

**Katedra Wytrzymałości Materiałów
i Metod Komputerowych Mechaniki**
Wydział Mechaniczny Technologiczny
Politechnika Śląska

Studencka Konferencja Naukowa
„METODY KOMPUTEROWE – 2011”

Gliwice, maj 2011 r.

Katedra Wytrzymałości Materiałów i Metod Komputerowych Mechaniki

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

Komitety 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

Komitety 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
Marcin Hauffe
Marek Łyskowicz
Kamil Biskupek

Komitety Redakcyjny:

Dr inż. Radosław Górski
Dr inż. Mirosław Dziewoński
Mgr inż. Piotr Wysota

ISBN 978-83-930523-4-9

Artykuły opublikowano na podstawie oryginałów dostarczonych przez Autorów.

Druk i oprawę wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej.
Nakład 120 egz. Druk ukończono w maju 2011 r.

Wstęp

Zeszyt naukowy zawiera 19 artykułów prezentowanych na piątej Studenckiej Konferencji Naukowej „Metody Komputerowe – 2011”, odbywającej się 26 maja 2011 roku w Centrum Edukacyjno-Kongresowym Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Konferencję zorganizowali studenci i pracownicy Katedry Wytrzymałości Materiałów i Metod Komputerowych Mechaniki Politechniki Śląskiej. Artykuły, przygotowane pod opieką naukową pracowników Katedry, przedstawiają wyniki prac studentów działających w ramach Studenckiego Koła Naukowego „Metod Komputerowych” i studiujących w Katedrze. Publikacje dotyczą zastosowania metod komputerowych w różnych dziedzinach techniki, takich jak:

- metody komputerowe w wytrzymałości materiałów,
- wspomaganie komputerowe prac inżynierskich,
- metody wieloskalowe, mikromechanika i nanomechanika,
- modelowanie komputerowe i analiza układów biologicznych,
- badania operacyjne,
- informatyka.

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 2011 r.

Studenckie Koło Naukowe „Metod Komputerowych”

Katedra Wytrzymałości Materiałów i Metod Komputerowych Mechaniki (KWMiMKM)

Zarząd Koła w roku akademickim 2010/2011:

Przewodniczący: Marcin Hauffe, Automatyka i Robotyka, AB3, 5 rok

Wice-przewodniczący: Marek Łyskowicz, Edukacja Techniczno-Informatyczna, EC3, 5 rok

Sekretarz: Kamil Biskupek, Automatyka i Robotyka, ZAC, 4 rok

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:

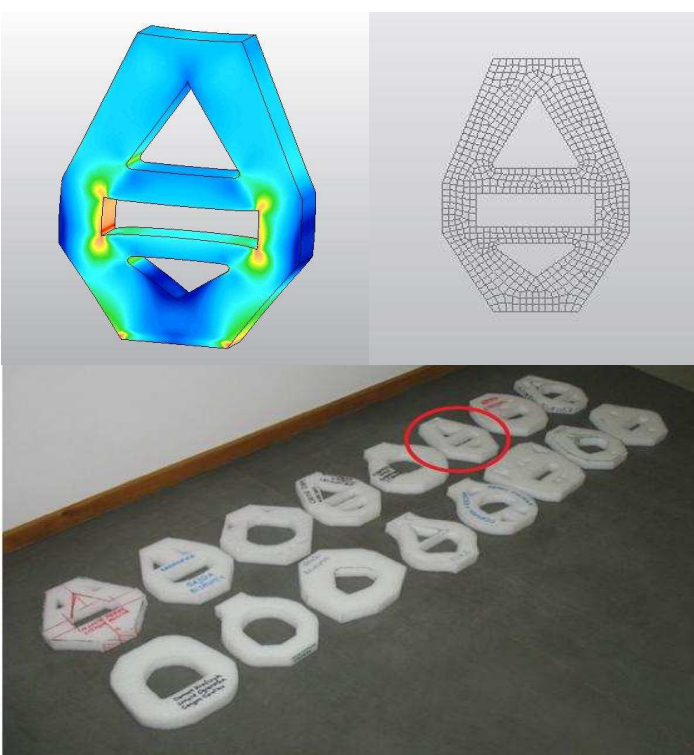
- udostępnianie członkom Koła sprzętu oraz programów komputerowych znajdujących się w Laboratorium Metod Komputerowych KWMiMKM,
- samokształcenie i prowadzenie badań własnych przez członków Koła,
- prezentacje przez członków Koła prac własnych, prac przejściowych i prac dyplomowych na zebraniach naukowych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



Studencka Konferencja Naukowa „Metody Komputerowe - 2010” – Gliwice, 27.05.2010 r.
Słowo wstępne Dziekana Wydziału MT, prof. dr hab. inż. Jerzego Świdra do studentów.



Zwiedzanie fabryki Fiat Auto Poland – Tychy, 17.12.2010 r.



Konkurs pt. „Projekt i analiza konstrukcji wsporczej z pianki polietylenowej”
– Gliwice, 17.11.2010 r.



Konkurs pt. „Projekt konstrukcji z papieru” – Gliwice, 18.04.2011 r.

Spis treści

Spis treści	
Antoni Skrobol (referat zaproszony) Przykłady zastosowania analiz MES w przemyśle samochodowym	1
Babilas Janusz Optymalizacja wariantowa i analiza wytrzymałościowa silosu na materiały sypkie.....	9
Bęben Rafał Modelowanie struktury beleczkowej kości na podstawie danych z mikrotomografii	13
Borowiec Natalia Rozwiązywanie zadań transportowych za pomocą modułu SOLVER oraz programu TRANS.EXE	17
Cyganik Łukasz Wpływ parametrów adaptacji na dokładność rozwiązania w systemie MSC.MARC/MENTAT	21
Dudek Rafał Modelowanie i analiza nanostruktur metodą elementów skończonych	25
Gajda Michał Analiza konstrukcji szkieletowych budynków niskich	29
Gomoluch Tomasz Analiza wytrzymałościowa klatki bezpieczeństwa samochodu sportowego	33
Hauffe Marcin Analiza wytrzymałościowa korbowodu	37
Kowal Grzegorz Projekt i analiza konstrukcji wsporczej mostu	41
Kucza Artur, Woszczyzna Michał Projekt i analiza konstrukcji wsporczej z pianki polietylenowej	45
Łowkis Krzysztof Modelowanie sztucznej hipertermii	49
Małecki Łukasz Tworzenie aplikacji wykorzystujących środowisko ANSYS WORKBENCH 13.....	53
Piotrowski Sławomir Analiza i porównywanie obrazów radiologicznych	57
Rosiak Anna Zastosowanie modułu SOLVER do rozwiązywania zadań programowania całkowitoliczbowego.....	61
Szczęsny Paweł Mnożenie dwóch macierzy jako przykład obliczeń równoległych z wykorzystaniem bibliotek OPENCL	65

Szweda Marcin	
Zastosowanie numerycznych metod aproksymacji w obróbce obrazu cyfrowego	69
Zarychta Marcin	
Modelowanie wieloskalowe kompozytów	73
Żak Paweł	
Rozwiązywanie zadań lokalizacji produkcji za pomocą modułu SOLVER	77

PRZYKŁADY ZASTOSOWANIA ANALIZ MES W PRZEMYŚLE SAMOCHODOWYM

dr inż. ANTONI SKROBOL

Eastern European Engineering Center,
Tenneco Automotive Eastern Europe Sp. z o.o.



Streszczenie. W artykule przedstawione zostały przykłady analiz z wykorzystaniem metody elementów skończonych wykonane na potrzeby przemysłu samochodowego. Omówione zostały symulacje procesu formowania przetłoczeń na rurze amortyzatora samochodowego, obliczenia częstości drgań własnych maszyn stosowanych do testów układów zawieszenia amortyzatora. Pokazana została również analiza wytrzymałościowa komponentów amortyzatora obciążonych siłami występującymi podczas eksploatacji pojazdu. Dla każdego z tych przykładów wyniki analizy numerycznej porównano z rezultatami testów i pomiarów dokonanych na rzeczywistych komponentach.

1. Wprowadzenie

Do niedawna analizy z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych (MES) nie miały aż tak dużego znaczenia w przemyśle samochodowym. W sytuacji, gdy mamy do czynienia z komponentem służącym do produkcji samochodu (amortyzatorem, chłodnicą, poduszką powietrzną, ...) czyli produktem masowym o relatywnie krótkim czasie cyklu produkcyjnego i stosunkowo niewielkim koszcie, kluczową rolę odgrywały i wciąż odgrywają prototypy oraz testy na nich przeprowadzane. Firmy samochodowe szukają jednak oszczędności. Ostra konkurencja między producentami samochodów sprawia, że czas jaki upływa od wypuszczenia na rynek nowych modeli jest coraz krótszy. Jednocześnie producenci nie chcą narażać się na ryzyko utraty zaufania przez klientów oraz na zwiększone koszty reklamacji spowodowane złym jakościowo produktem. To sprawia, że rośnie presja na dostarczanie konstrukcji jak najlepszych w jak najkrótszym czasie. W cenie są rozwiązania, które minimalizują ilość operacji potrzebnych do powstania produktu. Naturalnym biegiem rzeczy analizy MES, jako narzędzie mogące znacznie skrócić etap weryfikacji i optymalizacji konstrukcji, zaczynają odgrywać coraz większą rolę w procesie projektowania na potrzeby przemysłu samochodowego. W artykule pokazane zostały przykłady zastosowania MES na różnych etapach tworzenia podzespołów zawieszenia samochodów. Wyniki analiz porównano z rezultatami testów dokonanych na rzeczywistych komponentach.

2. Analiza MES dolnego siedziska sprężyny amortyzatora samochodowego

Amortyzator samochodowy jest jednym z ważniejszych ogniw systemu bezpieczeństwa aktywnego. Jako element zawieszenia pojazdu dba o to, aby samochód stale „trzymał się” drogi. Innymi słowy od amortyzatora zależy stała przyczepność kół do podłoża, a co za tym idzie bezpieczeństwo i komfort prowadzenia pojazdu. W nowoczesnych samochodach wyposażonych w kolumny McPhersona amortyzator pełni dodatkową funkcję. Do jego zewnętrznej obudowy (rury) przymocowany jest talerz - dolne siedzisko sprężyny, na którym spiera się sprężyna czyli resor (Rys. 1). Na czterech resorach spoczywa cały ciężar pojazdu wraz z kierowcą, pasażerami oraz bagażem. Zadaniem amortyzatora jest już nie tylko

tłumienie drgań na nierównościach, ale również zapewnienie stabilności całej konstrukcji. Dlatego też producenci samochodów stawiają amortyzatorom coraz to większe wymagania nie tylko odnośnie komfortu, ale również bezpieczeństwa.



Rys. 1. Moduł zawieszenia z zaznaczonym dolnym siedziskiem sprężyny

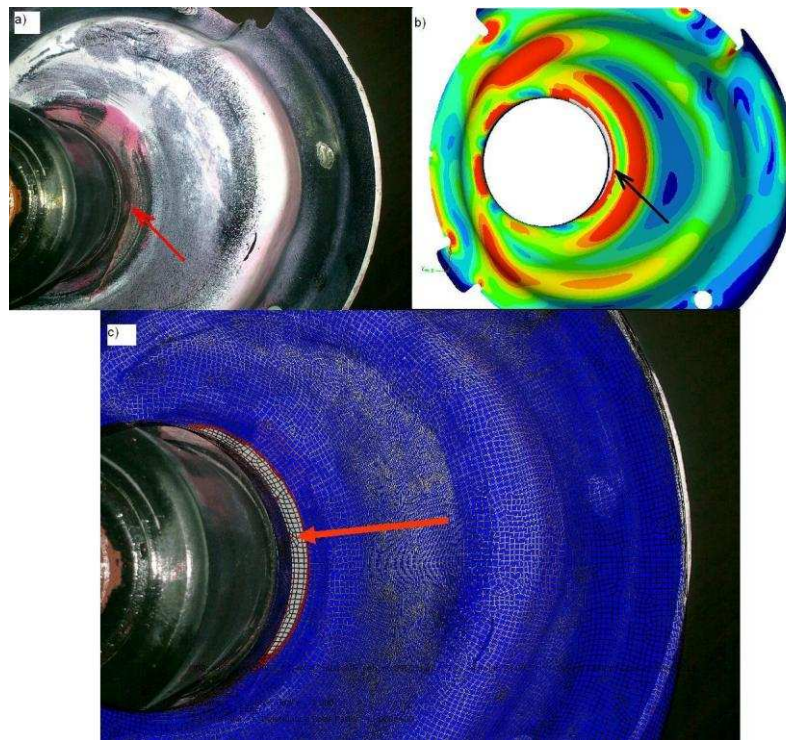
Podczas jazdy po nierównym podłożu resor ugina się. Siedzisko jest więc poddawane zmiennym obciążeniom, których wartość zależy od stopnia ugięcia sprężyny. Istnieje więc spore prawdopodobieństwo wystąpienia pęknięcia zmęczeniowego części.¹ Analiza MES przeprowadzona na etapie konstruowania siedziska sprężyny ma za zadanie zidentyfikować obszary o podwyższonym ryzyku wystąpienia pęknięcia w trakcie eksploatacji. Istotną rzeczą jest również wyznaczenie wielkości naprężeń w tych obszarach, aby umożliwić oszacowanie wytrzymałości zmęczeniowej konstrukcji i określenie czy jest ona większa od tej wymaganej przez klienta.

Dane wejściowe do obliczeń to model 3D siedziska sprężyny, własności mechaniczne materiału, z którego jest wykonany detal oraz rozkład obciążeń pochodzących od sprężyny. W pre-procesorze programu MES tworzona jest środkowa powierzchnia siedziska, na którą nanoszona jest siatka elementów skończonych. W analizie tego rodzaju generowana jest siatka elementów skończonych typu SHELL S4 (4-węzłowe elementy skończone o pełnym całkowaniu).² Definiowany jest materiał, grubość sekcji, zakładane są obciążenia oraz warunki brzegowe (Rys. 2).



Rys. 2. Model MES siedziska sprężyny z naniesioną siatką elementów skończonych oraz zaznaczonymi obszarami do których przyłożono obciążenie pochodzące od sprężyny

Najbardziej interesujące wyniki symulacji to przede wszystkim mapa naprężeń von Misesa. Analizując obszary koncentracji naprężeń można zidentyfikować miejsca o podwyższonym ryzyku wystąpienia pęknięcia w trakcie eksploatacji. Rys. 3 przedstawia wyniki analizy MES dolnego siedziska sprężyny amortyzatora samochodu osobowego wraz z zaznaczonymi obszarami koncentracji naprężeń. Na rysunku pokazano również wyniki testów zmęczeniowych przeprowadzonych na prototypach. Widoczne jest pęknięcie materiału powstałe na skutek zmiennych obciążeń eksploatacyjnych. Miejsce pęknięcia pokrywa się z obszarem zidentyfikowanym przez MES jako najbardziej wyężone.



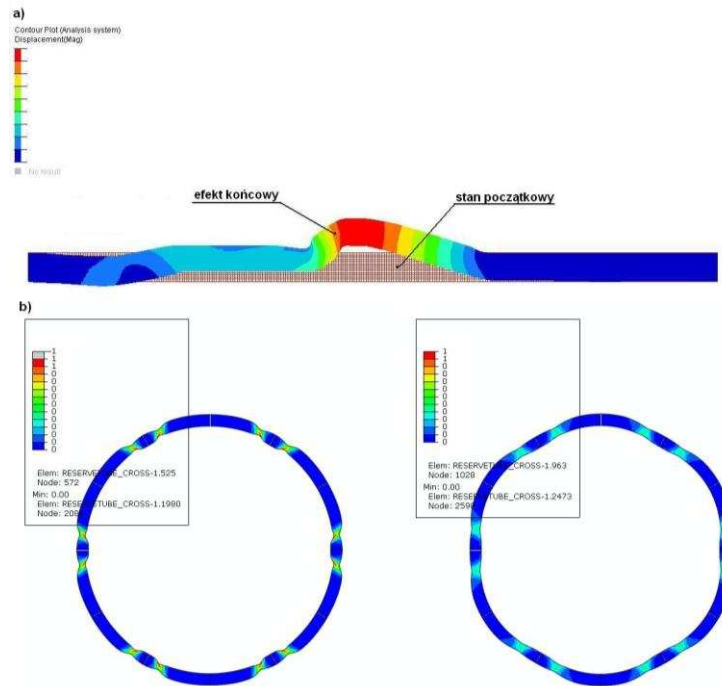
Rys. 3. Próba zmęczeniowa siedziska sprężyny: a) zaobserwowane pęknięcie, b) wyniki analizy MES, c) porównanie położenia pęknięcia z wynikami MES

3. Symulacja procesu spęczania rury zewnętrznej amortyzatora

Jednym ze sposobów łączenia wspomnianego już siedziska sprężyny z rurą zewnętrzną amortyzatora jest połączenie wciskane. Rura zewnętrzna amortyzatora jest w pewnym miejscu spęczana i siedzisko sprężyny jest na niej osadzone poprzez wcisk. Poprzez prawidłowe dobranie średnic talerza sprężyny oraz rury zapewnia się odpowiedni wcisk, który zapobiega obracaniu się talerza sprężyny względem osi amortyzatora. Dodatkowo talerz spoczywa na specjalnych wytłoczeniach w rurze, których odpowiednio dobrany kształt zabezpiecza przed jego zsunieniem się w dół nawet pod wpływem ogromnych sił jakie mogą pojawić się podczas eksploatacji samochodu. Należy więc tak skonstruować połączenie siedziska z rurą, aby spełniło ono wysokie wymagania odnośnie wytrzymałości i bezpieczeństwa.

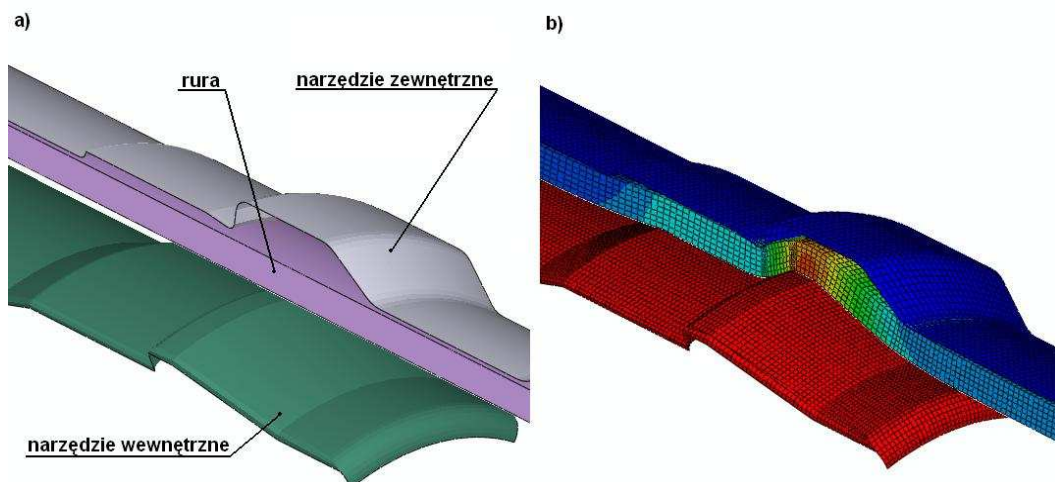
Spęczanie rury wykonywane jest w procesie formowania na zimno. Dodatkowo należy więc zaprojektować proces i narzędzia, które umożliwią uformowanie rury i nadanie jej pożądanego kształtu bez jej zniszczenia. Aby skrócić czas konstruowania narzędzia i zminimalizować liczbę prototypów proces projektowania podzielono na kilka etapów. W każdym z nich kluczową rolę odgrywała analiza MES.

Etap pierwszy polega na stworzeniu wirtualnego modelu narzędzia, które będzie użyte do formowania rury. W tym celu należy przeprowadzić dwuwymiarową symulację MES procesu uzyskiwania kształtu przekroju osiowego oraz poprzecznego rury. Kształt osiowy ma ogromny wpływ na zachowanie się całej konstrukcji, jej stateczność i wytrzymałość. Przekrój poprzeczny natomiast należy zoptymalizować pod kątem odkształceń plastycznych pojawiających się w materiale podczas procesu formowania, a co za tym idzie zminimalizować ryzyko pęknięcia – zniszczenia rury.

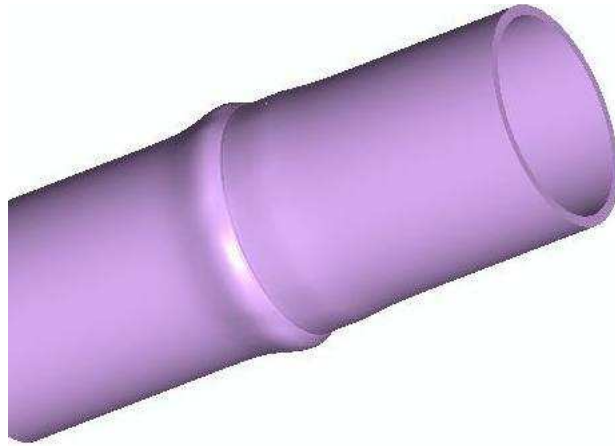


Rys. 4. Dwuwymiarowa symulacja formowania: a) przekroju osiowego rury, b) przekroju poprzecznego – wynik przed i po optymalizacji

Etap drugi to analiza MES modelu trójwymiarowego. Pozwala ona na zweryfikowanie wyników optymalizacji osiągniętych w etapie pierwszym, zmierzenie sił występujących w narzędziu potrzebnych do uzyskania pożądanego kształtu oraz, na podstawie naprężeń i odkształceń plastycznych, sprawdzenie jakie jest ryzyko zniszczenia rury podczas procesu.

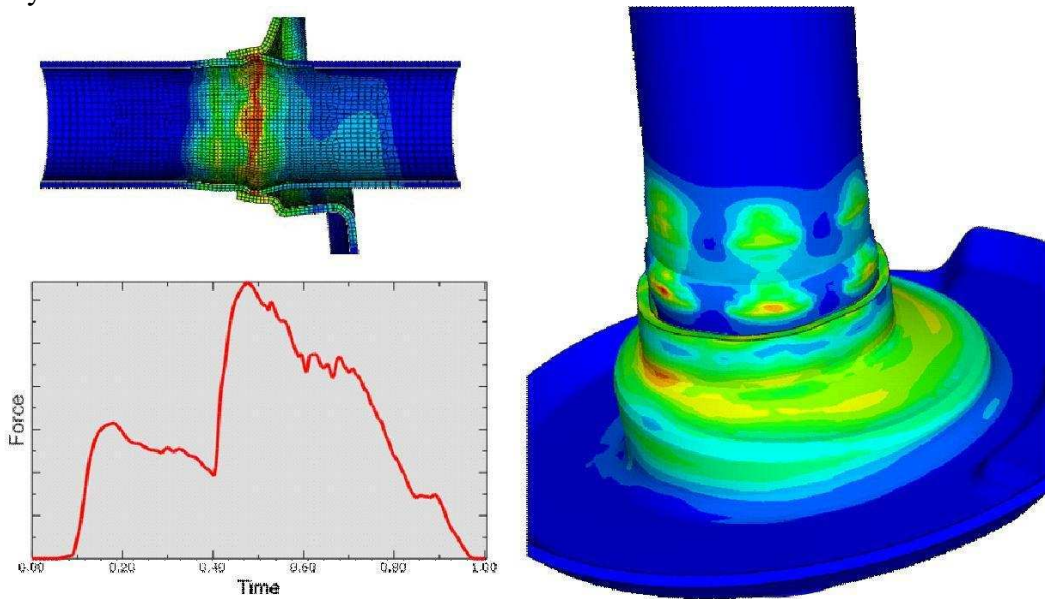


Rys. 5. Trójwymiarowa symulacja procesu formowania rury: a) stan początkowy, b) wynik symulacji MES



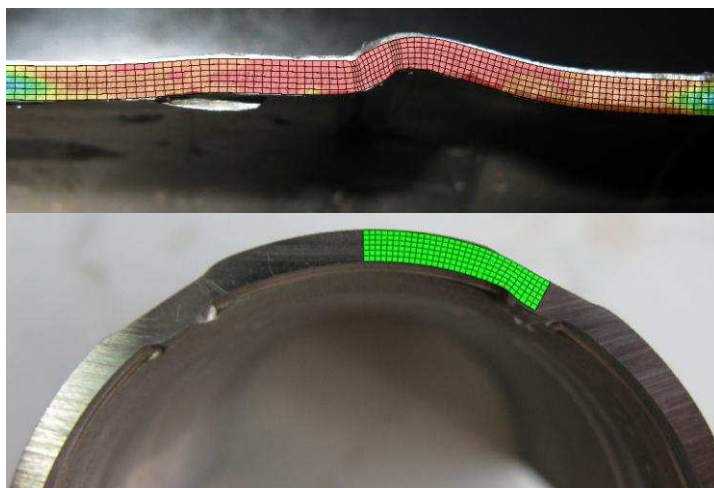
Rys. 6. Trójwymiarowy model rury amortyzatora uzyskany poprzez symulację MES

Kolejna faza projektowania to weryfikacja kształtu rury pod kątem wytrzymałości oraz innych specyficznych wymagań klienta. Jednym z tych wymagań jest zapewnienie odpowiedniej wytrzymałości połączenia siedziska z rurą. Siła potrzebna do zniszczenia tego połączenia – przepchnięcia talerza sprężyny w dół – nie może być mniejsza niż pewna dokładnie określona przez producenta samochodu wartość. W tym celu wykorzystuje się gotowy już trójwymiarowy model rury, uzyskany w etapie poprzednim i przeprowadza się symulację przeciskania talerza z jednoczesnym pomiarem siły jaka temu procesowi towarzyszy.



Rys. 7. Symulacja MES przeciskania talerza sprężyny wraz z wirtualnym pomiarem siły

Efektom końcowym etapu projektowania jest oprócz modelu rury jest również trójwymiarowy model narzędzia. Model ten można przesłać do narzędziowni, gdzie zostanie wykonane narzędzie do formowania rury amortyzatora. Po wykonaniu narzędzia możliwe jest zbudowanie prototypów rury i porównanie wyników analizy z rezultatami uzyskanymi podczas rzeczywistego procesu.



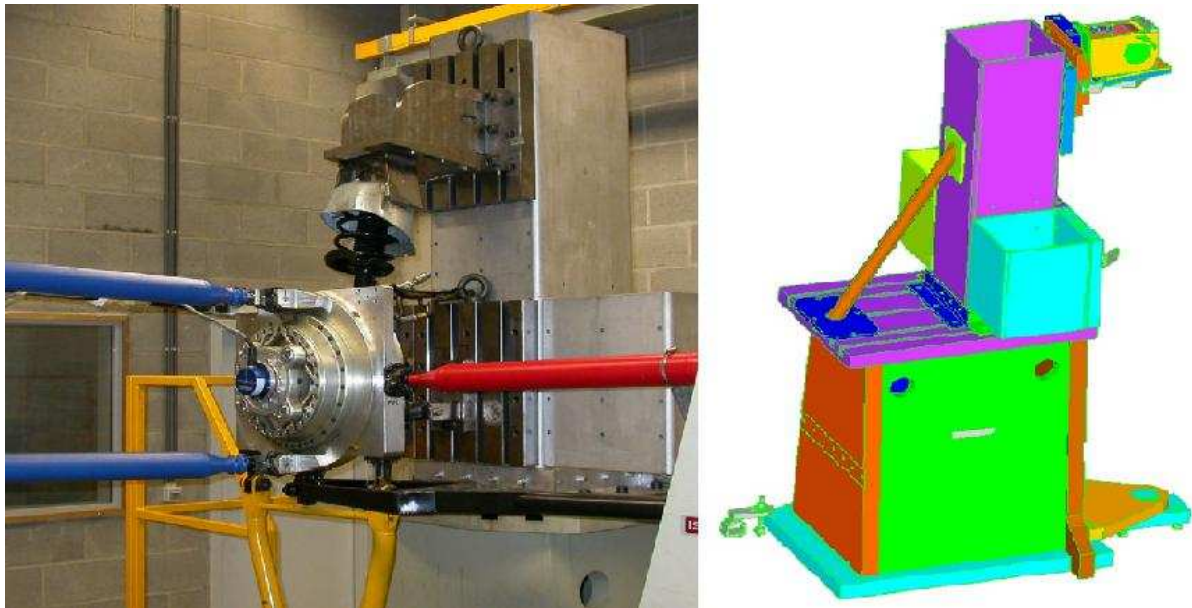
Rys. 8. Porównanie wyników symulacji 3D z rzeczywistym kształtem przekroju osiowego oraz poprzecznego

4. Analiza częstości drgań własnych maszyny testującej

Drgania swobodne, drgania własne, układów są niezwykle istotne w budowie maszyn. Aby uniknąć wystąpienia zjawiska rezonansu nie wolno obciążać konstrukcji lub maszyn wymuszeniami, których częstotliwość pokrywa się z częstotliwością drgań własnych układu. Przyłożenie obciążenia o częstotliwości drgań równej częstości rezonansowej maszyny lub jednego z jej elementów wywoła niekontrolowany wzrost amplitudy drgań i może doprowadzić do zniszczenia konstrukcji, a w razie będzie skutkowało niepoprawnym działaniem (hałas, stuki, silne wibracje o dużej amplitudzie). W przypadku maszyn testujących wyposażonych w różnego rodzaju czujniki (siły, przyspieszenia, ...) wystąpienie zjawiska rezonansu spowoduje nieprawidłowe działanie tych czujników i zafałszowanie wyników pomiarów.

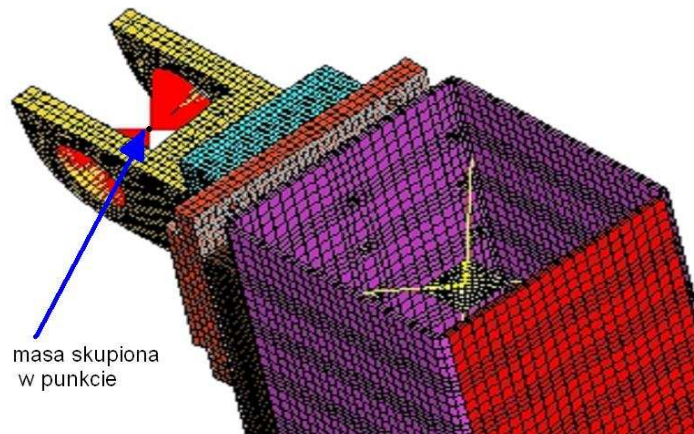
Z tego też powodu analizie MES poddana została maszyna „One Corner” przeznaczona do testowania kompletnego zawieszenia samochodu (rys. 9). Nazwa „One corner” oznaczająca „jeden róg” dosyć wiernie opisuje przeznaczenie urządzenia. Maszyna służy bowiem do symulacji zachowania się jednego „narożnika” zawieszenia np. lewego przedniego koła. Jest tam więc narzędzie wyglądające jak obręcz koła samochodu wraz z wahaczami, amortyzatorem i sprężyną. Jest komplet siłowników służących do zadawania sił bocznych na koło (jaki występują np. podczas jazdy na ostrym łuku), jest możliwość zadawania sił symulujących sytuację nagłego hamowania, jest także kompletne oprzyrządowanie pozwalające na zadawanie przemieszczeń pionowych koła i umożliwiających imitowanie jazdy po nierównościach drogi. Testy takie są dosyć istotne ponieważ umożliwiają nie tylko weryfikację wytrzymałościową zawieszenia samochodu, ale także pozwalają na identyfikację sił jakie działają na poszczególne elementy amortyzatora, wahaczy itd. Sygnał wymuszający przekazywany do siłowników będący informacją o tym jakie siły lub przemieszczenia należy zadać na koło pochodzi od producenta samochodów i najczęściej jest sygnałem zarejestrowanym podczas jazdy prawdziwym samochodem po torze testowym. Z tego też powodu bardzo często jest on nazywany sygnałem drogowym.

Aby wyeliminować prawdopodobieństwo, że pewne częstotliwości sygnału drogowego pokryją się z częstotliwościami drgań własnych maszyny zdecydowano się przeprowadzić analizę MES konstrukcji.



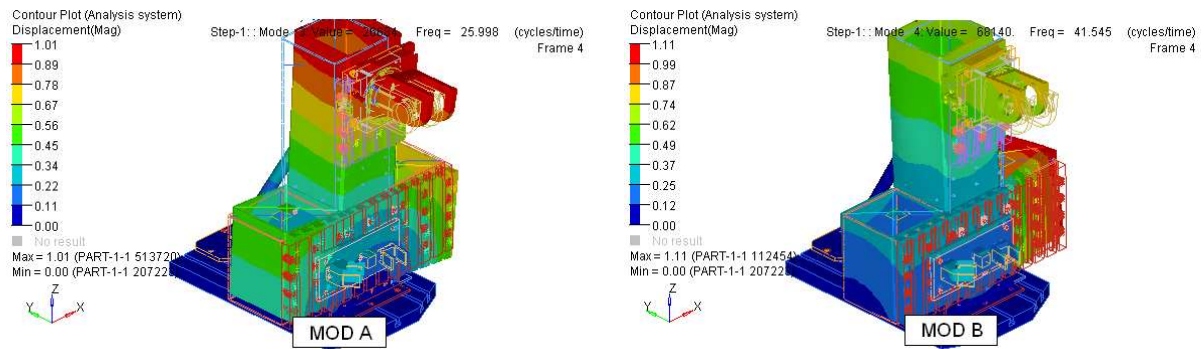
Rys. 9. Rzeczywisty i wirtualny model maszyny One Corner

W przedstawionym przypadku wirtualny model konstrukcji był bardzo duży. Nie tylko z powodu gabarytów (wysokość ok. 2.5m), ale głównie z powodu ogromnej ilości części połączonych ze sobą za pomocą śrub, sworzni lub spoin. Przed przystąpieniem do nałożenia siatki MES należało zdecydować o stopniu uproszczenia geometrii. Usunięto więc wszystkie stosunkowo małe elementy takie jak śruby lub niewielkie sworznie. Zdecydowano się również na pominięcie pewnych otworów o średnicach małych w porównaniu z gabarytami całej maszyny. Pominięto pewne drobne części i otwory modelu, których rząd wielkości był porównywalny z rozmiarami elementów skończonych nakładanych na model maszyny. Kolejną trudność, którą należało rozwiązać, to ogromna liczba podzespołów modelu, które nawzajem na siebie oddziałują. Analiza modalna w MES jest analizą liniową z tego też powodu nie można zamodelować w niej kontaktu gdyż oznaczałoby to wprowadzenie nieliniowości.² Połączenia spawane zamodelowano jako więzy typu „tie” lub (tam gdzie było to możliwe) za pomocą wspólnych węzłów. Połączenia śrubowe zastąpiono elementami 1D typu „rigid”. Zastąpiono masą skupioną pewne elementy, co do których istniało uzasadnione podejrzenie, że nie są istotne dla całokształtu zachowania się układu. Punkt, któremu przyporządkowano masę usuniętego podzespołu był połączony elementami sztywnymi z pozostałą częścią mechanizmu.

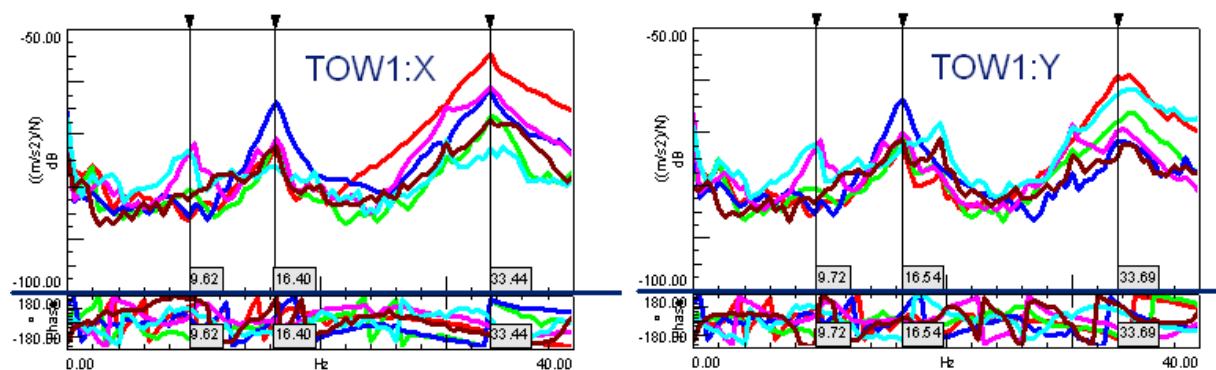


Rys. 10. Niektóre części maszyny zastąpiono masą skupioną

Tak przygotowany model MES poddano analizie częstości drgań własnych. Zidentyfikowano dwie najbardziej istotne postaci drgań własnych maszyny, z których jedna odpowiadała za ruchy wieży w kierunku X, druga za ruchy w kierunku Y (Rys. 11). Rezultaty analizy pokryły się z wynikami pomiarów częstości drgań własnych przeprowadzonych na maszynie (Rys. 12).



Rys. 11. Dwie najbardziej istotne postaci drgań własnych



Rys. 12. Wyniki pomiarów częstości drgań własnych maszyny One Corner

5. Podsumowanie

Zaprezentowano przykłady wykorzystania MES do analizy konstrukcji zarówno prostych podzespołów jak i całych maszyn, a także do symulacji procesów i narzędzi służących do ich przeprowadzania. Efekty analiz porównano z wynikami testów oraz pomiarów dokonanych na rzeczywistych urządzeniach i prototypach. Dobra zbieżność uzyskana podczas porównania świadczy o przydatności zastosowania MES w przemyśle zajmującym się produkcją masową w tym w przemyśle motoryzacyjnym. Przedstawione przykłady wskazują na możliwość zastosowania MES nie tylko do weryfikacji konstrukcji produktu końcowego, ale również do symulacji procesów wytwarzania produktu, oraz analizy konstrukcji maszyn i narzędzi produkcyjnych.

Literatura

1. Kocańda S., Zmęczeniowe pękanie metali, WNT, Warszawa (1995).
2. Dassault Systemes, Abaqus User's Manual, (2008).

OPTIMALIZACJA WARIANTOWA I ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA SILOSU NA MATERIAŁY SYPKIE

inż. JANUSZ BABILAS

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

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



Streszczenie. W artykule zaprezentowano wybór optymalnego rozwiązania na podstawie analizy wielokryterialnej oraz przedstawiono wnioski z analizy wytrzymałościowej zaproponowanych rozwiązań.

1. Wprowadzenie

Funkcjonowanie wielu przedsiębiorstw (np.: cementowni, cukrowni, gospodarstw rolnych) bez użycia silosów byłoby bardzo utrudnione. Z tego też względu urządzenia te należy projektować z myślą o tym, aby w danych warunkach eksploatacyjnych służyły niezawodnie i jak najdłużej. Silos definiujemy jako pionowy zbiornik stosowany do magazynowania materiałów sypkich (ziarna zbóż, cement) lub do zakiszania i magazynowania pasz zielonych (tzw. kiszzonek). Przekrój poprzeczny silosu jest najczęściej kolisty, ale może być także wieloboczny.

W artykule przedstawiono problem wyboru optymalnej konstrukcji silosu o najlepszych parametrach wytrzymałościowych [1].

2. Zaproponowane warianty konstrukcyjne

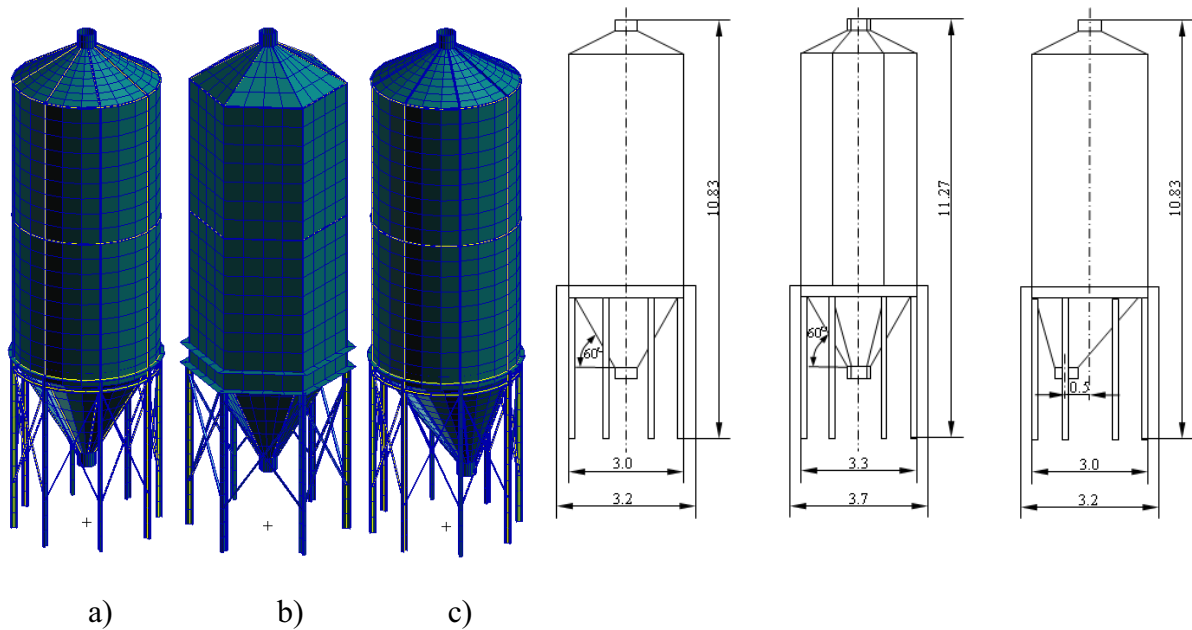
Wybór optymalnego rozwiązanie konstrukcyjnego został, dokonany spośród trzech wariantów silosów przedstawionych na rys. 1. Wszystkie silosy zostały wykonane z tego samego materiału, to jest blach i kształtowników ze stali niestopowej konstrukcyjnej S450J0, której własności mechaniczne oraz skład chemiczny podane są w tabeli 1 [2]. Zamodelowane silosy różnią się między sobą kształtem przekroju poprzecznego, ilością podpór, sposobem podparcia, rodzajem zastosowanych wzmocnień (wręgi, żebra, pierścienie), usytuowaniem spustu leja. Zaproponowane warianty silosów przedstawiają szeroki wachlarz cech konstrukcyjnych jakie mogą wystąpić w tego rodzaju urządzeniach.

Podczas konstruowania silosów poczyniono następujące założenia:

- magazynowanym ośrodkiem sypkim jest cement;
- pojemność silosu wynosi 50 m^3 ;

Tabela 1. Skład chemiczny i własności mechaniczne stali S435J0 [2]

Znak stali	Maksymalne stężenie pierwiastków, %						Minimalne własności mechaniczne					
	C	Mn	Si	P	S	N	R_m , MPa	R_e , MPa	A_{80mm} , %	A , %	Temp. Próby, °C	KV , J
S450J0	0.2	1.7	0.55	0.03	0.03	0.025	550	450	–	17	0	27



Rys. 1. Zaproponowane rozwiązania konstrukcyjne wraz z wymiarami gabarytowymi [m]:
 a) wariant R1 – silos walcowy z lejem stożkowym centrycznym, b) wariant R2 – silos skrzynkowy o przekroju sześciokąta foremnego z lejem ostrosłupowym centrycznym, c) wariant R3 – silos walcowy z lejem stożkowym niecentrycznym

Tabela 2. Masa konstrukcji poszczególnych silosów

Wariant	R1	R2	R3
Masa w kg	5463	6398	5392

Dokonując analizy wielokryterialnej silosu brano pod uwagę następujące kryteria([1]):

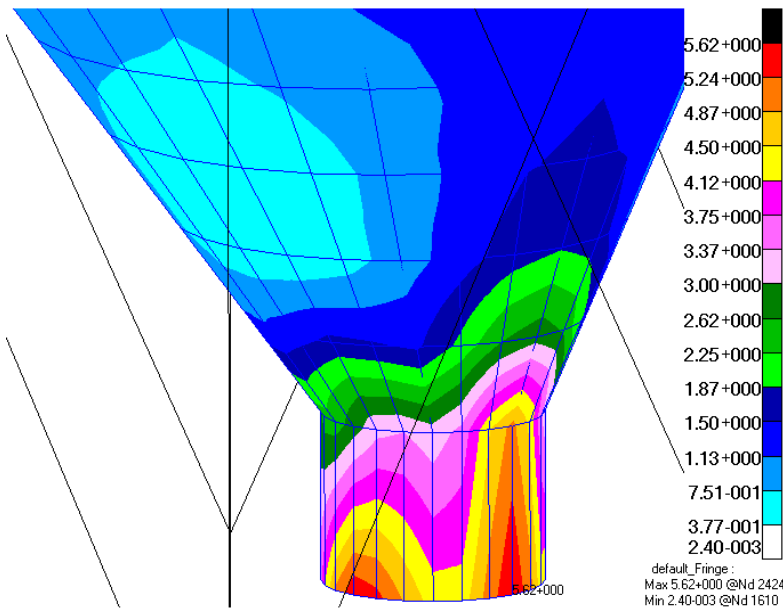
- bezpieczeństwo użytkowania – waga 5;
- rodzaj przepływu – waga 2,75;
- wymiary, kształt i masa konstrukcji (rys. 1, tabela 2) – waga 2,75;
- typ leja i usytuowanie spustu – waga 3,5;
- rodzaj podparcia, zastosowanie pierścieni i uźebrowań – waga 3,5;
- prostota i możliwości technologiczne wykonania konstrukcji – waga 3,5;
- wygląd zewnętrzny – waga 1,5.

Dobierając kryteria pominięto aspekt ekonomiczny. Jest on jednak szczególnie ważny gdy mamy do czynienia z projektem o określonym budżecie. W przeprowadzonej analizie nie wzięto go jednak pod uwagę, gdyż głównym celem było znalezienie najlepszego rozwiązania pod względem konstrukcyjnym i wytrzymałościowym, a kryterium ekonomiczne mogłoby mieć negatywny wpływ na końcowy rezultat, powodując wybór tańszego, lecz gorszego technicznie wariantu. W wyniku przeprowadzonej optymalizacji wariantowej najlepszym z przedstawionych rozwiązań konstrukcyjnych, spełniającym w 95% założone kryteria doboru rozwiązania optymalnego jest wariant R1. Jest to walcowy silos ze stożkowym lejem, podparty na słupach o przekroju dwuteownika połączonych, dla zapewnienia większej sztywności, prostokątnymi prętami. Symetryczne usytuowanie leja jest rozwiązaniem znacznie lepszym, niż zaproponowane w wariantcie R3. Taki typ leja sprawia, że siły parcia oddziałują na konstrukcję w sposób równomierny. Użycie elementów wzmacniających takich jak: żebra pionowe oraz wręgi dodatkowo usztywnia powłokę silosu. Chcąc otrzymać zadaną pojemność wymiary silosu R2 muszą być większe niż silosu R1. Pociąga to za sobą zarówno wzrost masy silosu, jak również wzrost ilości materiału potrzebnego do jego budowy, dlatego też pod tym względem rozwiązanie R1 jest dużo bardziej korzystne.

3. Wnioski z analizy wytrzymałościowej przedstawionych rozwiązań

Przeprowadzona analiza wytrzymałościowa ukazuje stan wyężenia poszczególnych elementów konstrukcyjnych dla różnych wariantów obciążenia, jakie mogą wystąpić podczas użytkowania silosu. Pozwala to określić, które z zaproponowanych rozwiązań konstrukcyjnych silosów jest najlepiej przystosowane do warunków eksploatacji.

Niecentryczne umieszczenie leja w rozwiązaniu R3 (rys.2) spowodowało wystąpienie koncentracji naprężeń w miejscu otworu spustowego. Powodem jest nierównomierne rozłożenie siły parcia magazynowanego cementu działającej na ścianki leja. Podobna koncentracja



Rys. 2. Naprężenia wywołane parciem cementu na ścianki leja silosu w wariantcie R3 w [MPa]

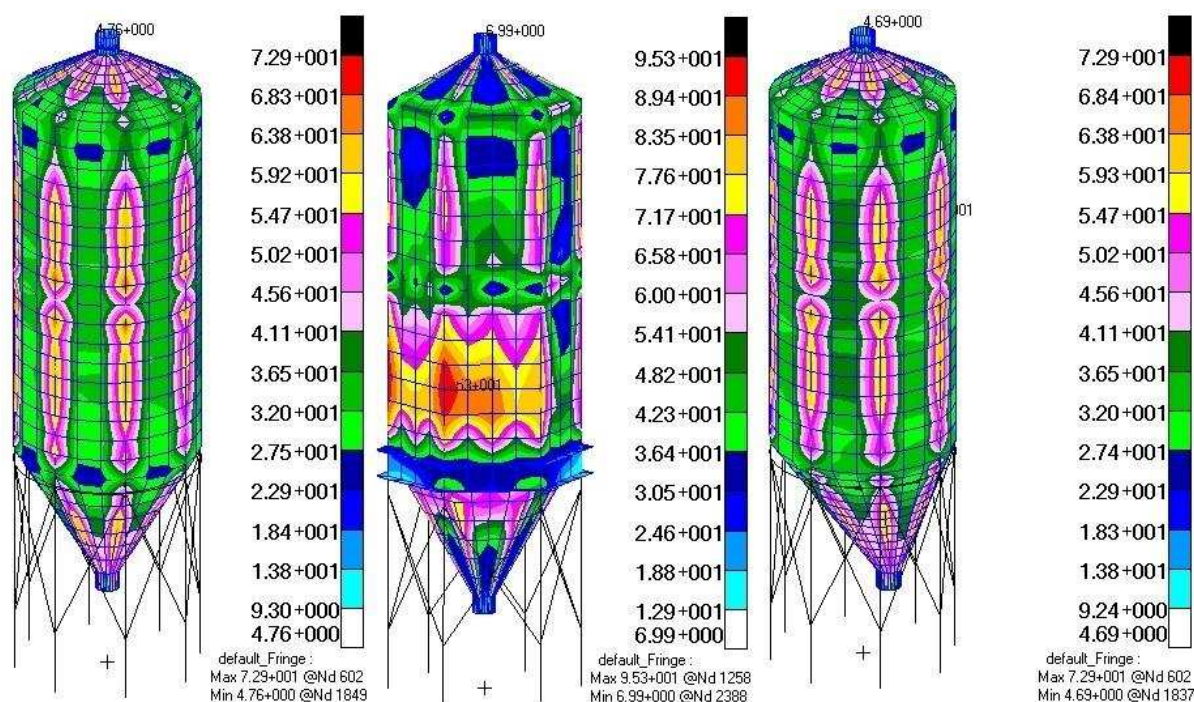
nie wystąpiła ani w pierwszym, ani też w drugim wariantcie, w których zastosowano leje symetryczne, a powstałe w tych miejscach naprężenia mają bardzo małą wartość i są rozłożone w równomierny sposób.

Poziom naprężenia w znaczący sposób związany jest z kształtem przekroju poprzecznego silosu, co można zauważyć w rozwiązaniu R2. Maksymalne naprężenia powstałe w wyniku działania parcia materiału sypkiego na ścianki silosu skrzynkowego o przekroju sześciokąta foremnego są znacznie większe od tych, które wystąpiły w silosach walcowych w podobnych miejscach.

Działające obciążenia spowodowały odkształcenia płaszcza komory silosu a maksymalna wartość przemieszczenia wynosi 32.8 mm. Naprężenia w tych strefach (~ 95.3 MPa) nie są jednak niebezpieczne, ponieważ ich wartość jest znacznie mniejsza od granicy plastyczności ($R_e=450$ MPa) stali S450J0. Zatem odkształcenia występujące w ściankach silosu są sprężyste i nie powodują trwałej deformacji płaszcza. Na podstawie otrzymanych wyników (rys.3.2, tab.3.1) można jednoznacznie stwierdzić, że silosy walcowe lepiej reagują na obciążenie wywierane przez magazynowany cement niż silos skrzynkowy.

W czasie eksploatacji silosy narażone są na różne rodzaje obciążeń (np. obciążenie wiatrem [4]). Jeśli weźmiemy pod uwagę sytuację, w której wszystkie te obciążenia będą jednocześnie oddziaływać na konstrukcję silosu to największe naprężenia w powłoce oraz w prętach wystąpią w silosie skrzynkowym R2 (rys.3, tabela 3). Duże wartości naprężeń w podporach tego silosu są efektem użycia sześciu słupów podporowych. W wyniku takiego rozwiązania naprężenia w porównaniu do wariantów R1 i R2, w których użyto ośmiu słupów są dużo większe. Można również zauważyć, że naprężenia, które wystąpiły w elementach prętowych konstrukcji (żebra, wręgi, pierścienie) mają większe wartości od tych powstałych w powłokach. Elementy te przenoszą znaczną część obciążeń zapewniając silosom odpowiednią sztywność i wytrzymałość.

Na podstawie wyników analizy wielokryterialnej oraz analizy wytrzymałościowej wariant R1 został wybrany najlepszym rozwiązaniem konstrukcyjnym.



a) wariant R1

b) wariant R2

c) wariant R3

Rys. 3. Naprężenia [MPa] wywołane wszystkimi obciążeniami w temperaturze 40°C

Tabela 3. Maksymalne wartości naprężeń występujące w poszczególnych rozwiązaniach

Obciążenia	Rozwiązania					
	Wariant R1		Wariant R2		Wariant R3	
	Naprężenia		Naprężenia		Naprężenia	
	w po- włoce w [MPa]	w prę- tach w [MPa]	w po- włoce w [MPa]	w prę- tach w [MPa]	w po- włoce w [MPa]	w prę- tach w [MPa]
Temp. -20 ^o , śnieg, wiatr, siła parcia cementu, siła grawitacji	83.6	267	90.1	389	42.3	282
Temp. 40 ^o , śnieg, wiatr, siła parcia cementu, siła grawitacji	72.9	262	95.3	381	72.9	280
Temp. odniesienia, wiatr, siła parcia cementu, siła grawitacji	28.7	258	83.5	378	23	277

Literatura

1. Babilas J., Projekt inżynierski, Modelowanie i analiza wytrzymałościowa silosu na materiały sypkie, Politechnika Śląska, Wydział Mechaniczny Technologiczny (2011).
2. Dobrzański L.A., Materiały inżynierskie i projektowanie materiałowe, Podstawy nauki o materiałach i metaloznawstwo, Wyd. Naukowe-Techniczne, Gliwice – Warszawa (2006).
3. Ziółko J., Włodarczyk W., Mendera Z., Włodarczyk S., Stalowe konstrukcje specjalne, Arkady, Warszawa (1995).
4. PN-EN 1991-1-4: Eurokod 1, Oddziaływania na konstrukcje, Część 1-4: Oddziaływania ogólne – Oddziaływanie wiatru (2008).

MODELOWANIE STRUKTURY BELECZKOWEJ KOŚCI NA PODSTAWIE DANYCH Z MIKROTOMOGRAFII

RAFAŁ BĘBEN

Automatyka i Robotyka, AB3, 5 rok

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



Streszczenie. W artykule przedstawiono przykładowy algorytm tworzenia struktury beleczkowej kości na podstawie wcześniej uzyskanych danych z mikrotomografu komputerowego. Model został stworzony w programie Mimics 10.01. W celu podzielenia otrzymanego modelu struktury beleczkowej kości na elementy skończone posłużono się specjalizowanym programem komputerowym Magics. W artykule zostały opisane funkcje nakładania maski czyli Thresholding, optymalizacja siatki elementów skończonych w programie Magics oraz manualny import obrazów μ TK.

1. Wprowadzenie

Struktura kości beleczkowej jest bardzo nieregularna. W celu uchwycenia jej konstrukcji należy się posłużyć odpowiednimi narzędziami, takimi jak mikrotomograf komputerowy oraz specjalizowane programy komputerowe takie jak Magics i Mimics.

Tworzenie modelu można przedstawić w następujących etapach:

- 1) manualny import obrazów μ TK,
- 2) programowe zmniejszenie próbki, likwidacja karbu oraz ograniczenie liczby obrazów na podstawie których utworzony jest obiekt 3D,
- 3) nałożenie maski – progowanie (z ang. Thresholding),
- 4) stworzenie modelu 3D,
- 5) optymalizacja siatki elementów skończonych w programie Magics,
- 6) przyjęcie wartości materiałowych,
- 7) konwersacja modelu podzielonego na elementy skończone do formatu bdg.

2. Opis wybranych etapów – manualny import obrazów μ TK

Ponieważ otrzymane obrazy μ TK posiadają unikatowy format(rozszerzenie), nie możliwe jest otwarcie obrazów (projektu) za pomocą funkcji automatyczny import.

Aby otworzyć kreator importu obrazu trzeba wybrać polecenie *file*, a następnie *Import Images*.

W kolejnych krokach należy określić takie parametry jak:

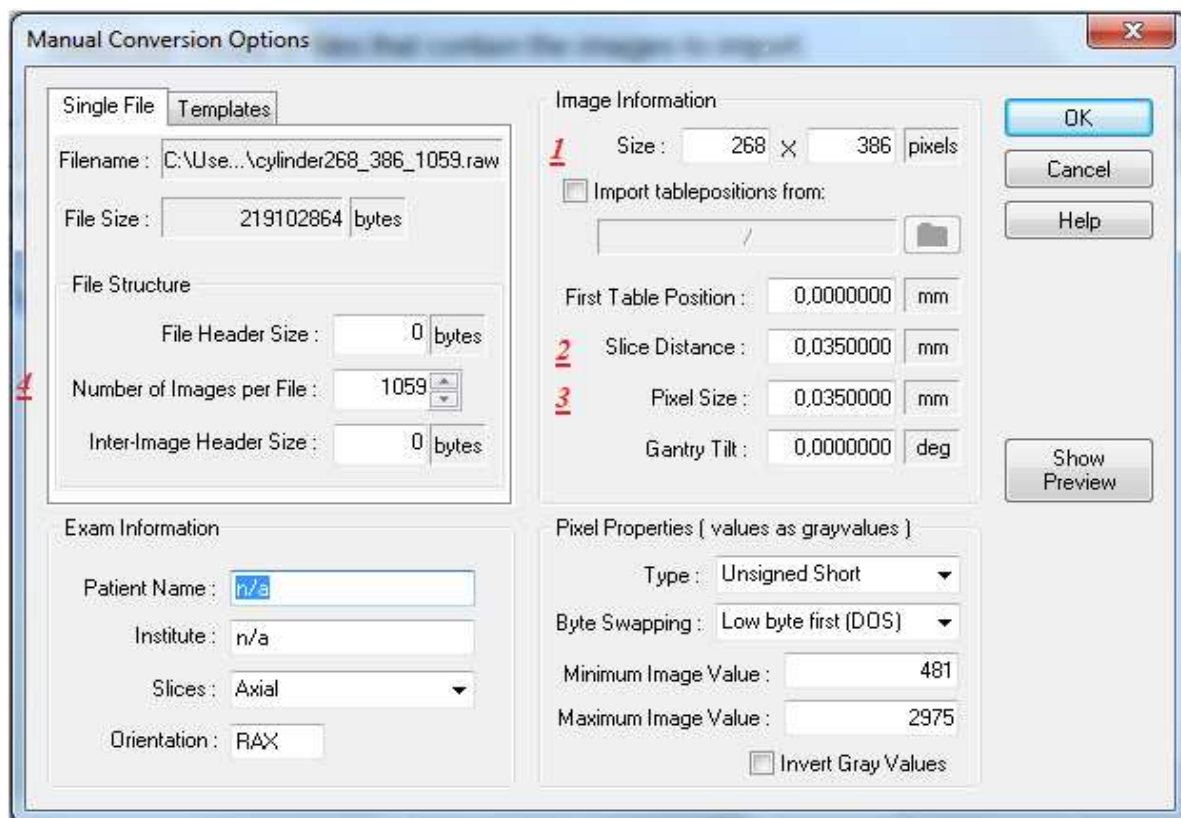
1 Size - rozdzielczość

2 Slice Distance- odstęp pomiędzy kolejnymi przekrojami w płaszczyźnie pionowej

3 Pixel Size- odstęp pomiędzy kolejnymi przekrojami w płaszczyźnie poziomej.


4 Number of Images per File- Liczba obrazów zapisanych w pojedynczym pliku

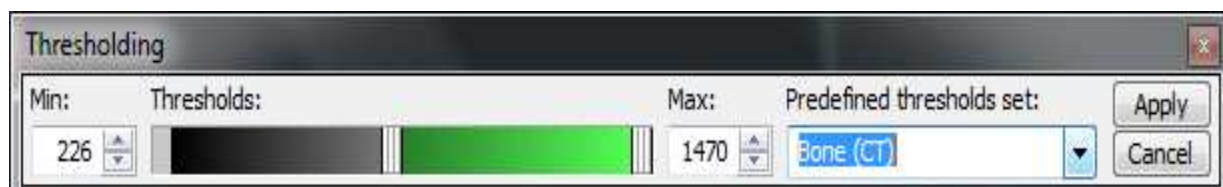
Rysunek 1 przedstawia umiejscowienie omówionych parametrów.



Rys. 1. Okno w którym należy wpisać odpowiednie parametry importowanych obrazów

3. Opis wybranych etapów- nałożenie maski - progowanie (z ang. Thresholding)

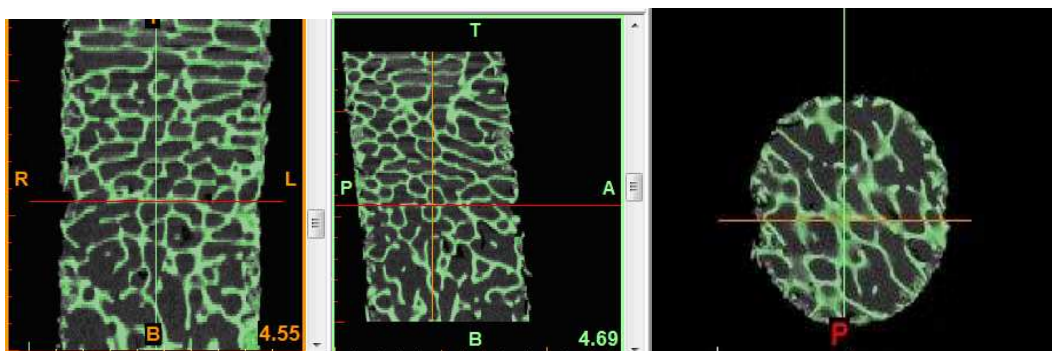
Progowanie jest narzędziem za pomocą którego można zdefiniować obiekt za pomocą maski. Zasada działania progowania opiera się na podświetleniu tylko tych pikseli które posiadają wartość współczynnika osłabienia promieniowania większą bądź równą od zdefiniowanej przez osobę która obsługuje program. Obiekt opisany za pomocą maski zawiera tylko te piksele które posiadają wartość współczynnika osłabienia promieniowania większą bądź równą od zdefiniowanej wartości progowej. W programie Mimics narzędzie nakładania maski uruchamia się za pomocą ikonki . Pojawia się okno narzędziowe, które zostało przedstawione na rys. 2.



Rys. 2. Okno progowania


Parametry progowania ustawia się za pomocą suwaka. Można się posiłkować normami zawartymi w programie poprzez polecenie *Predefined thresholds set*. Parametry widoczne na Rys. 2 odpowiadają parametrom przyjętym w projekcie modelu kości beleczkowej.

Rysunek 3 przedstawia trzy rzuty obrazów kości beleczkowej po nałożeniu maski za pomocą narzędzia progowania.

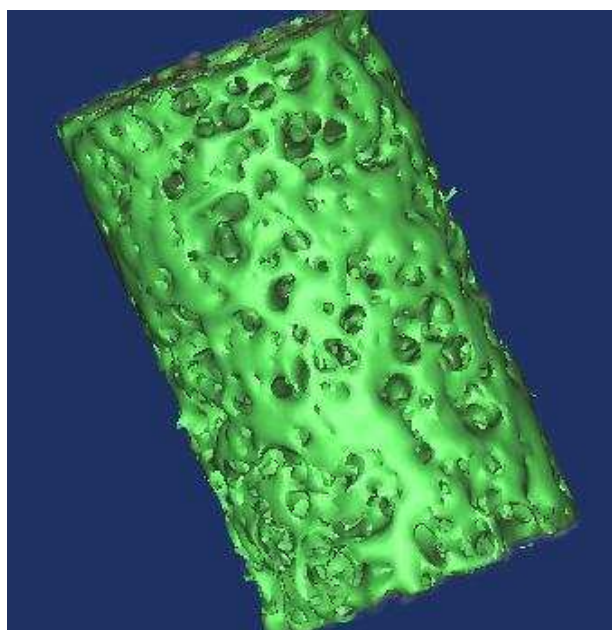


Rys. 3. Trzy rzuty obrazów kości bełczkowej po nałożeniu maski za pomocą narzędzia progowania

4. Opis wybranych etapów - stworzenie modelu 3D

W programie Mimics po wykonaniu zadań z punktów 2 oraz 3 model 3D tworzony jest automatycznie poprzez naciśnięcie ikonki calculate 3D .

Efekt obliczeń został przedstawiony na Rys. 4.



Rys. 4. Model 3D kości bełczkowej utworzony za pomocą programu Mimics

5. Opis wybranych etapów - optymalizacja siatki elementów skończonych w programie Magics

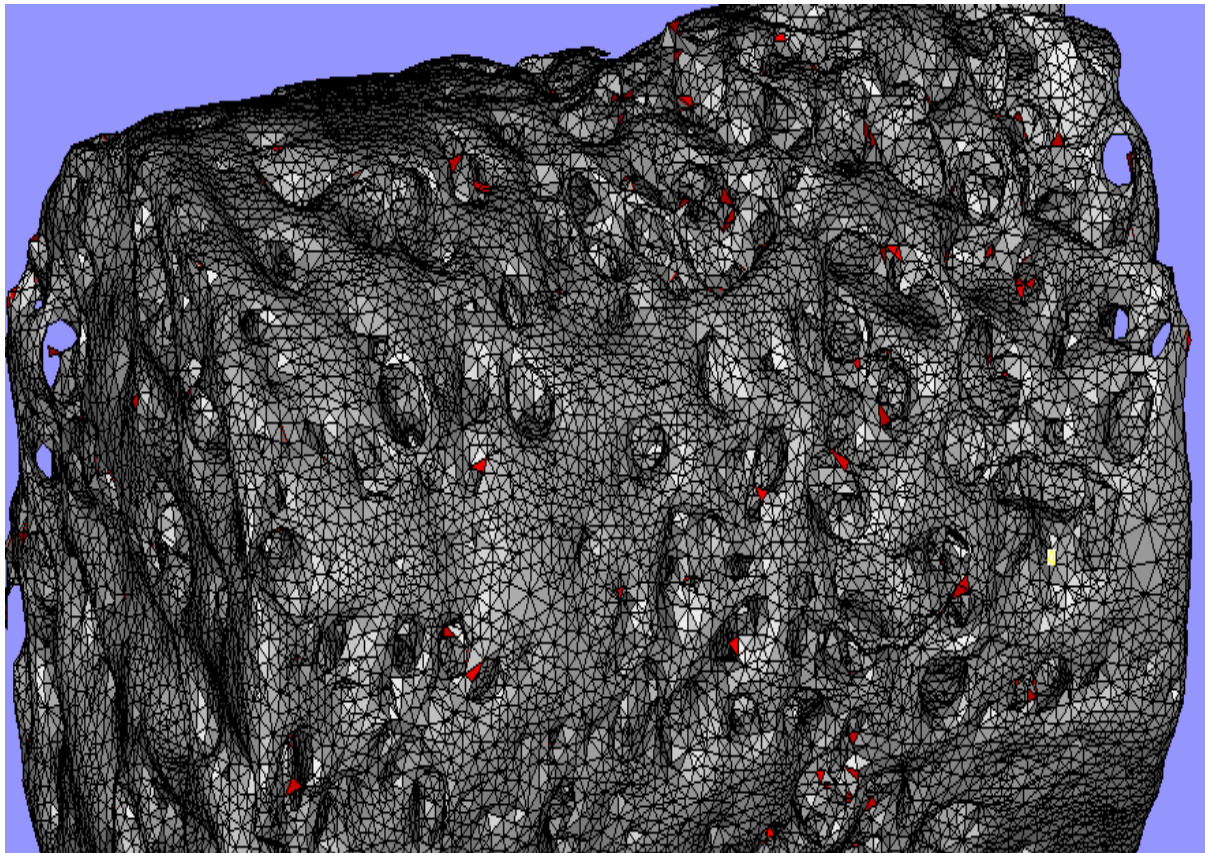
Praca nad siatką modelu kości bełczkowej w programie Magics ograniczyła się do korzystania z dwóch narzędzi automatycznego nakładania maski:

- Split Based
- Auto remesh with growtg control

oraz dwóch filtrów :

- Normal triangle reduction
- Filter Sharp triangle

Rysunek 5 przedstawia model kości beleczkowej po podzieleniu na elementy skończone wyświetlony za pomocą programu Magics.



Rys. 5. Model kości beleczkowej po podzieleniu na elementy skończone

6. Kierunek rozwoju projektu

W przyszłości planuje się dokonanie obliczeń wytrzymałościowych za pomocą oprogramowania MSC.Patran/Marc. Obliczenia obejmą 2 modele utwierdzenia i obciążenia. Modelowana będzie statyczna próba ściskania z tym, że dla jednego modelu dodatkowo zamodelowane zostaną dwa elementy odwzorowujące szczęki maszyny wytrzymałościowej a samo ściskanie zostanie przeprowadzone z uwzględnieniem kontaktu. Drugi model będzie obciążony z jednej strony siłą (lub siłami rozłożonymi liniowo) a z drugiej zostaną odebrane wszystkie stopnie swobody. Otrzymane wyniki planuje się porównać z wynikami uzyskanymi w statycznej próbie ściskania, wykonanej na podobnej rzeczywistej próbce kości beleczkowej, przy użyciu maszyny wytrzymałościowej firmy Zwick.

Literatura

1. Help programu Mimics 10.1 oraz Magics.

ROZWIĄZYWANIE ZADAŃ TRANSPORTOWYCH ZA POMOCĄ MODUŁU SOLVER ORAZ PROGRAMU TRANS.EXE

inż. NATALIA BOROWIEC

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień
Opiekunowie naukowci: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak
dr inż. Marek Paruch



Streszczenie. Artykuł poświęcony jest zastosowaniu modułu Solver oraz programu TRANS.EXE do rozwiązywania zagadnień transportowych. Przedstawiono w nim sposób rozwiązywania zadania zbilansowanego, w którym podaż wytwórców jest równa popytowi odbiorców. Na podstawie uzyskanych wyników sformułowano wnioski dotyczące zminimalizowania kosztów przewozu pewnych dóbr na wybranych trasach.

1. Wprowadzenie

Zagadnienie transportowe jest elementem badań operacyjnych. W czasie podejmowania decyzji tą metodą wyróżnia się następujące etapy:

- sformułowanie zagadnienia (słowny opis wybranego przez nas fragmentu rzeczywistości),
- budowa modelu matematycznego (ujęcie opisu słownego zapisem matematycznym, przy czym zapis matematyczny nigdy nie jest wierny opisowi słownemu – przyjmuje się wiele uproszczeń),
- ocena uzyskanego rozwiązania i weryfikacja modelu (ocena uzyskanego optymalnego rozwiązania w konfrontacji z rzeczywistością często powoduje, że na tym etapie model jest modyfikowany),
- podjęcie decyzji i opracowanie systemu kontroli realizacji decyzji.

Poszukuje się takiego rozwiązania, które charakteryzuje się jak najniższą łączną sumą kosztów przewozów na wybranych trasach [2, 3].

2. Przedstawienie problemu

Firma produkująca kasy fiskalne ma zakłady produkcyjne w miastach: Gliwice, Katowice, Kraków, Warszawa, Gdańsk i sześć punktów dystrybucji: Poznań, Sopot, Toruń, Zakopane, Lublin, Nysa. Możliwości produkcyjne zakładów wynoszą odpowiednio: 120, 110, 135, 140, 70 szt/tydz, natomiast zapotrzebowanie w centrach dystrybucyjnych odpowiednio: 90, 100, 115, 80, 120, 70 szt/tydz. Jednostkowe koszty transportu (zł) pomiędzy poszczególnymi zakładami produkcyjnymi, a centrami dystrybucyjnymi przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Dane wejściowe zadania

Miasta	Poznań	Sopot	Toruń	Zakopane	Lublin	Nysa
Gliwice	70	45	97	69	75	67
Katowice	85	64	80	76	54	74
Kraków	96	68	72	81	60	93
Warszawa	63	69	42	67	59	76
Gdańsk	89	76	50	94	87	59

Kierownictwo firmy oczekuje takiego planu przewozów, dla którego koszty dostaw z zakładów produkcyjnych do centrów dystrybucyjnych będą minimalne.

W pierwszej kolejności należy sformułować model matematyczny. Wprowadza się oznaczenia: x_{ij} to liczba kas fiskalnych przewożona od i -tego dostawcy do j -tego odbiorcy ($i=1\dots5; j=1\dots6$).

Konieczne jest zminimalizowanie funkcji celu:

$$Z(x_{11}, x_{12}, x_{13}, x_{14}, x_{15}, x_{16}, x_{21}, x_{22}, x_{23}, x_{24}, x_{25}, x_{26}, x_{31}, x_{32}, x_{33}, x_{34}, x_{35}, x_{36}, x_{41}, x_{42}, x_{43}, x_{44}, x_{45}, x_{46}, x_{51}, x_{52}, x_{53}, x_{54}, x_{55}, x_{56}) = 70x_{11} + 45x_{12} + 97x_{13} + 69x_{14} + 75x_{15} + 67x_{16} + 85x_{21} + 64x_{22} + 80x_{23} + 76x_{24} + 54x_{25} + 74x_{26} + 96x_{31} + 68x_{32} + 72x_{33} + 81x_{34} + 60x_{35} + 93x_{36} + 63x_{41} + 69x_{42} + 42x_{43} + 67x_{44} + 59x_{45} + 76x_{46} + 89x_{51} + 76x_{52} + 50x_{53} + 94x_{54} + 87x_{55} + 59x_{56} \rightarrow \text{MIN}$$

Ograniczenia związane z podażą każdego dostawcy są następujące:

- liczba kas (w sztukach) wysłana przez dostawcę D_1 do odbiorców $O_1, O_2, O_3, O_4, O_5, O_6$ jest równa podaży tego dostawcy i wynosi 120:

$$x_{11} + x_{12} + x_{13} + x_{14} + x_{15} + x_{16} = 120$$

- liczba kas (w sztukach) wysłana przez dostawcę D_2 do odbiorców $O_1, O_2, O_3, O_4, O_5, O_6$ jest równa podaży tego dostawcy i wynosi 110:

$$x_{21} + x_{22} + x_{23} + x_{24} + x_{25} + x_{26} = 110$$

- liczba kas (w sztukach) wysłana przez dostawcę D_3 do odbiorców $O_1, O_2, O_3, O_4, O_5, O_6$ jest równa podaży tego dostawcy i wynosi 135:

$$x_{31} + x_{32} + x_{33} + x_{34} + x_{35} + x_{36} = 135$$

- liczba kas (w sztukach) wysłana przez dostawcę D_4 do odbiorców $O_1, O_2, O_3, O_4, O_5, O_6$ jest równa podaży tego dostawcy i wynosi 140:

$$x_{41} + x_{42} + x_{43} + x_{44} + x_{45} + x_{46} = 140$$

- liczba kas (w sztukach) wysłana przez dostawcę D_5 do odbiorców $O_1, O_2, O_3, O_4, O_5, O_6$ jest równa podaży tego dostawcy i wynosi 70:

$$x_{51} + x_{52} + x_{53} + x_{54} + x_{55} + x_{56} = 80$$

Ograniczenia związane z popytem każdego odbiorcy to:

- liczba kas (w sztukach) otrzymana przez odbiorcę O_1 od dostawców D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 jest równa popytowi tego odbiorcy i wynosi 90:

$$x_{11} + x_{21} + x_{31} + x_{41} + x_{51} = 90$$

- liczba kas (w sztukach) otrzymana przez odbiorcę O_2 od dostawców D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 jest równa popytowi tego odbiorcy i wynosi 110:

$$x_{12} + x_{22} + x_{32} + x_{42} + x_{52} = 110$$

- liczba kas (w sztukach) otrzymana przez odbiorcę O_3 od dostawców D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 jest równa popytowi tego odbiorcy i wynosi 115:

$$x_{13} + x_{23} + x_{33} + x_{43} + x_{53} = 115$$

- liczba kas (w sztukach) otrzymana przez odbiorcę O_4 od dostawców D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 jest równa popytowi tego odbiorcy i wynosi 80:

$$x_{14} + x_{24} + x_{34} + x_{44} + x_{54} = 80$$

- liczba kas (w sztukach) otrzymana przez odbiorcę O_5 od dostawców D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 jest równa popytowi tego odbiorcy i wynosi 120:

$$x_{15} + x_{25} + x_{35} + x_{45} + x_{55} = 130$$

- liczba kas (w sztukach) otrzymana przez odbiorcę O_6 od dostawców D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 jest równa popytowi tego odbiorcy i wynosi 70:

$$x_{16} + x_{26} + x_{36} + x_{46} + x_{56} = 70$$

Wielkości przewozu od i -tego dostawcy do j -tego odbiorcy są nieujemne:

$$x_{ij} \geq 0 \quad i=1,2,3,4,5; j=1,2,3,4,5,6$$

3. Rozwiązanie zadania za pomocą programu TRANS.EXE [1]

Pierwszym krokiem jest wprowadzenie treści zadania. Ograniczeniem dla programu jest jedynie liczba dostawców i odbiorców ustalona na poziomie 20. Jeżeli zadanie zostało poprawnie wprowadzone, program automatycznie będzie chciał go zapisać. Po wprowadzeniu danych zadania i zapisaniu go, ponownie wyświetlane jest okno początkowe, w którym wybieramy opcję „Rozwiązanie zadania”. Dokonujemy wyboru metody poszukiwania rozwiązania dopuszczalnego, kolejno automatycznie do rozwiązania optymalnego. Ostatecznie otrzymujemy następujący wynik, który jest wynikiem optymalnym – rys. 1.

Dostawca	Odbiorca	Przewóz
1	1	20
1	2	100
2	1	35
2	5	75
3	4	80
4	5	55
4	1	35
4	3	105
5	3	10
5	6	70
Wartość funkcji celu:		33950
Rozwiązanie optymalne otrzymano w iteracji nr 3		

Rys. 1. Rozwiązanie zadania w programie TRANS.EXE

4. Rozwiązanie zadania przy pomocy modułu Solver

W pierwszym kroku wprowadzamy do programu MS EXCEL macierz kosztów jednostkowych C . Kolejno macierz przewozów X , do której w miejsce wszystkich elementów wpisujemy zera. W dowolną komórkę wpisujemy wartość funkcji celu, która równa jest sumie iloczynów macierzy kosztów jednostkowych C i macierzy przewozów X . Jak wiadomo, wynik ten początkowo będzie równy zero. Musimy zsumować po zerach wszystkie wiersze i kolumny. Obok wpisujemy właściwą wartość popytu oraz podaży, jak pokazano na rysunku 2.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
1											
2			Macierz kosztów jednostkowych C								
3		70	45	97	69	75	67				
4		85	64	80	76	54	74				
5	dostawcy	96	68	72	81	60	93				
6		63	69	42	67	59	76				
7		89	76	50	94	87	59				
8			odbiorcy								
9											
10											
11			Macierz przewozów X								
12		0	0	0	0	0	0	0	120		
13		0	0	0	0	0	0	0	110		
14	dostawcy	0	0	0	0	0	0	0	135		
15		0	0	0	0	0	0	0	140		
16		0	0	0	0	0	0	0	80		
17			odbiorcy								
18		0	0	0	0	0	0				
19		90	100	115	80	130	70				
20	funkcja celu:		0								
21											

Rys. 2. Arkusz kalkulacyjny z danymi zadania

Trzeba uruchomić dodatek Solver. Wybieramy komórkę celu, której to przypisujemy komórkę, gdzie obliczaliśmy sumę iloczynów obu macierzy. Ze względu na treść zadania, wybieramy Min, gdyż naszym celem była minimalizacja kosztów transportu. Jako komórki zmieniane wybieramy macierz przewozów **X**. Jako warunki ograniczające przypisujemy komórki, gdzie sumowaliśmy po zerach wiersze i kolumny, które mają być równe wartości popytu i podaży. Po zdeklarowaniu komórek przechodzimy do „Opcji”, gdzie zaznaczamy, model liniowy oraz, że przy obliczaniu nie będą brane pod uwagę wartości ujemne. Zatwierdzamy nasze ustawienia, naciskamy „Rozwiąż”. Wynik przedstawiony jest na rys. 3.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
1											
2		Macierz kosztów jednostkowych C									
3		70	45	97	69	75	67				
4		85	64	80	76	54	74				
5	dostawcy	96	68	72	81	60	93				
6		63	69	42	67	59	76				
7		89	76	50	94	87	59				
8		odbiorcy									
9											
10											
11		Macierz przewozów X									
12		20	100	0	0	0	0	120	120		
13		35	0	0	0	75	0	110	110		
14	dostawcy	0	0	0	80	55	0	135	135		
15		35	0	105	0	0	0	140	140		
16		0	0	10	0	0	70	80	80		
17		odbiorcy									
18		90	100	115	80	130	70				
19		90	100	115	80	130	70				
20	funkcja celu:		33950								
21											

Rys. 3. Arkusz kalkulacyjny z rozwiązaniem zadania

5. Wnioski

Z rozwiązania zadania wynika, że wartość funkcji celu, a więc minimalny koszt przewozu wynosi 33950. Zastosowanie programu TRANS.EXE, bądź modułu Solver znacznie ułatwia rozwiązanie problemu, zarówno podczas poszukiwania rozwiązania dopuszczalnego, jak i optymalnego.

Literatura

1. Trzaskalik T., Wprowadzenie do badań operacyjnych z komputerem. Wyd. 2 zm. Warszawa: Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne (2008).
2. Praca zbiorowa pod red. Ewy Majchrzak, Badania operacyjne. Teoria i zastosowania, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2007).
3. Filipowicz B., Matematyczne modelowanie zagadnień decyzyjnych, Wydawnictwo AGH, Kraków (1998).

WPLYW PARAMETRÓW ADAPTACJI NA DOKŁADNOŚĆ ROZWIĄZANIA W SYSTEMIE MSC.MARC/MENTAT

inż. ŁUKASZ CYGANIK

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

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

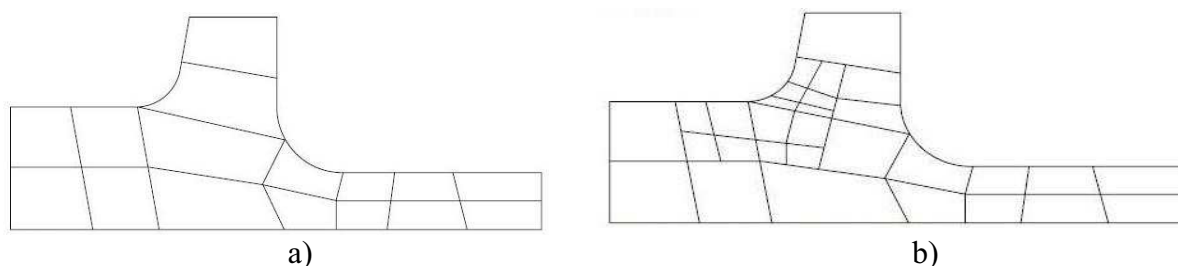


Streszczenie. Praca przedstawia adaptacyjną MES. W pracy przedstawiono wpływ wartości parametrów adaptacji siatki na dokładność uzyskiwanego rozwiązania w systemie MSC.Marc/Mentat. Celem było określenie wartości optymalnej tych parametrów. Adaptację prowadzono w oparciu o kryterium Zienkiewicza - Zhu dla naprężeń.

1. Wprowadzenie

Jedną z cech metody elementów skończonych [1] jest to, że umożliwia ona uzyskiwanie przybliżonych rozwiązań pól przemieszczeń, odkształceń lub naprężeń. Dokładność rozwiązania MES bezpośrednio przekłada się na wiarygodność obliczeń i możliwość oceny wytrzymałości elementu. Konieczne jest aby dokładność obliczeń była odpowiednio wysoka. Można to uzyskać poprzez narzucenie odpowiednio gęstej siatki elementów skończonych na całej analizowanej konstrukcji, jednak wydajność obliczeń znacząco spada w takim przypadku. Optymalnym rozwiązaniem problemu jest zastosowanie adaptacyjnych technik MES, które umożliwiają zwiększenie dokładności rozwiązania przy małym spadku wydajności obliczeń. Istnieją trzy podstawowe rodzaje technik adaptacyjnych: H, P oraz HP. W technikach typu H zwiększenie dokładności uzyskuje się poprzez dokonanie podziału tych elementów siatki, w których błąd rozwiązania przekracza pewną z góry ustaloną wartość. W technikach typu P rozmiar elementów skończonych pozostaje niezmienny, natomiast zwiększa się (lokalnie lub globalnie) stopień wielomianu aproksymacyjnego. Prowadzi to do zwiększenia liczby węzłów w siatce. Natomiast techniki HP to połączenie obu powyższych metod. W niniejszej pracy przedstawione zostaną wyniki rozwiązań adaptacyjnych uzyskanych techniką typu H. Obliczenia są prowadzone w systemie MSC.Marc/Mentat [3].

Technika wzbogacania polega na podziale tylko tych elementów pierwotnej siatki, w których błąd aproksymacyjny przekracza pewną wartość. W siatce elementów skończonych wyznaczany jest najpierw rozkład błędu aproksymacyjnego i na tej podstawie wybierane są elementy skończone, które ulegną dalszemu podziałowi. Na Rys. 1 przedstawiono istotę techniki wzbogacania.



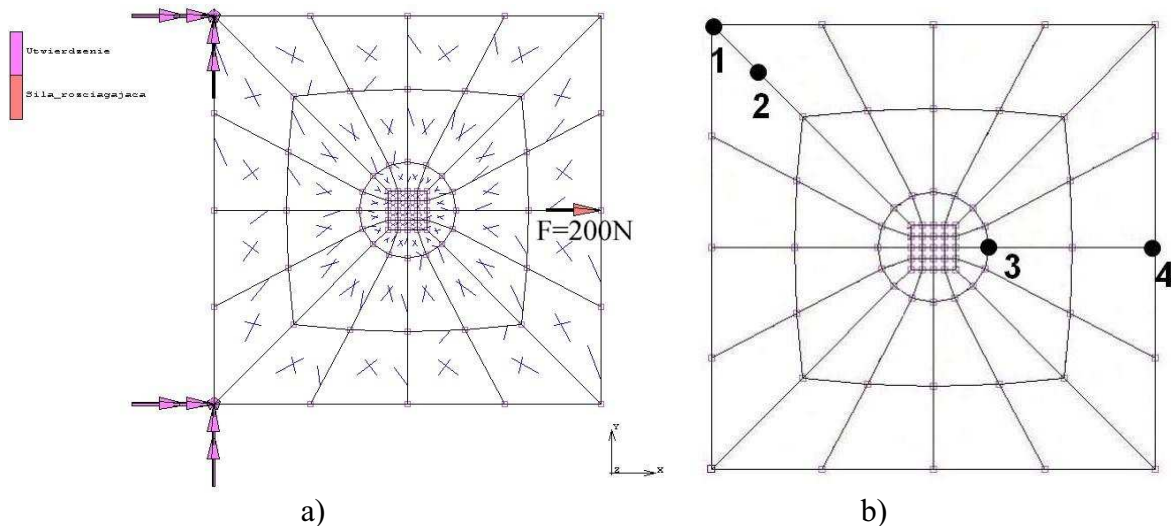
Rys. 1. Siatka [1]: a) pierwotna elementów, b) elementów po wzbogacaniu

2. Model numeryczny

Obliczeniom adaptacyjnym MES poddano dwuwymiarowy element w kształcie prostokątnej tarczy z umieszczonym w jej środku rdzeniem. W obliczeniach przyjęto, że rdzeń i tarcza wykonane są z następujących materiałów:

- Rdzeń – stal ($E = 200 \text{ GPa}$, $\nu = 0.3$), średnica $d = 500 \text{ mm}$,
- Płyta – miedź ($E = 100 \text{ GPa}$, $\nu = 0.3$), wymiary $2000 \times 2000 \text{ mm}$.

Tarczę utwierdzono w dwóch narożnikach, a z przeciwnej strony przyłożono skupioną siłę o wartości 200 N (Rys.2a). W takim przypadku w modelu występują trzy duże spiętrzenia naprężeń (w miejscach utwierdzenia oraz przyłożenia siły) i to w tych miejscach standardowe rozwiązanie MES będzie miało największy błąd aproksymacyjny, a więc i elementy w tych miejscach powinny ulec przebudowie (największej liczbie podziałów). W badaniach przyjęto 4 punkty pomiarowe w których odczytywano wartości naprężeń, po każdym uzyskanym rozwiązaniu adaptacyjnym (Rys. 2b).



Rys. 2. Analizowana tarcza: a) warunki brzegowe, b) punkty pomiarowe

3. Warunek podziału elementu w systemie MSC.Marc/Mentat

Do adaptacji w systemie MSC.Marc/Mentat wykorzystano kryterium Zienkiewicza - Zhu dla naprężeń, w którym element ulegnie podziałowi jeśli zostaną spełnione następujące warunki [2]:

$$\pi > f_1, \quad (1)$$

$$X_{el} > f_2 \cdot \frac{X}{n} + \frac{f_1 \cdot f_3 \cdot X}{\pi \cdot n}, \quad (2)$$

gdzie:

π - błąd normy energii w kryterium Zienkiewicza - Zhu,

X - całkowity błąd naprężeń w całym badanym obszarze,

X_{el} - błąd naprężeń w pojedynczym elemencie,

f_1, f_2, f_3 - parametry adaptacji określane przez użytkownika programu MSC.Marc/Mentat,

n - liczba elementów w siatce.

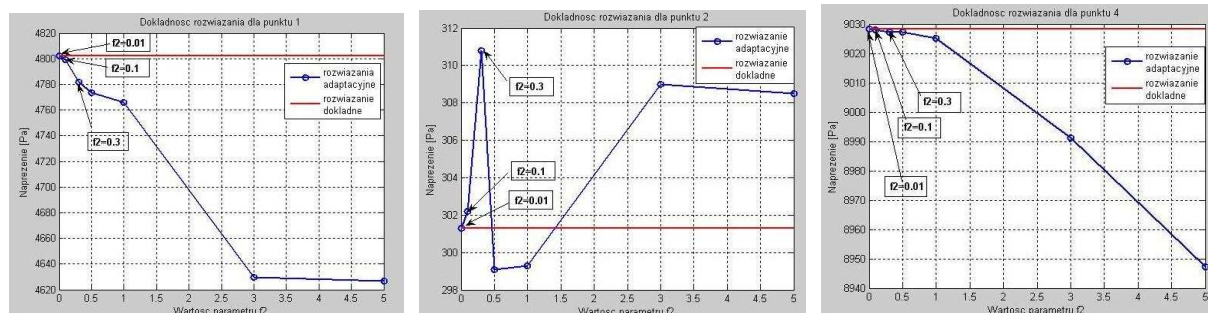
4. Porównanie dokładności rozwiązań dla różnych parametrów adaptacji

Z drugiego warunku podziału elementu wynika, że adaptacji można dokonywać na 3 sposoby: manipulując parametrem f_2 przy reszcie parametrów równych 0, manipulując parametrami f_1 i f_3 przy parametrze $f_2=0$, lub manipulując wszystkimi trzema parametrami.

Wyrażenie $\frac{X}{n}$ stanowi błąd średni w siatce elementów skończonych. Zatem parametr f_2 określa przy jakiej części błędu średniego w siatce element skończony ulega podziałowi. Na początek zbadano wpływ tego parametru f_2 na dokładność rozwiązania w oznaczonych punktach. Wyniki obliczeń pokazano w tabeli 1 oraz na Rys. 3.

Tabela 1. Wartości naprężeń zredukowanych wg kryterium Hubera-Misesa dla różnych wartości f_2

Nr	Ilość kroków adaptacyjnych	Parametry				Wartości naprężeń zredukowanych wg Kryterium Hubera-Misesa [Pa]				Ilość elementów
		f_1	f_2	f_3	Największa liczba podziałów	1	2	3	4	
1	10	0	5	0	4	4626,6	308,5	181,6	8947,2	136
2			3			4629,5	309	176,9	8991,2	184
3			1			4765,7	299,3	190	9025,1	388
4			0,5			4773,8	299,1	196,8	9027,2	616
5			0,3			4781,7	310,8	194,2	9027,3	910
6			0,1			4799,5	302,2	191,2	9028,1	2356
7			0,01			4802,3	301,3	191,1	9028,3	7750

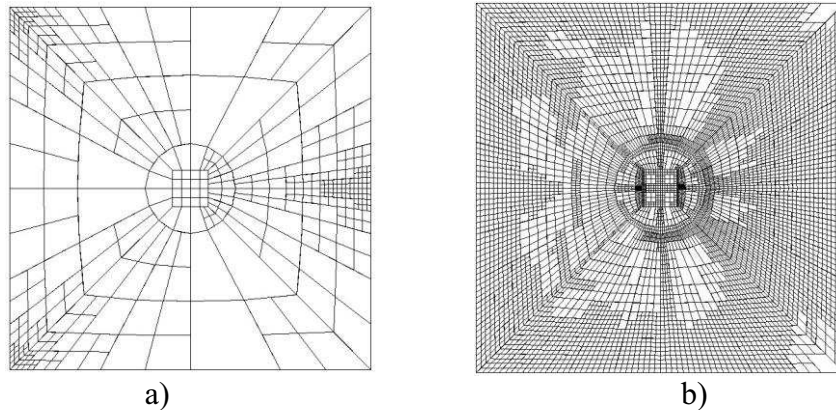


Rys. 3. Zależność wartości naprężeń od parametrów adaptacji dla punktów 1, 2 i 4

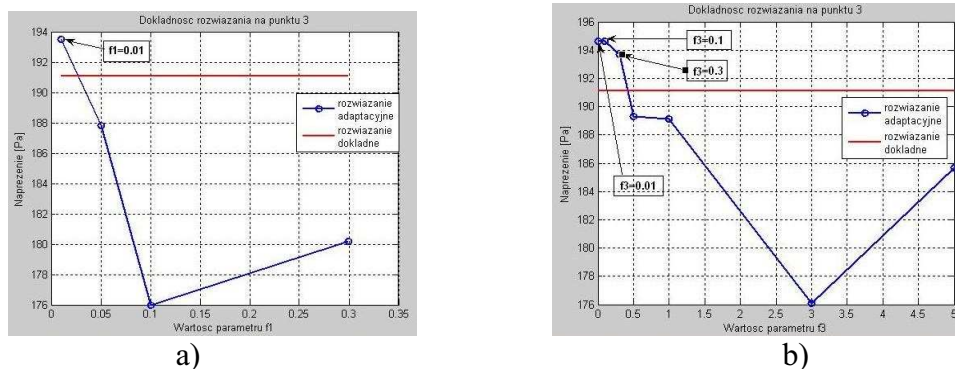
Z wykresów wynika, że optymalną wartością parametru f_2 jest wartość 1, ponieważ rozwiązanie niewiele odbiega od wartości dokładnej (za jaką przyjęto rozwiązanie dla najmniejszej wartości $f_2=0.01$), za to liczba elementów w siatce jest dużo mniejsza. Oznacza to, że wystarczy narzucić warunek, aby błąd rozwiązania był w każdym elemencie nie większy od średniej wartości tego błędu w całym elemencie. To wystarczy, aby w miejscach spiętrzeń naprężeń uzyskać dosyć dokładną wartość i jednocześnie wydajność obliczeń była wystarczająco duża. Przy wartości tego parametru $f_2 < 0.3$ zyskujemy niewiele na dokładności, natomiast ilość elementów w siatce gwałtownie rośnie, gdyż prawie każdy element pierwotny siatki ulega wielokrotnym podziałom przez co wydajność obliczeń znacznie spada. Na rozwiązanie adaptacyjne ma duży wpływ również ilość poziomów adaptacyjnych (największa

liczba podziałów), czyli maksymalna liczba podziałów jakim może zostać poddany element pierwotny, która dla wartości większej od 4 znacznie zmniejsza wydajność obliczeń. Na Rys. 4. pokazano przykładowe siatki dla różnych wartości parametru f_2 .

Adaptacją można również sterować za pomocą parametrów f_1 i f_3 , lecz znacznie trudniej oszacować przy jakiej wartości błędu element ulegnie podziałowi oraz trzeba również uważać na to, żeby współczynnik f_1 miał odpowiednio małą wartość, aby spełniony został pierwszy warunek podziału elementu. Wpływ parametrów f_1 i f_3 na dokładność dla punktu 3 pokazano na Rys. 5.



Rys. 4. Siatki adaptacyjne dla wybranych parametrów:
a) $f_2=1$, $f_1=f_3=0$, 388 elementów, b) $f_2=0.01$, $f_1=f_3=0$, 7750 elementów



Rys. 5. Wpływ parametrów f_1 i f_3 na dokładność rozwiązania: a) parametr f_1 , b) parametr f_3

5. Wnioski

Adaptację w systemie MSC.Marc/Mentat najłatwiej prowadzić wykorzystując parametr f_2 , którego optymalną wartością jest $f_2=1$, co oznacza, że element ulega podziałowi przy błędzie rozwiązania w elemencie większym od średniej wartości tego błędu w całym badanym obszarze. Wykorzystując natomiast parametry f_1 i f_3 do adaptacji należy dobrać odpowiednio małą wartość parametru f_1 , aby był on mniejszy od błędu normy energii i spełniony został pierwszy warunek podziału elementu.

Literatura

1. Zienkiewicz O.C., The Finite Elements Method: Its Basis and Fundamentals Six Edition, Oxford: Butterworth-Heinemann (2005).
2. MSC MARC User's Guide (2008).
3. <http://www.mscsoftware.com/>.
4. Cyganik Łukasz, Projekt inżynierski: Wybrane techniki adaptacyjne MES, KWMiMKM, Politechnika Śląska, Gliwice (2011).

MODELOWANIE I ANALIZA NANOSTRUKTUR METODĄ ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH

RAFAŁ DUDEK

Automatyka i Robotyka, AB3, 5 rok

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



Streszczenie. Tematem artykułu jest modelowanie i analiza materiałów nanostukturalnych metodą elementów skończonych. Analizowane są warstwy grafenu oraz jednościenne nanorurki węglowe, dla których wyznaczane są mechaniczne własności materiałowe.

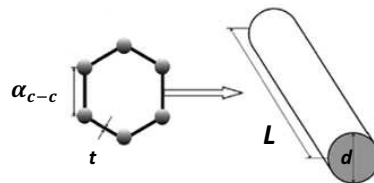
1. Wprowadzenie

Pojedyncze warstwy o grubości jednego atomu, zbudowane z regularnych sześciokątów, których wierzchołkami są atomy węgla, tworzą strukturę krystaliczną grafitu. Izolowaną, pojedynczą warstwę grafitową nazywa się grafenem. Warstwy grafenowe zwinięte w obiekty cylindryczne, które wewnątrz są puste, nazywamy nanorurkami [3]. Nanorurki są obiektami jedno- lub wielowarstwowymi (wielościennymi), zbudowanymi z cylindrycznych warstw grafenowych, w których atomy węgla znajdują się w konfiguracji wiązań sp^2 .

2. Modelowanie nanostruktur metodą elementów skończonych

Ze względu na traktowanie nanorurek węglowych jako struktur kratownicy przestrzennej, ich zachowanie może być analizowane klasycznymi metodami mechaniki strukturalnej. W tej pracy jako element skończony modelujący wiązania, przyjęto trójwymiarowy element belkowy, przy czym zakłada się, że materiał elementu jest liniowo sprężysty i izotropowy. Do modelowania wiązań został użyty element BEAM4 w programie ANSYS.

Modelowanie polega na założeniu, że długość wiązania α_{c-c} jest równa długości elementu belkowego L , natomiast grubość ścianki nanorurki t jest równa grubości (średnicy d) elementu belkowego. Zakłada się także, że przekrój poprzeczny elementu belkowego (wiązania) jest kołowy (rys. 1).



Rys. 1. Modelowanie wiązań w grafenie i nanorurkach węglowych

Z punktu widzenia mechaniki molekularnej, nanorurki węglowe mogą być traktowane jako duże molekuly (cząsteczki), składające się z atomów węgla. Pole siłowe jest wyrażone w formie energii potencjalnej, która zależy wyłącznie od wzajemnych położenia jąder, tworzących cząsteczki. Ogólne wyrażenie na całkowitą energię potencjalną wyrażone jest wzorem [2,4]:

$$U_{total} = \sum U_r + \sum U_\theta + \sum U_\phi \quad [nJ], \quad (1)$$

przy czym:

U_r - energia wynikająca z rozciągania wiązania:

$$U_r = \frac{1}{2} k_r (r - r_0)^2 = \frac{1}{2} k_r (\Delta r)^2 \quad [nJ], \quad (2)$$

U_θ - energia wynikająca ze zginania wiązania (zmiana kąta wiązania):

$$U_\theta = \frac{1}{2} k_\theta (\theta - \theta_0)^2 = \frac{1}{2} k_\theta (\Delta\theta)^2 \quad [nJ], \quad (3)$$

U_ϕ - energia wynikająca ze skręcania wiązania:

$$U_\phi = \frac{1}{2} k_\tau (\phi - \phi_0)^2 = \frac{1}{2} k_\tau (\Delta\phi)^2 \quad [nJ], \quad (4)$$

gdzie: k_r , k_θ oraz k_τ - stałe (siłowe), wyrażające odpowiednio sztywność wiązania przy jego rozciąganiu, zginaniu i skręcaniu, natomiast Δr , $\Delta\theta$, $\Delta\phi$ to odpowiednio przyrost długości wiązania oraz zmiana jego kąta podczas zginania i skręcania.

Zgodnie z klasyczną mechaniką strukturalną, energia odkształcenia jednorodnej belki (pręta) o długości L , przekroju poprzecznym A i module Younga E , pod działaniem osiowej siły N wynosi:

$$U_A = \frac{1}{2} \int_0^L \frac{N^2}{EA} dL = \frac{1}{2} \frac{N^2 L}{EA} = \frac{1}{2} \frac{EA}{L} (\Delta L)^2 \quad [nJ], \quad (5)$$

gdzie: ΔL oznacza wydłużenie belki przy rozciąganiu.

Energia odkształcenia jednorodnej belki o długości L , momencie bezwładności przekroju I i module Younga E , pod działaniem momentu zginającego M wynosi:

$$U_M = \frac{1}{2} \int_0^L \frac{M^2}{EI} dL = \frac{2EI}{L} \alpha^2 = \frac{1}{2} \frac{EI}{L} (2\alpha)^2 \quad [nJ], \quad (6)$$

gdzie: α oznacza kąt obrotu na końcach belki.

Energia odkształcenia jednorodnej belki (pręta) o długości L , biegunowym momencie bezwładności J oraz module Kirchhoffa G , pod działaniem momentu skręcającego T wynosi:

$$U_T = \frac{1}{2} \int_0^L \frac{T^2}{GJ} dL = \frac{1}{2} \frac{T^2 L}{GJ} = \frac{1}{2} \frac{GJ}{L} (\Delta\beta)^2 \quad [nJ], \quad (7)$$

gdzie: $\Delta\beta$ oznacza względny obrót przekrojów końcowych belki.

Poprzez porównanie równań (2) do (4) oraz (5) do (7) otrzymuje się następujące związki, z których można wyznaczyć parametry wiązań węgiel-węgiel:

$$\frac{EA}{L} = k_r \left[\frac{N}{nm} \right], \quad \frac{EI}{L} = k_\theta \left[\frac{N \text{ nm}}{\text{rad}^2} \right], \quad \frac{GJ}{L} = k_\tau \left[\frac{N \text{ nm}}{\text{rad}^2} \right]. \quad (8)$$

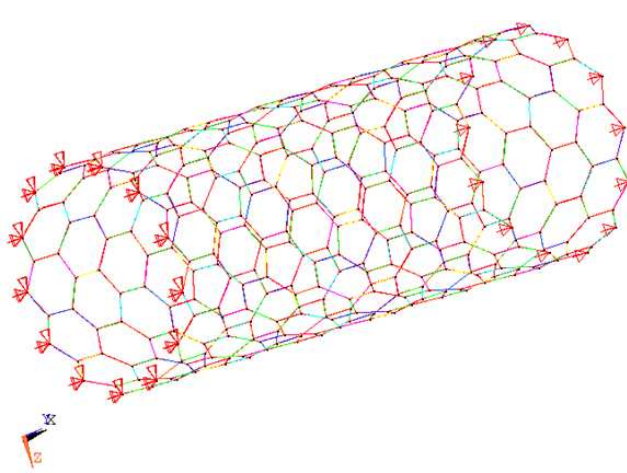
Równania (8) stanowią podstawę zastosowania mechaniki strukturalnej do analizy nanorurek węglowych i innych nanostruktur na bazie węgla. Przy założeniu, że przekrój belki o średnicy d jest kołowy oraz że pole przekroju belki wynosi $A = \pi d^2/4$, moment bezwładności $I = \pi d^4/64$, a biegunowy moment bezwładności $J = \pi d^4/32$, otrzymujemy [4]:

$$d = 4 \sqrt{\frac{k_\theta}{k_r}} \text{ [nm]}, \quad E = \frac{k_r^2 L}{4\pi k_\theta} \left[\frac{N}{\text{nm}^2} \right], \quad G = \frac{k_r^2 k_\tau L}{8\pi k_\theta^2} \left[\frac{N}{\text{nm}^2} \right]. \quad (9)$$

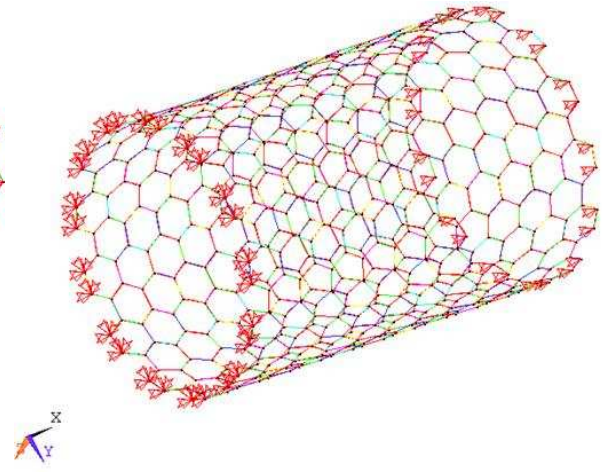
Znając stałe siłowe k_r , k_θ , k_τ , można wyznaczyć średnicę wiązania d i moduły sprężystości E i G wiązania z równań (9).

3. Przykłady numeryczne

Moduł Younga E oraz moduł Kirchhoffa G wyznaczono dla jednościennej nanorurki typu „zigzag” i „armchair”, dla których przyjęto grubość ścianki $t=0,34$ nm. Na poniższych rysunkach (rys. 2 i 3) przedstawiono przykłady modelu jednościennej nanorurki węglowej, wraz z zadanymi warunkami brzegowymi, utworzonymi w programie ANSYS.



Rys. 2. Model jednościennej nanorurki węglowej typu „zigzag” (13,0)



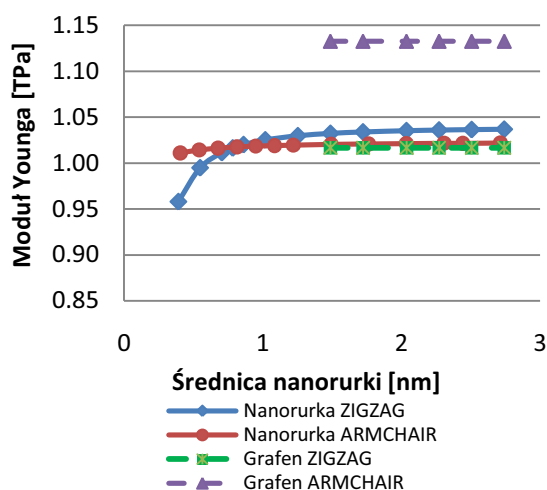
Rys. 3. Model jednościennej nanorurki węglowej typu „armchair” (13,13)

Moduł sprężystości podłużnej i moduł sprężystości poprzecznej jednościennej nanorurki węglowej jest obliczany ze wzoru [2,4]:

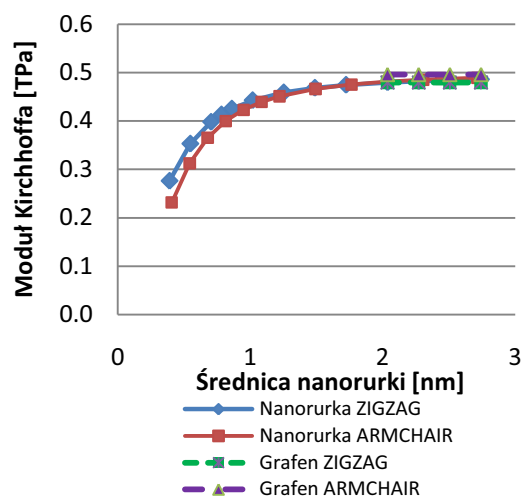
$$E = \frac{F/A_0}{\Delta H/H_0} \text{ [GPa]}, \quad G = \frac{TH_0}{\theta J_0} \text{ [GPa]}, \quad (10)$$

gdzie: F [nN] – całkowita siła rozciągająca nanorurkę, T [nN·nm] – całkowity moment skręcający nanorurkę, $A_0 = \pi D t$ [nm²] – pole przekroju poprzecznego nanorurki o średnicy D i grubości ścianki t , H_0 [nm] – długość początkowa nanorurki, ΔH [nm] – wydłużenie nanorurki, J_0 – moment bezwładności nanorurki przy skręcaniu [nm⁴], θ – kąt skręcenia nanorurki [rad]. Wyniki obliczeń przedstawiono na wykresach (rys. 4 i 5), na których umieszczono także wartości modułów Younga i Kirchhoffa grafenu o takiej samej grubości t . Na podstawie tych wykresów wykazano, że wraz ze zwiększaniem średnicy jednościennej nanorurek węglowych, wzrastają ich moduły Younga i Kirchhoffa.

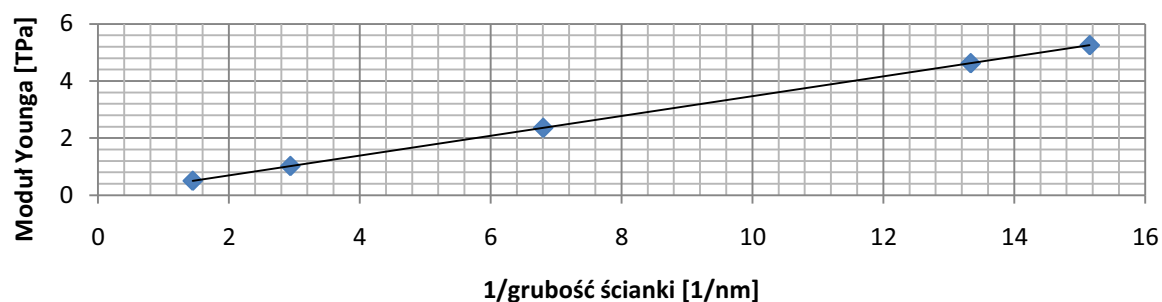
Zbadano również wpływ grubości ścianki nanorurki (8,8) na jej moduł Younga. Analizę przeprowadzono dla grubości ścianek: 0,066 nm, 0,075 nm, 0,147 nm, 0,34 nm oraz 0,69 nm. Z obliczeń wynika, że wartości modułów Younga zmieniają się liniowo względem grubości ścianki nanorurki (rys. 6).



Rys. 4. Moduł Younga jednościennych nanorurek typu „zigzag” i „armchair”



Rys. 5. Moduł Kirchhoffa jednościennych nanorurek typu „zigzag” i „armchair”



Rys. 6. Moduł Younga nanorurki typu „armchair” (8,8) zależny od grubości ścianki

4. Podsumowanie

Dzięki swoim niezwykłym własnościom, nanorurka węglowa jest doskonałym włóknem, charakteryzującym się dużą wytrzymałością mechaniczną. Duże wartości modułów Younga oraz Kirchhoffa powodują, że nanorurki węglowe charakteryzują się dużą sztywnością, i mogą być stosowane np. jako wzmocnienia w materiałach kompozytowych. Wykazano, że wraz ze zwiększaniem średnicy nanorurek, wzrastają ich moduły sprężystości podłużnej i poprzecznej. W przypadku zmiany grubości wiązań kowalencyjnych, zmieniają się wartości modułów Younga. Im mniejsza grubość ścianki nanorurki, tym moduł Younga jest wyższy.

Literatura

1. Dresselhaus M. S., Dresselhaus G., Eklund P. C., Science of Fullerenes and Carbon Nanotubes, New York, Academic Press (1996).
2. Li Ch., Chou T-W., A structural mechanic approach for the analysis of carbon nanotubes, International Journal of Solids and Structures, 40, s. 2487-2499 (2003).
3. Przygocki W., Włochowicz A., Fullereny i nanorurki, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa (2001).
4. Tserpes K. I., Papanikos P., Finite element modeling of single-walled carbon nanotubes, Composites: Part B, 36, s. 468-477 (2005).

ANALIZA KONSTRUKCJI SZKIELETOWYCH BUDYNKÓW NISKICH

inż. MICHAŁ GAJDA

Automatyka i Robotyka, AB3, 1 rok, 2 stopień

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



Streszczenie. W pracy została przedstawiona tematyka analizy konstrukcji szkieletowych na przykładzie budynków niskich. Głównym zadaniem było przedstawienie analizy statycznej i modalnej. Dokonano obliczeń numerycznych metodą elementów skończonych (MES) w programie Msc.Patran/Nastran. Analiza była przeprowadzona dla dwóch stalowych konstrukcji szkieletowych, które podlegały różnym obciążeniom, tj. ciężarem własnym, technologicznym, śniegiem, wiatrem, złożonym (połączone obciążenia). Uzyskane wyniki były porównywane z wartościami dopuszczalnymi zgodnie z normą dotyczącą konstrukcji stalowych. Zbadano wpływ liczby dodatkowych słupów na przemieszczenia pionowe i poziome konstrukcji, a także wpływ dodatkowego wzmocnienia na częstości drgań własnych.

1. Wprowadzenie

Konstrukcja szkieletowa to układ konstrukcyjny budynków niskich (najczęściej hal) bądź wysokich (np. wieżowców) oraz innych budowli. Układy prętowe (np. słupy, rygle, ramy) są elementami przenoszącymi obciążenia [4].

Zgodnie z § 8 rozporządzenia Ministra Infrastruktury z 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (DzU nr 75, poz. 690 ze zm.) wyróżnia się cztery kategorie wysokości budynków. Są to budynki [3]:

- niskie (N) – do 12 m włącznie nad poziomem terenu lub mieszkalne o wysokości do 4 kondygnacji nadziemnych włącznie,
- średniowysokie (SW) – od 12 m do 25 m włącznie nad poziomem terenu lub mieszkalne o wysokości ponad 4 do 9 kondygnacji nadziemnych włącznie,
- wysokie (W) – od 25 m do 55 m włącznie nad poziomem terenu lub mieszkalne o wysokości ponad 9 do 18 kondygnacji nadziemnych włącznie,
- wysokościowe (WW) – powyżej 55 m nad poziomem terenu.

2. Obciążenia

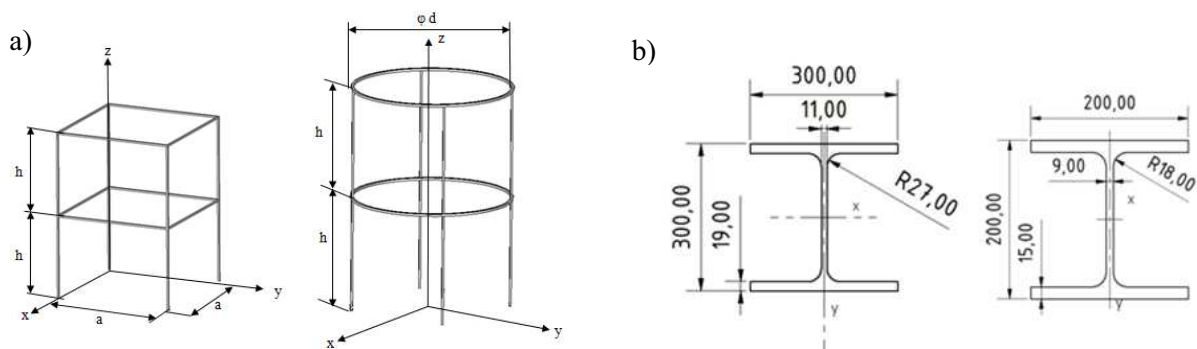
Obciążenia wpływające na konstrukcje dzieli się najczęściej na dwie grupy: geofizyczne oraz spowodowane działalnością człowieka. Geofizyczne obciążenia wywołane są zmianami panującymi w przyrodzie. Zalicza się do nich obciążenia wywołane grawitacją, zjawiskami atmosferycznymi i sejsmicznymi [2].

Obciążenia meteorologiczne są zależne od położenia geograficznego budowli, jak i zmian zachodzących w czasie. Do obciążeń meteorologicznych można zaliczyć: działanie wiatru, temperatury, deszczu, śniegu i lodu. Natomiast ruch podłoża gruntowego powoduje powstawanie obciążeń sejsmicznych i parasejsmicznych. Tymczasem w obciążeniach grawitacyjnych uwzględniane są obciążenia stałe i zmienne, a także te, które są wywołane działalnością człowieka [2].

3. Ogólne założenia ram przestrzennych budynku jednopiętrowego

Konstrukcje szkieletowe poddane analizie w układzie osi globalnych przedstawione są na rys. 1. Użytym materiałem konstrukcji jest stal konstrukcyjna ogólnego przeznaczenia St3SY. Wymiary obu konstrukcji szkieletowych wynoszą: $h = 5$ [m], $a = 6$ [m], $\phi d = 8$ [m].

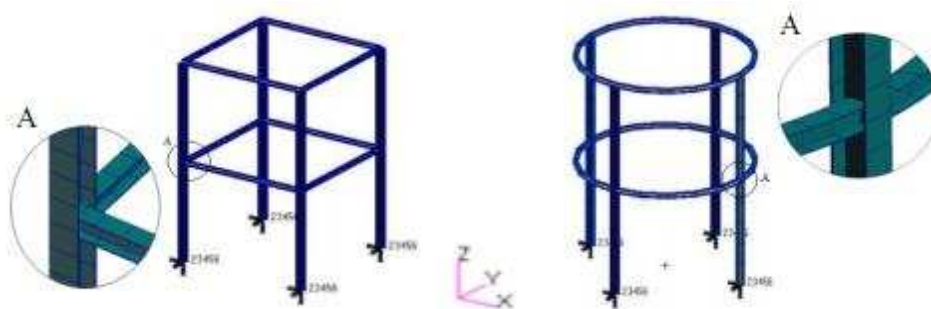
Profile, które zostały zastosowane w konstrukcjach to kształtowniki szerokostopowe – HEB, ponieważ są korzystniejsze od dwuteowników normalnych i równoległościennych (IPE). Wynika to ze stosunku momentów bezwładności względem osi głównych. Na rys. 1 zostały także pokazane widoki z wymiarami użytych kształtowników zgodnie z normą PN-H-93452:1997 [1].



Rys. 1. Analizowane konstrukcje i zastosowane kształtowniki:

a) od lewej: szkielet 1 i 2, b) od lewej: HEB300 – słupy, HEB200 – pozostałe elementy

Obliczenia wykonywane były MES w programie Msc.Nastran. Modele konstrukcji szkieletowych, które przedstawiono na rys. 2, przygotowane były w programie Msc.Patran.



Rys. 2. Modele MES analizowanych konstrukcji szkieletowych

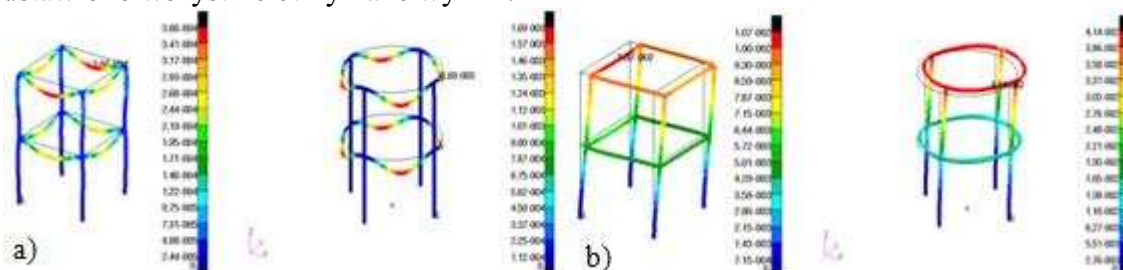
Celem analizy było wyznaczenie naprężeń oraz przemieszczeń powstałych w wyniku obciążeń. Zastosowano następujące warianty obciążenia:

- obciążenie ciężarem własnym,
- obciążenie technologiczne równomiernie rozłożone,
- obciążenie śniegiem,
- obciążenie wiatrem (rozpatrywano dwa przypadki, ze względu na orientację przekroju słupów względem kierunku działania wiatru),
- obciążenie złożone (powyższe warianty działające jednocześnie).

Wyniki analizy statycznej były porównane z dopuszczalnymi przemieszczeniami oraz naprężeniami zgodnie z normą PN-90/B-03200 [5]. Naprężenia, które analizowano, były maksymalnymi wypadkowymi z uwzględnieniem rozciągania/ściskania, zginania i skręcania.

4. Wyniki

Na rys. 3 przedstawiono przykładowe wyniki przemieszczeń wypadkowych uzyskane w analizie statycznej w przypadku obciążenia złożonego oraz wiatrem, natomiast w tabeli 1 przedstawiono wszystkie otrzymane wyniki.



Rys. 3. Przemieszczenia wypadkowe: a) obciążenie złożone, b) obciążenie wiatrem

Tabela 1. Maksymalne przemieszczenia i naprężenia

Obciążenia	Uzyskane maks. przemieszczenia [mm]		Uzyskane maks. naprężenia [MPa]	
	Typ szkieletu		Typ szkieletu	
	Szkielet 1 (dopuszczalne 17,14 [mm])	Szkielet 2 (dopuszczalne 17,94 [mm])	Szkielet 1 (dopuszczalne 205 [MPa])	Szkielet 2 (dopuszczalne 205 [MPa])
Cieżarem własnym	0,36	1,69	3,43	3,6
Technologiczne	1,54	17,1	12,5	34,1
Śniegiem	0,76	4,49	6,76	9,41
Wiatrem (dopuszczalne 20 [mm])	Przypadek 1	41,4	Przypadek 1	58,1
	Przypadek 2		Przypadek 2	
Złożone	10,8	42	32,1	63,8





W tabeli 2 przedstawiono wyniki pierwszych dziesięciu częstotliwości i postaci drgań własnych analizowanych konstrukcji.

Tabela 2. Częstotliwości i postaci drgań własnych szkieletu 1 i szkieletu 2

L.p.	Szkielet 1		Szkielet 2						
	Częstotliwość [Hz]	Postaci drgań	Częstotliwość [Hz]	Postaci drgań					
1.	3,0252		1,8639		6.	11,344		7,9351	
2.	3,7818		2,0643		7.	11,43		8,7868	
3.	3,8874		2,0643		8.	12,208		9,4676	
4.	5,9037		5,4783		9.	13,813		9,4676	
5.	10,211		6,1349		10.	17,598		12,245	

W tabeli 3 przedstawiono pierwszych pięć częstotliwości drgań własnych szkieletu 1, w którym zastosowano dodatkowe wzmocnienie w czterech narożach budynku.

Tabela 3. Częstotliwości drgań własnych szkieletu 1 z dodatkowym wzmocnieniem

L.p.	Częstotliwości drgań własnych [Hz]				
	Szkielet 1	Typ wzmocnienia			
					
Typ A	Typ B	Typ C	Typ D		
1.	3,0252	3,8817	3,76	5,4217	5,3561
2.	3,7818	4,884	5,137	6,5519	6,5418
3.	3,8874	5,4128	5,293	6,5858	6,73
4.	5,9037	6,8935	9,1629	8,171	8,4227
5.	10,211	9,37	9,2994	8,6927	9,6614

5. Wnioski

- mniejsze wartości przemieszczeń i naprężeń dla wszystkich zadanych obciążeń uzyskano dla konstrukcji szkieletowej o podstawie kwadratu,
- szkielet o podstawie koła okazał się mało sztywną konstrukcją przy obciążeniu wiatrem,
- najmniejsze przemieszczenia oraz naprężenia konstrukcji dla wszystkich analizowanych obciążeń otrzymano przy obciążeniu śniegiem (pomijając ciężar własny),
- odpowiednie ułożenie profili belek ma wpływ na sztywność konstrukcji i przenoszone obciążenia (przykładem jest obciążenie wiatrem rozpatrywane dla dwóch przypadków ułożenia słupa konstrukcji szkieletowej o podstawie kwadratu).

Literatura

1. Bogucki W., Żybertowicz M., Tablice do projektowania konstrukcji metalowych, Arkady.
2. Bródka J., Kozłowski A., Stalowe budynki szkieletowe, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów (2003).
3. Dz. U. Nr 75, poz. 690. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie.
4. http://www.naukowy.pl/encyklopedia/Konstrukcja_szkieletowa.
5. PN-90/B-03200. Konstrukcje stalowe. Obliczenia statyczne i projektowanie.

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA KLATKI BEZPIECZEŃSTWA SAMOCHODU SPORTOWEGO

inż. TOMASZ GOMOLUCH

Automatyka i Robotyka, AB3, 1 rok, 2 stopień

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



Streszczenie. Niniejsza praca przedstawia analizę wytrzymałościową klatki bezpieczeństwa samochodu Subaru Impreza WRX/STI '07, podczas której zostanie przeprowadzona analiza wariantowa modeli MES, analiza wariantowa profili prętowych oraz analiza wariantowa konstrukcji wykonanej z różnych materiałów. Najlepszy wariant konstrukcji został porównany z tzw. minimalną konfiguracją klatki bezpieczeństwa rozbudowaną o elementy dodatkowe.

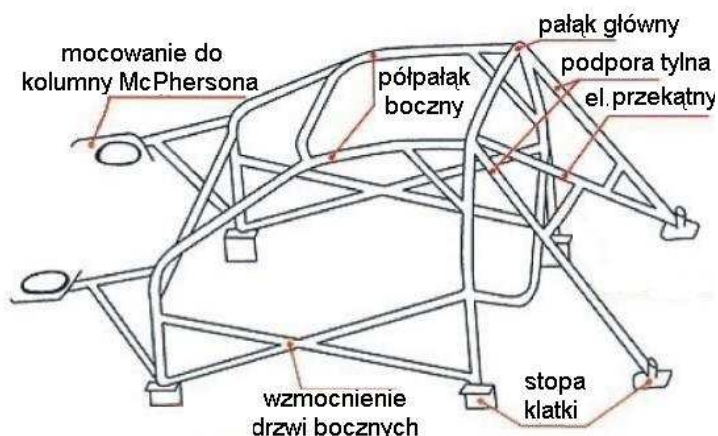
1. Wprowadzenie

Podstawowym elementem, który odróżnia samochód sportowy od cywilnego jest klatka bezpieczeństwa. "Jest to konstrukcja wielorurowa umieszczona najbliżej nadwozia, a której funkcją jest ograniczenie odkształceń nadwozia (podwozia) w razie wypadku" [1]. Jej zadaniem jest nie tylko wzmocnienie nadwozia i ochrona załogi samochodu rajdowego w razie wypadku, ale i usztywnienie samochodu.

Podstawowym dokumentem określającym zasady budowy klatki bezpieczeństwa jest Załącznik J FIA do Międzynarodowego Kodeksu Sportowego 2010 - Art. 253 „Wyposażenie Bezpieczeństwa Grupy N, A, B, SP” [1]. Klatka może zostać zbudowana zgodnie z wymogami zawartymi w powyższym dokumencie, bądź według własnego projektu. Delegat FIA udzielający homologacji, jeśli stwierdzi, że dana klatka nie spełnia założeń Załącznika J [1], nakazuje przeprowadzenie testu wytrzymałościowego opisanego w „HR for Safety Cages” [2].

2. Budowa klatki bezpieczeństwa

W przeważającej liczbie konstrukcji klatek bezpieczeństwa można wyróżnić podstawowe elementy, m. in. takie jak pałąk główny, pałaki boczne, stopy mocowania czy podpory tylne, tak jak to jest pokazane na rys. 1. Każdy z tych elementów może być wykonany w kilku wariantach, opisanych w Załączniku J [1], a który zostanie wybrany, zależy wyłącznie od projektanta i wykonawcy. Projektując klatkę bezpieczeństwa należy w pierwszej kolejności wybrać jedną z trzech dostępnych konstrukcji bazowych, następnie według uznania dobrać elementy obowiązkowe i ewentualnie elementy dodatkowe. Te ostatnie są zalecane ze względu na znaczący wzrost sztywności klatki.



Rys. 1. Budowa klatki bezpieczeństwa

3. Numeryczna analiza wytrzymałościowa

Modele geometryczne klatki bezpieczeństwa, jak i prezentacja wyników, została wykonana w programie Patran, natomiast obliczenia metodą elementów skończonych (MES) zostały wykonane w programie Nastran. Model składa się z jednowymiarowych elementów prętowych elementów, o rurowym przekroju poprzecznym. Całość została utwierdzona sztywno w sześciu punktach, gdzie instalowane są stopy mocowania. Klatka zostanie poddana trzem testom, które są opisane w dokumencie „HR for Safety Cages” [4]. Siły testujące zostały zamodelowane jako obciążenia ciągłe działające na długości 15 cm według wytycznych dokumentu, a ich wartość została podana w tabeli 1. Ich punkty przyłożenia dla poszczególnych testów to odpowiednio górna część pałąka głównego, dolna część pałąka głównego i górna część pałąka przedniego. Wartości maksymalnych przemieszczeń są podane w tabeli 1.

Tabela 1. Wartości obciążeń i dopuszczalne wartości naprężeń i przemieszczeń

	Wartość obciążenia ciągłego [N/m]	Maksymalne naprężenia wypadkowe [MPa]	Maksymalne przemieszczenia [mm]
Test 1	67500	350	50
Test 2	31500	350	50
Test 3	31500	350	100

3.1 Analiza wpływu gęstości siatki elementów skończonych i profili prętów klatki

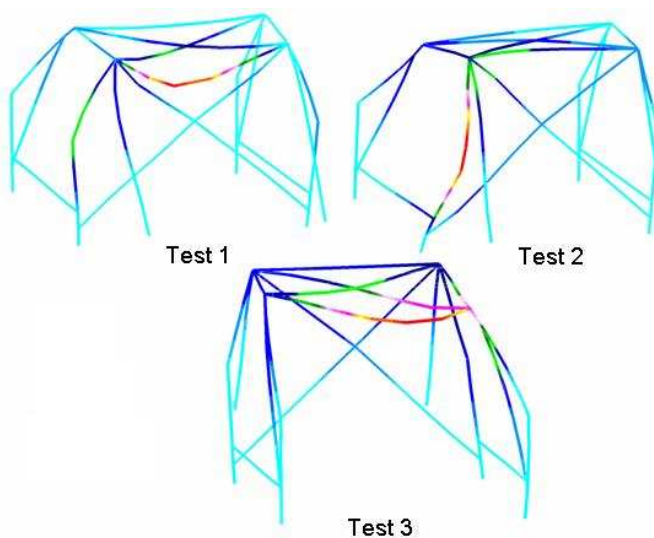
Badany model podzielono na dwuwęzłowe, elementy prętowe. Konstrukcja będzie się opierała o konstrukcję bazową nr 3, opisaną w punkcie 8.3.1 Załącznika J [1]. Wymiary profilu rurowego pałąka głównego to 45x2.5 mm, natomiast wymiary pozostałych pałąków są równe 30x2.5 mm. Zastosowany materiał to stal o następujących własnościach:

moduł Younga: $E=200$ GPa,

liczba Poissona: $\nu = 0.3$,

gęstość: 7860 kg/m³.

Na rys. 2 przedstawiono rozkład naprężeń podczas poszczególnych testów.

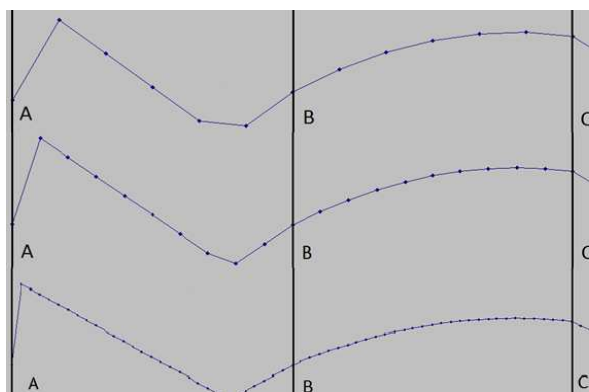


Rys. 2. Rozkład naprężeń podczas poszczególnych testów

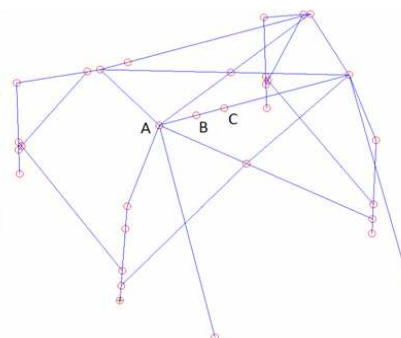
Przy analizie konstrukcji bazowej nr 2, przy podziale każdej części klatki na sześć elementów skończonych, w teście 1 znacząco wzrosły wartości maksymalnych naprężeń oraz wystąpiły w innym miejscu niż w pozostałych przypadkach. Po zbadaniu przyczyn tego stanu, okazało się, że im podział na elementy skończone był gęstszy, tym naprężenia maksymalne rosły, jak to jest pokazane w tabeli 2. Wartości maksymalne znajdowały się zawsze w drugim węźle liczącym od węzła A, tak jak jest to pokazane na rys. 3. Rys. 4 przedstawia oznaczenie węzłów w tylnym elemencie poprzecznym.

Tabela 2. Wartości wypadkowych naprężeń maksymalnych w zależności od gęstości siatki

Liczba elementów skończonych	6	10	30
Maksymalne naprężenia normalne [MPa]	429.7	476	522



Rys. 3. Wykres wypadkowych naprężeń normalnych dla prętów podzielonych 6, 10 i 30 el. skończonych



Rys. 4. Oznaczenie węzłów geometrycznych

Podczas analizy rozważano minimalne wartości wymiarów profili podanych przez FIA, które dla pałaka głównego i pałaków bocznych wynoszą: 45x2.5 mm lub 50x2.0 mm, a dla pozostałych pałaków: 38x2.5 mm lub 40x2.0 mm. Dodatkowo sprawdzono dwie konstrukcje bazowe nr 3 i nr 2, opisane w punkcie 8.3.1 Załącznika J [1].

Dla przeprowadzonych obliczeń najlepszym rozwiązaniem okazała się konstrukcja bazowa nr 3, z profilami o wymiarach 50x2.0 mm, 38x2.5 mm.

3.2 Analiza wariantowa wpływu materiału

W analizie wariantowej wpływu materiału rozważano stal węglową ciągnioną na zimno, stop aluminium Si1MgMn T6 i stal chromowo-molibdenową 5CrMo4. Stop aluminium rozważano w tej analizie tylko dla celów dydaktycznych i porównawczych, ponieważ nie ma możliwości uzyskania homologacji FIA, na klatkę bezpieczeństwa wykonaną z tego materiału.

Tabela 3. Wyniki analizy wariantowej dla testu nr 1

	Przemieszczenia [mm]	Wypadkowe naprężenia normalne [MPa]	Masa [kg]
Wariant a S 50x2.0;38x2.5	3.71	270	47,7
Wariant b A 50x5.0;38x5.0	10.8	244	32
Wariant c CrMo 25x2.9	19.9	850	34

Tabela 3 przedstawia część przeprowadzonej analizy wariantowej. Pokazano tylko wyniki dla testu nr 1, ponieważ wystąpiły tutaj największe naprężenia. Klatka wykonana ze stali chromo-molibdenowej okazała się tylko o 2 kg cięższa od najlżejszego wariantu b. W rozwiązaniu tym uzyskano największe naprężenia i przemieszczenia, ale nie przekroczyły one wartości dopuszczalnych dla przemieszczeń i dla naprężeń.

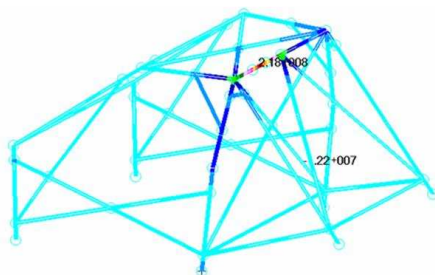
3.3 Analiza konstrukcji rozbudowanej o elementy dodatkowe

Model minimalnej konfiguracji klatki bezpieczeństwa opartej na wariantcie nr 3 konstrukcji bazowej, o wymiarach profilu 50x2.0 mm, 38x2.5 mm, rozbudowano o elementy dodatkowe. Otrzymany model został poddany testowi nr 1. Uzyskane wyniki porównano z wynikami z przed rozbudowy. Zastosowany materiał to stal o własnościach takich jak w punkcie 3.1. Wyniki przeprowadzonych testów znajdują się w tabeli 4.

Tabela 4. Analiza modelu rozbudowanej klatki bezpieczeństwa

Wariant	Przemieszczenia [mm]	Wypadkowe naprężenia normalne [MPa]	Masa [kg]
nierozbudow. 50x2.0;38x2.5	3.75	280	47,7
rozbudow. 50x2.0;38x2.5	2.36	218	72,8

Na rys. 5 pokazana jest rozbudowana klatka bezpieczeństwa wraz z rozkładem naprężeń dla testu nr 1. Po dodaniu elementów dodatkowych, masa wzrosła o 53%, do 72.79 kg. Mimo tak znaczącego wzrostu, zdecydowanie zaleca się stosowanie rozbudowanej konstrukcji klatki, ze względów bezpieczeństwa.



Rys. 5. Rozkład naprężeń dla test nr 1, dla klatki rozbudowanej

4. Podsumowanie

Wykonane obliczenia w zakresie niniejszej pracy, mogą stanowić jedynie podstawę do rozważań na temat wyboru wariantu konstrukcji klatki, z powodu zakresu przeprowadzonych analiz jak i stopnia rozbudowania badanych konstrukcji o elementy dodatkowe. Wyniki przeprowadzonych testów powiedzą nam, czy dana konstrukcja będzie w stanie otrzymać homologację. Ze względu na nieograniczoną liczbę możliwych stanów obciążeń występujących podczas kolizji, zaleca się jak największą liczbę elementów dodatkowych, które mogą uratować życie i zdrowie pasażerów.

Literatura

1. Bródka J., Broniewicz M., Konstrukcje stalowe z rur, Arkady, Warszawa (2001).
2. Załącznik J FIA od Międzynarodowego Kodeksu Sportowego 2010 – Art. 253 Wyposażenie Bezpieczeństwa Grupy N, A, B, (www.fia.com).
3. Załącznik J FIA do Międzynarodowego Kodeksu Sportowego 2010 - Art. 283 Wyposażenie Bezpieczeństwa dla samochodów Terenowych, (www.fia.com).
4. HR for Safety Cages, FIA (materiały IRECO).
5. <http://rajdy.hoga.pl>.

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA KORBOWODU

MARCIN HAUFFE

Automatyka i Robotyka, AB3, 5 rok

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



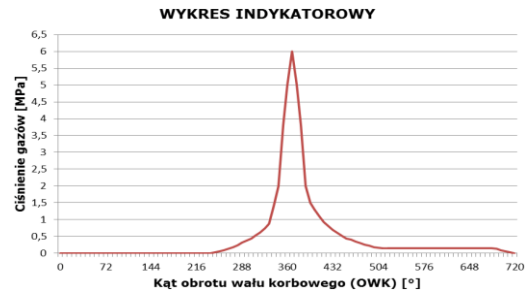
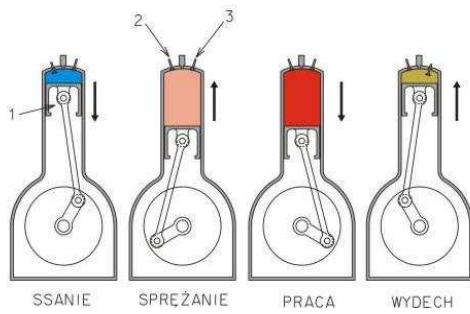
Streszczenie. Przedmiotem artykułu jest zastosowanie metody elementów skończonych do analizy wytrzymałościowej korbowodu silnika spalinowego. Analizie poddano wpływ stanu obciążenia na maksymalne naprężenia panujące w korbowodzie. W niniejszej pracy ograniczono się do badania górnej części korbowodu, gdyż to właśnie ona poddawana jest bardziej złożonym obciążeniom niż część dolna.

1. Wprowadzenie

Jednym z najbardziej obciążonych i jednocześnie najbardziej narażonych na zmęczenie materiału układów w silniku spalinowym jest układ tłokowo-korbowy. W jego skład wchodzi takie elementy jak: wał korbowy, korbowody, tłoki, sworznie tłokowe, tuleje łożyskujące oraz koła: pasowe i zamachowe. Elementami wykonującym ruch o złożonej kinematyce i podlegającym złożonym obciążeniom mechanicznym są korbowody. Przenoszą one siły z tłoka na czop korbowy wału korbowego. Są to siły ściskające, wywołujące wyboczenie trzonu korbowego, jak również siły rozciągające wywołane bezwładnością elementów wykonujących ruch posuwisto zwrotny. Korbowody są również zginane w wyniku oddziaływania sił bezwładności pochodzących z ruchu obrotowego części korbowodu związanej z czopem korbowym. Tak złożony stan obciążeń zwiększający się wraz z rozwojem konstrukcji silników powoduje, że ten element układu tłokowo – korbowego silnika wymaga starannie dopracowanej konstrukcji oraz technologii wytwarzania. [2] W niniejszej pracy przedstawiono sposób określenia najmniej korzystnego stanu obciążenia korbowodu oraz jego analizę wytrzymałościową przy użyciu oprogramowania MES.

2. Siły obciążające korbowód

W niniejszej pracy przedstawiony został sposób wyznaczenia obciążeń, jakim poddawane są korbowody. Obciążenia mechaniczne wywołane są ciśnieniem gazów znajdujących się w komorze spalania oraz siłami bezwładności elementów wykonujących ruch posuwisto zwrotny. Ciśnienie gazów w komorze spalania odczytać można z wykresu indykatorowego wyznaczanego doświadczalnie. Na pełen cykl pracy czterosuwowego silnika spalinowego przypada obrót wału korbowego o 720° . Podczas tych dwóch obrotów następują po sobie cztery suwy pracy: ssania ($0 - 180^\circ$ obrotu wału korbowego – OWK), sprężania ($180 - 360^\circ$ OWK), pracy ($360 - 540^\circ$ OWK) oraz wydechu ($540 - 720^\circ$ OWK) (rys. 1). Największe ciśnienie w komorze spalania panuje podczas suwu pracy, chwilę po wystąpieniu zapłonu mieszanki paliwowo powietrznej, co można zobaczyć na wykresie indykatorowym (rys. 2). Należy pamiętać, iż wartość ciśnienia panującego w komorze spalania jest zmienna wraz ze zmianą prędkości obrotowej silnika, a nawet występują różnice ciśnienia pomiędzy kolejnymi cyklami pracy dla jednakowej prędkości obrotowej [4]. Mimo to można przyjąć określoną postać wykresu indykatorowego, dla której przeprowadzi się obliczenia.



Rys. 1. Cykl pracy silnika czterosuwowego [3] Rys. 2. Wykres indykatorowy

Gdy znana jest wartość ciśnienia należy obliczyć siłę działającą na tłok, jaką ono wywołuje. Do tego niezbędna okaże się znajomość wymiarów geometrycznych tłoka. W przybliżeniu powierzchnie, na którą działa ciśnienie gazów, można przyjąć, jako pole koła o średnicy równej średnicy cylindra. Zakładając takie uproszczenie siłę wywołaną ciśnieniem gazów można zapisać zgodnie ze wzorem 1.

$$F_g = (p_g - p_k) \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2, \quad (1)$$

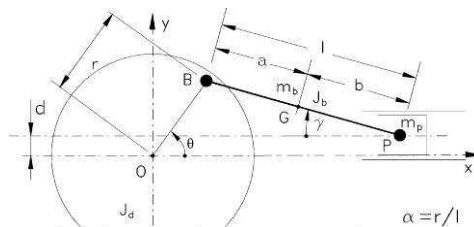
gdzie:

p_g – ciśnienie gazów w komorze spalania,

p_k – ciśnienie panujące w komorze korbowodowej (zazwyczaj 0.1 MPa),

d – średnica cylindra,

Obliczenie sił bezwładności działających na korbowód należy zacząć od obliczenia drogi przebytej przez tłok w zależności od kąta obrotu wału korbowego (OWK). W tym celu należy się posłużyć wzorem 2 [2] (oznaczenia zgodne z rys. 3).



Rys. 3. Szkic układu korbowego [1]

$$z = r \cdot \left[\left(1 + \frac{\alpha}{2} \cdot \sin(\theta)^2 \right) - \cos(\theta) \right] \quad (2)$$

Następnie konieczne jest obliczenie prędkości, z jaką porusza się tłok:

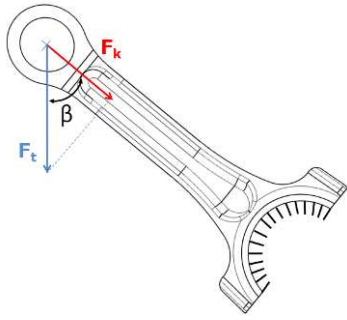
$$v = r \cdot \omega_{\max} \cdot \left[\sin(\theta) + \frac{\alpha}{2} \cdot \sin[2 \cdot (\theta)] \right], \quad (3)$$

po czym oblicza się przyspieszenie, z jakim porusza się tłok:

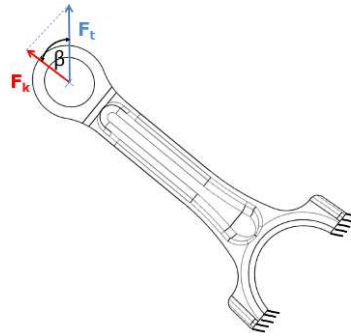
$$a = r \cdot (\omega_{\max})^2 \cdot [\cos(\theta) + \alpha \cdot \cos[2 \cdot (\theta)]] . \quad (4)$$

Mając obliczone przyspieszenie, z jakim porusza się tłok i znając masę wykonującą ruch posuwisto zwrotny można obliczyć wartość siły bezwładności obciążającą korbowód:

$$F_b = -a \cdot m_p \quad (5)$$



Rys. 4a. Sposób obciążenia oraz utwierdzenia górnej części korbowodu podczas analizy numerycznej (ściskanie)



Rys. 4b. Sposób obciążenia oraz utwierdzenia górnej części korbowodu podczas analizy numerycznej (rozciąganie)

Łącznie, zatem korbowód jest obciążany przez sumę sił gazowych oraz bezwładności F_t (6). Siła ta dzieli się na siłę ściskającą / rozciągającą (F_k) korbowód oraz siłę nacisku na tuleje cylindra. Siła F_k zależna jest od wartości kąta β (rys. 4a i b) i można ją obliczyć przy pomocy następującego wzoru (7):

$$F_t = F_g + F_b \quad (6)$$

$$F_k = \frac{F_t}{\cos \beta} \quad (7)$$

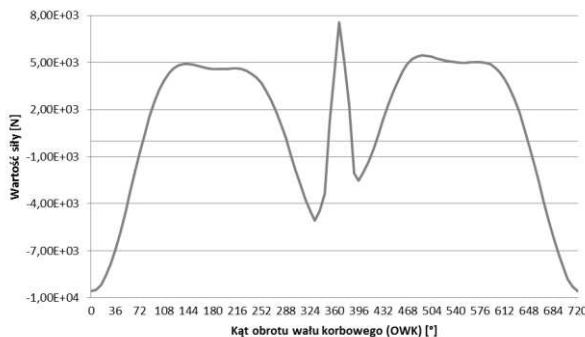
3. Przykład analizy numerycznej korbowodu

Przykładowa analiza wytrzymałościowa została przeprowadzona dla korbowodu będącego częścią czterocylindrowego silnika diesla charakteryzującego się następującymi parametrami:

- średnica cylindra: $\varnothing = 60 \text{ mm}$
- masa tłoka i sworznia: $m_T = 0.388 \text{ kg}$
- skok tłoka: $2r = 86 \text{ mm}$
- długość korbowodu: $l = 137.6 \text{ mm}$
- prędkość robocza: $\Omega = 5500 \text{ obr/min}$
- masa korbowodu: $m_b = 0.438 \text{ kg}$

Wykres indykatorowy dla analizowanego silnika przedstawia rys. 2.

Wykonując obliczenia z punktu 2. otrzymano wykres wartości osiowych obciążających korbowód w zależności od położenia kąтового wału korbowego (rys.5). Analizując wykres wartości siły korbowodowej dokonano oceny stanu obciążeń i wybrano dwa położenia, w których uznano że naprężenia w korbowodzie mogą być najwyższe. Należały do nich: górne martwe położenie tłoka znajdujące się pomiędzy suwem wydechowym a ssącym – 0° OWK (najmniejsze ciśnienie panujące w komorze spalania), 367° OWK (największe ciśnienie panujące w komorze spalania).

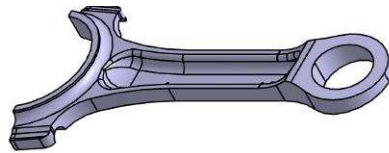
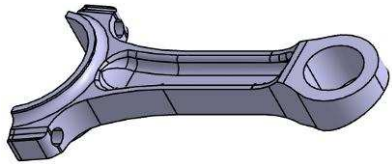


Rys. 5. Wykres wartości siły F_k w zależności od OWK

Tabela 1. Wartości siły F_k w poszczególnych położeniach wału korbowego

OWK	367°	0°
Siła osiowa - F_k	7 567 N	-9 569 N

Analizie poddana została jedynie górna część korbowodu, gdyż to właśnie ona narażona jest na najbardziej zróżnicowane obciążenia podczas całego cyklu pracy silnika. Sposób obciążenia oraz utwierdzenia został przedstawiony na rys. 4.a i 4.b.



Rys. 6a Pełen model górnej części korbowodu Rys. 6b 1/2 modelu górnej części korbowodu

Tabela 2. Porównanie uzyskanych wyników ze względu na sposób dyskretyzacji oraz reprezentacji geometrycznej

Liczba elementów		143 000		675 000	
Funkcja kształtu		liniowa	kwadratowa	liniowa	kwadratowa
max. naprężenie	kompletny model	78,7 MPa	93,41 MPa	77,59 MPa	87,24 MPa
	połowa modelu	74,94 MPa	89,35 MPa	79,05 MPa	85 MPa
max. przemieszczenie	kompletny model	0,077 mm	0,079 mm	0,078 mm	0,079 mm
	połowa modelu	0,078 mm	0,079 mm	0,078 mm	0,079 mm
max. odkształcenie	kompletny model	0,030%	0,036%	0,033%	0,036%
	połowa modelu	0,032%	0,036%	0,035%	0,036%

Im większa gęstość dyskretyzacji, tym otrzymane wyniki są dokładniejsze, co więcej wykorzystanie kwadratowej funkcji kształtu poprawia dokładność obliczeń. Dzięki wykorzystaniu symetrii modelu korbowodu i analizie połowy geometrii przy zastosowaniu odpowiednich warunków brzegowych można zdecydowanie skrócić czas obliczeń. Wartości maksymalnych naprężeń uzyskane w taki sposób są porównywalne z tymi uzyskanymi przy analizie kompletnego modelu z pięciokrotnie większą gęstością dyskretyzacji. Maksymalne przemieszczenia oraz odkształcenia są identyczne dla kwadratowej funkcji kształtu, natomiast dla liniowej funkcji kształtu wyniki otrzymane dzięki wykorzystaniu połowy modelu (rys. 6.b) są dokładniejsze niż dla całego modelu (rys 6.a), co pokazuje tab. 2. Można stwierdzić, że analiza z wykorzystaniem połowy modelu korbowodu, 143000 elementów skończonych z kwadratową funkcją kształtu jest korzystna pod względem proporcji pomiędzy dokładnością otrzymanych wyników a czasem obliczeń. Porównanie wartości naprężeń, przemieszczeń i odkształceń dla różnych schematów obciążeń zostało przeprowadzone dla takich parametrów algorytmu MES, a obrazuje je tab. 3.

Tabela 3. Porównanie uzyskanych wyników ze względu na schemat obciążenia

OWK	367°	0°
MAX. NAPRĘŻENIE	74,5 MPa	67,5 MPa
MAX. PRZEMIESZCZENIE	0,026 mm	0,02 mm
MAX. ODKSZTAŁCENIE	0,030%	0,033%

Analiza MES daje ogromne możliwości badania zjawisk występujących w tego typu układach. Jest ona przydatna do określenia stanu naprężeń oraz zbadania najgorszego przypadku obciążenia. Uzyskane wyniki pokazują, że najmniej korzystnym stanem obciążenia korbowodu jest sytuacja, gdy ciśnienie panujące w komorze spalania jest największe. Pomimo, iż największe naprężenia dochodzą do 75 MPa, nie zagrażają one jego wytrzymałości, gdyż za materiał, z którego wykonano korbowód przyjęto stal JIS S55C. Jej wytrzymałość na zrywanie wynosi 392 MPa w stanie znormalizowanym oraz 588 MPa po hartowaniu.

Literatura

1. Genta G., *Vibration Dynamics and Control*, Springer, Turin (2009).
2. Luft S., *Podstawy budowy silników*, WKŁ, Warszawa (2006).
3. www.infosamochody.pl.
4. A. Kowalewicz, *Laboratorium silników spalinowych*, Wyd. WSI Radom, Radom (1996).

PROJEKT I ANALIZA KONSTRUKCJI WSPORCZEJ MOSTU

inż. GRZEGORZ KOWAL

Automatyka i Robotyka, AB3, 1 rok, 2 stopień

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

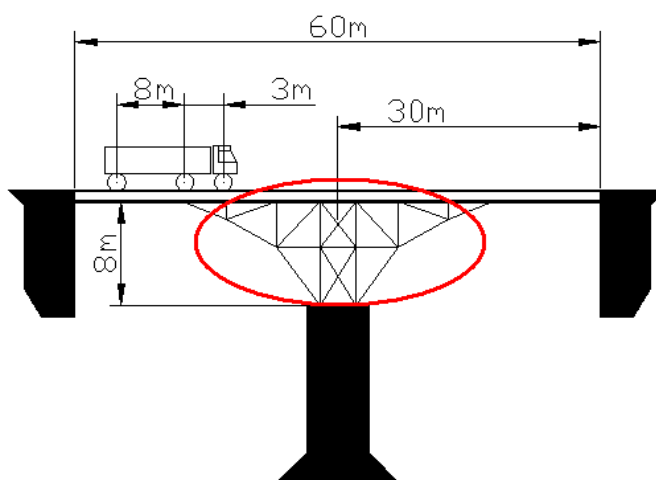


Streszczenie. W pracy przedstawiono przegląd różnych typów konstrukcji wsporczych mostów oraz przykładowych rozwiązań. Wybrane koncepcje zostały zaprojektowane jako modele dwuwymiarowe w programie MSC Patran/Nastran, a następnie analizowane. Jedną z koncepcji została także zamodelowana i analizowana jako układ przestrzenny. Analizowano przemieszczenia i naprężenia dla różnej geometrii konstrukcji wsporczej oraz warunków brzegowych. Wyniki analizy numerycznej porównano z wartościami dopuszczalnymi i wytycznymi przedstawionymi w normach.

1. Wprowadzenie

W oparciu o zdobyte doświadczenia oraz możliwości wykorzystania komputera w projektowaniu, jesteśmy w stanie stworzyć niesamowite konstrukcje, które stają się ozdobą naszych miast. Bardzo ważną rolę w projektowaniu mostu stanowi jego koszt, dlatego dąży się, aby był jak najmniejszy. Drugim ważnym czynnikiem jest walor wizualny. Wygląd zewnętrzny powinien być niepowtarzalny. Podczas projektowania podpory mostu konieczne jest dokonanie wyboru materiału, z którego zostanie wykonana. Ze względów ekonomicznych pod uwagę bierze się głównie stal lub żelbet [1]. Obecnie stal jest bardzo droгим materiałem, dlatego też bardzo rzadko podpory mostów wykonuje się w całości ze stali. Konstrukcje stalowe mają zastosowanie zwykle w sytuacjach, gdzie nie jest możliwe i opłacalne zastosowanie betonu.

Celem pracy było zaprojektowanie i analiza wytrzymałościowa konstrukcji wsporczej mostu drogowego przedstawionego na rys. 1. Analizę przeprowadzono metodą elementów skończonych (MES).



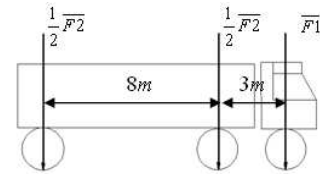
Rys. 1. Konstrukcja wsporcza mostu

2. Założenia projektowo - konstrukcyjne

Konstrukcja wsporcza mostu ma za zadanie podpierać jezdnię, która obciążona jest trzema ciężarówkami o wymiarach pokazanych na rys. 2.

Poniżej przedstawiono założenia projektowo – konstrukcyjne:

- jezdnia spoczywa na 2 belkach o przekroju dwuteowym typu I położonych w odległości 4 m od siebie,
- długość mostu wynosi 60 m,
- szerokość jezdni wynosi 8 m,
- wymiary kolumny betonowej pozwalają zamocować na niej konstrukcję wsporczą mostu o podstawie max 4x4 m,
- każda belka obciążona jest obciążeniem ciągłym o wartości 22 kN/m (ciężarem jezdni)
- na jezdni znajdują się trzy ciężarówki,
- ciężar pustej ciężarówki wynosi: $\overline{F1} = 35 \text{ kN}$ (rys. 2),
- ciężar załadunku ciężarówki wynosi: $\overline{F2} = 600 \text{ kN}$ (rys 2),
- kolumna betonowa, na której spoczywa konstrukcja nie odkształca się i znajduje się w połowie długości mostu,
- konstrukcja wsporcza oraz jezdnia jest wykonana z materiałów znormalizowanych.



Rys. 2. Rozkład sił od ciężarówki i załadunku



a) koncepcja nr 1, b) koncepcja nr 2, c) koncepcja nr 3, d) koncepcja nr 4

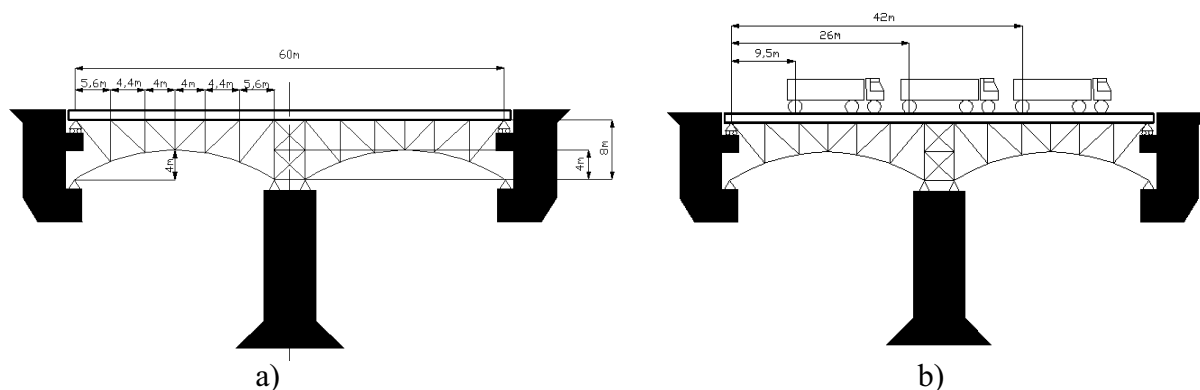
Wstępne analizy pokazały, że podparcie mostu w jego środkowej części (jak na rys. 3) przy zastosowaniu materiałów znormalizowanych powoduje powstanie zbyt dużych naprężeń i przemieszczeń w belce jedni. Naprężenia i przemieszczenia te występują w miejscu, gdzie belka jezdni nie jest podparta. Lepszym rozwiązaniem jest podparcie jezdni na całej jej długości i dlatego też ta konstrukcja została poddana szczegółowej analizie.

3. Koncepcje konstrukcji wsporczych mostu

Koncepcja nr 5

Dla koncepcji nr 5 przyjęto, że:

- belki jezdni wykonane będą z dwuteownika typu I wg normy PN-H-93407 [2],
- łuki konstrukcji wsporczej wykonane będą z rury o średnicy 508 mm i grubości ścianki 30 mm,
- pozostałe elementy konstrukcji wykonane zostaną z rury bez szwu walcowanej na gorąco wg normy PN-H-74219[3] o średnicy 300 mm i grubości ścianki 10 mm,
- materiałem konstrukcyjnym jest stal 18G2,
- jezdnia oparta jest na podporach ruchomych, natomiast konstrukcja wsporcza na podporach stałych,
- wymiary konstrukcji wsporczej mostu przedstawiono na rys. 4a,
- ciężarówka z załadunkiem umieszczone są na jezdni w odległościach jak na rys. 4b.



Rys. 4. Koncepcja mostu nr 5: a) wymiary konstrukcji, b) rozmieszczenie ciężarówek

Koncepcja nr 6 - w porównaniu do koncepcji nr 5 zmniejszono promień łuku konstrukcji wsporczej mostu z $R=24,5$ m do $R=18$ m. Zmianę postaci konstrukcji pokazano na rys. 5a.

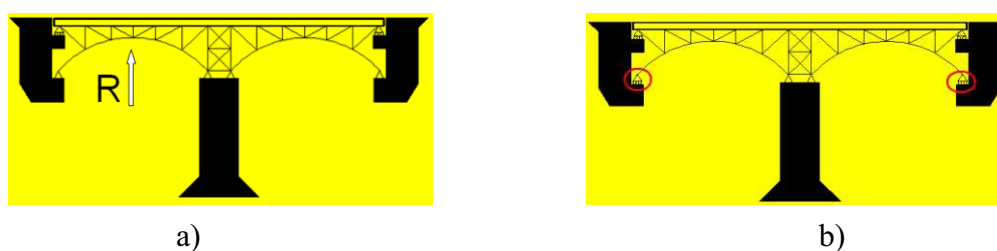
Koncepcja nr 7 - w porównaniu do koncepcji nr 6 zmieniono rurę o średnicy 508 mm i zastąpiono ją rurą o średnicy 300 mm.

Koncepcja nr 8 - w porównaniu do koncepcji nr 7 zmieniono warunki brzegowe. Zmiany polegają na zastąpieniu podpór stałych podporami przesuwными zgodnie z rys. 5b.

Koncepcja nr 9 - w porównaniu do koncepcji nr 7 dokonano zmian w łuku konstrukcji wsporczej mostu. Zastąpiono rurę dwuteownikiem typu I 340. Dwuteownik został tak dobrany, aby jego masa była zbliżona do masy rury o średnicy 300 mm w przeliczeniu na metr bieżący długości. W analizie tej bada się wpływ zmiany przekroju na zachowanie całej konstrukcji.

Koncepcja nr 10 - w porównaniu do koncepcji nr 7 zwiększono przekrój o średnicy 300 mm do 508 mm i grubość ścianki z 10 do 30 mm rur wchodzących w skład pionowych słupów podpór. Badany został wpływ wzmocnienia „stopy” konstrukcji wsporczej na sztywność i wytrzymałość całej konstrukcji.

Koncepcję nr 7 analizowano także jako model 3D, i badano również wpływ obciążeń pochodzących od ciężaru własnego konstrukcji, ciężaru jezdni i ciężaru ciężarówek. Zbadano również wpływ rozmieszczenia ciężarówek, ustawionych po obu stronach jezdni.



Rys. 5. Zmiany konstrukcji: a) zmiana promienia łuku, b) zmiana warunków podparcia

4. Wyniki analizy

Na rys. 6 przedstawiono przykładowe wyniki przemieszczeń dla modelu 3D.



Rys. 6. Wypadkowe przemieszczenia [m]

W tabeli 1 przedstawione zostały wyniki z przeprowadzonych analiz MES. W zestawieniu tym możemy zauważyć wpływ różnych czynników na otrzymywane wyniki przemieszczeń i naprężeń oraz zużycie materiału. Dla modelu 3D zbadano wpływ ustawienia ciężarówek na zachowanie się konstrukcji. Ciężarówki zostały ustawione jedna za drugą w osi jezdni (obciążenie równomierne), po jednej stronie jezdni (obciążenie jednostronne) oraz obciążono jezdnię sześcioma ciężarówkami (obciążenie podwójne, po 3 ciężarówki na pasie jezdni) oddalonymi od środka jezdni o 1,3 m. Rozwiązania od 1-4 (podpierające jezdnię w środkowej części jezdni) nie zostały przedstawione ze względu na niespełnianie norm i założeń projektowo-konstrukcyjnych.

Tabela 1. Zestawienie wyników analizy

obciążenie	koncepcja	przemieszczenie (mm)	naprężenie redukowane (MPa)	naprężenie osiowe (MPa)	zużycie materiału	model
równomierne	nr 5	6,62	71	54,2	b. duże	2D
	nr 6	5,17	73,7	46,3	duże	
	nr 7	13,8	122	115	małe	
	nr 8	17,2	155	81,5	małe	
	nr 9	14,9	136	129	małe	
	nr 10	13,9	118	112	średnie	
równomierne	nr 7	16,2	136	127	-	3D
jednostronne		23,9	171	160		
podwójne		20,4	173	162		

5. Wnioski

Poniżej przedstawiono kilka wniosków z przeprowadzonej analizy:

- podparcie jezdni na całej jej długości powoduje zmniejszenie przemieszczeń oraz naprężeń w konstrukcji,
- im mniejszy promień łuku wchodzącego w skład konstrukcji wsporczej mostu, tym mniejsze są przemieszczenia oraz naprężenia osiowe w konstrukcji,
- zmniejszenie przekrojów elementów stanowiących szkielet całej konstrukcji, powoduje duży wzrost przemieszczeń oraz naprężeń w konstrukcji,
- zastosowanie odpowiednich przekrojów elementów konstrukcji pozwala zaoszczędzić na materiale oraz ograniczyć wartości naprężeń i przemieszczeń,
- ważnym punktem podczas projektowania konstrukcji wsporczych jest dobór warunków brzegowych, który znacznie wpływa na zmianę rozkładu naprężeń w konstrukcji,
- niekorzystne dla konstrukcji wsporczej mostu jest obciążenie jednostronne.

Literatura

1. Różyński A., Wołowicki W., Skarzewski J., Karlikowski J., Mosty stalowe, PWN, Warszawa - Poznań (1984).
2. PN-H-93407. Dwuteowniki walcowane. Wymiary.
3. PN-H-74219. Rury stalowe bez szwu walcowane na gorąco ogólnego stosowania.

PROJEKT I ANALIZA KONSTRUKCJI WSPORCZEJ Z PIANKI POLIETYLENOWEJ

ARTUR KUCZA, MICHAŁ WOSZCZYNA

Automatyka i Robotyka, 2 rok

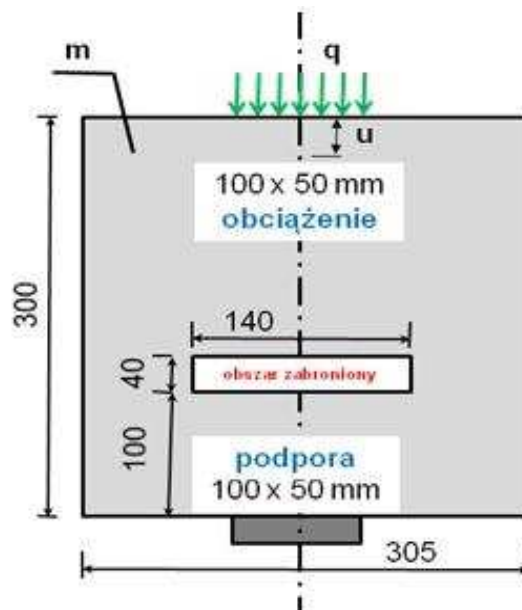
Opiekunowie naukowci: dr inż. Radosław Górski,
dr inż. Grzegorz Dziatkiewicz



Streszczenie. Rozpatrywanym problemem było zaprojektowanie i wykonanie optymalnej konstrukcji wsporczej z pianki polietylenowej, która przy stałym obciążeniu będzie jak najszywniejsza i jednocześnie najlżejsza. Po wykonaniu modelu została przeprowadzona analiza metodą elementów skończonych, w celu porównania wyników otrzymanych numerycznie i doświadczalnie.

1. Wprowadzenie

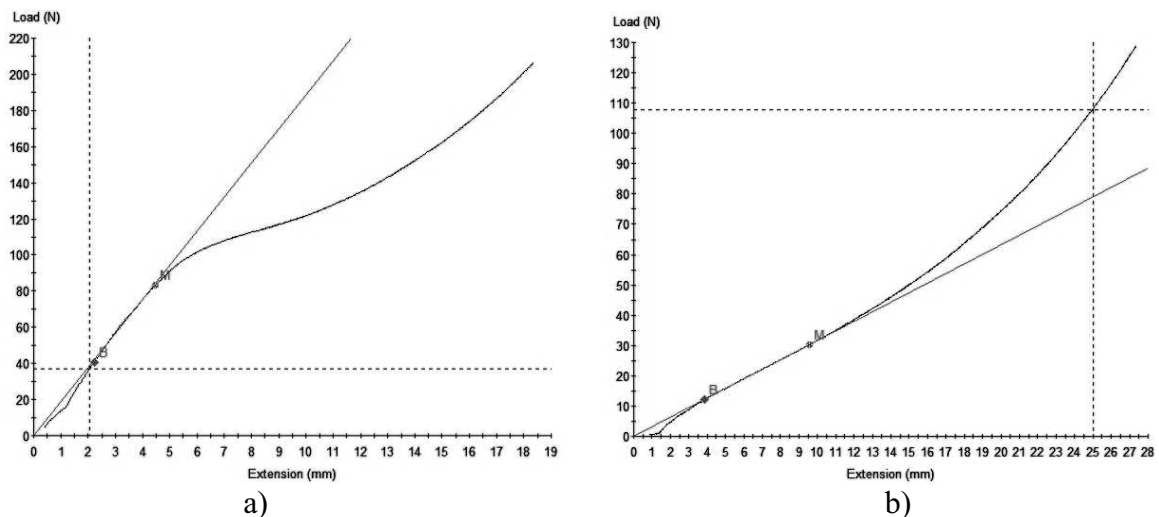
Zadanie polegało na wykonaniu konstrukcji wsporczej z pianki polietylenowej, mającej przenieść obciążenie zadane wzdłuż osi pionowej. Pianka, z której wykonywany był model, miała wymiary początkowe 305x300x50 mm. W odległości 100 mm od podstawy znajdowało się wycięcie w materiale o wymiarach 140x40 mm (obszar zabroniony). Dozwolone było wycięcie dowolnego kształtu, jednak cała konstrukcja miała zachować symetrię względem osi pionowej. Gotowy model obciążony był statycznie na maszynie wytrzymałościowej siłą o wartości 15 N, rozłożoną równomiernie na powierzchni o wymiarach 100x50 mm (rys. 1). Z dołu pianka podparta była na powierzchni o tych samych wymiarach. Gęstość pianki wynosiła 30 kg/m³. Kryterium oceny konstrukcji był iloczyn ugięcia u i masy modelu m , który powinien mieć najmniejszą wartość [2].



Rys. 1. Założenia konstrukcyjne

2. Analiza własności materiału

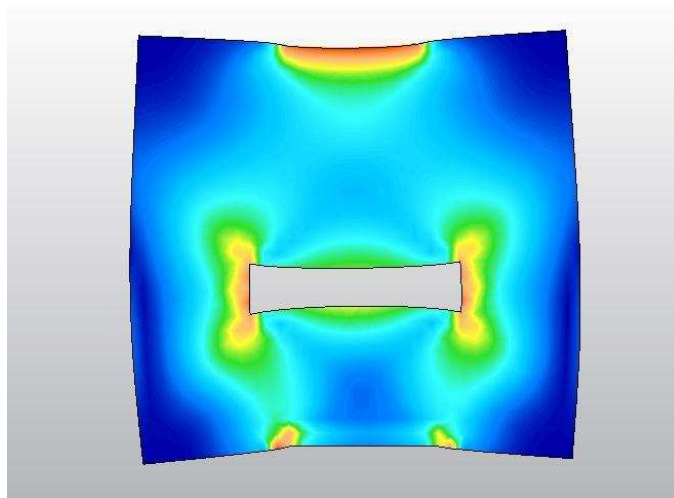
W celu poznania własności materiału, przeprowadzone zostały badania próbek z pianki polietylenowej na maszynie wytrzymałościowej MTS. Wyniki badania przedstawiono na rys. 2a i b, które przedstawiają wykres siły od skrócenia próbki wzdłuż dwóch różnych kierunków osi materiałowych, w celu wyznaczenia modułów Younga. Na podstawie badania można wyraźnie zauważyć anizotropowy charakter materiału. W zależności od kierunku, wartości modułu Younga różniły się nawet trzykrotnie.



Rys. 2. Wykresy zależności siły od skrócenia próbki dla różnych kierunków działania siły

3. Analiza rozkładu naprężeń w modelu początkowym

Za pomocą programu Autodesk Simulation Multiphysics 2012, przeprowadzona została analiza naprężeń dla pełnego modelu początkowego metodą elementów skończonych (MES) [1]. Wyniki analizy naprężeń zredukowanych przedstawiono na rys. 3, dzięki której można stwierdzić, które miejsca w konstrukcji wsporczej są najbardziej wyężone i gdzie występują największe odkształcenia. Rozkład naprężeń przypomina kształtem wykonaną przez nas konstrukcję, co wskazuje na to, iż była ona jednym z lepszych rozwiązań rozważanego problemu.



Rys. 3. Rozkład naprężeń zredukowanych w modelu pełnym

4. Wykonanie modelu z pianki

W trakcie fazy projektowania modelu z pianki wzięte zostały pod uwagę czynniki, które są najbardziej istotne, czyli masa konstrukcji oraz najmniejsze odkształcenie w wyniku działającej siły zewnętrznej. Mała wartość zadawanej siły spowodowała, iż najbardziej znacząca była masa modelu, która w porównaniu do wartości przemieszczenia, mogła zauważalnie zmienić iloczyn, który stanowił naszą funkcję celu.



Rys. 4. Zdjęcie wykonanego modelu z pianki

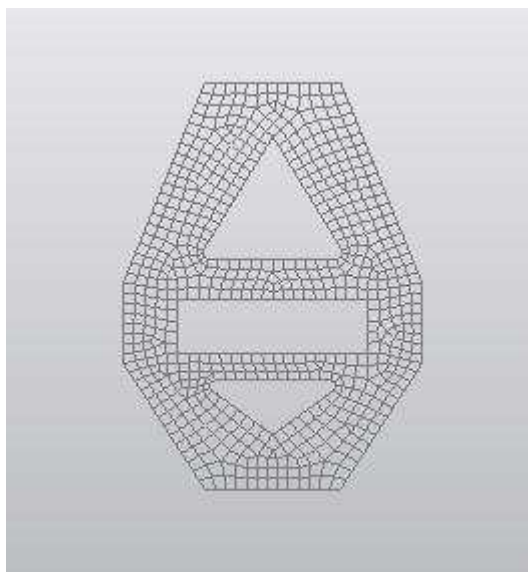
Proces pomiarowy polegał na trzykrotnym zmierzeniu masy modelu m , a następnie model został zamocowany w maszynie wytrzymałościowej w celu wyznaczenia przemieszczenia wzdłuż osi pionowej u , spowodowanego działaniem siły zewnętrznej.

Tabela 1. Wyniki pomiarów

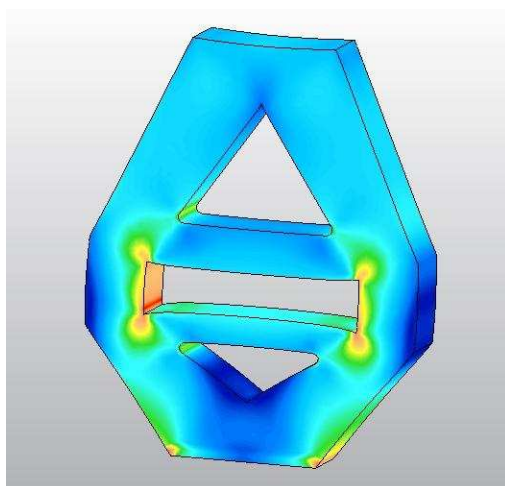
u [mm]	m [g]	m [g]	m [g]	m [g] (średnio)	$J=m*u$ [g*mm]
1,55	51	51	52	51,33	79,721

5. Analiza naprężeń dla wykonanego modelu

W programie Autodesk Inventor wykonany został dokładny model CAD konstrukcji, który następnie został eksportowany do programu Simulation Multiphysics w celu wykonania analizy naprężeń za pomocą wbudowanego modułu MES. Zaimportowany model został podzielony na elementy skończone w postaci czworo- i sześciokątów (odpowiednio elementy typu tetrahedr i brick, rys. 5). Siła została zadana jako ciśnienie działające równomiernie na całą górną powierzchnię. Węzłom znajdującym się w podstawie konstrukcji zostały odebrane wszystkie stopnie swobody. Na rys. 6 przedstawiającym rozkład naprężeń zredukowanych (von Misesa) widać, że naprężenia są stosunkowo równomiernie rozłożone w całym obszarze modelu, co wskazuje na wybranie względnie optymalnego rozwiązania. Największe spiętrzenie naprężeń występuje w okolicach otworu stanowiącego przyjęty obszar zabroniony oraz w miejscu podparcia.



Rys. 5. Siatka elementów skończonych (widok płaski)



Rys. 6. Naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa

6. Wnioski

Rozpatrywane zadanie optymalizacji kształtu i topologii konstrukcji jest problemem, dla którego nie jest możliwe analityczne wyznaczenie rozwiązania. Otrzymane rozwiązanie charakteryzowało się tym, że zarówno masa modelu m , jak i mierzone przemieszczenie u nie osiągały wartości najmniejszych, w porównaniu do innych rozwiązań. Jednakże iloczyn tych wielkości, stanowiący optymalizowaną funkcję celu i zarazem kryterium oceny konstrukcji, był najmniejszy. Pozostałe rozwiązania oraz uzyskane wyniki przedstawiono na stronie internetowej [2].

Literatura

1. Rakowski G., Kacprzyk P., Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji, OWPW, Warszawa (2005).
2. <http://dydaktyka.polsl.pl/kwmimkm/KN/prace-studentow.aspx>.

MODELOWANIE SZTUCZNEJ HIPERTERMII

KRZYSZTOF ŁOWKIS

Automatyka i Robotyka, AB3, 5 rok

Opiekunowie naukowci: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak,
dr inż. Jerzy Mendakiewicz



Streszczenie. Artykuł dotyczy komputerowego modelowania sztucznej hipertermii. We wprowadzeniu wyjaśniono pojęcie hipertermii, następnie przedstawiono model matematyczny przepływu ciepła w nagrzewanej tkance biologicznej bazujący na równaniu Pennesa. Zadanie rozwiązano za pomocą metody różnic skończonych, a obliczenia zrealizowano stosując program narzędziowy Mathcad 14. Pokazano wyniki przykładowych obliczeń i sformułowano wnioski.

1. Wprowadzenie

Od kilku dekad inżynierowie wraz z lekarzami starają się znaleźć skuteczną, w miarę uniwersalną metodę, która pozwoli na niszczenie komórek nowotworowych, niezależnie od miejsca ich powstania. W tym celu podjęto próby wykorzystania zjawiska sztucznej hipertermii. „Hipertermia” w powszechnym i pierwotnym rozumieniu definiowana jako stan podwyższonej temperatury ciała, czyli sygnalizujący niepokojące objawy, ma – pod warunkiem, iż jest wywoływana sztucznie pod nadzorem specjalistów – właściwości lecznicze. Sztuczne podnoszenie temperatury ciała, a raczej jego części, nie jest metodą nową. W medycynie znane jest od czasów antycznych. Metodę tę opisywano jeszcze w papirusach i wspominał o niej już Hipokrates. W czasach nowożytnych została zarzucona i na nowo odkryta w XIX wieku (rok 1866). W licznych pracach naukowych podkreśla się możliwość uzyskania od 1,5 do nawet 9-krotnego wzrostu skuteczności standardowego leczenia radioterapią i chemioterapią, po jednoczesnym zastosowaniu w ich trakcie hipertermii [1].

2. Model matematyczny

Przepływ ciepła w tkance biologicznej zaatakowanej nowotworem przy założeniu, że parametry zdrowej tkanki i nowotworu są takie same, można opisać równaniem Pennesa (zadanie 2D) [2]

$$c \rho \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + Q_{perf} + Q_{met} + Q_{ext} \quad (1)$$

gdzie $c\rho$ [W/(m³K)] jest objętościowym ciepłem właściwym, λ [W/(mK)] - współczynnikiem przewodzenia ciepła, Q_{perf} [W/m³] – funkcją źródła związaną z perfuzją, Q_{met} [W/m³] – funkcją źródła związaną z metabolizmem T oznacza temperaturę, x, y – współrzędne geometryczne, t to czas. Składnik Q_{ext} [W/m³] uwzględnia zewnętrzne nagrzewanie tkanki np. za pomocą lasera lub pola elektromagnetycznego.

Równanie (1) należy uzupełnić warunkami brzegowymi (por. rys. 1) oraz początkowym: $T(x, y, 0) = T_p$, gdzie T_p oznacza temperaturę początkową zdrowej tkanki i podobszaru nowotworowego.

3. Metoda różnic skończonych

Równanie (1) rozwiązano metodą różnic skończonych (MRS) w schemacie jawnym [3]. Po wyprowadzeniach, otrzymano następujące równanie różnicowe dla węzła wewnętrznego i, j

$$T_{i,j}^{(f)} = \left(1 - \frac{4a\Delta t}{h^2} - \frac{k\Delta t}{c\rho}\right) T_{i,j}^{(f-1)} + \frac{a\Delta t}{h^2} [T_{i-1,j}^{(f-1)} + T_{i+1,j}^{(f-1)} + T_{i,j-1}^{(f-1)} + T_{i,j+1}^{(f-1)}] + \frac{(kT_B + Q_{met} + Q_{ext})\Delta t}{c\rho} \quad (2)$$

gdzie $T_{i,j}^{(f)}$ [$^{\circ}\text{C}$] jest temperaturą w chwili $t^{(f)}$ w węźle i, j , $T_{i,j}^{(f-1)}$ [$^{\circ}\text{C}$] - temperaturą w chwili $t^{(f-1)}$ w tym samym węźle, $a = \lambda / (c\rho)$ [m^2/s] to współczynnik dyfuzji, Δt [s] jest krokiem czasu, h [m] - krokiem siatki, $k = G_B c_B$ [$\text{W}/(\text{m}^3\text{K})$] (G_B [1/s] - współczynnik perfuzji, c_B [$\text{J}/(\text{m}^3\text{K})$] - objętościowe ciepło właściwe krwi).

Ostatnim, istotnym w przypadku schematu jawnego MRS elementem, jest określenie odpowiedniego kroku czasu Δt . W tym przypadku, z kryterium stabilności wynika, że krok czasu musi spełniać nierówność

$$\Delta t \leq \frac{h^2 c \rho}{4ac + kh^2} \quad (3)$$

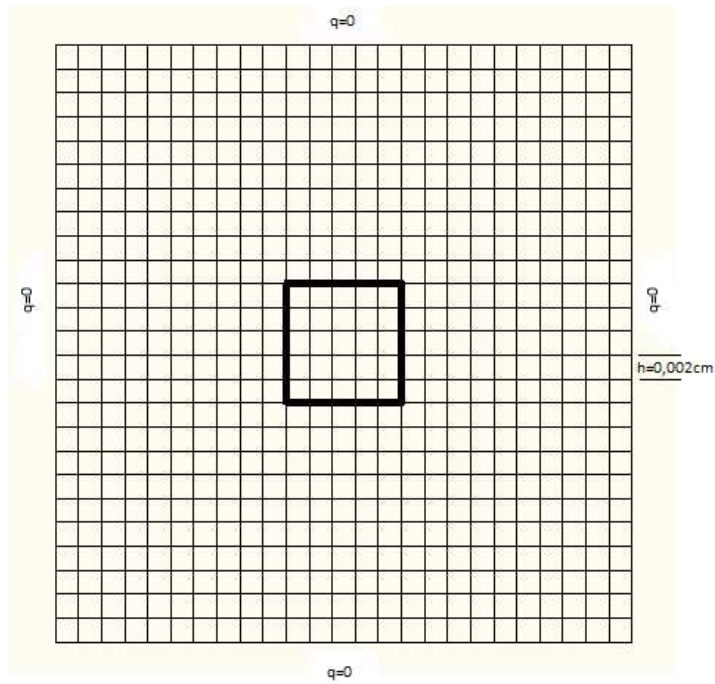
4. Wyniki obliczeń

Rozpatrywano obszar tkanki o wymiarach 0,05x0,05 m z centralnie położonym nowotworem o wymiarach 0,01x0,01m. Na rysunku 1 pokazano siatkę różnicową, w której wyróżniono 625 elementów. Rozpatrywano trzy przypadki nagrzewania podobszaru nowotworowego, a mianowicie $Q_{ext} = 50 [\text{MW}/\text{m}^3]$ przez 2 pierwsze sekundy, $Q_{ext} = 10 [\text{MW}/\text{m}^3]$ przez 10 sekund i $Q_{ext} = 2 [\text{MW}/\text{m}^3]$ przez 50 sekund. Przyjęto temperaturę początkową równą $T_p = 37^{\circ}\text{C}$ oraz krok czasu $\Delta t = 0,1\text{s}$.

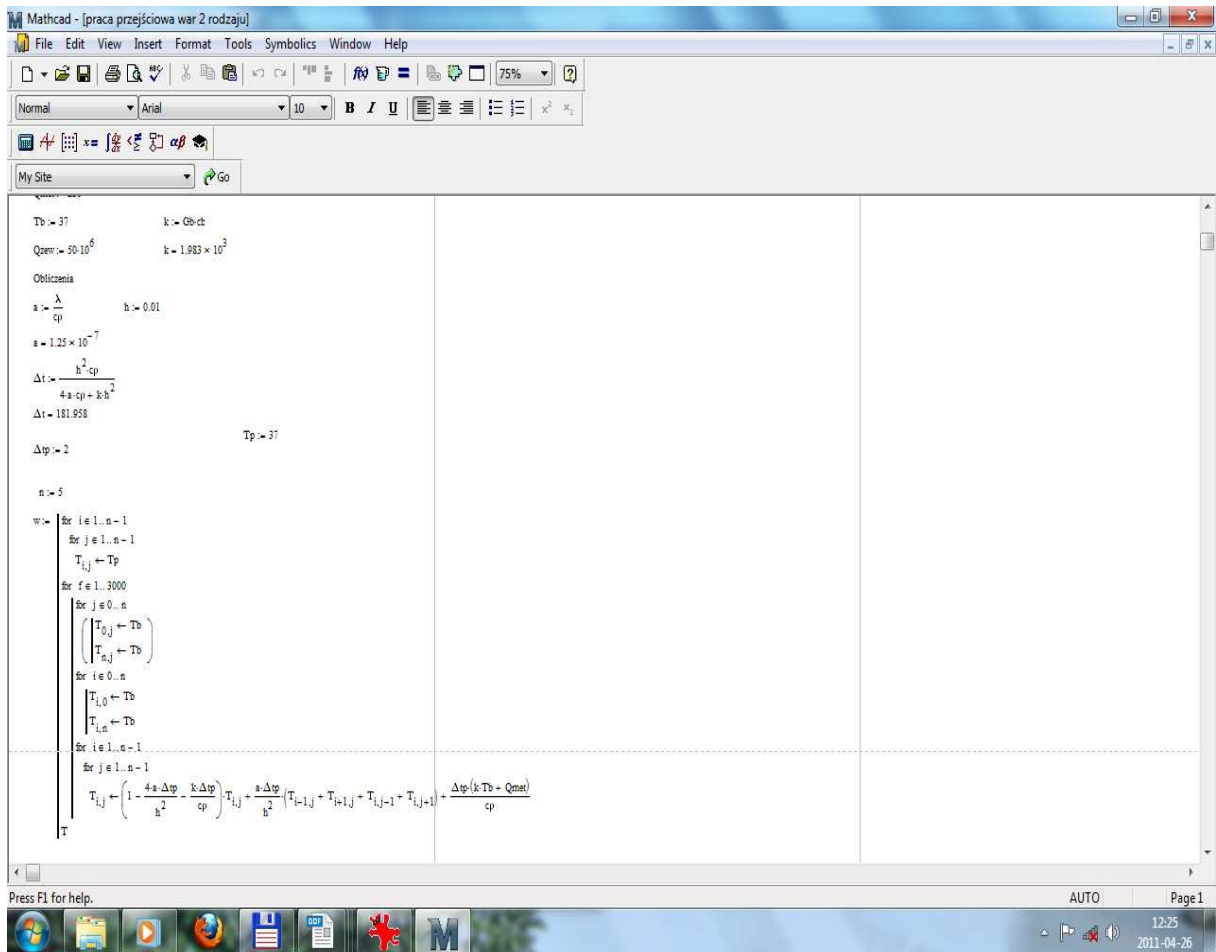
Obliczenia przeprowadzono w programie Mathcad 14 (rys. 2) a następnie wyniki przedstawiono w postaci tabelarycznej i graficznej (tabela 1, rysunek 3). Prezentowane w tabeli 1 i na rysunku 3 rozkłady temperatur dotyczą stanu ustalonego, który został osiągnięty po czasie 62 sekund. Oczywiście, dla wszystkich wariantów nagrzewania, ustalone pole temperatury jest takie samo.

Przeprowadzone obliczenia pokazały, że pierwszy wariant obliczeń zapewnia osiągnięcie w krótkim czasie najwyższej temperatury w podobszarze nowotworu, która zapewnia jego destrukcję. Najmniej korzystny jest trzeci wariant nagrzewania - temperatura w podobszarze nowotworu jest zbyt niska, aby zapewnić jego zniszczenie, ponadto długi proces nagrzewania nie jest korzystny z punktu widzenia pacjenta.

Przedstawiony w artykule dwuwymiarowy model należy w przyszłości zastąpić modelem przestrzennym, który lepiej odzwierciedla procesy cieplne zachodzące w nagrzewanych tkankach.



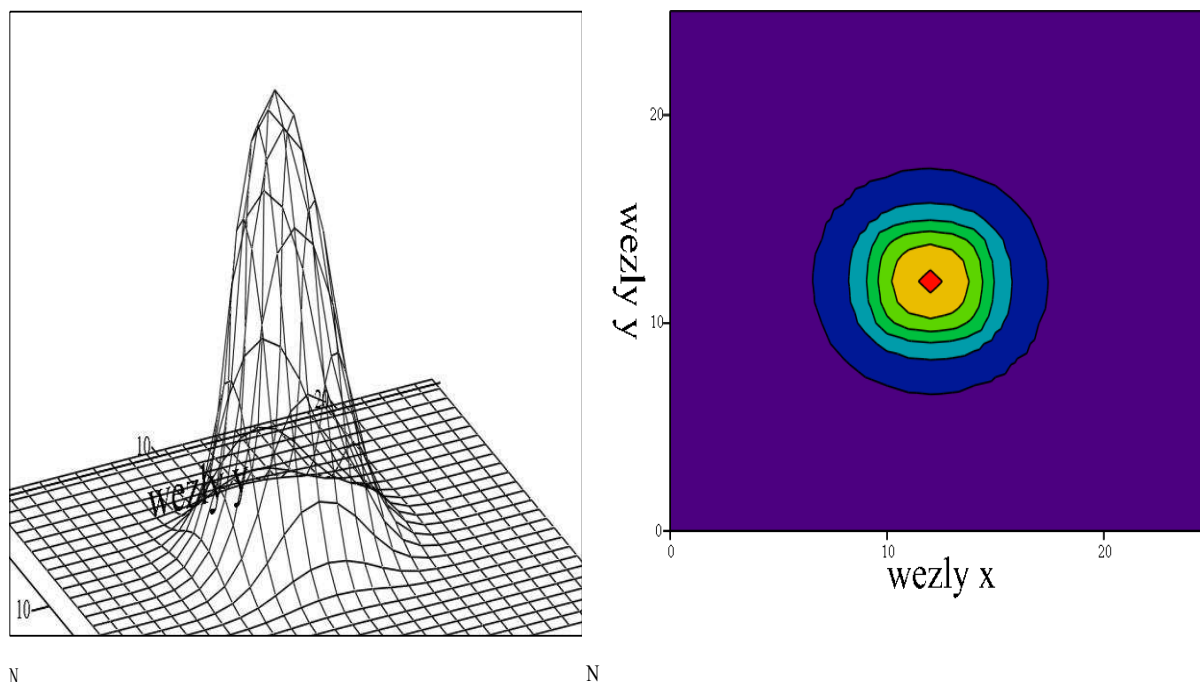
Rys.1. Siatka różnicowa



Rys. 2. Okno programu Mathcad 14

Tabela 1. Temperatura w centralnej części obszaru

39.352	41.66	44.517	46.604	47.337	46.604	44.517	41.66	39.352
41.66	46.522	53.06	57.494	58.997	57.494	53.06	46.522	41.66
44.517	53.06	67.322	75.193	77.708	75.193	67.322	53.06	44.517
46.604	57.494	75.193	85.226	88.445	85.226	75.193	57.494	46.604
47.337	58.997	77.708	88.445	91.903	88.445	77.708	58.997	47.337
46.604	57.494	75.193	85.226	88.445	85.226	75.193	57.494	46.604
44.517	53.06	67.322	75.193	77.708	75.193	67.322	53.06	44.517
41.66	46.522	53.06	57.494	58.997	57.494	53.06	46.522	41.66
39.352	41.66	44.517	46.604	47.337	46.604	44.517	41.66	39.352



Rys. 3. Graficzne przedstawienie rozkładu temperatur

5. Wnioski

Przeprowadzone obliczenia pokazały, że krótkie nagrzewanie tkanki z zastosowaniem dużej intensywności źródła ciepła jest optymalne. Następuje destrukcja podobszaru nowotworowego, a otaczająca go zdrowa tkanka nie ulega zniszczeniu. Taki zabieg hipertermii jest bardzo korzystny również z punktu widzenia pacjenta, ponieważ czas odczuwania bólu jest wówczas bardzo krótki. Wydaje się, że hipertermia obecnie i w przyszłości, będzie się rozwijać oraz wspomagać leczenie chorób nowotworowych w coraz bardziej świadomy i nowoczesny sposób.

Literatura

1. <http://www.hipertermia.pl/hipertermia.html>.
2. Pennes, H. H., Analysis of tissue and arterial blood temperatures in the resting human forearm, Journal of Applied Physiology, 1, s. 93-122 (1948).
3. E.Majchrzak, B.Mochnacki, Metody numeryczne. Podstawy teoretyczne, aspekty praktyczne i algorytmy, Wyd. Pol. Śląskiej, Gliwice (2004).

TWORZENIE APLIKACJI WYKORZYSTUJĄCYCH ŚRODOWISKO ANSYS WORKBENCH 13

ŁUKASZ MAŁECKI

Automatyka i Robotyka, AB3, 5 rok



Streszczenie. W artykule omówione zostały podstawy tworzenia aplikacji w środowisku ANSYS Workbench 13. Przedstawiono tworzenie, usuwanie i zarządzanie komponentami systemu Workbench z poziomu C# lub IronPython. Pokazana została możliwość obsługi środowiska ANSYS Mechanical Simulation (DesignSpace) za pomocą języka JavaScript. Omówiono sposób dodawania ścieżki i mapowanych wyników do rozwiązania z poziomu skryptu oraz zapis wyników do pliku tekstowego. Ponadto przedstawione zostały możliwości procesu debugowania.

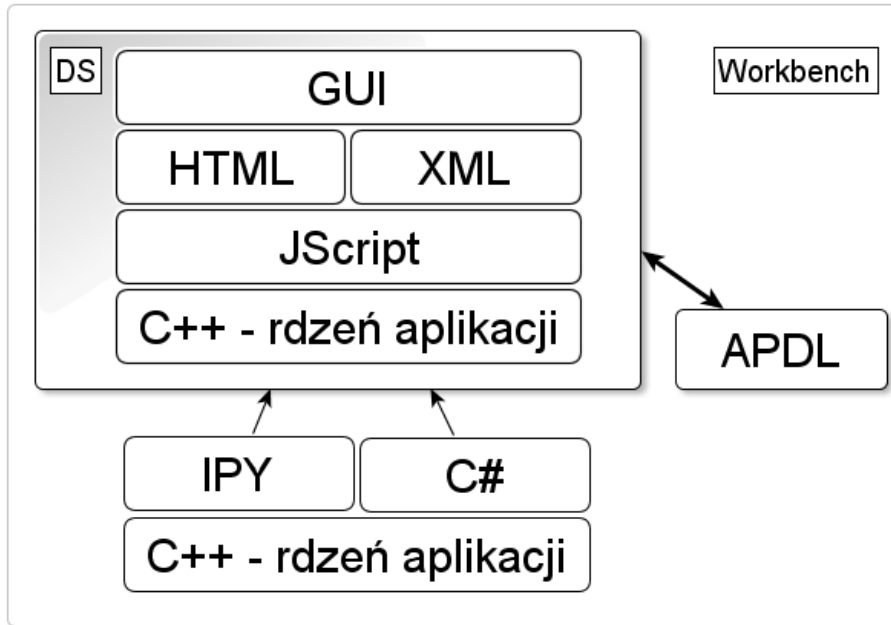
1. Wprowadzenie

Program ANSYS pozwala na analizę z wykorzystaniem metody elementów skończonych [1]. Podczas codziennej pracy, wykorzystując zaawansowane narzędzia numeryczne takie jak programy pakietu ANSYS [3], dla wielu analizowanych zagadnień często trafia się na zestawy operacji, wykonywanych po sobie w celu uzyskania określonego rezultatu. Takie schematy często zależą od dziedziny w jakiej są wykonywane analizy numeryczne. Użytkownik często chciałby dodać własną funkcję, która wykonałaby za niego kilka powtarzalnych operacji. ANSYS udostępnia SDK (ang. *software development kit*) zawierające dokumentację funkcji aplikacji Workbench dla języka C#. Dodatek systemu Workbench, napisany w języku C#, ma możliwość tworzenia, usuwania i zarządzania komponentami systemu, edycji interakcji pomiędzy komponentami, również pozwala na utworzenie własnego szablonu systemu z własnymi funkcjami odpowiedzialnymi za proces obliczeń, oraz wiele innych. SDK ANSYS Workbench niestety nie obejmuje aplikacji ANSYS Mechanical Simulation (DesignSpace). W dokumentacji programu brakuje aktualnego opisu języka JPDL, bazującego na JavaScript [2,4], odpowiedzialnego za tworzenie własnych makr, skryptów i aplikacji. Możliwości implementacji języka JPDL nie są całkowicie poznane przez użytkowników aplikacji Mechanical. Jako zastosowanie języka JPDL przedstawiony zostanie przykład dodania danych (wartości naprężeń na wcześniej utworzonej ścieżce) i zapis wyników do pliku.

2. Ogólna struktura systemu ANSYS Workbench

System ANSYS Workbench składa się z modułów, dodatków, odpowiedzialnych za poszczególne dziedziny symulacji. Z poziomu programu Workbench uruchamiane są moduły. Dla analiz układów mechanicznych istnieje dodatek ANSYS Mechanical Simulation, odpowiedzialny za pre- i post-processing, oraz generowane kodu APDL wysyłanego do klasycznego solvera ANSYS. Komponenty okna Workbench mogą być modyfikowane, dodawane, usuwane przy użyciu języka C# oraz IronPython. W przypadku korzystania z języka C# wymagana jest instalacja SDK, natomiast skrypty IronPython są wykonywane bez konieczności kompilacji, dzięki czemu instalacja SDK nie jest potrzebna.

Każdą operację wykonywaną w oknie Workbench można zapisać do pliku skryptu, oraz wykonać ponownie po modyfikacji. W celu zapisania skryptu IronPython należy wybrać: *File->Scripting->Record Journal*, z poziomu okna Workbench.



Rys. 1. Ogólna struktura i możliwości tworzenia skryptów systemu ANSYS Mechanical Simulation

3. Obsługa środowiska ANSYS Mechanical Simulation (DesignSpace) za pomocą języka JavaScript

Program ANSYS Mechanical Simulation również posiada możliwość uruchamiania skryptów, rdzeń programu bazuje na języku C++, graficzny interfejs użytkownika (ang. *graphical user interface – GUI*) bazuje na kodzie XML, HTML, oraz JavaScript (rys. 1). Z poziomu JavaScript istnieje dostęp do wybranych funkcji C++. Graficzny interfejs użytkownika bazuje na stronach HTML, natomiast interakcje z programem są realizowane z poziomu JavaScript.

Autorowi udało się częściowo pominąć barierę jaką jest brak dokumentacji obiektów oraz funkcji JavaScript poprzez uruchomienie debugera. Istnieje możliwość podejrzania obiektów występujących w programie. Debugger (*Microsoft Script Editor*) uruchamiany jest z poziomu paska Mechanical Application Wizard, z wczytanym własnym kreatorem analizy (odpowiedni plik XML, z dołączonym plikiem funkcji JavaScript). Gdy funkcja JavaScript zawiera wywołanie *debugger* nastąpi wysłanie przerwania i otworzenia okna wyboru debugera Just In Time. Korzystając z okna *Watch* debugera jesteśmy w stanie dotrzeć do obiektów DS (DesignSpace – obiekt ANSYS Mechanical Simulation), ED (EngineeringData – obiekt odpowiedzialny za dane materiałowe), AG (DesignModeler obiekt odpowiedzialny za edycję geometrii modelu), wszystkich obiektów składowych oraz funkcji. Dzięki temu jest możliwe tworzenie własnych makr. Wykorzystanie poszczególnych metod można sprawdzić poprzez przeszukanie odpowiedniego folderu instalacji ANSYS, w którym znajduje się

struktura plików HTML, XML, oraz JavaScript z warunkiem wyszukiwania pliku zawierającego w tekście nazwę danej funkcji lub obiektu.

4. Dodawanie wyników – mapowanie naprężeń na wcześniej utworzonej ścieżce i zapis do pliku

Tworzenie ścieżki w drzewie obiektów realizowane jest przez:

```
var PathObj = constructionGeometryGroup.AddPath(SM);
```

 gdzie `constructionGeometryGroup`, jest obiektem odpowiedzialnym za gałąź geometrii pomocniczej. Własności: `StartLocationX`, `StartLocationY`, `StartLocationZ`, `EndLocationX`, `EndLocationY`, `EndLocationZ`, odpowiedzialne są za definicję geometrii ścieżki.

Dodawanie wyników do drzewa projektu realizowane jest poprzez funkcję:

```
var result = answerset.AddResult(SM, 7);
```

 gdzie `answerset` jest obiektem drzewa odpowiedzialnym za gałąź wyników, natomiast liczba 7 odpowiedzialna jest za rodzaj wyników – naprężenia w kierunku osi X.

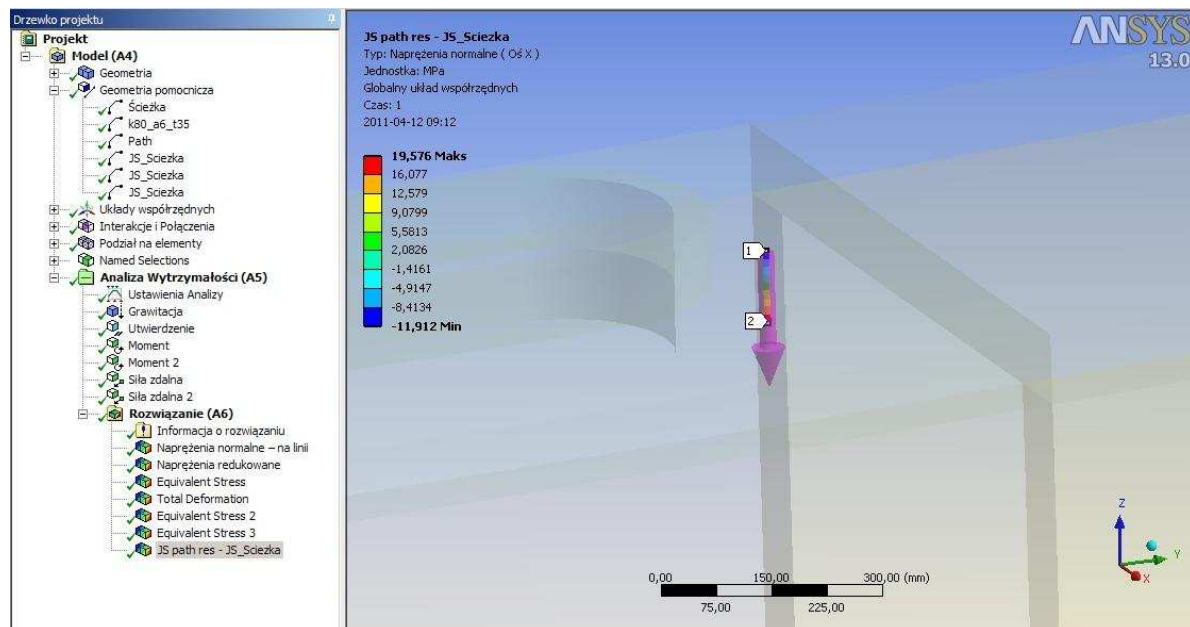
Typ przypisanej geometrii definiowany jest przez: `result.GeometryDefineBy = 6`; i odpowiedzialny jest za mapowanie wyników na ścieżkę. Numer identyfikacyjny ścieżki przypisanej do obiektu określa się przez: `result.PathSelection = PathObj.Id`;

Odczyt wyników z obiektu zawierającego wyniki do zmiennej typu string realizowany jest funkcją:

```
var fileText = result.CreateTabbedFile(„”);
```

 Natomiast odczyt wyników z obiektu zawierającego wyniki przypisane do ścieżki realizowany jest funkcją:

```
var fileText = result.CreateTabbedFileForPathSelection(„”);
```



Rys. 2. Dodanie ścieżki do określonej lokalizacji i mapowanie wyników

Kod odpowiedzialny za dodawanie ścieżki i wyników mapowanych na ścieżkę (rys. 2):

```
function run_pathRes() {  
    var branch = DS.Tree.FirstActiveBranch;  
    if(!branch || !branch.Model) return;
```

```

var curModel = branch.Model;
var constructionGeometryGroup = curModel.ConstructionGeometryGroup;
if(!curModel.ConstructionGeometryGroup) {
    constructionGeometryGroup = curModel.AddConstructionGeometryGroup();
    var modelNode = DS.Script.GetNode(branch.Model.ID);
    if( constructionGeometryGroup )
        DS.Script.addNodeAndChildren(constructionGeometryGroup, modelNode);
}
//jeżeli brak grupy constructionGeometryGroup tworzy ją
if( !constructionGeometryGroup || constructionGeometryGroup.Class !=
DS.script.id_ConstructionGeometryGroup ) {
    WBScript.Out( DS.Script.localString("ID_CannotFindObject"), true );
    return; //nie odnaleziono obiektu
}
var PathObj = constructionGeometryGroup.AddPath(SM); //dodanie obiektu ścieżka
var constructionGeometryGroupNode = DS.Script.GetNode(constructionGeometryGroup.ID);
DS.Script.addNodeAndChildren(PathObj, constructionGeometryGroupNode);
SM.Clear();
DS.Script.sbUpdateSelectionPaneString();
PathObj.StartLocationX = 0; //podanie współrzędnych dla ścieżki
PathObj.StartLocationY = 1800;
PathObj.StartLocationZ = 500;
PathObj.EndLocationX = 0;
PathObj.EndLocationY = 1800;
PathObj.EndLocationZ = 400;
PathObj.Name = "JS_Sciezka"
DS.Script.fillTree();
var answerSet = curModel.Environments(1).AnswerSet //tworzenie nowego obiektu
curModel.Environments(1).AnswerSet.UpdateFEData(); //z wynikami dla zdefiniowanej
var result = answerSet.AddResult(SM, 7); //ścieżki
result.Name = "JS path res - na ścieżce";
result.TargetReduction = 0;
result.GeometryDefineBy = 6;
result.Name = "JS path res - " + PathObj.Name;
result.PathSelection = PathObj.Id;
DS.Script.fillTree();
DS.Script.prevAnswerObjID = ""; //przeliczenie rozwiązania,
DS.Script.doSolutionFindAnswers(answerSet); //lub odświeżenie wyników
var fileName = "c:\\ŚCIEŻKA\\import_export.dat"; //zapis do pliku
var fileText = result.CreateTabbedFileForPathSelection("");
var fso = DS.script.CreateActiveXObject(DS.script.str_FileSystemObjectProgId);
var ts = fso.CreateTextFile(fileName);
ts.Write(fileText);
ts.Close();
DS.Graphics.Redraw(1);
}
run_pathRes();

```

5. Wnioski

Możliwość programowania wewnątrz zaawansowanego systemu programów numerycznych daje duże możliwości. Z poziomu IronPython/C# można wysyłać parametryzowane makra JavaScript do programów DesignModeler i DesignSimulation. Można tworzyć geometrię, przygotować siatkę elementów skończonych, zdefiniować warunki obciążenia, podparcia, wszystko z poziomu skryptu.

Wykorzystanie środowiska pozwala na tworzenie własnych aplikacji, modułów o dodatkowej funkcjonalności lub zaawansowanych programów optymalizujących geometrię.

Literatura

1. Bąk R., Burczyński T., Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, WNT, Warszawa (2001).
2. Powers S., JavaScript Cookbook, O'Reilly Media, Sebastopol (2010).
3. Pomoc programu Ansys (ang. *Ansys Help System*), www.ansys.com.
4. Stefanov S., Object-Oriented JavaScript, Packt Publishing, Birmingham (2008).

ANALIZA I PORÓWNYWANIE OBRAZÓW RADIOLOGICZNYCH

SŁAWOMIR PIOTROWSKI

Edukacja Techniczno-Informatyczna, EC3, 5 rok

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



Streszczenie. W artykule przedstawiono podstawowe zagadnienia związane z diagnostyką radiologiczną, opisano współczesne znaczenie badań obrazowych oraz techniki komputerowe ułatwiające interpretację zdjęć. Jako przykład przedstawiono wyniki sortowania obrazów medycznych, przy użyciu gotowych aplikacji, oraz autorskiego programu *RIS*, napisanego w języku *C#*.

1. Wprowadzenie

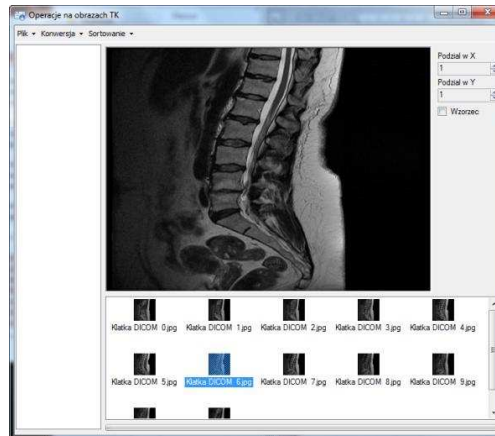
Współczesna radiologia, zwana również diagnostyką obrazową zajmująca się obrazowaniem ciała człowieka, posługuje się nie tylko promieniowaniem jonizującym, lecz także ultradźwiękami i zjawiskami rezonansu magnetycznego. Jej działalność sprowadza się głównie do oceny budowy ciała ludzkiego, a ostatnio także do śledzenia pewnych zjawisk fizjologicznych oraz monitorowania przebiegu niektórych zabiegów leczniczych. Radiologia ma istotne znaczenie praktyczne i poznawcze [1]. Badania obrazowe, pozwalające na ocenę wielkości, zarysów, struktury wewnętrznej, a często także czynności wielu układów i narządów, stanowią jeden z podstawowych działów diagnostyki medycznej, szczególnie w grupie chorób, które mają największe znaczenie społeczne i są najczęstszą przyczyną zgonów, czyli chorób układu krążenia, nowotworów i urazów. Powszechnie uważa się, że w ponad 50% przypadków badania obrazowe umożliwiają ustalenie i rozpoznanie, natomiast u dalszych 30% mają znaczenie pomocnicze [2].

Komputerowe przetwarzanie obrazu i jego segregacja może znacząco pomóc w tym, by kształty narządów i ich zmiany wywołane procesem chorobowym były lepiej i dokładniej widoczne. Najważniejsza i najtrudniejsza jest w całym zagadnieniu interpretacja uzyskiwanych danych i to lekarz musi orzec, co wynika z konkretnego obrazu. Analiza polega przede wszystkim na znalezieniu symptomów chorobowych na konkretnym obrazie. Podczas rutynowej pracy lekarz często ma do czynienia z bardzo dużą ilością zdjęć, może więc ulec znużeniu i dekoncentracji uwagi podczas przeglądania i kolejny obraz z oznakami chorobowymi może zostać niezauważony, co się może skończyć tragicznie dla pacjenta. Aplikacje sortujące z wyborem wzorca, pomagają wstępnie wyeliminować obrazy mniej znaczące, co zmniejsza rutynę podczas ich analizy, a także ułatwia ich interpretację.

Ciągły rozwój sposobów pozyskiwania obrazów i prezentowania informacji na temat kształtów i funkcjonowania narządów wewnętrznych człowieka, sprawił, że mamy obecnie do dyspozycji dużą liczbę zobrazowań medycznych. Według Marka R. Ogiela [3] współczesna inżynieria biomedyczna nie tylko udostępnia lekarzowi te wszystkie zobrazowania wewnętrznych narządów i toczących się w nich procesów, ale dzięki zaawansowanej technice informatycznej nazywanej *computer vision* pomaga te obrazy ulepszyć, ocenić a także poddać klasyfikacji. Technika ta oferuje bowiem trzy rodzaje metod komputerowej obróbki obrazu: przetwarzanie obrazu (*image processing*), analizę obrazu (*image analysis*) i rozpoznawanie obrazu (*pattern recognition*).

2. Gotowe aplikacje

Pierwszym testowanym programem jest aplikacja „Operacje na obrazach TK” zbudowana w Katedrze Wytrzymałości Materiałów i Metod Komputerowych Mechaniki (KWMiMKM). Algorytm sortowania (NMSE) obrazów działa na zasadzie normalizacji obrazu, a następnie obliczeniu błędu średniokwadratowego poprzez zsumowanie kwadratów różnic pikseli obrazu i podzieleniu jej przez liczbę pikseli.



Rys. 1. Okno programu *Operacje na obrazach TK*

Aplikacja „Medical Imager” udostępniona przez KWMiMKM, posiada algorytm sortujący polegający na znalezieniu różnicy pomiędzy największą i najmniejszą wartością koloru na danym obrazie i porównaniu jej z wartością uzyskaną dla drugiego obrazu.



Rys. 2. Okno programu *Medical Imager*

3. Program RIS

Obrazy cyfrowe są dwuwymiarowymi tablicami przechowującymi wartości, więc metody ich porównywania korzystają głównie z teorii błędów i statystyki. Większość metod porównywania jest przeznaczona do obrazów w skali szarości, dlatego ich algorytmy zostały przystosowane do obrazów kolorowych. Miara wyznaczana przez metody porównywania obrazów dotyczy jedynie wartości pikseli i nie ma bezpośredniego związku z oceną wizualną. Wyjątkiem jest metoda wizualnego porównania oraz metoda HVS-D, która stara się w pewien sposób odwzorowywać własności ludzkiego wzroku przy porównywaniu [4].

Stosowane symbole:

a, b - porównywane obrazy

a(x,y) - wartość jednego piksela obrazu a o współrzędnych x,y

a_{R,G,B} - indeksy R, G, B oznaczają wartość jednej składowej

M - wartość miary, czyli wynik metody porównującej

L - obraz po transformacji składowych do luminacji

L' - obraz po delinearizacji luminacji

Program został napisany w języku C#, przy pomocy narzędzia programistycznego Microsoft Visual Studio 2008. Zastosowany algorytm opiera się na systemie widzenia człowieka HVS-D (ang. *Human Vision System*) modyfikacji S. Daly [5], a dokładniej na dwóch jego podpunktach:

1. Zmianie intensywności trzech składowych RGB na jedną wartość luminacji obliczanej wagowo:

$$L(x,y) = 29,9\% \cdot I_R(x,y) + 58,7\% \cdot I_G(x,y) + 11,4\% \cdot I_B(x,y), \quad (1)$$

2. Delinearyzacji intensywności, aby upodobnić jej rozkład do krzywej odpowiedzi wzroku człowieka na bodźce.

$$L'(x,y) = \frac{L(x,y)}{L(x,y) + 12,6 \cdot L(x,y)^{0,63}}, \quad (2)$$

Po tych operacjach obliczany jest błąd średniokwadratowy (ang. *Mean Square Error*). MSE oblicza się dzieląc sumę kwadratów różnic ze wszystkich pikseli przez ilość pikseli.

$$M = \frac{1}{N \cdot M} \sum_{(x,y)} ((a_R - b_R)^2 + (a_G - b_G)^2 + (a_B - b_B)^2), \quad (3)$$

Algorytm ten nosi nazwę błędu średniokwadratowego z luminacją (MSE-Lum).

W aplikacji dla każdego obrazu tworzony jest histogram, umożliwia to rozpoznawanie obrazów obróconych, które są traktowane przez metody bez histogramu jako zupełnie inne obrazy. Dodatkowo wykonywana jest normalizacja obrazów, czyli przeskalowanie liniowe, po którym wartości intensywności punktów wykorzystują pełen zakres <0-255>. Program posiada graficzny interfejs użytkownika (GUI), pracuje w środowisku Windows, a także Linux, przy użyciu warstwy tłumaczącej Wine.



Rys. 3. Okno programu RIS

Program otrzymał nazwę: *RIS - Radiological Images Sorter*, ze względu na charakter przetwarzanych obrazów. Jego możliwości to: wczytywanie obrazów z plików w formatach *.bmp, *.jpg; wczytanie kilku obrazów jednocześnie i wyświetlenie ich liczby; dodawanie obrazów do aktualnie załadowanej listy; pasek postępu; możliwość przerwania porównania podczas zbyt długiego oczekiwania na wynik; obrazy są porównywane niezależnie od ich rozmiaru.

4. Wyniki sortowania

Do porównania obrazów użyto 2755 plików obrazów różnych kategorii, które zostały podzielone na zdjęcia radiologiczne z tomografii komputerowej:

- jamy brzusznej i okolic za otrzewnej (1291 zdjęć)
- kanału kręgowego i rdzenia (286)
- wybranego kręgu piersiowego (606)
- głowy (294)

Każda kategoria posiada po dwa zestawy pacjentów. Wszystkie obrazy zostały podzielone na odpowiednie serie, oraz przekonwertowane na rozszerzenia .jpg oraz .png ze względu na szyfrowanie współczesnych obrazów DICOM i niepełną obsługą przez wymienione powyżej aplikacje. Wszelkie informacje dotyczące pacjentów zostały usunięte, ze względu na ochronę danych medycznych.

Testy sortowania obrazów na aplikacjach *Operacje na obrazach TK*, *Medical Imager*, oraz *RIS* nie dały jednoznacznego werdyktu świadczącego o lepszym działaniu jednej z nich. Każdy z programów wykazuje lepsze wyniki dla poszczególnych kategorii obrazów, tak więc program *RIS*, okazuje się być lepszy przy sortowaniu zdjęć kanału kręgowego i rdzenia. *Medical Imager* natomiast daje bardziej oczekiwane rezultaty przy zdjęciach wzdłużnych, takich jak przekrój jamy brzusznej i okolic za otrzewnej. Jeżeli chodzi o obrazy TK głowy to *Medical Imager* i *RIS* działają na podobnym poziomie, *Operacje na obrazach TK* w niektórych przypadkach ustawia zdjęcia niepasujące do całości. W kategorii kręgów piersiowych trudno jest wyłonić najlepszy program, gdyż różnica pomiędzy obrazami jest bardzo znikoma, każda aplikacja sortuje je podobnie.

Literatura

1. Pruszyński B. (red), Radiologia, wyd. Lekarskie PZWL (2004).
2. Pruszyński B. (red), Diagnostyka obrazowa, wyd. Lekarskie PZWL (2004).
3. Ogiela M.R., Strukturalne metody rozpoznawania obrazów w kognitywnej analizie zobrażeń medycznych, wyd. AGH (1996).
4. Rzap K., Metody porównywania obrazów, Politechnika Warszawska, 2005.
5. Zhou H., Chen M. Webster M.F., Comparative Evaluation of Visualization and Experimental Results Using Image Comparison Metrics, IEEE Proceedings of Visualization, s. 315- 322 (2002).

ZASTOSOWANIE MODUŁU SOLVER DO ROZWIĄZYWANIA ZADAŃ PROGRAMOWANIA CAŁKOWITOLICZBOWEGO

inż. ANNA ROSIAK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień
Opiekunowie naukowci: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak,
dr inż. Marek Paruch



Streszczenie. W artykule przedstawiono rozwiązanie przykładowego zadania programowania całkowitoliczbowego przy zastosowaniu modułu *Solver*, który jest dodatkiem arkusza kalkulacyjnego *Microsoft Excel*. Uzyskanie rozwiązania optymalnego zostało zaprezentowane na dwa sposoby. W pierwszym, funkcja celu modelu matematycznego zadania była maksymalizowana. Natomiast w drugim sposobie, ustalenie optymalnego rozwiązania odbyło się przy założeniu, że funkcja celu posiada już określoną wartość.

1. Wprowadzenie

Główną ideą napędzającą szereg działań w dziedzinie badań operacyjnych jest konieczność podejmowania decyzji. Wszystkie metody optymalizacyjne, w tym także programowanie całkowitoliczbowe, posiadają jeden wspólny cel – znalezienie najlepszej, optymalnej decyzji (rozwiązania) z punktu widzenia określonego kryterium. Programowanie całkowitoliczbowe jest szczególnym przypadkiem problemu optymalizacji liniowej, który dotyczy przyjmowania przez zmienne decyzyjne zadania wartości całkowitych. W artykule skoncentrowano się na problemie wyboru asortymentu produkcji, którego celem jest określenie, jakie wyroby i w jakich ilościach należy produkować, aby nie przekraczając posiadanych zasobów środków produkcji i jednocześnie spełniając dodatkowe ograniczenia dotyczące struktury produkcji, zmaksymalizować przychód z ich sprzedaży.

2. Sformułowanie zadania

Zakład produkujący okna postanowił rozszerzyć swoją działalność o produkcję 6 rodzajów witraży okiennych. Skład poszczególnych środków produkcji biorących udział w wytwarzaniu witraży oraz ich ograniczone zasoby przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Dane do zadania

Środki produkcji	Witraż I	Witraż II	Witraż III	Witraż IV	Witraż V	Witraż VI	Zasoby środków produkcji
Szkło bezbarwne	8	6	2	12	0	10	800
Szkło barwione	6	14	8	4	22	5	1400
Stal	4	10	16	8	4	8	950
Koszty robocizny	2	5	8	3	3	2	585
Praca maszyn	1	5	6	7	4	5	790

Wiedząc, że proponowane przez producenta ceny witraży wynoszą odpowiednio: witraż I - 1000 zł, witraż II - 2000 zł, witraż III - 1500 zł, witraż IV - 2500 zł, witraż V - 950 zł, witraż VI - 850 zł oraz biorąc pod uwagę fakt, że 10 klientów wyraziło chęć zakupu witraża za 850zł, należy ustalić wielkość produkcji witraży maksymalizującą zysk ze sprzedaży.

Model matematyczny zadania jest następujący:

$$\text{FC: } Z(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6) = 1000x_1 + 2000x_2 + 1500x_3 + 2500x_4 + 950x_5 + 850x_6 \rightarrow \max$$

$$\begin{aligned} \text{O: } & 8x_1 + 6x_2 + 2x_3 + 12x_4 + 0x_5 + 10x_6 \leq 800 \\ & 6x_1 + 14x_2 + 8x_3 + 4x_4 + 22x_5 + 5x_6 \leq 1400 \\ & 4x_1 + 10x_2 + 16x_3 + 8x_4 + 4x_5 + 8x_6 \leq 950 \\ & 2x_1 + 5x_2 + 8x_3 + 3x_4 + 3x_5 + 2x_6 \leq 585 \\ & x_1 + 5x_2 + 6x_3 + 7x_4 + 4x_5 + 5x_6 \leq 790 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{WB: } x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6 \geq 0$$

$$\text{WCA: } x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6 \in C$$

3. Zastosowanie modułu Solver

3.1 Ustalenie wielkości produkcji gwarantującej maksymalizację zysku ze sprzedaży

Rozwiązywanie zadania należy rozpocząć od zdefiniowania w arkuszu kalkulacyjnym wszystkich wartości współczynników, występujących w modelu matematycznym, co przedstawiono na rys. 1.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	FC:	1000	2000	1500	2500	950	850			
2										
3	O:	8	6	2	12	0	10		800	
4		6	14	8	4	22	5		1400	
5		4	10	16	8	4	8		950	
6		2	5	8	3	3	2		585	
7		1	5	6	7	4	5		790	
8										
9	x:	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄	x ₅	x ₆			
10										
11										
12	Z=									
13										

Rys. 1. Zdefiniowanie współczynników modelu matematycznego

W komórkach z zakresu B1:G1 zostały wprowadzone współczynniki, występujące w funkcji celu. Natomiast w komórkach B3:G3 wpisano wartości reprezentujące lewe strony ograniczeń, a w komórkach I3:I7 wartości odpowiadające wyrazom wolnym.

W celu zaprezentowania jasnej i przejrzystej formy rozwiązania zadania, część komórek została wypełniona kolorem szarym. Po wykonaniu obliczeń i otrzymaniu rozwiązania optymalnego, w zakresie komórek B10:G10 pojawią się wartości zmiennych odpowiadające kolejno zmiennym, a w komórce B12 – szukana wartość funkcji celu.

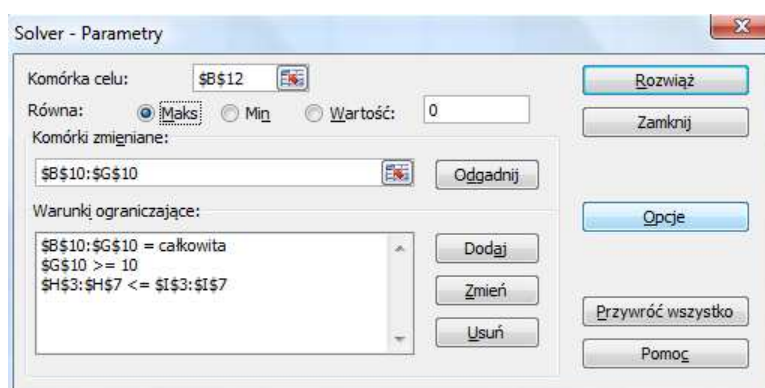
Następnie definiujemy formuły, które określają sumę iloczynów poszczególnych współczynników lewych stron ograniczeń i zmiennych (zakres komórek H3:H7), np. dla pierwszego ograniczenia (komórka H3):

$$=SUMA.ILOCZYNÓW(B3:G3; \$B\$10: \$G\$10) \quad (2)$$

oraz wartość funkcji celu (komórka B12) w postaci:

$$= B1*B10+C1*C10+D1*D10+E1*E10+F1*F10+G1*G10 \quad (3)$$

Kolejnym etapem jest przeprowadzenie obliczeń w module *Solver*. Na rys. 2 przedstawiono poprawnie wypełnione okno „*Solver-Parametry*”, które posłuży do wyznaczenia ostatecznego rozwiązania zadania.



Rys. 2. Poprawnie wypełnione okno „*Solver-Parametry*”

Otrzymano optymalne rozwiązanie, które pojawiło się, tak jak założono na początku, w komórkach wypełnionych szarym tłem (rys. 3).

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	FC:	1000	2000	1500	2500	950	850			
2										
3	O:	8	6	2	12	0	10	800	800	
4		6	14	8	4	22	5	1400	1400	
5		4	10	16	8	4	8	950	950	
6		2	5	8	3	3	2	445	585	
7		1	5	6	7	4	5	655	790	
8										
9	x:	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄	x ₅	x ₆			
10		0	35	5	40	30	10			
11										
12	Z=	214500								
13										

Rys. 3. Arkusz kalkulacyjny z optymalnym rozwiązaniem zadania

W wyniku przeprowadzonych obliczeń, przy wykorzystaniu modułu *Solver*, otrzymano optymalne rozwiązanie zadania: zakład powinien wyprodukować 35 sztuk witraża II, 5 sztuk witraża III, 40 sztuk witraża IV, 30 sztuk witraża V, 10 sztuk witraża VI oraz zrezygnować z produkcji witraża I, aby zysk z dodatkowej działalności, jaką jest produkcja witraży, był maksymalny i wyniósł 214 500 zł.

3.2 Ustalenie wielkości produkcji pozwalającej uzyskać założoną przez producenta wartość zysku ze sprzedaży

Celem zadania staje się takie ustalenie wielkości produkcji witraży, przy spełnieniu założonych warunków optymalizacji, która spowoduje osiągnięcie zysku ze sprzedaży, ustalonego przez producenta okien, w wysokości 55 000 zł.

Rozwiązanie zadania (rys. 4) opiera się na całym toku obliczeń, wykonanych dla przypadku maksymalizacji funkcji celu, w którym korekcji zostanie poddana wielkość *Komórki celu* – B12. Zadanie posiada ustaloną wartość funkcji celu równą 55 000.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	FC:	1000	2000	1500	2500	950	850			
2										
3	O:	8	6	2	12	0	10	318	800	
4		6	14	8	4	22	5	130	1400	
5		4	10	16	8	4	8	240	950	
6		2	5	8	3	3	2	82	585	
7		1	5	6	7	4	5	182	790	
8										
9	x:	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄	x ₅	x ₆			
10		0	0	1	18	0	10			
11										
12	Z=	55000								
13										

Rys. 4. Arkusz kalkulacyjny z optymalnym rozwiązaniem zadania z określoną wartością funkcją celu

Z otrzymanych wyników obliczeń wynika, że po określeniu wartości funkcji celu, producent powinien wyprodukować 1 witraż III, 18 witraży IV i 10 witraży VI oraz zrezygnować z produkcji witraży I, II i V, aby osiągnąć pożądaną zysk w wysokości 55 000 zł.

4. Wnioski

Moduł *Solver* arkusza kalkulacyjnego *Microsoft Excel* jest prostym narzędziem umożliwiającym rozwiązywanie zadań z zakresu problemu optymalizacji liniowej, dla dowolnej liczby zmiennych decyzyjnych i ograniczeń oraz wspomagającym proces podejmowania różnorodnych decyzji. Ponadto stwarza możliwość ustalenia, oprócz maksymalizacji i minimalizacji, również określonej wartości funkcji celu.

Zaprezentowany w artykule przykład dowodzi także, że uproszczenie rozwiązania zadania programowania całkowitoliczbowego poprzez zaokrąglenie otrzymanych wyników do liczb całkowitych jest błędne, ponieważ warunek całkowitoliczbowości nałożony na zmienne decyzyjne, może podczas szukania rozwiązania optymalnego wyeliminować jedną z nich.

Literatura

1. Praca zbiorowa pod redakcją E. Majchrzak, *Badania operacyjne. Teoria i zastosowania*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2007).
2. Trzaskalik T., *Wprowadzenie do badań operacyjnych z komputerem*, Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa (2003).

MNOŻENIE DWÓCH MACIERZY JAKO PRZYKŁAD OBLICZEŃ RÓWNOLEGLYCH Z WYKORZYSTANIEM BIBLIOTEK OPENCL

PAWEŁ SZCZĘSNY

Edukacja Techniczno-Informatyczna, EC3, 5 rok

Opiekunowie naukowci: dr hab. inż. Antoni John, Prof. Pol. Śląskiej,
dr. inż. Wacław Kuś



Streszczenie. Artykuł ten traktuje o możliwościach i potencjalnych zyskach jakie wynikają z wykorzystania bibliotek OpenCL oraz GPU w obliczeniach równoległych. Jako przykład takich obliczeń wybrano mnożenie dwóch macierzy.

1. Wprowadzenie

Moc obliczeniowa, którą współczesnych kart graficznych GPU jest bardzo duża, przewyższa ona moc procesorów CPU. Jednakże moc ta może być wykorzystana głównie dla wielokrotnie powtarzanych, wykonywanych tysiące, miliony, a nawet miliardy razy operacjach. Wynika to z architektury GPU i sposobu ich programowania. Obecnie karty graficzne posiadają od kilkudziesięciu do kilkuset tak zwanych procesorów strumieniowych (karty firmy AMD) lub rdzeni CUDA (karty firmy NVIDIA). Mogą one uruchamiać i wykonywać równoległe oraz wielokrotnie, funkcje obliczeniowe [3,4].

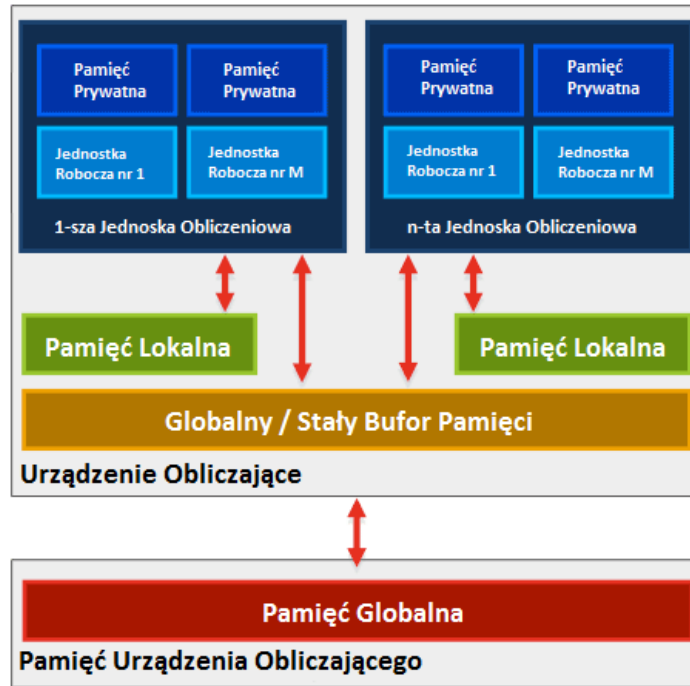
Producenci układów graficznych od kilku lat starają się tę moc obliczeniową udostępnić nie tylko do obróbki grafiki, na potrzeby gier czy programów graficznych, lecz także dla potrzeb obliczeń niezwiązanych z pierwotnym przeznaczeniem kart graficznych. Producenci tworzą narzędzia i biblioteki, które pozwolą użytkownikom dostosować i wykorzystać moc układów graficznych do zróżnicowanych obliczeń [1].

Program przedstawiony w artykule powstał w oparciu o istniejące rozwiązanie z pakietu NVIDIA GPU Computing SKD 3.2.16.

2. Architektura OpenCL

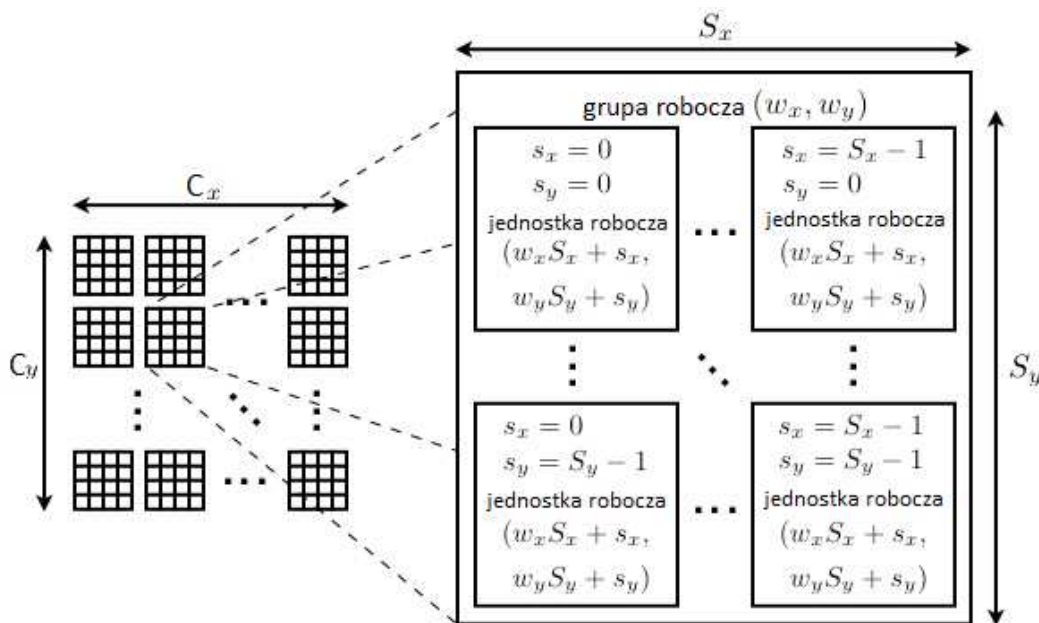
OpenCL jest standardem który potrafi wykorzystać rdzenie GPU, a także inne jednostki obliczeniowe w komputerze do stworzenia heterogenicznych platform przetwarzających dane. Pisanie programów używając OpenCL polega na napisaniu tak zwanego kernela obliczeniowego w oparciu o język C99, który jest wykonywany równoległe na rdzeniach jednostek obliczeniowych [1,5].

Specyfikacja OpenCL rozróżnia kilka rodzajów pamięci, zależnie od urządzenia na którym są wykonywane obliczenia (rys. 1). Niestety pociąga to za sobą wymóg przenoszenia wszelkich danych z pamięci komputera do pamięci urządzenia obliczającego (GPU) a następnie po skończonych obliczeniach z użyciem GPU należy z jej pamięci odczytać dane i skopiować do pamięci komputera [2].



Rys. 1 Rozdział pamięci w OpenCL

Podział macierzy C na grupy robocze i dalej na jednostki robocze które reprezentują jedno uruchomienie kernela OpenCL na jednym rdzeniu GPU w wątku (rys. 2).



Rys. 2 Obrazowe przedstawienie podziału zadań

3. Przykładowy kernel OpenCL

Funkcja OpenCL (kod źródłowy 1) swoim wyglądem przypomina uproszczoną wersję funkcji C++ ponieważ posiada tylko dwie pętle. Należy jednak pamiętać o tym że nie jest wywoływana raz, a kilkaset razy, stąd właśnie redukcja liczby pętli do dwóch, co znacznie przyspiesza jej działanie.

Kod źródłowy 1. Przykładowy kernel

```
// Definicja uproszczenia zapisu określenia pozycji elementu fragmentu
macierzy A i B na których funkcja w danej chwili pracuje.
#define AS(i, j) As[j + i * BLOCK_SIZE]
#define BS(i, j) Bs[j + i * BLOCK_SIZE]
//! Mnożenie macierzy na urządzeniu: C = A * B
//! gdzie:
//! C - macierzy wynikowa C
//! A - macierz A
//! B - macierz B
//! As - element macierzy A
//! Bs - element macierzy B
//! uiWA - szerokość macierzy A
//! uiWB - szerokość macierzy B
__kernel void matrixMul( __global float* C, __global float* A, __global
float* B, __local float* As, __local float* Bs, int uiWA, int uiWB)
{
    int bx = get_group_id(0);
    int by = get_group_id(1);
    int tx = get_local_id(0);
    int ty = get_local_id(1);
    int aBegin = uiWA * BLOCK_SIZE * by;
    int aEnd = aBegin + uiWA - 1;
    int aStep = BLOCK_SIZE;
    int bBegin = BLOCK_SIZE * bx;
    int bStep = BLOCK_SIZE * uiWB;
    float Csub = 0.0f;

    for (int a = aBegin, b = bBegin; a <= aEnd; a += aStep, b += bStep)
    {
        AS(ty, tx) = A[a + uiWA * ty + tx];
        BS(ty, tx) = B[b + uiWB * ty + tx];
        barrier(CLK_LOCAL_MEM_FENCE);

        for (int k = 0; k < BLOCK_SIZE; ++k)
            Csub += AS(ty, k) * BS(k, tx);

        barrier(CLK_LOCAL_MEM_FENCE);
    }
    C[get_global_id(1) * get_global_size(0) + get_global_id(0)] = Csub;
}
```

Ładowanie części macierzy do pamięci lokalnej urządzenia powoduje znaczny przyrost wydajności ponieważ obniża przez to czas oczekiwania na dane, do których funkcja często się odwołuje.

4. Pomiar czasów obliczeń

W tabeli 1 zestawiono czasy mnożenia macierzy dla wymiarów dziesięciokrotnie powiększonych $A<800 \times 1600>$ i $B<800 \times 800>$ oraz niezmiennych $A<80 \times 160>$ i $B<80 \times 80>$. Program był uruchamiany na komputerze wyposażonym m.in. w :

- procesor Intel Core 2 Quad 2,5GHz
- kartę graficzną NVIDIA GeForce 8600GTS (zamiennie z GeForce 285 GTX)

Tabela 1. Czasy mnożenia dwóch macierzy

Rozmiar macierzy	GeForce 8600 GTS		GeForce 285 GTX
	czas CPU[s]	czas GPU[s]	czas GPU[s]
$A<80 \times 160>$ $B<80 \times 80>$	0.00155	0.00013	0.00003
$A<800 \times 1600>$ $B<800 \times 800>$	5.22228	0.08890	0.00991

5. Wnioski

Przykład opisywany w tej pracy pokazuje jedynie ułamek możliwości obliczeń na kartach graficznych. Z założenia zostały one stworzone przede wszystkim do obróbki grafiki i pod tym kątem są zoptymalizowane. OpenCL daje również możliwości wykorzystania tego faktu poprzez wbudowane typy obiektów takich jak obrazy 2D oraz 3D gdzie nie ma potrzeby posługiwania się samymi tablicami z danymi. Wszelkie operacje robione na tych obiektach dają znaczne przyspieszenie w stosunku do CPU.

OpenCL stwarza niepowtarzalne możliwości dla przeciętnego posiadacza karty graficznej stworzenia z domowego komputera tanim kosztem wydajnej jednostki obliczeniowej oraz obróbkowej (kompresja wideo, edycja obrazów, modelowanie 3D). Od około dwóch lat wszystkie karty graficzne produkowane przez firmę Nvidia oraz AMD (dawniej ATI) posiadają obsługę instrukcji OpenCL. Pomimo faktu, że framework jest nadal w fazie rozwoju i jeszcze dużo problemów oraz wyzwań stoi przed jego twórcami, to można powiedzieć iż już w najbliższych latach on lub jemu podobne: CUDA czy DirectCompute, staną się standardem w obliczeniach równoległych. OpenCL z założenia obsługuje języki C, C++ oraz Fortran. Jednakże w chwili obecnej powstają projekty takie jak: OpenCL TK, Cloo czy OpenCL.NET które dają możliwość zastosowania go w języku C# czy ASP .NET [6].

Literatura

1. OpenCL_Getting_Started_Windows.pdf.
2. Khronos_OpenCL_Specification.pdf.
3. <http://developer.nvidia.com/object/opencl.html>, stan na dzień 22.01.2011r.
4. http://www.nvidia.pl/object/cuda_openc1_new_pl.html, stan na dzień 22.01.2011r.
5. <http://www.khronos.org/opencl/>, stan na dzień 22.01.2011r.
6. <http://gpgpu-computing4.blogspot.com/2009/09/matrix-multiplication-1.html>, stan na dzień 22.01.2011r.

ZASTOSOWANIE NUMERYCZNYCH METOD APROKSYMACJI W OBRÓBCE OBRAZU CYFROWEGO

inż. MARCIN SZWEDA

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień
Opiekunowie naukowci: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak,
dr inż. Mirosław Dziewoński



Streszczenie. W artykule przedstawiono zastosowanie numerycznych metod aproksymacji do obróbki obrazu cyfrowego. Aplikację zaimplementowano w środowisku programowania obiektowego Borland C++ Builder, gdzie zaadaptowano poszczególne algorytmy aproksymacji oraz wykonano wizualizację i porównanie wyników ich działania.

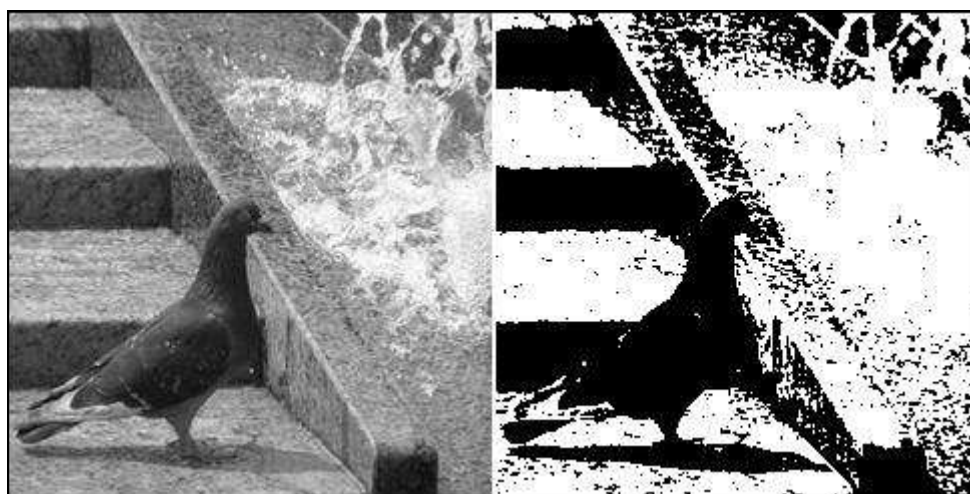
1. Wprowadzenie

Grupa metod aproksymacji [1] stosowanych w obróbce obrazu cyfrowego jest bardzo szeroka. W artykule przedstawiono następujące algorytmy: aproksymacja półtonowa bez oraz z sygnałem szumu, algorytm Floyd'a-Steinberg'a, Burkes'a oraz Fan'a [2].

Do utworzenia aplikacji, w której zaadaptowano algorytmy użyto programu Borland C++ Builder [3].

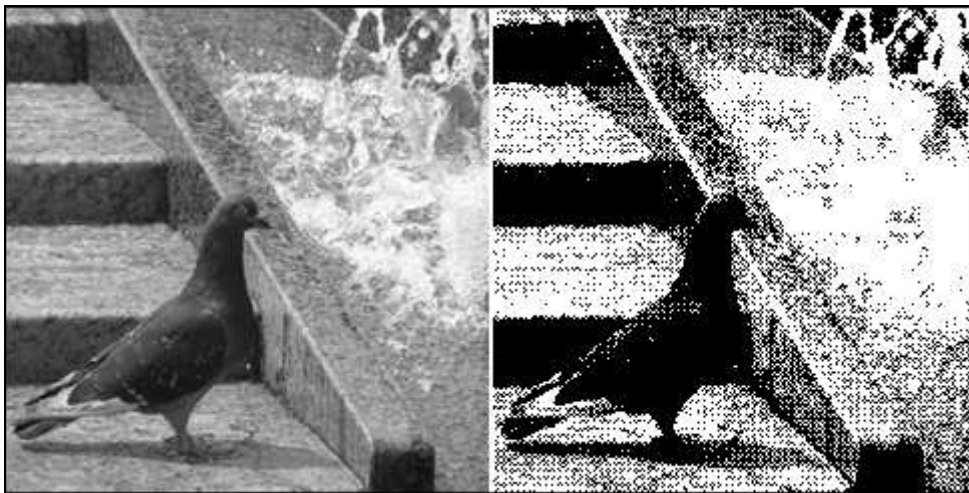
2. Algorytm aproksymacji półtonowej bez oraz z sygnałem szumu

Aproksymacja półtonowa polega na przekształceniu obrazu o większej liczbie odcieni szarości lub barw w czarno-biały obraz wynikowy. Aplikacja wykonuje to w taki sposób, że w pętli przetwarzany jest każdy piksel obrazu wejściowego o rozmiarze 241 na 241 pikseli. Punkty o jasności powyżej pewnego ustalonego progu w obrazie wejściowym przekształcają się w obrazie wynikowym w punkty białe i analogicznie punkty o jasności poniżej progu – w punkty czarne. Jest to zwykle przekształcenie progowe, a w miejscach przejść obrazu wynikowego powstaje ostra granica, co jest wyraźnie widoczne na rys. 1.



Rys. 1. Obraz oryginalny i wynikowy po przekształceniu progowym aproksymacji półtonowej

W celu złagodzenia widocznej granicy przejścia moduluje się próg sygnałem szumu, tak aby pewne punkty o podobnej wartości były powyżej ustalonego progu, a inne nie. Tym sposobem uzyskuje się wiele punktów białych i czarnych obok siebie, co można zaobserwować na obrazie wynikowym w postaci efektu delikatnego przejścia (rys. 2). Efekt ten można uzyskać wykorzystując funkcję sinus, poprzez dodanie do ustalonego progu wartości $A \cdot \sin \alpha x \cdot \sin \beta y$, gdzie x oraz y to współrzędne kolejnych rozpatrywanych punktów obrazu, zaś A , α oraz β to pewne odpowiednio dobrane wartości. Innym sposobem jest wykorzystanie funkcji random, czyli generatora liczb losowych, poprzez dodanie do ustalonego progu liczby losowej z ustalonego zakresu. Dzięki tym dwóm sposobom uzyskuje się pewną poprawę [2]. Lepsze efekty dają nieco bardziej skomplikowane metody propagacji błędów, takie jak algorytm Floyd'a-Steinberg'a, który opisano w następnym rozdziale.



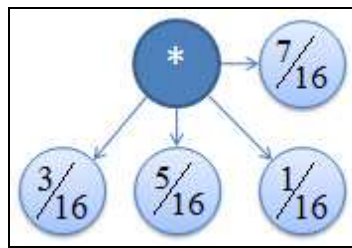
Rys. 2. Obraz oryginalny i wynikowy po przekształceniu algorytmem aproksymacji półtonowej z sygnałem szumu

3. Algorytm Floyd'a-Steinberg'a

Niniejszy algorytm został opracowany w 1975 roku. Jest on wykorzystywany w aproksymacji półtonowej, która ma jednak pewne wady, a przekształcony obraz nie wygląda zbyt dobrze. Z pomocą przychodzi jednak algorytm Roberta Floyd'a i Louisa Steinberg'a, w którym minimalizuje się błąd, czyli różnicę między obrazem w ograniczonej palecie, a oryginałem, poprzez kontrolowany rozrzut pikseli. Algorytm ten jest bardzo popularny w grafice komputerowej i stosuje się go do rozpraszania, które jest również znane jako *dithering*, czyli utworzenie „dodatkowego” koloru poprzez połączenie w bliskim sąsiedztwie punktów przynajmniej dwóch dostępnych barw. Powoduje to również pewnego rodzaju złudzenie płynnego przejścia od jednego koloru do drugiego.

Podstawową cechą tego algorytmu jest użycie tablicy błędów pokazanej na rys. 3. Dla każdego przetwarzanego punktu i decyzji – czy przekształcić go w punkt biały czy czarny – obliczany jest błąd, który zostaje następnie propagowany na sąsiednie komórki. Ponieważ suma współczynników jest równa jeden, średni błąd wewnątrz sąsiedztwa dowolnego piksela jest zerowy, a gdy piksel zostanie nadmiernie rozjaśniony, jego sąsiedzi zostaną przyciemnieni i odwrotnie [2]. W praktyce błąd nigdy nie jest zerowy z powodu błędów zaokrągleń i efektów brzegowych, ale wizualnie obraz przypomina oryginał, co można zaobserwować na rys. 4, porównując obraz oryginalny i wynikowy.

Jak pokazano na rys. 3, część błędu o wartości $7/16$ przekazywana jest do komórki na prawo, $5/16$ poniżej, $1/16$ po ukosie na prawo, a $3/16$ po ukosie na lewo (* oznacza aktualnie rozważaną komórkę). W tabeli 1 pokazano ten sam schemat rozpraszania błędów.

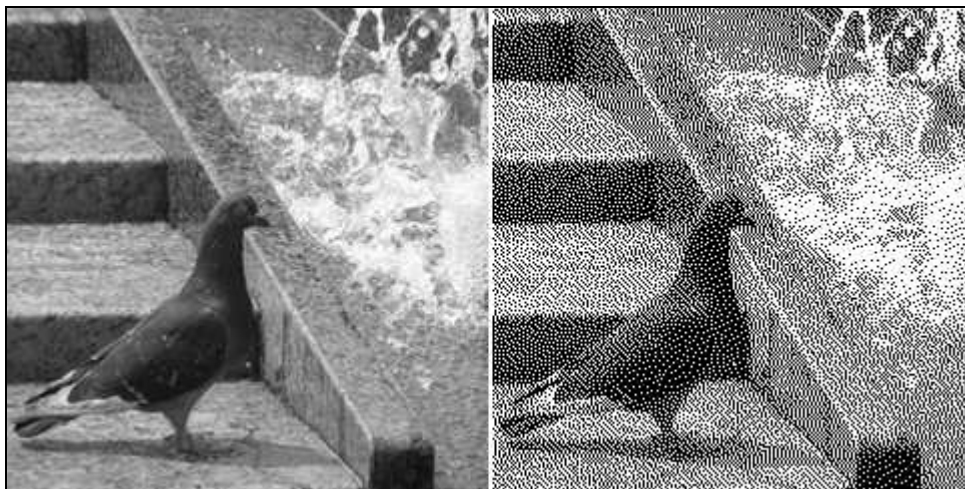


Rys. 3. Schemat tablicy rozpraszania błędów w algorytmie Floyd'a-Steinberg'a

Tabela 1. Tablica rozpraszania błędów algorytmie Floyd'a-Steinberg'a

	*	$7/16$
$3/16$	$5/16$	$1/16$

Każdy obraz można przetworzyć i obliczyć stosując tablicę rozpraszania błędów, nawet bez użycia aplikacji komputerowej. Jest to jednak bardzo pracochłonne i już dla niewielkiej grafiki liczba działań jakie należy wykonać jest bardzo duża.



Rys. 4. Obraz oryginalny i wynikowy po przekształceniu algorytmem Floyd'a-Steinberg'a

4. Algorytmy Burkes'a oraz Fan'a

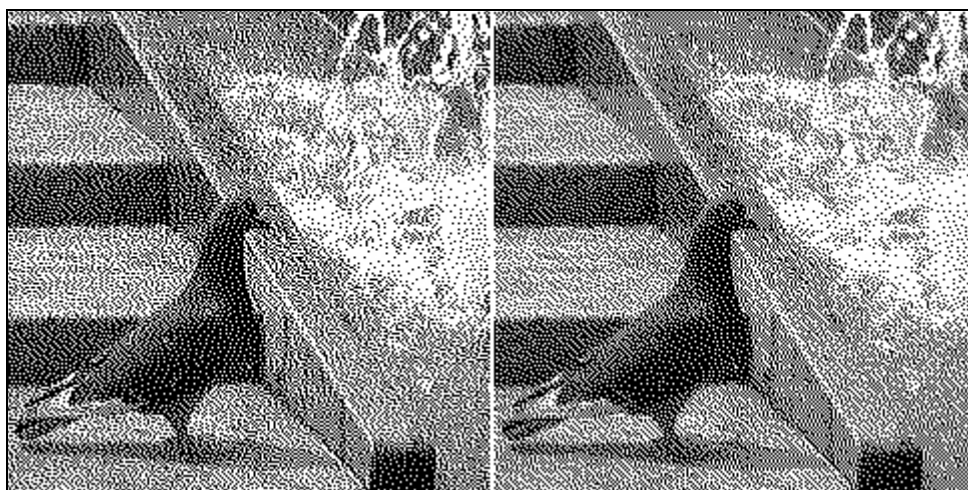
Algorytmy te stosowane są w aproksymacji półtonowej i podobnie jak w przypadku algorytmu Floyd'a-Steinberg'a wykorzystywana jest w nich redukcja liczby odcieni szarości lub kolorów. Algorytmy Burkes'a i Fan'a (rys. 5) również działają w oparciu o zasadę dyfuzji, czyli rozpraszania błędu, który powstaje na skutek zmniejszania liczby kolorów. Zasada ich działania jest bardzo podobna do algorytmu Floyd'a-Steinberg'a, z różnicą w postaci zmienionej tablicy rozpraszania błędów, która prezentuje się nieco inaczej w każdym z algorytmów (tabele 2 i 3). Metoda obliczeń pozostaje jednak taka sama.

Tabela 2. Tablica rozpraszania błędów w algorytmie Burkes'a

		*	8/32	4/32
2/32	4/32	8/32	4/32	2/32

Tabela 3. Tablica rozpraszania błędów w algorytmie Fan'a

		*	7/16
1/16	3/16	5/16	



Rys. 5. Obrazy wynikowe po przekształceniach algorytmami Burkes'a oraz Fan'a

5. Wnioski

Przedstawione wyniki działania i porównanie każdego z algorytmów zastosowanych w programie pozwalają dostrzec większe lub mniejsze różnice między nimi i wysnuć wiele wniosków. Algorytm aproksymacji półtonowej bez sygnału szumu, czyli zwykłe przekształcenie progowe jest zdecydowanie najmniej dokładną metodą, ponieważ w obrazie wynikowym w miejscach przejść kolorów powstaje ostra i widoczna granica. Bardziej dokładny wynik uzyskuje „udoskonalenie” poprzedniego algorytmu, czyli aproksymacja półtonowa z sygnałem szumu, gdzie przejście nie jest już tak ostre, a jakość obrazu poprawia rozproszenie nazywane szumem. Zdecydowanie najlepsze efekty uzyskuje się poprzez zastosowanie jednego z trzech następujących algorytmów: Floyd'a-Steinberg'a, Burkes'a lub Fan'a. Jest jednak niezmiernie trudno ocenić, który z tych trzech algorytmów przynosi najbardziej dokładne rezultaty, ponieważ ich obrazy wynikowe są niemalże identyczne i trzeba się bardzo dokładnie przyjrzeć, aby dostrzec jakiegokolwiek różnice.

Literatura

1. Majchrzak E., Mochnacki B., Metody numeryczne, podstawy teoretyczne, aspekty praktyczne i algorytmy, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2004).
2. Lubiński T., strona internetowa www.algorytm.org i aplikacje.
3. Dorobek M., C++ Builder, podręcznik, Wydawnictwo MIKOM (2002).

MODELOWANIE WIELOSKALOWE KOMPOZYTÓW

MARCIN ZARYCHTA

Automatyka i Robotyka, AB3, 5 rok

Opiekunowie naukowcy: prof. dr hab. inż. Tadeusz Burczyński,
prof. dr hab. inż. Jolanta Lewandowska,
dr inż. Wacław Kuś

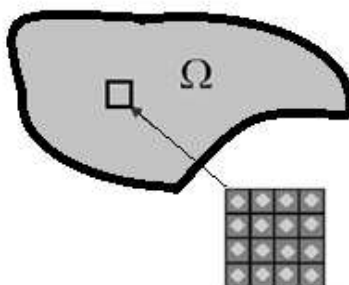


Streszczenie. W artykule przedstawiono sposób analizy zagadnień wieloskalowych materiałów kompozytowych. Kompozyt w skali mikro modelowano jako tarczę. Zastosowano metodę komputerowej homogenizacji w celu uzyskania uśrednionych parametrów materiałowych, które można stosować w analizie zadań w skali makro.

1. Wprowadzenie

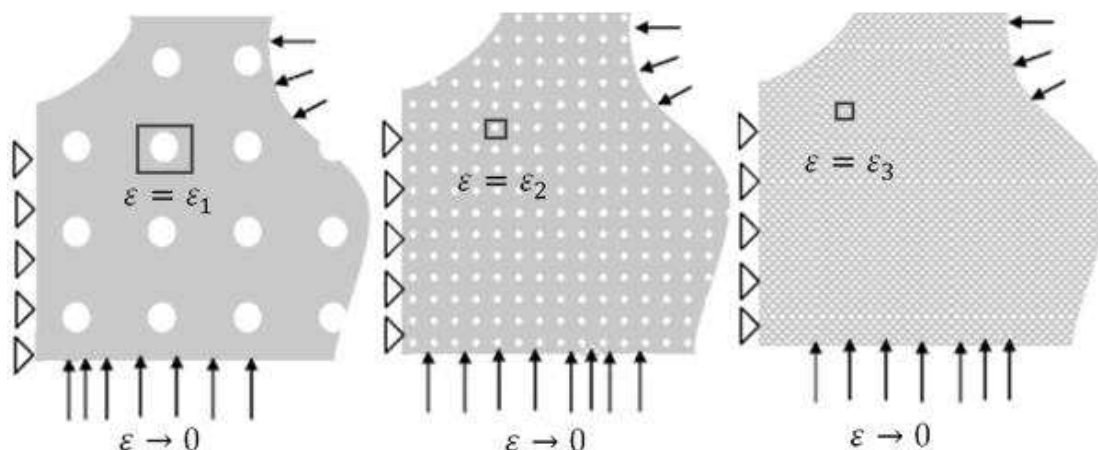
Analiza kompozytów sprawia wiele trudności związanych z występowaniem różnych faz w jednym materiale. Materiał jest niejednorodny przez co modelowanie go z uwzględnieniem wszystkich jego składowych staje się często niemożliwe choćby przez bardzo dużą liczbę stopni swobody modelu. Analiza takiego materiału jest możliwa z użyciem metod homogenizacji metodami analitycznymi lub numerycznymi. Celem modelowania wieloskalowego poprzez metody homogenizacji jest sformułowanie dla ośrodka niejednorodnego odpowiadającego mu w sensie „średniego zachowania” ośrodka jednorodnego, czyli opracowanie modelu ekwiwalentnego. Zdefiniowany w ten sposób opis ośrodka „średnio jednorodnego” musi określać jego materiał z uwzględnieniem cech, określających jego warunki pracy. Opis materiału musi być niezależny od skali mikroskopowej dla rozpatrywanego problemu. Jeśli liczba niejednorodności jest bardzo duża (dąży do nieskończoności), to rozwiązanie dla ośrodka niejednorodnego jest bliskie rozwiązaniu dla ośrodka ekwiwalentnego (makroskopowo jednorodnego) [4].

Metody homogenizacji numerycznej zwykle opierają się na wykorzystaniu np. metody elementów skończonych. Rozpatrywany jest model numeryczny w skali mikro będący niewielkim obszarem struktury kompozytu. Wzmocnienia są w nim wyidealizowane oraz równomiernie rozłożone w osnowie (rys. 1).



Rys. 1. Schemat materiału ze strukturą periodyczną [1]

Dla znanej objętości ośrodka niejednorodnego wzrost liczby niejednorodności powoduje spadek wymiaru pojedynczej niejednorodności (rys. 2). Konieczne jest prawidłowe określenie fragmentu analizowanego kompozytu w skali mikro, tak aby uwzględnił on jak najlepiej niejednorodności, a zarazem był jak najmniejszy w celu skrócenia analizy numerycznej.



Rys. 2. Rozmiar niejednorodności w kompozycie oraz przykładowe wielkości analizowanego materiału w skali mikro

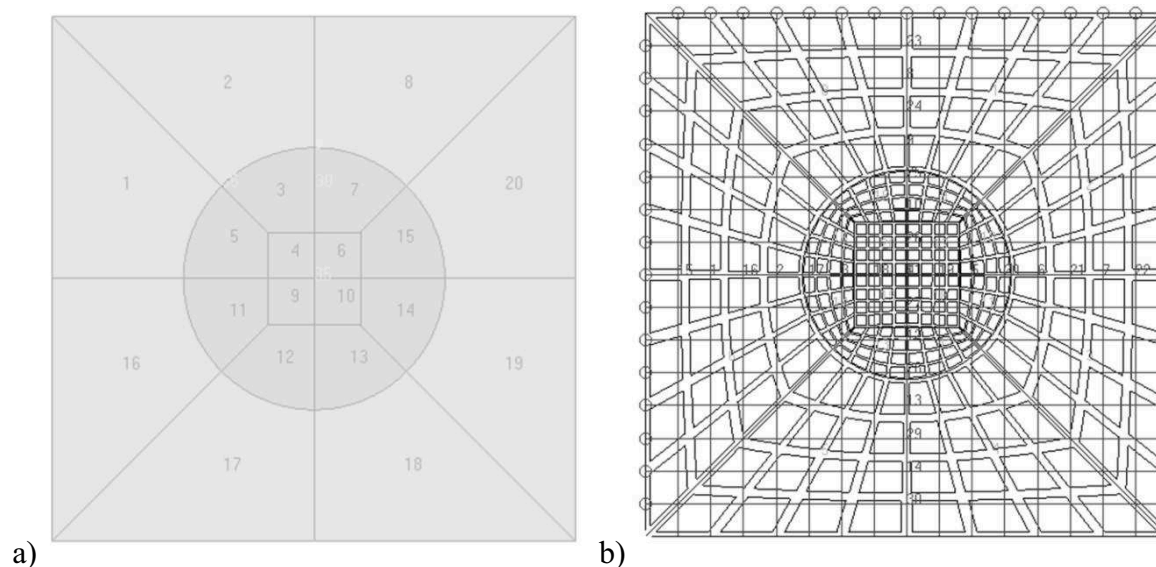
2. Przykład numeryczny wyznaczania parametrów uśrednionych

Analizowano model mikro o geometrii kwadratu z fazą wzmacniającą w kształcie koła (rys. 3). Parametry materiałowe osnowy oraz wtrącenia miały charakter izotropowy (tabela 1).

Tabela 1. Parametry materiałów tworzących model mikro

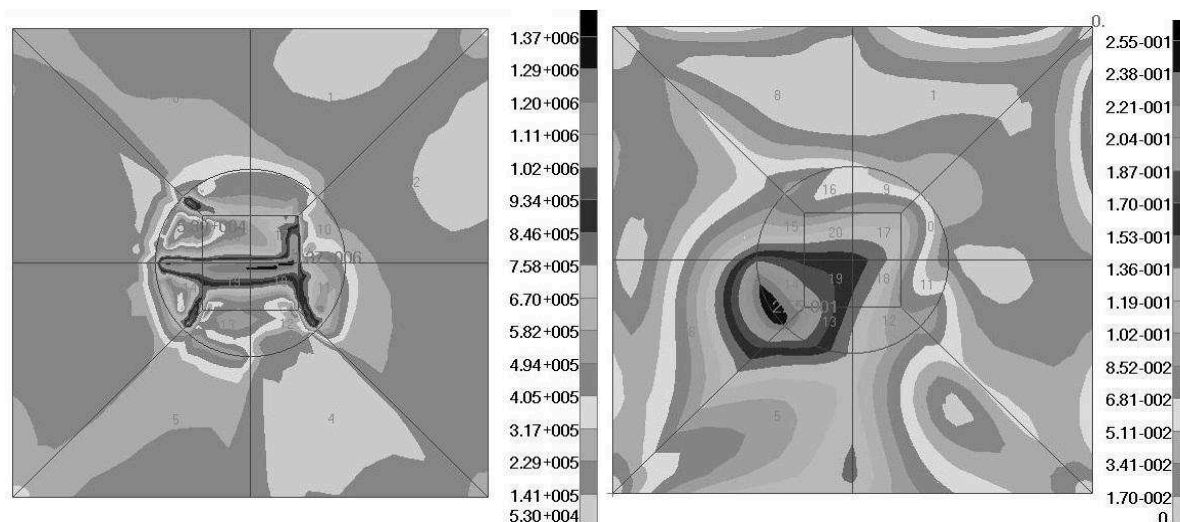
	Osnowa	Wzmocnienie (koło)
E, Moduł Younga [MPa]	2.29e4	5.62e4
ν , współczynnik Poissona	0.2	0.3

Na rys. 3 przedstawiono geometrię analizowanego modelu mikro oraz siatkę elementów skończonych użytą w analizie. Model dyskretyzowano elementami czworokątnymi o kwadratowych funkcjach kształtu.



Rys. 3. Model numeryczny kompozytu w skali mikro:
a) geometria, b) siatka elementów skończonych

Zadanie zostało rozwiązane metodą elementów skończonych [2] z wykorzystaniem programu MSC.Patran 2010 oraz MSC.Nastran 2010 [5]. Analizę numeryczną modelu mikro przeprowadzono zadając okresowe warunki brzegowe oraz odkształcenia wstępne. Na rys. 4 przedstawiono przykładowe wyniki w postaci mapy naprężeń redukowanych. W tabeli 2 przedstawiono skrajne wartości przemieszczeń wypadkowych i naprężeń redukowanych dla trzech obciążeń odkształceniem wstępnym.



Rys. 4. Przykładowe wyniki analizy w skali mikro:
a) naprężenia redukowane, b) przemieszczenia wypadkowe

Tabela 2. Wyniki analizy numerycznej modelu mikro

	$\epsilon_1 = 1$	$\epsilon_1 = 0$	$\epsilon_1 = 0$
	$\epsilon_2 = 0$	$\epsilon_2 = 1$	$\epsilon_2 = 0$
	$\epsilon_3 = 0$	$\epsilon_3 = 0$	$\epsilon_3 = 1$
Przemieszczenia [mm]			
MAX	2.55e-1	2.27e-1	2.85e-1
MIN	0	0	0
Naprężenia redukowane wg hipotezy Hubera-Misesa [MPa]			
MAX	1.37e6	1.41e6	2.06e6
MIN	5.30e4	4.96e4	1.08e4

Wzór 1 jest prawem Hooke'a dla materiału zastępczego w płaskim stanie naprężenia [3]. W tabeli 3 przedstawiono uśrednione parametry materiałowe otrzymane na bazie analizy modelu w skali mikro.

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & 0 \\ G_{12} & G_{22} & 0 \\ 0 & 0 & G_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_{xy} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Tabela 3. Uśrednione parametry materiałowe

G_{11} MPa	G_{12} MPa	G_{22} MPa	G_{33} MPa
46883.6	36256.8	45597.8	3322.39

Otrzymane uśrednione parametry materiałowe dla modelu w skali mikro (tabela 3) mogą być użyte jako dane wejściowe w modelu w skali makro.

3. Wnioski

Analizując strukturę ośrodka w skali mikro, jesteśmy w stanie zaobserwować powtarzające się fragmenty – fazy materiału. Na ich podstawie tworzony jest model numeryczny wykorzystujący metodę elementów skończonych, co w dalszych etapach obliczeń pozwala na określenie parametrów uśrednionych dla danego materiału. W rozpatrywanego modelu mikro zostały zadane odkształcenia wstępne oraz periodyczne warunki brzegowe. W wyniku analizy numerycznej otrzymano rozkłady naprężeń pozwalające na określenie zastępczych parametrów materiałowych.

4. Perspektywy

Wyniki przedstawione w artykule są częścią pracy dyplomowej pod tytułem „Multiscale modelling of composites” realizowanej w ramach współpracy między Politechniką Śląską, Wydziałem Mechanicznym Technologicznym, a Laboratoire de Mécanique et Génie Civil de Montpellier, Université Montpellier II (Prof. dr hab. inż. J. Lewandowska). W drugiej części pracy magisterskiej kompozyty będą traktowane jako porowaty materiał, który może być nasycony cieczą (np. woda lub olej). W takim przypadku odpowiedź materiału na przyłożone obciążenie jest bardziej skomplikowana, niż gdy jest tylko obecny w fazie stałej. Ten problem został po raz pierwszy zanalizowany przez M. Biot, który zaproponował model fenomenologiczny zwany modelem Biot’a będący podstawą mechaniki ośrodków porowatych. W modelu Biot’a obciążenie jest częściowo realizowane przez ciało stałe, a częściowo przez ciecz. Geniusz idei Biot’a polegał także na wprowadzeniu naprężeń efektywnych. Problem Biot’a jest zależny od czasu, ponieważ rozkład naprężeń może się stopniowo zmieniać kiedy płyn ulega filtracji (sprężenie hydro-mechaniczne). W ostatnim czasie metody periodycznej homogenizacji były używane do uzyskiwania makroskopowego modelu Biot’a z opisu zjawisk w skali mikroskopowej. Od tamtej pory związek pomiędzy mikro i makroskalami jest w pełni zdefiniowany. Ponadto została opracowana metoda obliczania makroskopowych parametrów modelu, w taki sposób, że możemy przewidzieć jego parametry, jeżeli mikrostruktury i własności mikroskopowe materiału są znane. W ramach pracy magisterskiej metoda elementów skończonych będzie wykorzystywana do obliczania tych parametrów dla danego materiału kompozytowego przy zastosowaniu oprogramowania Comsol Multiphysics. Ostatecznym celem pracy jest porównanie metod homogenizacji numerycznej oraz homogenizacji asymptotycznej.

Literatura

1. Burczyński T., Kuś W., Bioinspired algorithms in multiscale optimization, Computer Methods in Mechanics, Advanced Structured Materials, Springer (2010).
2. Bąk R., Burczyński T., Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, Wydawnictwo Naukowo Techniczne (2009).
3. Landau Lew D., Lifszyc Jewgienij M., Teoria Sprężystości, wydanie czwarte, Wydawnictwo Naukowe PWN (2009).
4. Strzelecki T., Mechanika ośrodków niejednorodnych. Teoria homogenizacji, Dolnośląskie Wydawnictwo Edukacyjne (1996).
5. MSC Software MD Nastran 2010 Documentation (2010).

ROZWIĄZYWANIE ZADAŃ LOKALIZACJI PRODUKCJI ZA POMOCĄ MODUŁU SOLVER

inż. PAWEŁ ŻAK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień
Opiekunowie naukowci: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak,
dr inż. Marek Paruch



Streszczenie. Artykuł poświęcony jest zastosowaniu modułu Solver do rozwiązywania zadań lokalizacji produkcji. Przedstawiono w nim sposób rozwiązywania zadania niezbilansowanego. Na podstawie uzyskanych wyników sformułowano wnioski dotyczące uruchomienia produkcji w wybranych miastach.

1. Wprowadzenie

Zadanie lokalizacji produkcji jest zagadnieniem z zakresu badań operacyjnych. Na podjęcie decyzji o lokalizacji produkcji składa się wiele czynników, są to między innymi koszty jednostkowe produkcji oraz koszty jednostkowe transportu. Poszukuje się takiego rozwiązania, które charakteryzuje się jak najniższą łączną sumą tych kosztów. Należy też oszacować zdolności produkcyjne potencjalnych zakładów produkcyjnych oraz zapotrzebowanie odbiorców. Jest to ważne pod względem tworzenia późniejszego modelu matematycznego.

2. Przedstawienie problemu

Projektowana jest budowa od 1 do 3 zakładów produkujących wiertła, które będą zaopatrywać następujące miejscowości: Gliwice, Rybnik, Zabrze, Bytom oraz Katowice. Zakłady produkcyjne mogą powstać w Gliwicach, Rybniku oraz Zabrzu. Dienne zdolności produkcyjne zakładów a_i (w sztukach), zapotrzebowanie miejscowości b_j (w sztukach), szacowane jednostkowe koszty przewozu c_{ij} i produkcji p_i (w złotych za sztukę) podano w tabeli 1. Należy zaproponować taką lokalizację zakładów, aby suma kosztów produkcji i transportu była możliwie jak najniższa.

Tabela 1. Dane wejściowe do zadania

Miasto	Gliwice	Rybnik	Zabrze	Bytom	Katowice	a_i	p_i
Gliwice	0	0,3	0,2	0,4	0,1	2500	7,3
Rybnik	1	0	0,4	0,7	0,4	4000	8
Zabrze	0,2	0,2	0	0,3	0,4	8000	6,2
b_j	4000	2000	1000	1000	2000		

Po zsumowaniu łącznych zdolności produkcyjnych:

$$\sum_{i=1}^3 a_i = 2500 + 4000 + 8000 \Rightarrow 14500 \quad (1)$$

oraz łącznego zapotrzebowania odbiorców:

$$\sum_{j=1}^5 b_j = 4000 + 2000 + 1000 + 1000 + 2000 \Rightarrow 10000 \quad (2)$$

okazuje się, że podaż przewyższa popyt. Takie zadanie nazywa się niezbilansowanym. Ponadto, żaden z producentów nie jest w stanie zaspokoić zapotrzebowania wszystkich odbiorców:

$$\begin{aligned} \text{Gliwice: } a_1 &= 2500 < \sum_{j=1}^5 b_j = 10000 \\ \text{Rybnik: } a_2 &= 4000 < \sum_{j=1}^5 b_j = 10000 \\ \text{Zabrze: } a_3 &= 8000 < \sum_{j=1}^5 b_j = 10000 \end{aligned} \quad (3)$$

Jeśli podaż przewyższa popyt oraz żaden z producentów nie jest w stanie pokryć zapotrzebowania wszystkich odbiorców, to istnieje problem lokalizacji.

3. Rozwiązanie zadania przy pomocy modułu Solver

Rozwiązywanie zadań lokalizacji produkcji, które posiadają dużą liczbę zmiennych i złożony model matematyczny o wiele szybciej rozwiązuje się z wykorzystaniem programów komputerowych. Dodatkowo, nie ma konieczności bilansowania zadania poprzez wprowadzanie fikcyjnego odbiorcy.

Na rysunku 1 przedstawiono sposób, w jaki należy wprowadzić dane do arkusza kalkulacyjnego Excel.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	
1													
2		Macierz kosztów K								Z=	0		
3		Miasto	Gliwice	Rybnik	Zabrze	Bytom	Katowice						
4		Gliwice	7,3	7,6	7,5	7,8	7,4						
5		Rybnik	9	8	8,4	8,7	8,4						
6		Zabrze	6,4	6,4	6,2	6,5	6,7						
7													
8													
9		Macierz przewozów X											
10		Miasto	Gliwice	Rybnik	Zabrze	Bytom	Katowice	podaż					
11		Gliwice						2500	0				
12		Rybnik						4000	0				
13		Zabrze						8000	0				
14		popyt	4000	2000	1000	1000	2000						
15			0	0	0	0	0						
16													
17													

Rys. 1. Arkusz kalkulacyjny z wprowadzonymi danymi do zadania

Macierz kosztów przedstawia łączne jednostkowe koszty transportu i produkcji. W komórce K2 znajdzie się wartość funkcji celu optymalnego rozwiązania. W komórkach C11:G13 znajdują się wartości przewozów na poszczególnych trasach. Komórki I11:I13 zawierać będą ilość sztuk towaru wywiezionego od każdego z potencjalnych dostawców, natomiast komórki C15: G15 ilość towaru dostarczoną do poszczególnych odbiorców.

Lewe strony ograniczeń związanych z producentami stanowią sumę przewozów na trasach od odpowiednich producentów do poszczególnych odbiorców, dlatego w odpowiednie komórki należy wpisać formułę, która doda wartości tych przewozów. Dla producenta z Gliwic (komórka I11) formuła ta będzie następująca:

$$=SUMA(C11:G11) \quad (4)$$

Skoro lewe strony ograniczeń związanych z odbiorcami stanowią sumę wartości przewozów do tych odbiorców od poszczególnych producentów, formuła powinna określać sumę wartości przewozów w odpowiednich kolumnach. Przykładowo, dla odbiorcy z Rybnika (komórka D15) formuła ta ma postać:

$$=SUMA(D11:D13) \quad (5)$$

Aby uzyskać w komórce K2 wartość funkcji celu, należy pomnożyć odpowiednie współczynniki z macierzy kosztów i macierzy przewozów i zsumować je ze sobą. Korzysta się z funkcji SUMA.ILOCZYNÓW i zaznacza odpowiednie zmienne zgodnie z formułą:

$$=SUMA.ILOCZYNÓW(C4:G6;C11:G13) \quad (6)$$

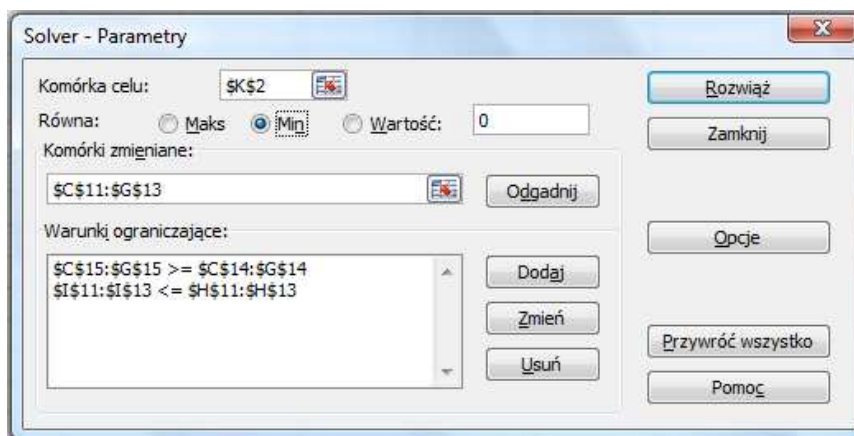
Należy przygotować model, za pomocą którego zostanie uzyskane optymalne rozwiązanie zadania. Służy do tego okno dialogowe *Solver – Parametry*. Jako komórkę celu wskazuje się komórkę, w której zdefiniowano funkcję celu, czyli komórkę K2. Następnie należy wybrać rodzaj optymalizacji. Poszukiwane jest minimum funkcji celu, więc taką opcję należy zaznaczyć. W polu *Komórki zmieniane* wskazuje się zakres komórek, które będą uzupełnione obliczonymi wartościami zmiennych (w tym przypadku C11:G13). Kolejnym krokiem postępowania jest podanie warunków ograniczających.

W zadaniu podaź producentów przewyższa popyt odbiorców. Uwzględniając przewozy między producentami a odbiorcami można sformułować następującą zależność:

$$\sum_{i=1}^m a_i \geq \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n x_{ij} \geq \sum_{j=1}^n b_j \quad (7)$$

gdzie x_{ij} stanowi ilość towaru przewiezioną od i -tego dostawcy do j -tego odbiorcy.

Z warunku (7) wynikają znaki ograniczeń, jakie należy wprowadzić przy tworzeniu modelu matematycznego. Ponieważ potencjalnie towaru jest więcej niż potrzebują go odbiorcy, to oznacza, że teoretycznie do odbiorców mogłoby trafić więcej wiertel niż potrzebują, stąd znak \geq w ograniczeniu związanym z odbiorcami. Z kolei, skoro zapotrzebowanie odbiorców jest mniejsze niż podaź dostawców oznacza to, że producenci wiertel mogą nie pozbyć się całego towaru, dlatego ograniczenie związane z producentami ma znak \leq . Prawidłowo wypełnione okno *Solver – Parametry* przedstawia rysunek 2. Rozwiązanie zadania przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 2. Wprowadzony model zadania niezbilansowanego

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	
1												
2		Macierz kosztów K									Z=	65900
3		Miasto	Gliwice	Rybnik	Zabrze	Bytom	Katowice					
4		Gliwice	7,3	7,6	7,5	7,8	7,4					
5		Rybnik	9	8	8,4	8,7	8,4					
6		Zabrze	6,4	6,4	6,2	6,5	6,7					
7												
8												
9		Macierz przewozów X										
10		Miasto	Gliwice	Rybnik	Zabrze	Bytom	Katowice	podaż				
11		Gliwice	0	0	0	0	2000	2500	2000			
12		Rybnik	0	0	0	0	0	4000	0			
13		Zabrze	4000	2000	1000	1000	0	8000	8000			
14		popyt	4000	2000	1000	1000	2000					
15			4000	2000	1000	1000	2000					
16												
17												

Rys. 3. Rozwiązanie zadania

4. Wnioski

Z rozwiązania wynika, że niepotrzebna jest budowa zakładu produkującego wiertła w Rybniku, gdyż zakłady produkcyjne z Gliwic oraz Zabrze są w stanie zaspokoić zapotrzebowanie wszystkich odbiorców, przy minimalnych łącznych kosztach produkcji i transportu. Ponadto, producent z Gliwic może zmniejszyć swoją dzienną produkcję z 2500 wiertel do 2000 wiertel. Zastosowanie modułu *Solver* znacznie ułatwia wykonanie obliczeń i skraca czas poszukiwania rozwiązania optymalnego.

Literatura

1. Praca zbiorowa pod redakcją E. Majchrzak, Badania operacyjne. Teoria i zastosowania, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2007).
2. Trzaskalik T., Wprowadzenie do badań operacyjnych z komputerem, Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa (2003).
3. Jędrzejczyk Z., Kukuła K., Skrzypek J., Walkosz A., Badania operacyjne w przykładach i zadaniach, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa (2007).