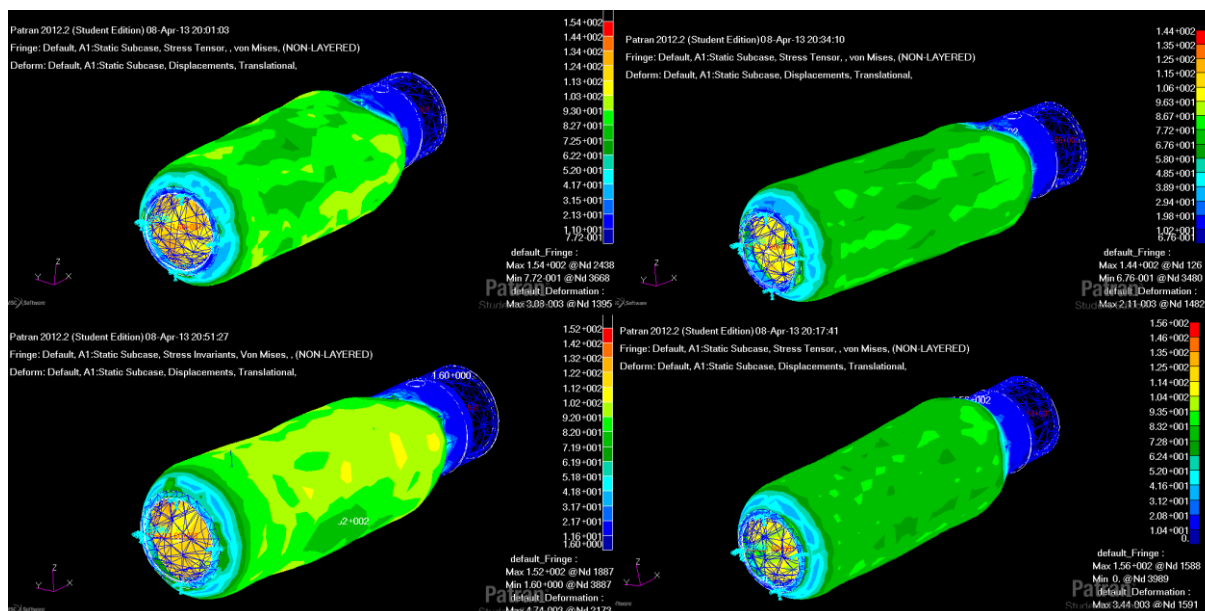
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_r \sigma_t} \quad (3)$$

Wartość przemieszczenia promieniowego dowolnego punktu rury wyznaczono z zależności:

$$u = \frac{r}{E} \left[ p_w \frac{[r^2(1-\nu) + R_z^2(1+\nu)]R_w^2}{r^2(R_z^2 - R_w^2)} \right] \quad (4)$$

## 4. Weryfikacja z zastosowaniem Metody Elementów Skończonych

W myśl założeń teorii podobieństwa konstrukcyjnego, w oparciu o przytoczone powyżej wzory (3) i (4), określono warunki podobieństwa konstrukcyjnego, na podstawie których wyznaczone zostały ilościowe cechy geometryczne pozostałych typowości rur tworzonego typoszeregu siłowników. Poddano je ostatecznej analizie wytrzymałościowej MES w celu weryfikacji stałości stanów stereomechanicznych (Rys. 6).



Rys. 6. Rozkład sumarycznych naprężeń i wizualizacja odkształceń kilku typowości rur

## 5. Wnioski

Wyniki przeprowadzonych analiz odbiegają o ok 7-10% od wartości uzyskanych na drodze klasycznych obliczeń, za sprawą pewnych uproszczeń przyjmowanych podczas tworzenia zależności fizycznych i matematycznych. W oparciu o zagadnienie Lamego możliwym jest wyznaczenie przybliżonych wartości naprężeń w ściankach rur i naczyń grubościennych, jak również ich teoretycznych odkształceń, jednakże w przypadku nieciągłości geometrii modelu (otwory, sfazowania) spodziewanym jest lokalne spiętrzenie naprężeń. Niemniej jednak weryfikacja kolejnych typowości rur utworzonego typoszeregu siłowników pozwala wnioskować o skuteczności teorii podobieństwa konstrukcyjnego w zakresie tworzenia uporządkowanych rodzin konstrukcji środków technicznych, co potwierdzone zostało równomiernym (w znacznej mierze) rozkładem wartości naprężeń redukowanych.

## Literatura

1. Bąk R., Burczyński T., Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, WNT, Warszawa (2009).
2. Gendarz P., Elastyczne systemy modułowe konstrukcji maszyn, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2009).
3. Marutow W. A., Pawłowski S. A., Cylindry hydrauliczne. Konstrukcja i obliczanie, WNT, Warszawa (1968).
4. Kosiński S., Metoda obliczeń wytrzymałości jednostopniowych siłowników hydraulicznych, Kobyłka (2002).

# PROJEKT DŹWIGARA SKRZYDŁA SAMOLOTU BEZZAŁOGOWEGO

## KRZYSZTOF PŁATEK

Mechatronika, ME3, 4 rok

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



**Streszczenie.** Celem działań było zaprojektowanie dźwigara skrzydła w taki sposób by uzyskać jak najniższą masę przy wystarczającej wytrzymałości w motoszybowcu bezzałogowym. Badano kompozyt zbrojony różnymi włóknami węglowymi. Obliczono siły aerodynamiczne działające na dźwigar w trakcie startu. Zostały także wykonane symulacje numeryczne MES przemieszczeń i naprężeń. Na podstawie wyników prób wyciągnięto liczne wnioski, które przyczyniły się do zmiany idei projektowania najważniejszych elementów konstrukcyjnych w samolocie.

## 1. Cel projektu

Artykuł przedstawia wybrane wyniki analiz i badań eksperymentalnych wykonanych podczas projektowania elementów motoszybowca [1,2,3,4,6].

Głównym celem działań było zaprojektowanie dźwigara (głównego elementu konstrukcyjnego) centralnego fragmentu skrzydła (centropłata) w taki sposób by uzyskać jak najniższą masę przy wystarczającej wytrzymałości skrzydła w zdalnie sterowanym motoszybowcu bezzałogowym „Orzeł” napędzanym silnikiem spalinowym. Motoszybowiec (Rys. 1) został zrobiony przez autora tego projektu w całości z laminatów kształtowanych w formach.



Rys. 1. Motoszybowiec spalinowy „Orzeł” z omawianym w pracy skrzydłem z kompozytów

Wytwarzanie modelu i jego form było zintegrowane z komputerowym wspomaganie projektowania inżynierskiego CAD/CAM. Rozpiętość skrzydeł samolotu to 3500 mm.

W projekcie autor skupił swoje rozważania na badaniu kompozytu zbrojonego włóknem węglowym typu HTS i UMS firmy Tenax. Istnieje wiele odmian włókna węglowego, każda z nich posiada inne właściwości. Testowano także różne rodzaje żywic epoksydowych osnowy, by ustalić, która jest najlepsza. W ramach projektu zostały przeprowadzone badania włókien węglowych na uniwersalnej maszynie wytrzymałościowej. Porównywano różne rodzaje materiałów, by wybrać najbardziej wytrzymały.

Wszystkie próbki starano się wykonać w podobny sposób. W trakcie realizacji projektu postanowiono także dokładnie zbadać najodpowiedniejszy stopień przesączenia żywicą

włókna węglowego, by uzyskać jak najniższą masę w stosunku do wysokiej wytrzymałości. Wszystkie wykonane próbki były wygrzane w podwyższonej temperaturze w specjalnym piecu zbudowanym przez autora projektu (Rys. 2).

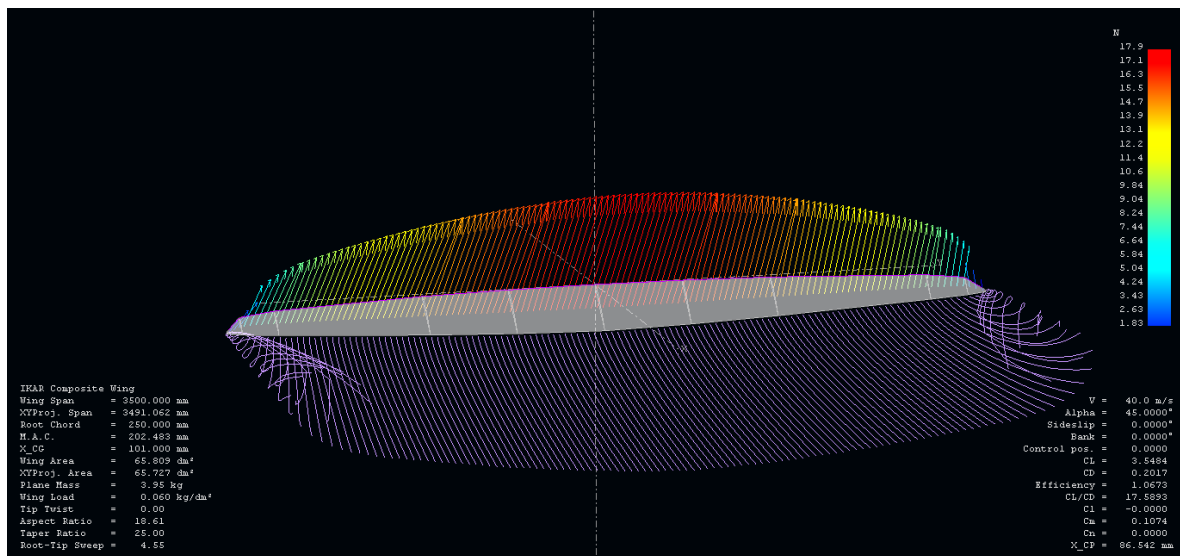


Rys. 2. Wykonywanie próbek z różnych rodzajów włókien węglowych

Poza próbkami do testów na rozciąganie, wykonano także specjalne fragmenty dźwigarów skrzydła do testów na zginanie. Fragmenty dźwigarów zostały złamane metodą zginania trójpunktowego. Testy zginania dźwigarów należały do najważniejszych przeprowadzonych badań w całym realizowanym projekcie.

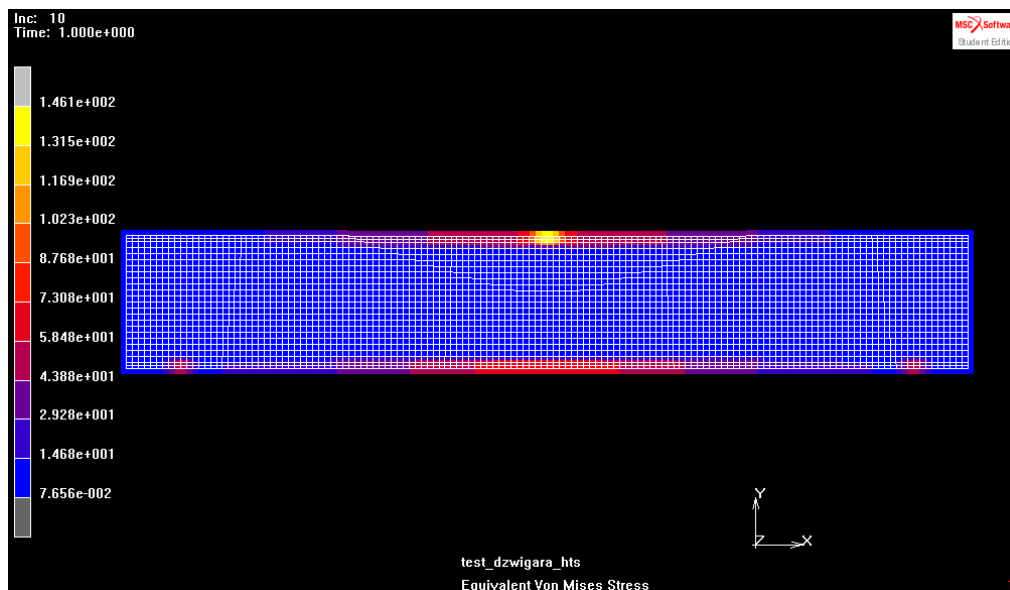
## 2. Symulacje numeryczne

Przystąpiono także do próby obliczenia sił aerodynamicznych działających na dźwigar w trakcie startu motoszybowca. Do próby ustalenia sił działających na skrzydło w trakcie lotu użyto programu XFLR5 [5] (Rys. 3).



Rys. 3. Symulacja CFD skrzydła w użyciu oprogramowaniem XFLR5

Zostały także wykonane symulacje numeryczne MES przemieszczeń i naprężeń w programie MSC Marc Mentat 2010. W oprogramowaniu zostały utworzone dokładnie odwzorowane cyfrowe modele dźwigarów. Szczególną uwagę przyłożono do prawidłowych wymiarów geometrycznych i poprawnie utworzonej siatki elementów skończonych. Wyniki symulacji przemieszczeń pod obciążeniem okazały się zaskakująco poprawne, w porównaniu do prób eksperymentalnych. Wykonano także analizę naprężenia MES, przy obciążeniu siłą punktową. Na rys. 4 przedstawiono wybrane wyniki analiz.



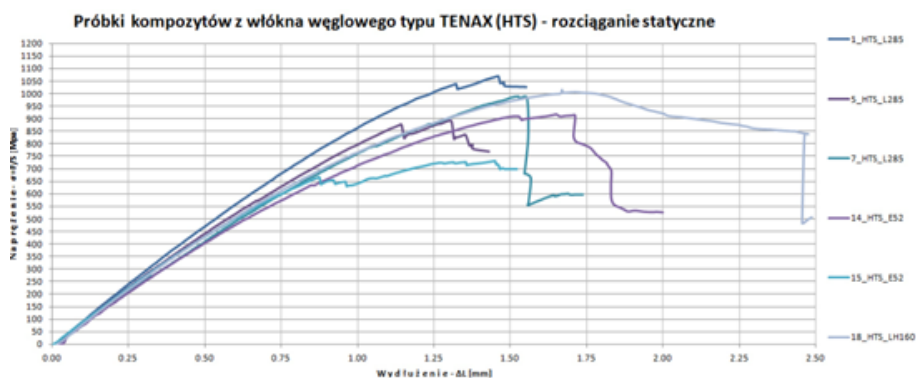
Rys. 4. Mapy naprężeń w dźwigarze zbudowanym z kompozytu węglowego HTS

### 3. Wyniki badań eksperymentalnych

Badania materiałów kompozytowych zostały przeprowadzone przez autora projektu w „Laboratorium Zastosowań Metod Sztucznej Inteligencji” Instytutu Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej na Wydziale Mechanicznym Technologicznym Politechniki Śląskiej w ramach działalności w Studenckim Kole Naukowym Mechaniki Eksperymentalnej „STRESS”. Z spośród 33 wykonanych próbek zerwanych podczas statycznej próby rozciągania zatwierdzono do badań 19 sztuk. Na rys. 5 przedstawiono fragment dźwigara podczas trójpunktowego zginania. Rysunek 6 przedstawia przykładowe wyniki uzyskane podczas próby rozciągania dla próbek HTS.



Rys. 5. Test wytrzymałości wzmocnionego dźwigara



Rys. 6. Porównanie badanych materiałów pod kątem wytrzymałości na rozciąganie

#### 4. Podsumowanie

Przeprowadzone symulacje oraz badania pozwoliły na budowę dźwigarów o lepszych właściwościach. Na podstawie pierwszych prób opracowano nowy wzmocniony dźwigar, który okazał się ponad dwukrotnie bardziej wytrzymały i niewiele cięższy. Ostatecznie wykonano pomyślne loty motoszybowca „Orzeł” z kamerą cyfrową na pokładzie w którym zastosowano nowo opracowany typ dźwigara (Rys. 7).



Rys. 7. Testy spalinowego motoszybowca „Orzeł” z kamerą cyfrową na pokładzie (moment wyjścia z lotu nurkowego z prędkością około 60 km/h) widać lekkie ugięcie skrzydła w sekcji centropłata w którym zastosowano nowo opracowany typ dźwigara [7]

#### Literatura

1. Kapuściński J., Puciłowski K., Wojciechowski S., Projektowanie i technologia materiałów kompozytowych, Warszawa (1983).
2. Stafiej W., Obliczenia stosowane przy projektowaniu szybowców, Warszawa (2000).
3. Chachurski R., Choszczewski M., Obciążenia będące wynikiem pracy zespołu napędowego bezzałogowego statku powietrznego klasy mini, Prace Instytutu Lotnictwa, ISSN 0509-6669 , s. 39-48, Warszawa (2011).
4. Sztorc A., Weryho H., Projektowanie i konstrukcja modeli szybowców, Warszawa (1977).
5. <http://www.xflr5.com/xflr5.htm>.
6. Sołtyk T., Amatorskie projektowanie samolotów, Warszawa (2012).
7. <http://www.rcfangliwice.pl>.

# ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA RAMIENIA ROBOTA

inż. MAREK ZAREMBA

Automatyka i Robotyka, AB3, 5 rok

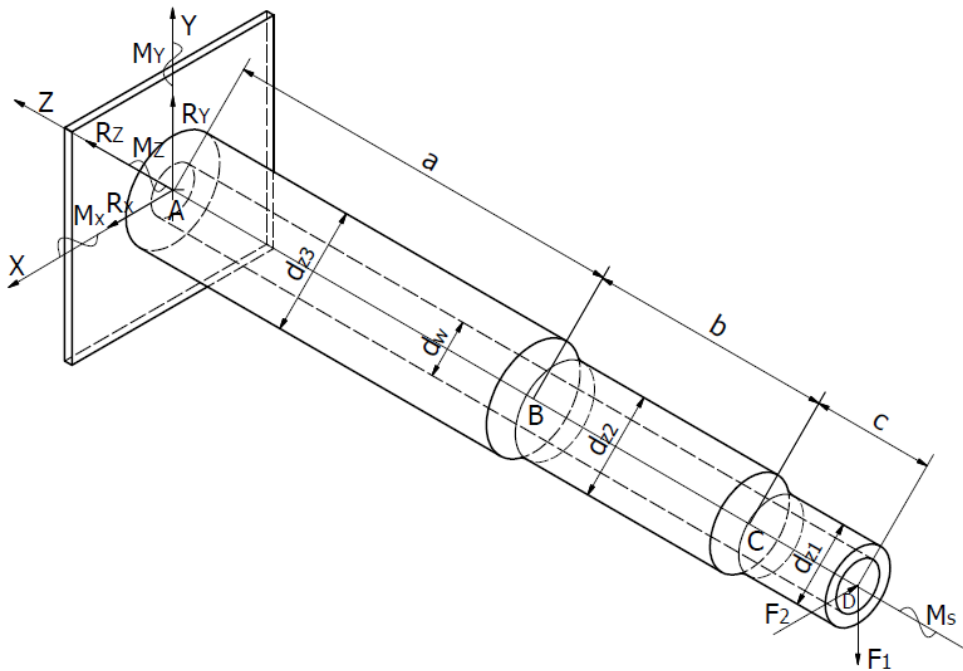
Opiekunowie naukowci: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej  
dr inż. Radosław Górski



**Streszczenie.** Celem projektu była analiza wytrzymałościowa ramienia robota metodą analityczną oraz numeryczną – metodą elementów skończonych (MES). Zbadano również wpływ dyskretyzacji modelu na wyniki obliczeń numerycznych oraz porównano wyniki obliczeń analitycznych i numerycznych. Obliczenia numeryczne przeprowadzono za pomocą programu MSC Patran/Nastran.

## 1. Założenia konstrukcyjne ramienia

Ramię to rura wykonana ze stopu aluminiowego PA6 [1]. Ramię składa się z trzech segmentów o różnych średnicach zewnętrznych tj.  $d_{z1} = 90 \text{ mm}$ ,  $d_{z2} = 110 \text{ mm}$ ,  $d_{z3} = 130 \text{ mm}$  i takiej samej średnicy wewnętrznej na całej długości ramienia równej  $60 \text{ mm}$ . Długość poszczególnych segmentów to  $a = 500 \text{ mm}$ ,  $b = 300 \text{ mm}$ ,  $c = 150 \text{ mm}$ . Na ramię działają następujące siły: siła  $F_1 = 981 \text{ N}$  wynikająca z masy następnego ramienia oraz z ciężaru zawieszonoego na tym ramieniu, siła  $F_2 = 200 \text{ N}$  wynikająca z działania siły bezwładności i moment skręcający  $M_s = 191 \text{ Nm}$ , wynikający z obrotu następnego ramienia. W obliczeniach pominięto wpływ masy samego ramienia.



Rys. 1. Geometria i warunki brzegowe ramienia robota

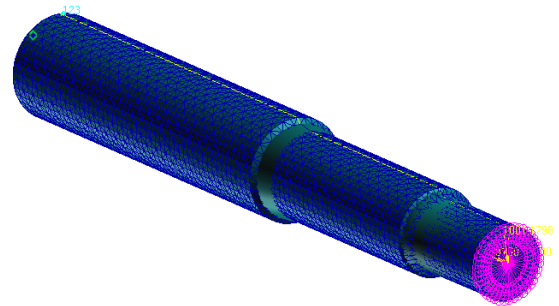
## 2. Analiza wytrzymałościowa ramienia robota

Analiza rozważanego układu polega na weryfikacji wytrzymałościowej oraz na wyznaczeniu przemieszczeń charakterystycznych punktów. Rozważane są cztery przypadki:

- gdy siła  $F_2$  działa na element w kierunku osi  $x$ ,
- gdy siła  $F_1$  działa na element w kierunku osi  $y$ ,
- gdy na element działa moment skręcający  $M_s$ ,
- gdy na ramię działają siły w kierunku osi  $x$  i  $y$  oraz moment skręcający.

Wyznaczono analitycznie przemieszczenie punktu D na podstawie twierdzenia Castigliano oraz naprężenia charakterystycznych punktów ramienia [2], [3]. Z powodu nieciągłości naprężeń na granicach poszczególnych przedziałów belki, wyznaczono naprężenia w charakterystycznych punktach wyłącznie dla mniejszych wskaźników wytrzymałości przekrojów.

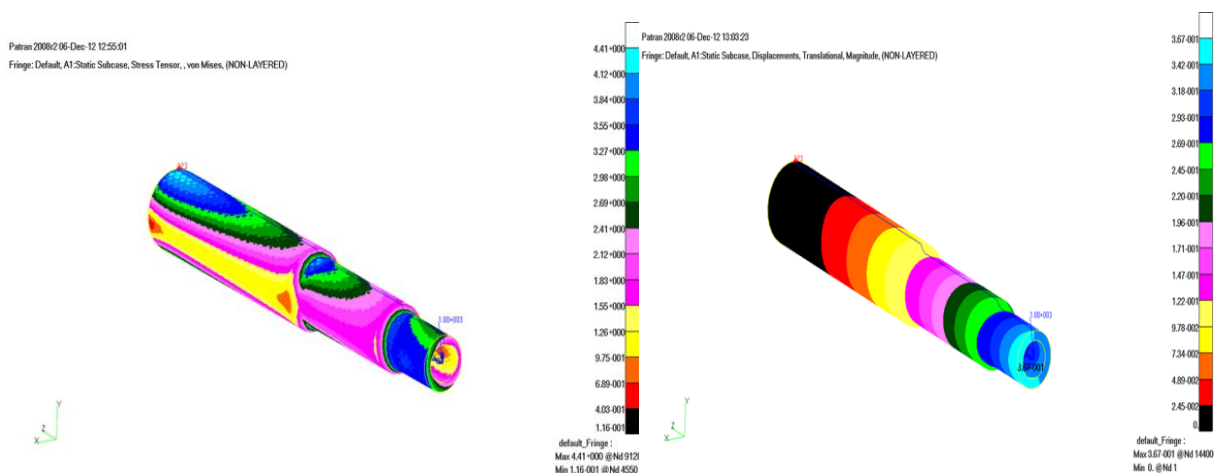
Obliczenia numeryczne zostały wykonane za pomocą programu Patran/Nastran. Pierwszym krokiem do uzyskania wyników było zamodelowanie bryły dzięki zastosowaniu Boolean Operation. Następnie zdefiniowano materiał oraz wygenerowano siatkę Tet4. Siatka składa się z czworoscianów składających się z czterech węzłów, połączonych krawędziami o długości  $10\text{ mm}$ . Przed nadaniem warunków brzegowych stworzono węzeł, który dzięki funkcji RBAR połączono sztywno z bryłą i przyłożono do niego siły  $F_1$ ,  $F_2$  oraz moment. Następnie odebrano wszystkie przemieszczenia na utwierdzonej płaszczyźnie modelu.



Rys. 2. Model numeryczny ramienia robota

## 3. Wyniki analizy wytrzymałościowej ramienia robota

Poniższe rysunki przedstawiają wyniki analizy, tj. rozkład naprężeń zredukowanych Misesa [ $MPa$ ] oraz przemieszczenia wypadkowe [ $mm$ ], gdy na ramię robota działają jednocześnie siły w kierunku osi  $x$  i  $y$  oraz moment skręcający.



Rys. 3. Rozkład naprężeń zredukowanych oraz przemieszczeń w modelu



W tabeli 1 przedstawiono wyniki analityczne oraz numeryczne dla przypadków:

- gdy siła  $F_2$  działa na ramię w kierunku osi  $x$ ,
- gdy siła  $F_1$  działa na ramię w kierunku osi  $y$ ,
- gdy na ramię działa moment skręcający  $M_s$ .

Tabela 1. Porównanie wyników analitycznych i numerycznych

Wyniki	Siła $F_2$ działa na element w kierunku osi $x$		Siła $F_1$ działa na element w kierunku osi $y$		Moment skręcający $M_s$ działa na element	
	Analityczne	Numeryczne	Analityczne	Numeryczne	Analityczne	Numeryczne
Maksymalne naprężenia normalne/styczne [MPa]	0,92	0,86	4,52	4,24	1,66	1,59
Maksymalne przemieszczenie wypadkowe modelu [mm]	0,069	0,069	0,34	0,34	-	-

Analizując tabelę 1 można zauważyć, że otrzymane wyniki numeryczne w stosunku do wyników analitycznych różnią się w małym stopniu. Z tego faktu wynika, że zagęszczenie siatki zostało dobrze dobrane, a czas obliczeń nie był długi. Największa różnica wystąpiła w przypadku drugim, gdy na ramię działa siła  $F_1$  i dla naprężenia różnica wyniosła  $0,28 \text{ MPa}$ , tj. 6.19%. Największe naprężenie wyliczone dla prostych przypadków obciążenia wystąpiło, gdy na ramię działała tylko siła  $F_1$  powodująca zginanie ramienia w płaszczyźnie  $YZ$  i dlatego siła  $F_1$  ma największy wpływ na naprężenia redukowane w ramieniu.

Z kolei w tabeli 2 zostały przedstawione wyniki analityczne oraz numeryczne w przypadku, gdy na ramię działają jednocześnie siły w kierunku osi  $x$  i  $y$  oraz moment skręcający.

Tabela 2. Porównanie wyników analitycznych i numerycznych

Wyniki	Na ramię działają siły w kierunku osi $x$ i $y$ oraz moment skręcający	
	Analityczne	Numeryczne
Maksymalne naprężenia redukowane Misesa [MPa]	4,76	4,41
Maksymalne przemieszczenie wypadkowe modelu [mm]	0,35	0,37

W tabeli 2, w przypadku gdy na ramię działają wszystkie siły oraz moment, różnica dla naprężenia wyniosła  $0,35 \text{ MPa}$ , czyli 7.77%, a dla maksymalnego przemieszczenia wypadkowego  $0,02 \text{ mm}$  czyli 5.71%. W metodzie analitycznej maksymalne przemieszczenie wypadkowe wystąpiło w punkcie D, natomiast w metodzie numerycznej, także w okolicy punktu D.

#### 4. Wpływ dyskretyzacji modelu na wyniki obliczeń numerycznych

Dyskretyzacja jest ważnym etapem tworzenia modelu MES. Sposób dyskretyzacji wpływa na liczbę niewiadomych oraz na dokładność rozwiązania. Zwiększając gęstość siatki wydłużamy czas obliczeń i jednocześnie zwiększamy dokładność wyników.

Wpływ dyskretyzacji modelu na wyniki obliczeń numerycznych został zbadany dla następujących typów elementów skończonych:

- Tet4 - czworościan 4 – węzłowy,
- Tet10 - czworościan 10 – węzłowy,
- Hex8 - sześciocian 8 – węzłowy,
- Hex20 - sześciocian 20 – węzłowy.

Długość każdej krawędzi elementu skończonego w programie MES wynosi 10 mm.

Tabela 3. Porównanie wyników analitycznych i numerycznych

Rodzaj weryfikacji	Analitycznie	Wyniki dla siatki Tet4	Wyniki dla siatki Tet10	Wyniki dla siatki Hex8	Wyniki dla siatki Hex20
Maksymalne naprężenia zredukowane Misesa [MPa]	4,76	4,41	5,52	4,97	5,31
Maksymalne przemieszczenie wypadkowe modelu [mm]	0,350	0,367	0,370	0,372	0,370

W wyniku badania wpływu dyskretyzacji zauważono, że zmniejszanie elementów skończonych oraz zmiana jego typu prowadzi do zwiększania liczby poszukiwanych wartości węzłowych, a to powoduje wydłużenie czasu obliczeń.

W tabeli 3 widać, że rozwiązania numeryczne najbliższe są rozwiązaniu analitycznego dla siatki Hex8, gdyż różnica wyników dla naprężenia zredukowanego wyniosła 0,21 MPa, czyli 4.46%, dla maksymalnego ugięcia ramienia wyniosła 0,022 mm, czyli 6.28%, natomiast czas obliczeń był porównywalny z czasem obliczeniowym dla siatki Tet4.

Uzyskano najmniejszą różnicę dla maksymalnego ugięcia ramienia dla siatki Tet4, która wynosi 0,017 mm. Różnica wyników dla naprężenia zredukowanego jest większa dla siatki Tet4 w porównaniu z siatką Hex8.

## 5. Podsumowanie

Dla analizowanego ramienia największe i najbardziej niebezpieczne są naprężenia powstałe w miejscu utwierdzenia ramienia, ponieważ w tym miejscu wystąpił największy moment gnący. Na dokładność otrzymanych wyników w analizie numerycznej ma wpływ rodzaj zastosowanego elementu skończonego. W wyniku dyskretyzacji zauważono także, że uzyskane wyniki są obarczone pewnym błędem, który zależy od przyjętej funkcji kształtu. Metoda elementów skończonych pozwala na wszechstronną analizę danego modelu, uzyskując wyniki zbliżone do wyników analitycznych.

## Literatura

1. Zaremba M., Analiza wytrzymałościowa ramienia robota, Projekt inżynierski, Politechnika Śląska w Gliwicach, Promotor: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej, Gliwice (2013).
2. Bąk R., Burczyński T., Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, WNT, Warszawa (2001).
3. Niezgodziński M.E., Niezgodziński T., Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe, WNT, Warszawa (2004).