### Załącznik nr 2

### Autoreferat

przedstawiający opis dorobku i osiągnięć naukowych

#### w języku polskim

#### Jan Kazimierz Freundlich

Politechnika Warszawska Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych Instytut Podstaw Budowy Maszyn ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa

Warszawa 2019

Spis treści	
1. Imię i Nazwisko	3
2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe – z podaniem nazwy, miejsca i roku ich	
uzyskania oraz tytuł rozprawy doktorskiej	3
3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych	3
4. Wskazanie osiągnięcia wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca	
2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w	
zakresie sztuki (Dz. U. 2016 r. poz. 882 ze zm. w Dz. U. z 2016 r. poz. 1311.)	3
4.1. Tytuł osiągnięcia naukowego	3
4.2 Wykaz powiązanych tematycznie publikacji, stanowiących osiągnięcie	
naukowe	4
4.3 Omówienie cyklu publikacji stanowiących osiągnięcie naukowe	5
4.3.1 Wprowadzenie	5
4.3.2 Cele naukowe prac	6
4.3.3 Modelowanie i analiza dynamiki zderzeń nieliniowych elementów	
konstrukcyjnych uwzględniające rozpraszanie energii	6
4.3.4 Modelowanie i analiza dynamiki układów z elementami piezoelektrycznymi	
z uwzględnieniem rozpraszania energii	10
4.3.5 Modelowanie i analiza dynamiki elementów konstrukcji, których	
właściwości lepkosprężyste opisane są równaniami różniczkowymi	
ułamkowego rzędu	21
4.3.6. Podsumowanie	26
5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych	27
5.1 Zainteresowania naukowe	27
5.1.1 Badanie tłumienia w warstwowych elementach maszyn	27
5.1.2 Komputerowe wspomaganie prac inżynierskich	29
5.1.3 Modelowanie i obliczanie dynamiki elementów konstrukcyjnych	30
5.1.4 Wytrzymałość i niezawodność konstrukcji	31
5.1.5 Badanie dynamiki nieliniowych układów parametrycznych z wahadłem	
sferycznym	32
5.2 Osiągnięcia dydaktyczne	33
5.3 Opieka naukowa nad doktorantami	34
5.4 Recenzowanie publikacji w czasopismach międzynarodowych i krajowych	34
5.5 Udział w projektach badawczych i opracowaniach naukowych	34
5.6 Wygłoszone referaty na międzynarodowych konferencjach naukowych	35
5.7 Przynależność do towarzystw naukowych	36
5.8 Nagrody i wyróżnienia	36
5.9 Podsumowanie dorobku naukowego	36

#### 1. Imię i nazwisko.

#### Jan Kazimierz Freundlich

## 2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe – z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytuł rozprawy doktorskiej.

- 29.06.1985 tytuł magistra inżyniera w zakresie mechaniki w specjalności lotnictwo uzyskany na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej
- 29.06.1987 tytuł magistra inżyniera w zakresie podstawowych problemów techniki w specjalności mechanika stosowana, uzyskany na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej
- 21.06.1995 stopień doktora nauk technicznych w zakresie mechaniki uzyskany na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej; tytuł rozprawy doktorskiej: *Modelowanie tłumienia w warstwowych elementach maszyn z zastosowaniem MES;* promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Osiński

#### 3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

- 1989–1990 Asystent stażysta Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Instytut Podstaw Budowy Maszyn, ul. Narbutta 84, 02-254 Warszawa
- 1990–1995 Asystent Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Instytut Podstaw Budowy Maszyn, ul. Narbutta 84, 02-254 Warszawa
- 1995 Adiunkt Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn
   obecnie Roboczych, Instytut Podstaw Budowy Maszyn, ul. Narbutta 84, 02-254
   Warszawa

4. Wskazanie osiągnięcia wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. 2016 r. poz. 882 ze zm. w Dz. U. z 2016 r. poz. 1311.):

#### 4.1. Tytuł osiągnięcia naukowego

Zaawansowane metody modelowania dynamiki układów mechanicznych z uwzględnieniem rozpraszania energii

## 4.2. Wykaz powiązanych tematycznie publikacji naukowych, stanowiących osiągnięcie naukowe

[P1] Jan Freundlich, 2007, An impact analysis of square columns with three-layer walls having a hyperelastic middle layer, Machine Dynamics Problems, Vol. 31, No 1, 53-59

Mój udział w przygotowanie tej publikacji wynosi 100%.

[P2] Jan Freundlich, Marek Pietrzakowski, 2009, Analysis of degradation effects in piezocomposite laminated plates (Rozdział 2), w Andrzej Tylikowski (Redaktor), Influence of parameter modifications on structure vibrations, Library of Maintenance Problems, Publishing House of the Institute for Sustainable Technologies – National Reseach, 23-52

Mój udział w przygotowanie tej publikacji wynosi 50%

[P3] Jan Freundlich, Marek Pietrzakowski, 2010, FEM simulation of the vibration girder measurement using piezoelectric sensors, Machine Dynamics Research, Vol. 34, No 2, 28-36

Mój udział w przygotowanie tej publikacji wynosi 50%

[P4] Jan Freundlich, Marek Pietrzakowski, 2011, Monitoring of roof truss girder vibration using piezoelectric sensors – FEM simulation, w: J. Náprstek, J. Horáček, M. Okrouhlík, B. Marvalová, F. Verhulst, J. Sawicki (eds), Vibration Problems ICOVP 2011: The 10th International Conference on Vibration Problems, Springer Proceedings in Physics, Vol. 139, 441-446 (znajduje się w bazie WoS)

Mój udział w przygotowanie tej publikacji wynosi 50%

[P5] Jan Freundlich, 2011, Symulacja uderzenia w barierę energochłonną (rozdz. 9), Jerzy Osiński (redaktor), Symulacje zachowania się konstrukcji maszyn w zakresie dużych deformacji, Biblioteka problemów eksploatacji, Wydawnictwo Naukowe Instytutu technologii Eksploatacji, Warszawa – Radom, 173-198

Mój udział w przygotowanie tej publikacji wynosi 100%.

[P6] Jan Freundlich, Marek Pietrzakowski, 2013, Numerical investigation of piezoelectric element coupling degradation in active beam systems, Machine Dynamics Research, Vol. 37, No 4, 13-26

Mój udział w przygotowanie tej publikacji wynosi 60%

[P7] Jan Freundlich, Andrzej Tylikowski; 2013, Transient resonance oscillations of a system with fractional derivative damping of order <sup>1</sup>/<sub>2</sub>, Machine Dynamics Research, Vol. 37, No 4, 27-33

Mój udział w przygotowanie tej publikacji wynosi 50%.

[P8] Jan Freundlich, 2013, Vibrations of a simply supported beam with a fractional viscoelastic material model – supports movement excitation, Shock and Vibration, Vol 20, No 6, 1103-1112, (IF 0,608 – rok 2013, JCR, WoS)

Mój udział w przygotowanie publikacji wynosi 100%.

[P9] Jan Freundlich, 2016, Transient vibrations of a simply supported viscoelastic beam of a fractional derivative type under the transient motion of the supports, w Jan Awrejcewicz (ed) Dynamical Systems: Theoretical and Experimental Analysis. Łódź, Poland, December 7–10, 2015, Springer Proceedings in Mathematics & Statistics, vol. 182, Springer, 113-124

Mój udział w przygotowanie tej publikacji wynosi 100%.

[P10] Jan Freundlich, 2016, Dynamic response of a simply supported viscoelastic beam of a fractional derivative type to a moving force load, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Vol 54, No 4, 1433-1445, (IF 0.683 – rok 2016, JCR, WoS)

Mój udział w przygotowanie tej publikacji wynosi 100%.

[P11] Jan Freundlich, 2019, Transient vibrations of a fractional Kelvin-Voigt viscoelastic cantilever beam with a tip mass and subjected to a base excitation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 438, pp. 99-115, (IF 2.618 – rok 2017, JCR, WoS)

Mój udział w przygotowaniu tej publikacji wynosi 100%.

#### 4.3 Omówienie cyklu publikacji stanowiących osiągnięcie naukowe

#### 4.3.1 Wprowadzenie

W wielu dziedzinach techniki stosowane są zaawansowane technologicznie elementy, w działaniu wykorzystane są różnorodne zjawiska zachodzace których pomiedzy współpracującymi elementami lub wewnątrz tych elementów. Jednym z ważniejszych czynników wpływających na zachowanie dynamiczne badanych konstrukcji jest rozpraszanie energii. W zależności od rodzaju konstrukcji rozpraszanie energii może być pożądane, lub przeciwnie, powinno być zminimalizowane. Do pierwszej grupy konstrukcji można zaliczyć różnego rodzaju elementy tłumiące drgania oraz pochłaniające energię podczas uderzenia. Do drugiej grupy można zaliczyć te konstrukcje, w których straty energii powinny być zminimalizowane. Występują także konstrukcje, dla których mogą istnieć przeciwne wymagania dotyczące rozpraszania energii w zależności od zakresu w jakim pracują. Zastosowanie skutecznych i odpowiednio dokładnych metod modelowania dynamiki układów mechanicznych ma duże znaczenie w procesie projektowania konstrukcji. Dotyczy to także modelowania rozpraszania energii. W zależności od rodzaju badanego obiektu oraz przeprowadzanej analizy konieczne jest zastosowanie różnorodnych modeli rozpraszania energii, zapewniających wymaganą dokładność wyników obliczeń. Skutkiem tego konieczne jest zastosowanie zaawansowanych modeli fizycznych i obliczeniowych badanych zjawisk. W modelach tych należy uwzględnić występowanie dużych przemieszczeń i odkształceń elementów (nieliniowość geometryczna), zjawisk kontaktowych między współpracującymi powierzchniami, wpływu różnorodnych pół fizycznych na przebieg badanego procesu oraz powstających w elementach konstrukcyjnych naprężeń przekraczających granicę plastyczności (nieliniowość materiałowa). Wymienione tu przyczyny wymuszają także stosowanie coraz bardziej zawansowanego modelowania rozpraszania energii. W każdej z prac zamieszczonych w wykazie powiązanych tematycznie publikacji, stanowiących osiągnięcie naukowe autora, poruszono zagadnienia zaawansowanego modelowania dynamiki układów dynamicznych z uwzględnieniem rozpraszania energii.

#### 4.3.2 Cele naukowe prac

W badaniach w wymienionych wyżej publikacjach założono następujące cele

- 1. Modelowanie i analiza dynamiki zderzeń nieliniowych elementów konstrukcyjnych uwzględniające rozpraszanie energii.
- 2. Modelowanie i analiza dynamiki układów z elementami piezoelektrycznymi z uwzględnieniem rozpraszania energii
- Modelowanie i badanie dynamiki układów z częściowo odklejonymi przetwornikami piezoelektrycznymi
- 4. Modelowanie i analiza dynamiki elementów konstrukcji, których właściwości lepkosprężyste opisane są równaniami różniczkowymi ułamkowego rzędu.
- 5. Modelowanie nieustalonych stanów dynamicznych układów podczas przejścia przez rezonans.
- 6. Wyznaczanie rozwiązań równań różniczkowych ułamkowego rzędu zapewniających pożądaną szybkość obliczeń numerycznych.

# 4.3.3 Modelowanie i analiza dynamiki zderzeń nieliniowych elementów konstrukcyjnych uwzględniające rozpraszanie energii

W pracach [P1] i [P5] przedstawiono modelowanie i badanie dynamiki elementów konstrukcyjnych w trakcie zderzenia ze szczególnym uwzględnieniem rozpraszania energii. Tego typu analizy często są wymagane w ocenie pracy elementów konstrukcyjnych pochłaniających energię podczas uderzenia. Mogą to być na przykład fragmenty konstrukcji pojazdów czy też fragmenty urządzeń drogowych. W czasie trwania zderzenia, elementy te ulegają bardzo dużym deformacjom. Wykonanie odpowiednio dokładnych i wiarygodnych obliczeń wymaga zbudowania zaawansowanych modeli fizycznych i obliczeniowych badanych konstrukcji. W modelach tych należy uwzględnić duże przemieszczenia i odkształcenia elementów (nieliniowość geometryczna), sprężysto-plastyczne właściwości materiału (nieliniowość materiałowa) a także zastosować zawansowane modele rozpraszania energii. W pracach [P1] i [P5] przedstawiono próby rozwiązania wspomnianych zagadnień. W stworzonych modelach obliczeniowych rozpraszanie energii następowało przez odkształcenia plastyczne materiału oraz przez tarcie między kontaktującymi się powierzchniami. Ze względu na ograniczoność metod analitycznych w obliczenia przy pomocy

metody elementów skończonych (MES). Jednym z podstawowych założeń budowy modeli obliczeniowych, była możliwość zastosowania ich do wykonywania obliczeń na komputerach klasy PC, przy wykorzystaniu dostępnych komercyjnych systemów MES. Takie założenia prowadzą do budowy modeli, które są możliwie jak najmniejsze.

W pojazdach stosowane są różnego typu elementy konstrukcyjne pochłaniające energie podczas zderzenia. Ich zadaniem jest ochrona pasażerów pojazdu przed skutkami zderzenia poprzez pochłonięcie możliwie jak największej ilości energii. Jednym z tego typów elementów są cienkościenne kolumny warstwowe. Kolumny takie moga być wypełnione pianką metalową lub z tworzywa sztucznego, lub mogą mieć ściany warstwowe (np. "sandwich") z warstwami wykonanymi z różnych materiałów. W kolumnach ze ścianami warstwowymi można wykorzystać niektóre warstwy do pochłaniania energii, powiekszenia odległości między innymi warstwami w celu zwiększenia sztywności ściany lub obu wyżej wymienionych funkcji. W pracy [P1] badano właściwości dynamiczne oraz zdolność pochłaniania energii przez cienkościenną kolumnę o ściankach warstwowych. Jako model analizowano dynamiczne zgniatanie doskonale fizyczny, sztywną powierzchnią, cienkościennej kolumny o trójwarstwowych ściankach (Rys. 1 i 2). Ścianki zewnętrzne i wewnętrzne kolumny były wykonane z materiału sprężysto-plastycznego (stop aluminium AA 6063 T7), natomiast warstwa środkowa wykonana była z materiału hipersprężystego opisanego modelem Mooney-Rivlina. Nieliniowe, sprężysto-plastyczne właściwości materiału ścianek zewnętrznych były opisane przy pomocy stabelaryzowanej zależności naprężenie plastyczne-odkształcenie plastyczne. Zastosowano wieloliniowy, sprężystoplastyczny model materiału z umocnieniem kinematycznym. Założono duże przemieszczenia, obroty i odkształcenia ścianek kolumny oraz kontakt stykających się ze sobą pofalowanych fragmentów ścianek (tzw. self-contact). W obliczeniach założono także, że w analizowanym układzie, energia rozpraszana przez odkształcenia sprężyste oraz tarcie jest znikomo mała w porównaniu z energią rozpraszaną przez odkształcenia plastyczne. W celu zapewnienia odpowiedniego przebiegu deformacji kolumny, konieczne było wprowadzenie lokalnych, niewielkich deformacji powierzchni zewnętrznych w ściśle określonej odległości od powierzchni czołowej kolumny (tzw. "trigger"). W obliczeniach wykorzystano symetrie konstrukcji, co znacznie zmniejszyło wielkość modelu MES i pozwoliło wykonać obliczenia na komputerze klasy PC.



Rys. 1. Schemat analizowanej kolumny.



Rys. 2. Przykład obliczonego przebiegu deformacji kolumny.

Wykorzystując opracowany model kolumny, wykonano obliczenia deformacji kolumny (Rys. 2), naprężeń, oraz rozpraszanej energii. Wyniki uzyskano dla kilku grubości środkowej warstwy ścianek kolumny. Obliczono energię pochłanianą przez kolumny w odniesieniu do jednostki masy kolumny. Zbadano wpływ grubości warstwy wykonanej z materiału hipersprężystego na wielkość pochłanianej energii oraz na przebieg deformacji kolumny. Uzyskano przebieg deformacji kolumn, który w literaturze uznawany jest za pożądany. Wyznaczony przebieg deformacji kolumny był podobny do wyników uzyskanych doświadczalnie lub numerycznie zamieszczonych w innych publikacjach naukowych. Stwierdzono, że zastosowanie warstwy hipersprężystej poprawiło zachowanie kolumny podczas zgniatania i jednocześnie zwiększyło sztywność ścian kolumny. Taka struktura pozwala na zmniejszenie wymiarów zewnętrznych kolumny i jednocześnie stwarza możliwość większego pochłaniania energii.

W pracy [P5] badano dynamiczne zachowanie drogowej bariery ochronnej podczas uderzenia. Badano uderzenie doskonale sztywną powierzchnią walcową w drogową barierę ochronną, co symulowało uderzenie pojazdu w barierę. Jednym z podstawowych założeń budowy modelu obliczeniowego badanej bariery, była możliwość stosowania opracowanego modelu do symulacji numerycznej zachowania się drogowej bariery ochronnej podczas uderzenia. Ponadto wymagano, aby symulacja ta była możliwa do wykonania na komputerach klasy PC przy korzystaniu z dostępnych systemów MES. Takie założenia determinują budowę modelu obliczeniowego tak, aby mógł on być wykorzystany w obliczaniach na komputerach klasy PC. Zmniejszenie wielkości modelu uzyskano przez zastosowanie w mniej istotnych obszarach badanego układu uproszczonych modeli fizycznych elementów składowych konstrukcji. Symulacja numeryczna uderzenia w bariere przeważnie wymaga dokładniejszego modelu elementów biorących udział w uderzeniu. Ze względu na proporcje geometryczne, główne elementy konstrukcyjne bariery drogowej modelowane są jako cienkie powłoki. Dodatkowa trudnością w budowie modelu obliczeniowego jest fakt, że bariery drogowe zbudowane są z połączonych ze sobą, powtarzających się segmentów. W badaniu zachowania bariery podczas uderzenia, można przyjąć uproszczone założenie, że tylko jeden segment bariery bierze udział w uderzeniu. Model fizyczny tego segmentu powinien być dokładniejszy od pozostałych segmentów, tzn. modelowany jako cienkościenna konstrukcja powłokowa (Rys. 3). Pozostałe segmenty, o których zakłada się, że nie biorą bezpośredniego udziału w zderzeniu, mogą być modelowane jako elementy belkowe. Segmenty te mają zapewnić oddziaływanie segmentów bariery nie biorących bezpośrednio udziału w uderzeniu. Traktując barierę ochronną jako belkę ciągłą podpartą na podatnych podporach (Rys. 4), wystarczy użyć pięć segmentów bariery, aby uwzględnić oddziaływanie na segment uderzany pozostałych części bariery nie biorących bezpośrednio udziału w uderzeniu [P5].



Rys. 3. Model fizyczny bariery drogowej

Przyjęto sprężysto-plastyczny dwuliniowy model materiału z umocnieniem izotropowym. Uwzględniono także tarcie między elementem uderzającym a barierą oraz założono graniczne naprężenie styczne tarcia.



Rys. 4. Belka ciągła na podatnych podporach [P5].

Następnie wykonano przykładowe obliczenia zachowania się bariery podczas uderzenia (Rys. 5) oraz ilości pochłanianej energii, z rozdzieleniem na energię rozpraszaną przez odkształcenia plastyczne oraz tarcie między współpracującymi powierzchniami. Obliczenia te wykonano dla różnych wartości kątów uderzenia oraz współczynników tarcia. Z

przeprowadzonych symulacji numerycznych otrzymano między innymi przebiegi deformacji, naprężeń oraz energii rozpraszanej podczas uderzenia. Otrzymane przebiegi deformacji bariery podobne były do prezentowanych w artykułach zajmujących się tą tematyką. Wykonane obliczenia pozwoliły także zlokalizować strefy dużych deformacji bariery, w których można było umieścić dodatkowe elementy pochłaniające energię. W pracy zaproponowano takie przykładowe elementy i wykonano stosowne obliczenia zmodyfikowanej bariery.



Rys. 5. Przykładowe deformacje bariery ochronnej, kąt  $\alpha = 30^{\circ}$ , t = 0.0402s

Otrzymane wyniki pokazały, że udział tarcia między powierzchnią bariery a elementem uderzającym w barierę, w rozpraszaniu energii uderzenia zmniejsza się wraz ze wzrostem kąta uderzenia elementu w barierę, natomiast rośnie wraz ze zwiększeniem wartości współczynnika tarcia (co jest raczej oczywiste). Udział w rozpraszaniu energii przez odkształcenia plastyczne oraz tarcie pokazano w tabeli 1.

Tab. 1. Ilość energii pochłonie	tej przez barierę	podczas uderzeni	a po czasie $t = 0.4$ s,
współczynnika tarcia $\mu = 0$ .			

Kąt uderz. α	$E_{pl}$	Et	Ecał	Et/ Epl	Et/ Ecał	E <sub>pl</sub> / E <sub>cał</sub>
[°]	[J]	[J]	[J]			
7.5	317.5	455.7	773.3	1.44	0.59	0.41
15.0	1235.6	626.5	1862.1	0.51	0.34	0.66
22.5	2242.3	714.6	2956.9	0.32	0.24	0.76
30.0	3175.2	758.4	3933.6	0.24	0.19	0.81
45.0	5021.2	790.4	5811.6	0.16	0.14	0.86

#### 4.3.4 Modelowanie i analiza dynamiki układów z elementami piezoelektrycznymi z uwzględnieniem rozpraszania energii

W ostatnich dziesięcioleciach, przetworniki piezoelektryczne są coraz powszechniej stosowane w różnego rodzaju urządzeniach technicznych, między innymi w przemyśle samochodowym, lotniczym, urządzeniach medycznych, aparaturze pomiarowej, urządzeniach

powszechnego użytku. Stosowane są jako elementy bierne (np. czujniki) oraz elementy czynne (np. aktuatory, wzbudniki). W czujnikach piezoelektrycznych wykorzystywany jest prosty efekt piezoelektryczny, polegający na wytworzeniu ładunku elektrycznego pod wpływem odkształceń czujnika. Natomiast w elementach wykonawczych (aktuatorach) wykorzystywany jest odwrotny efekt piezoelektryczny, w którym zewnętrzne pole elektryczne powoduje odkształcenie aktuatora i związane z tym oddziaływanie siłowe. Dzięki temu można je wykorzystywać w układach przetworników piezoelektrycznych ze sprzężeniem zwrotnym pracujących jako czujnik-aktuator. Tego typu układy stosowane są między innymi w sterowaniu drganiami czy odkształceniami konstrukcji cienkościennych. W takich układach elementy piezoelektryczne moga być zintegrowane ze struktura, jak to ma miejsce w elementach kompozytowych z warstwami piezoelektrycznymi. Przetworniki piezoelektryczne mogą być także przyklejone do struktury warstwą kleju. Projektowanie tego typu układów wymaga odpowiednich obliczeń, a co za tym idzie tworzenia odpowiednich modeli obliczeniowych. Ważnym zagadnieniem w analizie dynamiki układów z przetwornikami piezoelektrycznymi jest możliwość oceny ich pracy w przypadku wystąpienia uszkodzenia połaczenia przetwornika ze struktura bazowa, czy wykrycie tego typu uszkodzenia. Innym ważnym zagadnieniem jest modelowanie rozpraszania energii w analizowanym układzie. W pracach [P2]-[P4], [P6] przedstawiono metody rozwiązywania tego typu zagadnień. W pracach tych badano dynamikę konstrukcji zawierających elementy piezoelektryczne. Pokazano metody modelownia dynamiki układów mechanicznych z przetwornikami piezoelektrycznymi, uwzględniającymi wpływ zmiennego pola elektrycznego na dynamike badanego układu. W opracowanych modelach uwzględniono także rozpraszanie bierne i czynne energii. Rozwiązano szereg zagadnień modelowania współpracy elementów piezoelektrycznych z konstrukcjami oraz modelowania poszczególnych przetworników piezoelektrycznych. Ponadto, rozwiązano trudności pojawiające się przy tworzeniu modeli MES dużych elementów konstrukcyjnych z dołączonymi do nich małymi przetwornikami piezoelektrycznymi. Trudności te wynikają z braku w systemach MES, możliwości bezpośredniego łączenia elementów o właściwościach piezoelektrycznych z elementami innego rodzaju, oraz z ortotropowych właściwości materiału, z którego wykonane sa przetworniki piezoelektryczne. Dodatkowo, w systemach MES, elementy o właściwościach piezoelektrycznych są przeważnie typu bryłowego (3D solid), co jeszcze bardziej komplikuje tworzenie modeli obliczeniowych. Rozwiązując wspomniane trudności, zbudowano modele analityczne i MES badanych układów. Wykonano obliczenia metodami analitycznymi i numerycznymi, ustalonych i nieustalonych stanów dynamicznych analizowanych obiektów. W pracy [P2] elementy piezoelektryczne stanowiły integralną część badanej konstrukcji, natomiast w pracach [P3],[P4] i [P6] były dołączone do konstrukcji jako czujniki lub elementy wykonawcze (aktuatory).

W pracy [P2] badano statyczne i dynamiczne zachowanie warstwowych, symetrycznie laminowanych, płyt kompozytowych z uwzględnieniem delaminacji warstw płyty. Warstwy płyt były zbudowane z klasycznych warstw grafitowo-epoksydowych, warstw PVDF (polifluorek winylidenu) oraz warstw z włókien piezoelektrycznych PZT (cyrkonian tytanian ołowiu) zatopionych w żywicy (Rys. 6). W analizowanych płytach, warstwy o właściwościach piezoelektrycznych pracowały jako czujniki lub elementy wykonawcze (aktuatory). W przeprowadzonej analizie uwzględniono także rozpraszanie energii przez założenie lepkosprężystych właściwości materiału opisanych modelem Kelvina-Voigta.



Rys. 6. Schemat warstw płyty a) model analityczny b) model MES z warstwami kleju

Wyprowadzono równania ruchu badanych płyt oraz zbudowano modele do obliczeń analitycznych i MES. Modele te umożliwiały wprowadzenie sterowania drganiami płyt przez zmianę potencjału pola elektrycznego w warstwie o właściwościach piezoelektrycznych. Ponadto, modele te umożliwiały badanie wpływu delaminacji warstw na drgania płyt. W obliczeniach analitycznych, delaminację warstw płyt uwzględniono przez zmianę wartości modułu Younga w warstwach o właściwościach piezoelektrycznych tzn. jako materiał gradientowy. W obliczeniach MES delaminację warstw płyty wprowadzono dwiema metodami: przez usunięcie więzów między węzłami poszczególnych warstw płyty (płyty bez uwzględnienia warstw kleju) oraz przez redukcję wartości modułu Younga warstw kleju (płyty z uwzględnieniem warstw kleju). W modelu MES współpracę warstw o właściwościach piezoelektrycznych uzyskano przez wprowadzenie więzów kinematycznych między współpracującymi powierzchniami. Wykonano obliczenia statyczne ugięć płyty bez delaminacji i z delaminacja, dla różnych wartości napięcia sterującego elementami warstw piezoelektrycznych. Dodatkowo, wykonano obliczenia częstości drgań własnych i odpowiedzi płyt na wymuszenie zmianą napięcia pola elektrycznego przyłożonego do warstw piezoelektrycznych płyt. W wyniku przeprowadzonych obliczeń, określono wpływ wielkości i rodzaju delaminacji na wartości ugięć statycznych płyty, zmianę ich częstości drgań własnych oraz odpowiedzi na wymuszenie napięciem warstw piezoelektrycznych. Zbadano także wpływ uwzględnienia lub nieuwzględnienia warstw kleju na kształt deformacji płyty pod wpływem działania pola elektrycznego (Rys. 7) w warstwach piezoelektrycznych, a także na jej ugięcia, częstości drgań własnych i odpowiedzi dynamiczne.



Rys. 7. Przykładowy obraz deformacji sterowanej płyty z warstwami kleju i częściową dwustronną delaminacją

Przeprowadzone obliczenia wykazały zmniejszanie się maksymalnych ugięć badanej płyty wraz ze wzrostem stopnia delaminacji warstw o właściwościach piezoelektrycznych. Także wraz ze wzrostem stopnia delaminacji warstw o właściwościach piezoelektrycznych malały częstości drgań własnych badanych płyt (Tab. 2) [P2].

Postać	Bez	Jedna krawędź	Jedna krawędź	Dwie krawędzie
drgań	delaminacji	jedna strona	dwie strony	dwie strony
_	_	-		
	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
1	71.78	71.71	71.66	71.68
2	71.80	71.73	71.68	71.69
3	112.19	109.40	107.19	107.02
4	129.49	129.23	129.16	129.35
5	217.93	215.51	214.12	215.77
6	284.99	284.98	284.98	285.15
7	336.24	320.88	309.25	316.96
8	336.25	326.73	320.09	319.23
9	449.97	431.93	421.61	421.42
10	699.30	617.80	562.76	630.56
11	728.56	702.22	690.23	669.78
12	728.72	706.85	692.90	702.24

Tab. 2. Częstości własne drgań płyty, płyta z uwzględnieniem warstw kleju

W pracy [P3] badano zastosowanie czujników piezoelektrycznych do monitorowania drgań dwupodporowej belki, której drgania były wymuszane ruchem podpór (Rys. 8). W badanym układzie czujnik piezoelektryczny był dołączony do górnej powierzchni drgającej belki. Założono doskonałe połączenie czujnika z belką. Rozpraszanie energii w badanej belce było uwzględnione przez przyjęcie lepkosprężystych właściwości materiału belki, opisanych modelem Kelvina-Voigta.



Rys. 8. Schemat badanej belki z czujnikiem piezoelektrycznym

Zbudowano modele analityczny i MES badanej belki zgodnie z założeniami teorii Bernoulliego-Eulera. W analizie metoda analityczna, wyznaczono funkcje przejścia ugięć belki w(x,t) oraz napięcia górnej powierzchni czujnika piezoelektrycznego w stosunku do przemieszczenia y<sub>1</sub> lewej podpory (Rys. 8). W modelu MES, oddziaływanie belki na czujnik piezoelektryczny uzyskano przez wprowadzenie odpowiednich więzów kinematycznych. Badano zgodność wyników obliczeń metodą analityczną z wynikami otrzymanymi z obliczeń MES. W tym celu wykonano obliczenia porównawcze częstości drgań własnych belki oraz wykonano analizę drgań ustalonych, wymuszonych pionowym przemieszczeniem podpór belki. Korzystając z wyprowadzonych funkcji przejścia, przy pomocy pakietu obliczeń symbolicznych "Mathematica", wyznaczono zależność amplitudy drgań punktu belki znajdujacego sie pod środkiem geometrycznym czujnika piezoelektrycznego i napiecia generowanego na górnej powierzchni czujnika od częstości wymuszenia przemieszczeniem w podporach. Analogiczne charakterystyki obliczono przy pomocy MES, wykorzystując opracowany uprzednio model belka czujnik piezoelektryczny. Uzyskano dużą zgodność wyników obliczeń metodą analityczną i MES [P3], co potwierdziło poprawność przyjętego do obliczeń modelu MES badanego układu. Przeprowadzona analiza wykazała możliwość zastosowania czujników piezoelektrycznych do monitorowania drgań belek.

Celem pracy [P4] było badanie możliwości zastosowania czujników piezoelektrycznych do monitorowania powstawania uszkodzeń w dźwigarze więźby dachowej. W tym celu wykonano modele i symulacje numeryczne dźwigara kratownicowego z zamontowanymi czujnikami piezoelektrycznymi. W pierwszym etapie analizy, podobnie jak w pracy [P3], badano drgania belki dwupodporowej z czujnikami piezoelektrycznymi, wzbudzanej zmiennymi w czasie pionowymi przemieszczeniami podpór (Rys. 8). Założono doskonałe połączenie czujnika z belką. Rozpraszanie energii w badanej belce było uwzględnione przez przyjęcie lepkosprężystych właściwości materiału belki, opisanych modelem Kelvina-Voigta. Zbudowano modele analityczny i MES badanej belki zgodnie z założeniami teorii Bernoulliego-Eulera. Wyznaczono funkcje przejścia ugięć belki w(x,t) oraz napięcia górnej powierzchni czujników piezoelektrycznych w stosunku do przemieszczeń podpór. W celu sprawdzenia poprawności wykonanego modelu MES belki z czujnikiem piezoelektrycznym, wyznaczono amplitudy drgań punktu belki znajdującego się pod środkiem geometrycznym czujnika piezoelektrycznego i napięcia generowanego na górnej powierzchni czujnika od częstości wymuszenia przemieszczeniem w podporach. Otrzymano dużą zgodność wyników obliczeń metodą analityczną i MES, co potwierdziło poprawność zbudowanego modelu MES belki z czujnikiem piezoelektrycznym (Rys. 9).



Rys. 9. Charakterystyki napięcie w czujniku- częstość wymuszenia w podporach, obliczenia porównawcze analityczne i MES



Rys. 10. Schemat badanego dźwigara kratownicowego z czujnikami piezoelektrycznymi

W kolejnym kroku badano wpływ lokalnego uszkodzenia konstrukcji dźwigara na jego zachowanie dynamiczne. Wykonano badania drgań dźwigara kratownicowego z zamontowanymi czujnikami piezoelektrycznymi (Rys. 10). W tym celu zbudowano modele MES dźwigara z dwoma czujnikami piezoelektrycznymi zamontowanymi na dolnym pasie

dźwigara oraz na jednym z ukośnych prętów (Rys. 10). Założono doskonałe polaczenie czujników z elementami dźwigara. Uszkodzenie dźwigara zamodelowano przez redukcję sztywności wybranego połączenia prętów dźwigara. Stopniowanie wielkości uszkodzenia uzyskano przez stopniową redukcję sztywności tego połączenia. Uszkodzone połączenie zamodelowano przy pomocy elementów typu "bushing". Elementy te umożliwiają definiowanie różnych sztywności połączenia dla każdego stopnia swobody łączonych węzłów siatki MES. W modelu MES, uwzględniono także tłumienie materiałowe w elementach konstrukcji, przez wprowadzenie tłumienia proporcjonalnego do macierzy sztywności elementu. Taki model tłumienia w MES, równoważny jest lepkosprężystemu modelowi materiału Kelvina-Voigta. Obliczono charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe napięcia w czujnikach piezoelektrycznych, przy wymuszeniu w podporach, dla konstrukcji nieuszkodzonej oraz dla konstrukcji uszkodzonej, o różnym stopniu zniszczenia połączenia między prętami (Rys. 11). Obliczenia wykonano dla dwóch kątów przesunięcia fazowego między wymuszeniem w podporach.

Przeprowadzone obliczenia wykazały, że zmniejszenie sztywności połączenia prętów powoduje powstanie dodatkowych rezonansów napięcia w czujniku umieszczonym na dolnym pasie dźwigara. Zmniejszanie sztywności tego połączenia powoduje także przesunięcie powstałych częstości rezonansowy do niższych wartości (Rys. 11). Można z tego wnioskować, że powstanie dodatkowych rezonansów napięcia w czujniku może być informacją o pojawieniu się uszkodzenia w analizowanym dźwigarze. Wykonana analiza wykazała możliwość zastosowania czujników piezoelektrycznych do monitorowania uszkodzeń w dźwigarach kratownicowych poddanych zmiennym obciążeniom.



Rys. 11. Zależności napięcia napięcie w czujniku na dolnym pasie dźwigara w zależności od częstość wymuszenia w podporach

Celem pracy [P6] było opracowanie modelowania procesu odklejenia krawędzi piezoelektrycznego aktuatora oraz analiza wpływu tego odklejenia na aktywnie sterowane drganiami belki. Analizowany układ składał się z belki wysięgnikowej z naklejonym na jej

górnej powierzchni czujnikiem piezoelektrycznym oraz z piezoelektrycznego aktuatora naklejonego na przeciwległej dolnej powierzchni belki. Obydwa elementy piezoelektryczne działały jako sprzężona para czujnik – aktuator. Założono, że elementy piezoelektryczne przyklejone są do belki cienką, sprężystą warstwą kleju, natomiast odklejać się może tylko aktuator. Schemat badanego układu przedstawiono na rysunku 12.



Rys. 12. Schemat badanego układu belki z elementami piezoelektrycznymi

W celu sprawdzenia poprawności modelu MES badanego układu wykonano obliczenia porównawcze metodą analityczną i MES. W tym celu wykonano modele analityczny i MES belki z przetwornikami piezoelektryczny przymocowanymi do powierzchni belki cienką, jednorodną warstwa kleju. W modelu analitycznym, wyprowadzono różniczkowe równania ruchu badanego układu uwzględniające warstwy kleju mocującego przetworniki piezoelektryczne do belki oraz sterowanie drganiami belki za pomocą przetworników piezoelektrycznych. Stworzono także odpowiedni model MES badanego układu. Model belki zbudowano z 20-to węzłowych, bryłowych elementów drugiego rzędu. Przetworniki piezoelektryczne zamodelowano także 20-to węzłowymi, bryłowymi elementami drugiego rzędu z możliwością modelowania zjawiska piezoelektrycznego. Warstwy kleju zamodelowano przy pomocy 8-mio węzłowych elementów "klejowych", przenoszących tylko naprężenia tnące w płaszczyźnie prostopadłej do powierzchni elementów oraz odkształcenia normalne działające wzdłuż grubości elementów. Współpracę elementów piezoelektrycznych z warstwa kleju i belką zapewniono przez zastosowanie odpowiednich więzów ("Tie"), które zapewniają zgodność odpowiednich przemieszczeń łączonych powierzchni. W celu zapewnienia możliwości modelowani aktywnego sterowania drganiami belki przy pomocy przetworników piezoelektrycznych konieczne było stworzenie odpowiedniej procedury użytkownika. Procedura ta obliczała, na podstawie sygnału napięcia w czujniku piezoelektrycznym, napięcie sterujące w aktuatorze piezoelektrycznym, zgodnie z zadanym prawem sterowania drganiami belki. Przyjęto, że napięcie w aktuatorze jest proporcjonalne do prędkości zmiany napięcia w czujniku. Wykorzystując zbudowane modele, obliczono metodą analityczną i MES charakterystyki amplitudowo – fazowe badanego układu dla otwartej petli sprzeżenia zwrotnego (Rys. 13). Ponadto wykonano obliczenia aktywnie tłumionych drgań belki dla różnych współczynników wzmocnienia pętli sprzężenia zwrotnego.



Rys. 13. a) model analityczny b) model MES

$k_v$	Analityczna	MES	Różnica
[s]	w  [mm]	w  [mm]	względna
			[%]
0.08	0.874	0.856	2.1
0.10	0.769	0.752	2.2
0.12	0.689	0.668	3.1
0.14	0.622	0.603	3.0

Tab. 3. Tłumione amplitudy drgań obliczone metodami analityczną i MES

W wyniku obliczeń porównawczych metodą analityczna i MES otrzymano praktycznie jednakowe charakterystyki amplitudowo-fazowe badanego układu dla otwartej pętli sprzężenia zwrotnego (Rys. 13) oraz bardzo dobrą zgodność amplitud aktywnie tłumionych drgań belki (Tab. 3). Wyniki te potwierdziły poprawność zbudowanego modelu MES badanego układu oraz możliwość zastosowania tego modelu do dalszej analizy badania wpływu zniszczenia części warstwy kleju łączącego piezoelektryczny aktuator z belką na aktywne tłumienie drgań tej belki.

W następnym etapie wykonano analizę wpływu długości  $\delta$  odklejenia aktuatora piezoelektrycznego od belki, na jakość tłumienia aktywnego jej drgań. W tym celu zbudowano model MES belki z odklejonym częściowo aktuatorem (Rys 14). Zniszczenie części warstwy kleju zamodelowano przez bardzo znaczną redukcję sztywności materiału kleju. Zmianę długości strefy odklejenia modelowano przez skokową zmianę długości odcinka kleju o zredukowanej sztywności. Wykonano modele MES dla jednostronnego i dwustronnego odklejenia aktuatora. Założono propagację odklejenia od zewnętrznej krawędzi aktuatora w kierunku jego środka.



Rys. 14. Schemat belki z odklejonym aktuatorem piezoelektrycznym

Wykorzystując zbudowany model MES wykonano obliczenia wpływu długości odklejonej strefy na zachowanie dynamiczne układu. Założono, że podczas drgań nie zmienia się długość  $\delta$  odklejonej strefy. Wyznaczono rozkłady naprężeń stycznych w warstwie kleju łączącej aktuator z belką dla różnych długości odklejenia. Stwierdzono znaczną koncentrację naprężeń tnących na brzegach niezniszczonej warstwy kleju (Rys. 15).



Rys. 15. Rozkład naprężeń wzdłuż warstwy kleju w zależności od długości odklejenia δ

Zbadano także wpływ długości odklejenia  $\delta$  na amplitudy rezonansowe drgań końca belki dla różnych współczynników wzmocnienia k<sub>v</sub> pętli sprzężenia zwrotnego. W przypadku odklejenia jednostronnego otrzymana zależność była prawie liniowa, natomiast dla odklejenia dwustronnego słabo nieliniowa (Rys. 16). Następnie obliczono wskaźnik efektywności tłumienia, zdefiniowany jako

$$\kappa = \frac{A_0 - A_c}{A_0}$$

gdzie  $A_0$  i  $A_C$  – amplitudy ustalonych drgań rezonansowych, odpowiednio nietłumionych i tłumionych aktywnie.



Rys. 16. a) Odklejenie jednostronne b) Odklejenie dwustronne

1 ab. 4. W społezyminki elektywności uumenia dla jednostronnego odkiejenia aktual	Tab. 4.	Współczynniki	efektywności	tłumienia dl	a jednostronnego	odklejenia aktuato
---	---------	---------------	--------------	--------------	------------------	--------------------

δ	Współczynniki efektywności tłumienia ĸ				
[mm]	Współczynnik sprzężenia zwrotnego $k_v$ [s]				
	0.08	0.10	0.12	0.14	
0	57.20	62.80	67.31	70.81	
5	53.76	59.41	63.98	67.69	
10	49.62	55.70	60.70	64.57	
15	45.16	51.18	56.18	61.29	

Tab. 5. Współczynniki efektywności tłumienia dla dwustronnego odklejenia aktuatora

δ	Współczynniki efektywności tłumienia ĸ				
[mm]	Współczynnik sprzężenia zwrotnego $k_v$ [s]				
	0.08	0.10	0.12	0.14	
0	57.20	62.80	67.31	70.81	
5	51.02	56.99	61.72	65.59	
10	43.01	48.92	54.03	58.06	
15	31.18	37.10	42.47	46.77	

Całkowita długość strefy odklejenia w przypadku odklejenia dwustronnego jest dwukrotnie większa niż w przypadku odklejenia jednostronnego. Mianowicie, przypadkowi  $\delta = 10$  dla odklejenia jednostronnego, odpowiada  $\delta = 5$  odklejenia dwustronnego. Porównując wyniki obliczeń w tabelach 4 i 5 widać, że odklejenie w przypadku jednostronnym bardziej zmniejsza efektywność tłumienia niż w przypadku odklejenia dwustronnego.

Obliczono także napięcie generowane w aktuatorze w przypadku otwartej pętli sprzężenia zwrotnego w zależności od długości odklejenia.



Rys. 17. Wpływ długości odklejenia δ na wartość napięcia w aktuatorze w przypadku otwartej pętli sprzężenia zwrotnego.

Z otrzymanych wyników obliczeń wynika, że długość odklejenia ma znaczny wpływ na spadek napięcia w aktuatorze w przypadku otwartej pętli sprzężenia zwrotnego (Rys. 17). Pomiar tego napięcia może być metodą sprawdzenia zaistnienia odklejenia aktuatora od belki. W ostatnim etapie zbadano wpływ długości odklejenia  $\delta$  na częstości własne drgań układu. Stwierdzono bardzo mały wpływ długości odklejenia na częstości własne drgań układu. Maksymalna różnica względna tych częstości wynosiła 3.57% dla  $\delta$  = 15 mm dla odklejenia dwustronnego.

# 4.3.5 Modelowanie i analiza dynamiki elementów konstrukcji, których właściwości lepkosprężyste opisane są równaniami różniczkowymi ułamkowego rzędu

Zagadnienie możliwie jak najdokładniejszego obliczenia wartości maksymalnych amplitud drgań ustalonych i nieustalonych ma istotne znaczenie w obliczeniach inżynierski. Z tego względu stosowane są coraz bardziej zawansowane modele tłumienia elementów konstrukcyjnych oraz tłumienia materiałowego. Mimo to w wielu pracach stosowane są uproszczone modele tłumienia lub wpływ tłumienia na dynamikę badanego układu jest pominięty. Powszechnie wiadomo, że właściwości lepkosprężyste materiału mogą mieć znaczny wpływ na dynamiczne zachowanie konstrukcji. Wymaga to zastosowania odpowiedniego modelu materiału w analizie dynamicznej. Wiele stosowanych materiałów wykazuje małą zależność właściwości tłumiących od częstotliwości. Ta właściwość trudna jest do opisania przy użyciu klasycznych modeli lepkosprężystych, sformułowanych za pomocą pochodnych całkowitego rzędu (klasycznych) [P8], [P10]. Na przestrzeni ostatnich kilkudziesięciu lat coraz częściej stosuje się w równaniach konstytutywnych opisujących tłumienie i właściwości lepkospreżyste materiału pochodne ułamkowego rzędu. Pochodna ułamkowa, w przeciwieństwie do pochodnej całkowitego rzędu, jest nielokalna i zależy od "historii" funkcji, dla której jest obliczana. Właściwość ta jest wykorzystywana w opisie zjawisk, których przebieg zależy od historii wejścia (procesy dziedziczne). Modele lepkosprężyste z pochodnymi ułamkowego rzędu dokładniej opisują właściwości tłumiące różnorodnych materiałów w szerszym zakresie częstotliwości niż modele z pochodnymi całkowitego rzędu. Opis właściwości lepkosprężytych materiału przy użyciu pochodnych ułamkowych wymaga mniejszej ilości parametrów niż przy użyciu pochodnych całkowitego rzędu. Wymienione zalety powodują coraz szersze stosowanie pochodnych ułamkowych w modelowaniu dynamiki układów mechanicznych, pomimo bardziej skomplikowanego opisu matematycznego, istnieniu kilku definicji pochodnych ułamkowych oraz konieczności zapamiętywania historii procesu w obliczeniach numerycznych. Pomimo dużej liczby publikacji dotyczących analizy dynamiki układów dynamicznych, których właściwości opisane są równaniami różniczkowymi ułamkowego rzędu jest szereg zagadnień, które są rzadko badane. Jednym z takich zagadnień są ustalone i nieustalone drgania wymuszone układów mechanicznych, zawierających w opisie równania różniczkowe ułamkowego rzędu. Według mojej opinii jest to dość ważne zagadnienie inżynierskie. Z tego powodu postanowiłem wykonać tego typu badania, co zostało przedstawione w pracach [P7]-[P11]. We wszystkich tych pracach stosowano pochodną ułamkową Riemana-Liouville'a (1)

$$\frac{\mathrm{d}^{\gamma}}{\mathrm{d}t^{\gamma}}f(t) \equiv \mathsf{D}_{t}^{\gamma}\left(f(t)\right) \equiv \frac{1}{\Gamma(m-\gamma)} \frac{\mathrm{d}^{m}}{\mathrm{d}t^{m}} \int_{0}^{t} \frac{f(\tau)\mathrm{d}\tau}{(t-\tau)^{\gamma+1-m}}, \ m-1 < \gamma \le m, \ m \in \mathbb{N}$$
(1)

W opisie właściwości wielu materiałów lepkosprężystych przyjmuje się, że rząd pochodnej ułamkowej jest w zakresie  $0 < \gamma \le 1$ , takie założenie zostało przyjęte w omawianych pracach.

W różnych zagadnieniach dynamicznych, rozwiązanie równań ruchu dla układu o jednym stopniu swobody jest pierwszym etapem do rozwiązania równań ruchu układów bardziej złożonych, na przykład takich jak pręty czy belki. W związku z tym w pracy [P7] postanowiono rozwiązać równanie ruchu układu o jednym stopniu swobody z tłumieniem ułamkowym o rzędzie 1/2 (Rys. 18), w przypadku przejścia układu przez rezonans ze stałym przyspieszeniem wymuszenia. Równanie rozwiązano dla zerowych warunków początkowych korzystając z ułamkowej funkcji Greena podanej przez Sakakibara [P7]. Otrzymano rozwiązanie w postaci splotu funkcji Greena i funkcji wymuszenia. Obliczenia odpowiedzi badanego układu wykonano przy pomocy pakietu "Mathematica". W podobny sposób uzyskano także rozwiązanie dla badanego układu z tłumieniem opisanym klasycznie, tzn. pochodną całkowitego rzędu [P7].



Rys. 18. Schemat układu o jednym stopniu swobody z tłumieniem ułamkowym

Stwierdzono, że przy przejściu przez rezonans, w badanym układzie, amplitudy drgań dla układu z tłumieniem ułamkowym były większe niż w układzie z tłumieniem klasycznym. Dla

małych wartości współczynnika tłumienia różnica amplitud była niewielka, natomiast wraz ze wzrostem wartości współczynnika tłumienia różnica ta wzrastała [P7].

Prace [P8]-[P11] dotyczą dynamiki belek, których właściwości lepkosprężste opisane są za pomocą pochodnych ułamkowego rzędu, zgodnie z modelem Kelvina-Voigta (ułamkowym). We wszystkich tych pracach, równania ruchu belek wyprowadzono zgodnie z założeniami teorii belek Eulera-Bernoulliego. W pracy [P8] badano drgania ustalone belki dwupodporowej, wymuszone pionowym ruchem podpór (Rys. 19). Badano wpływ rzędu pochodnej ułamkowej modelu lepkosprężystego na krzywe rezonansowe badanej belki.



Rys. 19. Schemat badanej belki dwupodporowej

Przy założeniu drgań ustalonych belki, można przyjąć, że dolna granica całkowania w definicji pochodnej ułamkowego rzedu jest  $-\infty$  (1). Takie założenie znacznie ułatwia obliczenia, ponieważ przy takim założeniu, wzory na obliczanie pochodnych funkcji trygonometrycznych i wykładniczej są znacznie prostsze niż w przypadku, gdy dolna granica całkowania równa jest 0. Można wtedy pochodne ułamkowego rzedu obliczać podobnie jak pochodne całkowitego rzędu [P8]. Korzystając ze wszystkich wymienionych wcześniej założeń i uproszczeń, wyprowadzono równania ruchu dla belki dwupodporowej (Rys. 19), a następnie rozwiązano je metodą rozdzielenia zmiennych. W przypadku modelu Kelvina-Voigta z pochodnymi ułamkowymi, przebieg rozwiązania jest podobny jak w przypadku pochodnych całkowitego rzędu. Otrzymano równania przemieszczeń poprzecznych belki oraz amplitudy drgań belki jako funkcję częstości wymuszenia i współrzędnej wzdłużnej. Korzystając z pakietu "Mathematica" obliczono krzywe rezonansowe drgań belki dla różnych rzędów pochodnej ułamkowej i współczynników tłumienia materiałowego. Otrzymane wyniki pokazały, że wraz ze zmniejszaniem rzędu pochodnej ułamkowej wzrastają amplitudy rezonansowe drgań belki. Amplitudy drgań dla wyższych częstości rezonansowych były znacznie większe dla modelu z pochodnymi ułamkowymi niż dla modelu z pochodną całkowitego rzędu. Wynika stąd, że stosując model z pochodnymi ułamkowymi, można łatwiej dopasować parametry modelu tłumienia do opisu układu rzeczywistego niż w przypadku stosowania modelu tłumienia z pochodnymi całkowitego rzędu. W pracy pokazano możliwość doboru parametrów modelu tłumienia z pochodnymi ułamkowymi w stosunku do modelu z pochodna klasyczna tak, aby praktycznie nie zmieniając wartości częstości rezonansowych otrzymać większe amplitudy drgań dla wyższych częstości rezonansowych. W pracach [P9]-[P11] badano nieustalone odpowiedzi belek. Rozwiazania nieustalone

W pracach [P9]-[P11] badano nieustalone odpowiedzi belek. Rozwiązania nieustalone równań ruchu belek, przy założeniu zerowych warunków początkowych, otrzymano przy pomocy ułamkowej funkcji Greena. Funkcję tę otrzymuje się przez obliczenie odwrotnej

transformaty Laplace'a, korzystając z twierdzenia Cauchy'ego o residuach i całkowaniu po konturze Hankela–Bromwicha (Rys 20), [P10].



Rys. 20. Kontur Hankela-Bromwicha

Tak otrzymana funkcja Greena ma dwa składniki (2). Pierwszy składnik opisuje drgania tłumione względem położenia równowagi (3), natomiast drugi składnik opisuje przemieszczanie się położenia równowagi. W przeprowadzonych analizach, drugi składnik można było zaniedbać, ponieważ jego wpływ na otrzymane wyniki był parę rzędów mniejszy niż pierwszego składnika.

$$G_n(t) = K_{1n}(t) + K_{2n}(t)$$
(2)

$$K_{1n}(t) = \alpha_n e^{-\sigma_n t} \sin(\Omega_n t + \phi_n)$$

$$K_{2n}(t) = \frac{\mu_\gamma \omega_n^2 \sin(\pi\gamma)}{\pi} \int_0^\infty \frac{r^\gamma e^{-rt} dr}{\left[r^2 + \mu_\gamma \omega_n^2 r^\gamma \cos(\pi\gamma) + \omega_n^2\right]^2 + \left[\mu_\gamma \omega_n^2 r^\gamma \sin(\pi\gamma)\right]^2}$$
(3)

gdzie

 $\alpha_{n} = \frac{2}{\sqrt{\mu_{k}^{2} + \nu^{2}}}, \quad \phi_{n} = \arctan\left(\frac{\mu_{k}}{\nu}\right), \quad \mu_{k} = \operatorname{Re}\left(P'(s_{1,2})\right), \quad \nu = \operatorname{Im}\left(P'(s_{1,2})\right),$   $P(s) = s^{2} + \mu_{\gamma}\omega_{n}^{2}s^{\gamma} + \omega_{n}^{2} - \operatorname{równanie} \operatorname{charakterystyczne} związane z równaniem (4)$   $P'(s) = 2s + \gamma\mu_{\gamma}\omega_{n}^{2}s^{\gamma-1} - \operatorname{pochodna} równania \operatorname{charakterystycznego} względem s$   $s_{1,2} = -\sigma_{n} \pm i\Omega_{n} - \operatorname{zespolone}, \operatorname{sprzężone} \operatorname{pierwiastki} równania \operatorname{charakterystycznego} P(s)$   $\ddot{S}_{n}(t) + \omega_{n}^{2}S_{n}(t) + \mu_{\gamma}\omega_{n}^{2}D_{t}^{\gamma}(S_{n}(t)) = F_{n}(t) \quad (4)$ 

Można wykazać, że równanie charakterystyczne P(s) ma dwa sprzężone pierwiastki zespolone. Część rzeczywista tych pierwiastków określa wartość współczynnika tłumienia n-tej postaci drgań własnych, natomiast część zespolona wartość n-tej tłumionej częstości własnej drgań belki. Drgania nieustalone belek obliczono jako splot funkcji Greena i funkcji wymuszającej. Obliczenia odpowiedzi belek wykonano za pomocą pakietu "Mathematica".

W pracach [P9] i [P11] badano drgania nieustalone belek wymuszeniem w podporach przy przejściu przez rezonans, dla zmiennej liniowo w czasie częstości wymuszenia. W pracy [P9]

analizowano drgania nieustalone, nieobciążonej belki dwupodporowej, której drgania były wymuszone poprzecznym ruchem podpór. Badano wpływ rzędu pochodnej ułamkowej na przebieg drgań belki przy przejściu przez rezonans dla różnych prędkości przejścia przez rezonans. Przeprowadzone obliczenia pokazały, że wraz ze zmniejszaniem rzędu pochodnej ułamkowej zwiększają sie amplitudy drgań badanej belki w obszarze częstotliwości odpowiadających trzeciej i piątej postaci drgań belki. Ponadto, w przypadku większych wartości rzędu pochodnej ułamkowej, zwiększenie amplitud drgań w obszarze częstości odpowiadającej piątej postaci drgań zanika. W przypadku pochodnej całkowitego rzędu, wzrost amplitudy w tym obszarze jest praktycznie niezauważalny [P9].

W pracy [P11] badano drgania nieustalone nieobciążonej i obciążonej belki wysięgnikowej z masą bezwładną na końcu (Rys 21). Badano drgania wymuszone ruchem porzecznym utwierdzenia belki. W pracy tej wyprowadzono równanie charakterystyczne, wyrażenia na częstości i postacie drgań własnych analizowanej belki. Pokazano także metodę obliczania tłumionych częstości drgań własnych belki wykonanej z lepkosprężystego materiału Kelvina-Voigta, którego równanie konstytutywne opisane jest pochodną ułamkowego rzędu.



Rys. 21. Schemat badanej belki wysięgnikowej

W pracy [P11], w pierwszym kroku, korzystając z wyprowadzonego równania charakterystycznego drgań belki, obliczono częstości nietłumionych drgań własnych belki dla różnych wartości masy i momentu bezwładności elementu zamocowanego na końcu belki. Następnie obliczono wartości współczynników tłumienia i częstości tłumionych drgań własnych belki dla pierwszej i drugiej postaci drgań. Obliczenia te wykonano dla różnych wartości rzędu pochodnej ułamkowej. Stwierdzono, że wartości współczynników tłumienia wzrastają nieliniowo wraz z wzrostem rzędu pochodnej ułamkowej, natomiast wartości tłumionych częstości drgań własnych belki praktycznie są niezależne od wartości rzędu pochodnej ułamkowej. W następnym kroku, wykonano obliczenia drgań nieustalonych belki nieobciążonej i obciążonej dla różnych prędkości zmiany częstości wymuszenia, różnych parametrów masowych układu w zależności od wartości rzędu pochodnej ułamkowej. Wyniki wykonanych obliczeń pokazały jakościowe różnice między odpowiedziami belki obliczonymi przy użyciu modelu materiału opisanego pochodnymi ułamkowymi a odpowiedziami obliczonymi przy użyciu modelu materiału opisanego pochodnymi całkowitego rzędu (klasycznymi). Mianowicie, w obszarze częstości odpowiadających drugiej postaci drgań własnych występował wzrost amplitudy drgań belki dla modelu z pochodnymi ułamkowego rzędu, natomiast dla modelu z pochodną całkowitego rzędu wzrostu amplitudy drgań nie stwierdzono. Ponadto, dla niektórych wartości rzędu pochodnych ułamkowych i współczynnika tłumienia, obliczone amplitudy w obszarze drugiej częstości drgań własnych belki były większe niż amplitudy w obszarze pierwszej częstości drgań własnych belki. Natomiast obliczone amplitudy dla modelu z pochodnymi całkowitego rzędu były znacznie mniejsze w okolicy drugiej częstości drgań własnych belki. Podobne wyniki otrzymano w pracy [P9] dla belki swobodnie podpartej.

W pracy [P10] przedstawiono analizę dynamicznej odpowiedzi belki swobodnie podpartej, obciążonej poruszającą się wzdłuż niej siła poprzeczną (Rys. 22). Analizowano przypadki siły poruszającej się ze stała prędkością oraz stałym przyspieszeniem.



Rys. 22. Schemat belki obciążonej poruszającą się siłą poprzeczną.

W pierwszym etapie, w celu sprawdzenia zbudowanego modelu obliczeniowego belki, wykonano obliczenia porównawcze odpowiedzi belki z obliczeniami zamieszczonymi w literaturze. Uzyskano bardzo dobrą zgodność otrzymanych wyników z wynikami prezentowanymi w literaturze. Następnie badano wpływ rzędu pochodnej ułamkowej na przebieg ugięć belki dla różnych wartości prędkości i przyspieszenia poruszającej się siły. Obliczono przebieg ugięcia pod poruszającą się siłą oraz w środku rozpiętości belki. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że w przypadku siły poruszającej się ze stałą prędkością ugięcia belki zwiększały się wraz ze zmniejszanie rzędu pochodnej ułamkowej, co było zgodne z oczekiwaniami. Obliczone odpowiedzi belki dla siły poruszającej się ze stałą prędkością były podobne do odpowiedzi zamieszczonych w literaturze. W przypadku siły poruszającej się ze stałym przyspieszeniem, największe ugięcia belki otrzymano dla rzędu pochodnej ułamkowej  $\gamma = 0.25$ .

#### 4.3.6 Podsumowanie

Moim osiągnięciem naukowym jest opracowanie zaawansowanych metod modelowania dynamiki układów mechanicznych z uwzględnieniem rozpraszania energii, co pozwala na dokładniejsze obliczenie ilości pochłanianej energii oraz na dokładniejsze obliczanie wartości amplitud drgań w procesach nieustalonych. Opracowałem także metody modelowania dynamiki układów z przetwornikami piezoelektrycznymi z aktywnym sterowaniem drganiami. Opracowane modele MES umożliwiają także badanie uszkodzeń połączenia przetworników piezoelektrycznych z konstrukcją oraz badanie możliwości diagnozowania tego typu uszkodzeń. Opracowane modele pozwalają na obliczenia dynamiki rzeczywistych konstrukcji, przy użyciu metody elementów skończonych, na komputerach klasy PC.

Opracowałem również modelowanie nieustalonych stanów dynamicznych układów elementów konstrukcji, których właściwości lepkosprężyste opisane są równaniami różniczkowymi ułamkowego rzędu. Pokazałem różnice, jakie mogą występować między wynikami obliczeń przy użyciu modeli z opisem właściwości lepkosprężystych pochodnymi całkowitego rzędu (klasycznymi) a pochodnymi rzędu ułamkowego.

#### 5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych

#### 5.1 Zainteresowania naukowe

W czasie studiów swoje zainteresowania naukowe zacząłem realizować w Kole Naukowym Lotników na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa. Zajmowałem się tam między innymi badaniami doskonałości szybowców (badania podczas lotu), oraz zastosowaniem kompozytów w konstrukcjach cienkościennych, głownie szybowców. Równolegle zajmowałem się modelowaniem i obliczeniami dynamiki obiektów latających, z tego powodu po ukończeniu studiów na specjalności lotnictwo na kierunku mechanicznym, podjąłem dalsze studia w specjalności mechanika stosowana na kierunku podstawowe problemy techniki. W czasie tych studiów zainteresowały mnie numeryczne obliczenia dynamiki i wytrzymałości elementów, w tym oddziaływania układów o różnych właściwościach fizycznych. Badałem między innymi oddziaływanie płynów na konstrukcję czy zastosowanie elementów piezoelektrycznych w urządzeniach (np. żyroskopach). W tym czasie następowała gwałtowna zmiana jakości i mocy obliczeniowej komputerów, tzn. przejście z komputerów klasy SM-4 czy ODRA na komputery klasy PC, co dawało niespotykane wcześniej możliwości obliczeniowe i użytkowe komputerów. Wzbudziło to wtedy moje zainteresowanie komputerowym wspomaganiem prac inżynierskich. Większość zainteresowań naukowych kontynuuję i rozwijam w mojej pracy naukowo-dydaktycznej na Politechnice Warszawskiej. Należą do nich zagadnienia opisane poniżej.

#### 5.1.1 Badanie tłumienia w warstwowych elementach maszyn.

Jednym z pierwszych moich zainteresowań naukowych było modelowanie tłumienia w konstrukcjach mechanicznych. Jak już wspomniano w poprzednim rozdziale, jednym z ważniejszych zagadnień w obliczeniach dynamicznych układów mechanicznych jest prawidłowe określenie odpowiedzi układu na działające wymuszenia. Powszechnie wiadomo, że uwzględnienie tłumienia oraz zastosowany model tłumienia mogą mieć znaczny wpływ na otrzymane rozwiązania. W obliczeniach dynamiki rzeczywistych konstrukcji zastosowanie metod analitycznych czy analityczno-numerycznych jest ograniczone. Ograniczenia te wynikają miedzy innymi ze skomplikowanych kształtów elementów, połączenia elementów o różnym opisie geometrycznym (np. cienkiej płyty połączonej z bryłą), występowania luzów, występowania różnego rodzaju nieliniowości, skomplikowanych warunków brzegowych. Z tego względu, jedną z powszechnie stosowanych metod w obliczeniach dynamiki elementów skończonych, przez ostatnie dziesięciolecia jest ciągle rozwijana, co jest potwierdzone dużą liczbą prac naukowych. W czasie początków mojej pracy naukowej, możliwości

modelowania tłumienia w systemach MES były ograniczone, zwłaszcza modelowania tłumienia wewnętrznego w materiałach ortotropowych czy też w warstwowych elementach kompozytowych. Stosowane były uproszczone modele tłumienia w materiale tzn. tłumienie proporcjonalne lub modalne. Taki opis tłumienia materiałowego może być niewystarczający w modelowaniu dynamiki układów z elementami kompozytowymi, ponieważ tłumienie materiałowe w elementach kompozytowych i tworzywach sztucznych może być o kilka rzędów większe niż w klasycznych stopach metali. Ponadto, materiał elementów kompozytowych może mieć właściwości ortotropowe, a więc właściwości lepkosprężyte materiału mogą być ortotropowe. Jednym z głównych moich zainteresowań naukowych w tym czasie było opracowanie metody wprowadzania do systemów MES dokładniejszego opisu tłumienia, umożliwiającego przyjęcie niezależnych współczynników tłumienia, odpowiadających każdej stałej sprężystej materiału o właściwościach ortotropowych. Następnym zadanie naukowym było opracowanie metody umożliwiajacej efektywna analize dynamiki złożonych układów dyskretno-ciągłych z elementami kompozytowymi [6]. Wspomniane wyżej zagadnienia stanowiły temat mojej rozprawy doktorskiej, w której zaproponowałem metodę modelowania tłumienia w warstwach elementach maszyn, która uwzględniała ortotropowe właściwości tłumiące materiału. Ponadto opracowałem system komputerowy do symulacji dynamiki układów dyskretno-ciągłych [2], [5], [6]. System ten umożliwiał obliczenia dynamiczne dużych zadań z elementami o skomplikowanym kształcie i warunkach brzegowych na komputerach klasy PC. W dalszej mojej działalności naukowej zajmowałem się dynamiką różnych układów mechanicznych [3], [5], [8]. Badałem między innymi propagację i tłumienie drgań w elementach maszyn [1], [7], możliwości zwiększenia tłumienia drgań w różnych elementach maszyn [4], [8]. Rozwijałem także opracowany w doktoracie system do symulacji dynamiki układów dyskretno-ciagłych. Tematyka moich badan często była związana z badaniami zespołu naukowego, do którego należałem. Wyniki tych badań zostały opublikowane w różnych czasopismach i przedstawione na konferencjach naukowych.

- Jan Freundlich, Jerzy Osiński, 1993, Parametric Vibration of nonlinear discretecontinuous systems with composite materials, Machine Dynamics Problems Vol.5, 29 - 36
- Jan Freundlich, Jerzy Osiński, 1996, Modelowanie struktur warstwowych z zastosowaniem MES, Konferencja Naukowa "Zastosowanie nieklasycznych modeli materiałów w projektowaniu", Poznań, 63-68
- Jan Freundlich, Jerzy Osiński, 1997, Modelling of damping of machine elements, Proceedings of the International Conference "Challenges to Civil and Mechanical Engineering in 2000 and Beyond", Wroclaw June 2-5 1997, Vol. 2, 385-394
- 4. Jan Freundlich, 1997, Analiza właściwości przekładkowych struktur tłumiących, XI Konferencja nt "Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo", Warszawa, 123-127
- 5. Jan Freundlich, 1997, Damping Modelling in Systems with Layered Elements with FEM Application, Machine Dynamics Problems, Vol. 18, 81-103

- 6. Jan Freundlich, Jarosław, Mańkowski, Jerzy Osiński, Andrzej Żabicki, 1997, Modelowanie układów dyskretno-ciągłych z zastosowaniem MES, XI Konferencja nt "Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo", Warszawa, 117-122
- 7. Jan Freundlich, Jerzy Osiński, 2002, Investigation into the Influence of Structural Parameters of a Layered Base on the Dynamics of system Machine-Layered Base, Machine Dynamics Problems, Vol. 26, No. 1, 11-18
- 8. Jan Freundlich, Piotr Żach, Jerzy Osiński, 2005, Investigation of dynamic Properties of Thick Wall composite Shafts with FEM, Machine Dynamics Problems, Vol. 29, No 1, 39-55.

#### 5.1.2 Komputerowe wspomaganie prac inżynierskich

W okresie, gdy w Polsce nie były dostępne zintegrowane z systemami MES systemy komputerowego wspomagania projektowania (CAD), zajmowałem się integracją obliczeń i projektowania dużych konstrukcji. Opracowałem system przenoszenia modeli obliczeniowych między systemami CAD i MES, między innymi z systemu CAD STRIM 100 do systemu MES ADINA [5]. System ten był wykorzystany między innymi do obliczeń wytrzymałościowych palownicy PG-20 [4]. Opracowałem także szereg generatorów siatek MES warstwowych elementów kompozytowych, dedykowanych dla systemów MES SAP i ADINA [3]. Generatory te były wykorzystywane w obliczeniach dynamicznych struktur kompozytowych. Stworzyłem także system do obliczeń komputerowych układów dyskretnociągłych z elementami kompozytowymi z uwzględnieniem tłumienia w materiałach ortotropowych [1], [3]. System ten wykorzystywał obliczone systemem MES (SAP, ADINA) macierz tłumienia, częstości i wektory własne, które były przenoszone do niego za pomocą stworzonego przeze mnie oprogramowania [1], [3]. Zajmowałem się także wspomaganiem komputerowym obliczeń elementów maszyn w zakresie sprężysto-plastycznym (np.[2], [6])

- 1. Jan Freundlich, Jerzy Osiński,1997, Wspomagane komputerowo projektowanie elementów tłumiącychc drgania, "XVIII sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn", Kielce-Ameliówka, 13-18.
- Jerzy Osiński, Krzysztof Gołoś, Jan Freundlich, D. Kraciuk, B. Wasiluk, 1997, Obliczenia elementów z karbem w zakresie sprężysto-plastycznym, XI Konferencja nt "Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo", Warszawa, 263-270
- 3. Jan Freundlich, 1997, Damping Modelling in Systems with Layered Elements with FEM Application, Machine Dynamics Problems, Vol. 18, 81-103.
- Jan Freundlich, Jerzy Jachimowicz, Jarosław Mańkowski, Jerzy Osiński, Andrzej Żabicki, 1998, Analiza wytrzymałościowa palownicy PG-20 z zastosowaniem MES, XI Konferencja Naukowa "Problemy Rozwoju Maszyn roboczych", Zakopane, 109-114.

- Jan Freundlich, Jerzy Jachimowicz, Jarosław, Mańkowski, Jerzy Osiński, Michał Prugarewicz, Andrzej Żabicki, 1998, Integracja obliczeń i projektowania dużych konstrukcji, IV Międzynarodowa Konferencja *Computer Aided Design*, Polanica-Zdrój, listopad 1998, 203-212.
- Jan Freundlich, Jerzy Osiński, Zygmunt Żach, 2000, Computer Aided Formulation of Strenght Properties of Structures Made of Large Plasticity Zone Materials, Machine Dynamics Problems, Vol. 24, No. 4, 15-22.

#### 5.1.3 Modelowanie i obliczanie dynamiki elementów konstrukcyjnych

Kolejnym obszarem moich zainteresowań naukowych było modelowanie i badanie dynamiki elementów konstrukcyjnych. Wynika to z tego, że nowoczesne konstrukcje muszą spełniać coraz wyższe, często sprzeczne wymagania, co wiąże się koniecznością wykonywania coraz bardziej dokładnych i zawansowanych obliczeń, a zatem tworzenia nowych zawansowanych modeli obliczeniowych. Między innymi współpracując z Instytutem Lotnictwa, brałem udział w opracowaniu modeli obliczeniowych i obliczeń częstości i postaci drgań własnych turbiny silnika odrzutowego K-15 [3], [4]. W ramach badań dynamiki korpusów maszyn brałem udział w opracowaniu szeregu modeli obliczeniowych korpusów maszyn. W pracach opracowano modele korpusów maszyn do obliczania wpływu usztywnień kołnierzy na ich właściwości statyczne i dynamiczne. Wykonano także badania zastosowania w korpusach maszyn warstwowych ścian z warstwą tłumiącą (np. [2], [6]).

W ramach zamówienia z ETC-PZL Aerospace Industries wykonałem analityczny model obliczeniowy obciążeń dynamicznych platformy kinowej [5]. Wykorzystując ten model, wykonałem numeryczną symulację obciążeń dynamicznych analizowanej platformy za pomocą pakietu "Mathcad".

W ramach projektu badawczego MONIT, wykonałem modele MES i obliczenia dynamiczne drgań kratownicowych dźwigarów dachowych [8]. Zajmowałem się także zagadnienim doboru siatki MES, w celu zapewnienia odpowiedniej dokładności wyników w obliczeniach dynamicznych [1], [7].

- 1. Jan Freundlich, Jerzy Osiński, 1999, Investigation of Finite Elements Usability to Modelling of Layered Structures Dynamics, Machine Dynamics Problems, Vol. 23, No. 4, 7-24.
- 2. Jan Freundlich, 2000, Damping Analysis of Machine Frames with FEM Application, Machine Dynamics Problems, Vol. 24, No. 4, 75-80.
- 3. Projekt badawczy KBN nr 9T12D02816p04 pt. "Analiza sprzężonych, termomechanicznych stanów naprężeń i odkształceń w zastosowaniu do elementów turbin lotniczych", 1999-2001
- Jan Freundlich, Jerzy Jachimowicz, 2002, Komputerowa Analiza Dynamiki Turbiny Silnika Odrzutowego, Systems: Journal of Transdisciplinary Systems Science, Vol.7, No 1, 182-191

- Jan Freundlich, Jerzy Osiński, 2003, Obliczenia wytrzymałościowe platformy kinowej, Praca wykonana na zamówienie ETC-PZL Aerospace Industries Sp. z o o, Al. Krakowska 110/114, 02-256 Warszawa
- 6. Jan Freundlich, Jerzy Jachimowicz, 2005, Investigation into the Influence of Structural Parameters of a Machine Frame on its Static and Dynamic Properties, Machine Dynamics Problems, Vol. 29, No 1, 21-38
- 7. Jan Freundlich, 2007, Modelowanie zderzenia przy pomocy MES na przykładzie zderzenia odkształcalnych kul, I Kongres Mechaniki Polskiej, Warszawa, Polska.
- 8. Jan Freundlich, Marek Pietrzakowski, 2011, Symulacja MES pomiaru drgań dźwigara kratowego przy pomocy rozłożonych czujników piezoelektrycznych, Symulacja w Badaniach i Rozwoju, Vol 2, No 1, 5-13.

#### 5.1.4 Wytrzymałość i niezawodność konstrukcji.

Wykorzystując wiedzę budowania obliczeniowych modeli MES brałem udział w obliczeniach szeregu różnych konstrukcji i elementów maszyn. W ramach współpracy naukowej z Instytutem Lotnictwa uczestniczyłem w opracowaniu metod projektowania elementów maszyn do warunków zmęczeniowej wytrzymałości niskocyklowej [1], [2]. Ponadto uczestniczyłem w opracowaniu metod oceny bezpieczeństwa i niezawodności konstrukcji nośnych śmigłowców [5]. W ramach tej współpracy brałem udział w opracowaniu modeli obliczeniowych i obliczeniach konstrukcji nośnych śmigłowców [6], a także wybranych elementów konstrukcyjnych (np. [4], [5]). Uczestniczyłem także w opracowaniu metod modelowania i obliczania za pomocą MES konstrukcji powłokowych [4] i kompozytowych [3].

Brałem również udział w ekspertyzach na zamówienie, gdzie wykonywałem obliczenia wytrzymałościowe. Jedną z tego typu prac były obliczenia wytrzymałościowe palownicy PG20 [5]. W pracy tej brałem udział w opracowaniu modelu fizycznego i MES analizowanej platformy, a także w sprawdzaniu poprawności otrzymanych wyników z modelem fizycznym tzn. wartości reakcji podpór i węzłów. Następną pracą, w ramach prac na zamówienie były obliczenia wytrzymałościowe MES platformy kinowej [7], w których wykorzystałem wcześniej wykonane obliczenia obciążeń dynamicznych (Rozdz. 5.1.3). Zaproponowałem także zmiany konstrukcyjne analizowanej platformy, zweryfikowane dalszymi obliczeniami wytrzymałościowymi.

- Jan Freundlich, Jerzy Jachimowicz, Jerzy Osiński, Jan Sikorski, 1996, Projektowanie elementów maszyn do warunków zmęczeniowej wytrzymałości niskocyklowej, III Konferencja Naukowa - Komputerowe Wspomaganie prac Inżynierskich, Kudowa Zdrój. 1996, 193-198
- Jan Freundlich, Jerzy Jachimowicz, Andrzej Krupa, Jerzy Osiński, Jan Sikorski, 1997, On the design of machine elements working in the low-cycle fatigue conditions, XIII Polish Conference on Computers Methods in Mechanics, Poznań, Polska

- 3. Jan Freundlich, Jerzy Jachimowicz, Jerzy Osiński, 1997, Obliczanie konstrukcji kompozytowych z zastosowaniem MES, Prace Instytutu Lotnictwa, Vol. 149-150, 235-244
- 4. Jan Freundlich, Jerzy Jachimowicz, Jerzy Osiński, 1998, Modelling of shell construction using FEM, *Lightweight Structures in Civil Engineering*, Warszawa, 30 listopad- 4 grudzień 1998, 191-195
- 5. Jan Freundlich, Jerzy Jachimowicz, Jarosław Mańkowski, Jerzy Osiński, Andrzej Żabicki, Analiza wytrzymałościowa wybranych węzłów konstrukcyjnych Palownicy PG20, Praca wykonana zgodnie z umową 501/122/573/1 z dnia 28.04.1997, na zlecenie Instytutu Badawczego Dróg i Mostów, Warszawa, 1997-1998
- 6. Jerzy Jachimowicz, Jan Freundlich, Jerzy Osiński, 2000, Ocena bezpieczeństwa i niezawodności konstrukcji nośnych śmigłowców, Prace Instytutu Lotnictwa, Vol. 160, Nr 1, 105-112.
- Jan Freundlich, Jerzy Osiński, Obliczenia wytrzymałościowe platformy kinowej, Praca wykonana na zamówienie ETC-PZL Aerospace Industries Sp. z o o, Al. Krakowska 110/114, 02-256 Warszawa, 2003

# 5.1.5 Badanie dynamiki nieliniowych układów autoparametrycznych z wahadlem sferycznym

Ostatnim obszarem moich zainteresowań są badania układów autoparametrycznych z wahadłem sferycznym. Układy tego typu stosowane są jako uproszczone modele rzeczywistych konstrukcji. Badania te dotyczyły powstawania rezonansów zewnętrznych i wewnętrznych, przenoszenia energii między elementami, wpływu warunków początkowych na zachowanie się układu. Badano także obszar występowania drgań chaotycznych [1], [2], [3].

#### Literatura do rozdziału 5.1.5

- Danuta Sado, Jan Freundlich, Anna Dudanowicz, 2016, The Dynamics of a Coupled Mechanical System with Spherical Pendulum, Vibrations in Physical Systems Vol. 27, 309-316
- 2. Danuta Sado, Jan Freundlich, Anna Bobrowska, 2017, The Dynamics of a Coupled Mechanical System with Spherical Pendulum, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Vol. 55 No 3, 779-786, IF
- Danuta Sado, Jan Freundlich, 2018, Dynamics Control of an Autoparametric System with the Spherical Pendulum Using MR Damper, Vibrations in Physical Systems, vol. 29, 2018016

#### 5. 2. Osiągnięcia dydaktyczne

#### Prowadzenie zajęć dydaktycznych

W traktacie mojego zatrudnienia na Politechnice Warszawskiej prowadziłem lub prowadzę następujące przedmioty:

a) Przedmioty prowadzone w języku polskim

Nazwa przedmiotu	Rodzaj zajęć	Rodzaj studiów
Techniki Komputerowe	laboratorium	magisterskie stacjonarne
Mechanika Ogólna	ćwiczenia	inżynierskie, magisterskie stacjonarne
Metody Komputerowe	wykład	magisterskie stacjonarne
Wytrzymałość Materiałów	ćwiczenia,	inżynierskie, magisterskie stacjonarne
Wytrzymałość Materiałów	wykład	inżynierskie niestacjonarne
Metoda Elementów	laboratorium	inżynierskie, magisterskie stacjonarne
Skończonych		
Metoda Elementów	laboratorium,	inżynierskie, magisterskie
Skończonych	wykład	niestacjonarne
Drgania Mechaniczne	ćwiczenia,	inżynierskie stacjonarne
	laboratorium	
Podstawy automatyki i teorii	laboratorium	inżynierskie stacjonarne
maszyn		
Komputerowa ocena	przedmiot	inżynierskie, magisterskie stacjonarne
wytrzymałości	obieralny	
Obliczanie konstrukcji	przedmiot	magisterskie stacjonarne
kompozytowych przy pomocy	obieralny	
MES		

b) Przedmioty prowadzone w języku angielskim

Nazwa przedmiotu	Rodzaj zajęć	Rodzaj studiów
Strength of materials	ćwiczenia	inżynierskie stacjonarne
Theoretical mechanics	ćwiczenia	inżynierskie stacjonarne
Mechanical vibrations	ćwiczenia	inżynierskie stacjonarne

#### Opracowanie programów przedmiotów akademickich

W trakcie pracy dydaktycznej opracowałem lub brałem udział w opracowaniu następujących przedmiotów:

- 1. Obliczanie konstrukcji kompozytowych przy pomocy MES
- 2. Laboratorium MES
- 3. Komputerowa ocena wytrzymałości
- 4. Wykład MES dla studiów niestacjonarnych

#### Podręczniki akademickie

Jestem współautorem następujących podręczników:

- 1. Jerzy Wróbel (redaktor), Technika komputerowa dla mechaników. Laboratorium, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 1992
- 2. K. Gołoś, J. Osiński (redaktorzy), Zbiór zadań z wytrzymałości materiałów, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2001

#### 5.3 Opieka naukowa nad doktorantami

Jestem promotorem pomocniczym w przewodzie doktorskim mgr inż. Grzegorza Hoffmana nt. "Badanie wpływu uszkodzenia połączenia przetworników piezoelektrycznych z układem sterowanym na charakterystyki dynamiczne", wszczętym w dniu 19.03.2014.

#### 5.4. Recenzowanie publikacji w czasopismach międzynarodowych i krajowych

Recenzowałem artykuły dla następujących czasopism naukowych (wszystkie z listy JCR):

- 1. Acta Mechanica 1 artykuł (2018)
- 2. Advances in Mechanical Engineering 2 artykuły (2017-2018)
- 3. Applied Mathematical Modelling 1 artykuł (2017)
- 4. Archive of Applied Mechanics 1 artykuł (2018)
- 5. Journal of Theoretical and Applied Mechanics 2 artykuły (2016-2019)
- 6. International Journal of Structural Stability and Dynamics 1 artykuł (2018)

#### 5.5. Udział w projektach badawczych i opracowaniach naukowych

Brałem udział, jako wykonawca w następujących projektach badawczych

#### Projekty badawcze KBN

#### Po uzyskaniu tytułu doktora

- 1. Projekt badawczy KBN nr 9T12D02816p04 pt. "Analiza sprzężonych, termomechanicznych stanów naprężeń i odkształceń w zastosowaniu do elementów turbin lotniczych", 1999-2001
- 2. Projekt badawczy KBN nr 7T07C02115 pt. "Pasywne i aktywne metody obniżania poziomu drgań w maszynach" 1998-2001
- 3. Projekt badawczy KBN nr 8T07C01121 pt. "Projektowanie specjalnych napędów zębatych o dużych przełożeniach", 2001-2004
- 4. Projekt badawczy KBN nr 8T07C02418 pt. "Tłumienie drgań w elementach maszyn i ich połączeniach, 2001-2004
- 5. Projekt badawczy KBN nr 5T07C04523 pt. "Redukcja drgań w elementach maszyn i ich połączeniach", 2002-2005
- 6. Projekt badawczy KBN nr N N501 067335 pt. "Podkrytyczne zachowanie się aktywnych układów tłumienia i stabilizacji drgań", 2008-2011
- 7. Projekt badawczy KBN nr N N501 018535 pt. "Symulacje zachowania się konstrukcji maszyn w zakresie dużych deformacji", 2008-2011
- 8. MONIT Projekt badawczy Nr PO IG 01.01.02-00-013/08-00 pt. "Monitorowanie Stanu Technicznego Konstrukcji i Ocena jej Żywotności", projekt badawczy realizowany w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka (PO IG), 2009-2012

#### Przed uzyskaniem tytułu doktora

1. Projekt badawczy KBN nr 7T07C00809 pt. "Rozwój metod tłumienia drgań w materiałach i połączeniach elementów maszyn, 1993-1996

#### Prace statutowe

- 1. Praca nr 504/G/1152/1018 pt. "Analiza złożonych stanów naprężeń w dużych konstrukcjach z materiałów o nieliniowych właściwościach", 2006.
- 2. Praca nr 504/G/1152/1065 pt. "Wspomaganie komputerowe projektowania konstrukcji z tworzyw sztucznych i kompozytów", 2007.
- 3. Praca nr 504/G/1152/1090 pt. "Zagadnienia kontaktowe w połączeniach z materiałów o różnych właściwościach", 2008
- 4. Praca nr 504/1152/1147 pt. "Gradientowe piezoaktuatory w sterowaniu drganiami struktur płytowych", 2010.
- 5. Praca nr 504/G/1152/1168 pt. "Zastosowanie ułamkowego rachunku różniczkowocałkowego do opisu układów mechanicznych", 2012

#### **Opracowania na zamówienie**

- Jan Freundlich, Jerzy Jachimowicz, Jarosław Mańkowski, Jerzy Osiński, Andrzej Żabicki, Analiza wytrzymałościowa wybranych węzłów konstrukcyjnych Palownicy PG20, Praca wykonana zgodnie z umową 501/122/573/1 z dnia 28.04.1997, na zlecenie Instytutu Badawczego Dróg i Mostów, Warszawa, 1997-1998
- Jan Freundlich, Jerzy Osiński, Obliczenia wytrzymałościowe platformy kinowej, Praca wykonana na zamówienie ETC-PZL Aerospace Industries Sp. z o o, Al. Krakowska 110/114, 02-256 Warszawa, 2003
- Andrzej Tylikowski, Jan Freundlich, Marek Pietrzakowski, Analiza możliwości zastosowania materiałów nowej generacji w aktywnych elementach barier drogowych i mostowych o zwiększonym działaniu ochronnym w zderzeniu pojazd/bariera, Praca wykonana zgodnie z umową 501/H/1152/1136 z dnia 19.10.2009, na zamówienie Instytutu Badawczego Dróg i Mostów, Warszawa, 2009

#### 5.6. Wygłoszone referaty na międzynarodowych konferencjach naukowych

Wyniki prac badawczych, w których uczestniczyłem lub wykonywałem osobiście prezentowałem osobiście na 7 konferencjach międzynarodowych, a mianowicie:

- 1. Jan Freundlich, Andrzej Krupa, Jerzy Osiński, 1997, Evaluation of dynamical errors in gearboxes, Proceedings of the International Conference "Challenges to Civil and Mechanical Engineering in 2000 and Beyond", Wroclaw, Polska.
- 2. Jan Freundlich, Jerzy Osiński, 1997, Modelling of damping of machine elements, Proceedings of the International Conference "Challenges to Civil and Mechanical Engineering in 2000 and Beyond", Wroclaw, Polska.
- 3. Jan Freundlich, Marek Pietrzakowski, 2011, Monitoring of roof truss girder vibration using piezoelectric sensors – FEM simulation, The 10th International Conference on Vibration Problems, Praga, Czechy
- 4. Jan Freundlich, 2012, Vibrations of a Simply Supported Beam With a Fractional Derivative Order Viscoelastic Material Model - Supports Movement Excitation, 9th International Conference on Mathematical Problems in Engineering, Aerospace and Sciences, Wiedeń, Austria.

- 5. Jan Freundlich, Marek Pietrzakowski, 2013, Numerical Investigation of Piezoelectric Element Coupling Degradation in Active Beam Systems, 11th International Conference on Vibration Problems, Lizbona, Portugalia
- Jan Freundlich, 2015, Transient vibrations of a simply supported viscoelastic beam of a fractional derivative type under the transient motion of the supports. 13th International Conference on Dynamical Systems - Theory and Applications, Łódź, Polska.
- 7. Jan Freundlich, 2017, Vibrations of a cantilevered viscoelastic beam of a fractional derivative type with a tip mass and subjected to the base motion, 14th Conference on Dynamical Systems: Theory and Applications, Łódź, Polska.

#### 5.7. Przynależność do towarzystw naukowych

Należę do następujących towarzystw naukowych:

- 1. Polskie Towarzystwo Symulacji Komputerowej
- 2. Polskie Towarzystwo Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej

#### 5.8 Nagrody i wyróżnienia

Za działalność naukową i dydaktyczną otrzymałem następujące nagrody i wyróżnienia:

- 1. Nagroda zespołowa Ministra Edukacji Narodowej, 1999, za współautorstwo monografii pt.: "Damping of Vibrations"
- 2. Nagroda zespołowa II° Rektora Politechniki Warszawskiej, 2002, Rektor Politechniki Warszawskie, za podręcznik pt.: "Zbiór zadań z wytrzymałości materiałów".
- 3. Nagroda zespołowa I° Rektora Politechniki Warszawskiej, 2009, Rektor Politechniki Warszawskiej, za współautorstwo w monografii pt.: " Influence of parameter modifications on structure vibrations"
- 4. Nagroda zespołowa III° Rektora Politechniki Warszawskiej, 2011, Rektor Politechniki Warszawskie, za współautorstwo monografi pt.: "Symulacje zachowania się konstrukcji maszyn w zakresie dużych deformacji".
- 5. Medal Komisji Edukacji Narodowej, 2011, Ministerstwo Edukacji Narodowej, za Szczególne zasługi dla oświaty i wychowania.
- 6. Medal 100-lecia Odnowienia Tradycji Politechniki Warszawskiej, 2015, za całokształt pracy.

#### 5.9. Podsumowanie dorobku naukowego

Mój dorobek składa się z 48 publikacji naukowych. Wśród tych publikacji, 6 indeksowanych jest w bazie WoS, z czego 4 publikacje są w czasopismach z bazy JCR, o łącznym współczynniku IF = 4.692. Następnych 9 publikacji jest w czasopismach znajdujących się na liście B wykazu MNiSW. Ponadto jestem współautorem 4 monografii naukowych. Brałem aktywny udział w 41 naukowych konferencjach międzynarodowych i krajowych, na których wygłosiłem 13 referatów. Jestem recenzentem w czasopismach naukowych, które znajdują się w bazie czasopism JCR, wykonałem łącznie dla tych czasopism 8 recenzji. W mojej pracy naukowej brałem udział w 9 projektach badawczych KBN oraz w 3 ekspertyzach na

zamówienie. Zestawienie dorobku i osiągnięć naukowych zamieszczone jest w tabelach poniżej.

### Zestawienie wskaźników cytowań

Opis wskaźnika	Wartość
Liczba cytowań publikacji według bazy Web of Science (WoS)	12
Liczba cytowań publikacji według bazy Scopus	15
Liczba cytowań publikacji według Google Scholar	31
Indeks Hirscha według bazy Web of Science (WoS)	2
Indeks Hirscha według bazy Scopus	2
Indeks Hirscha według Google Scholar	3
Sumaryczny Impact Factor publikacji z bazy JCR	4.692

### Zestawienie dorobku naukowego

Rodzaj osiągnięcia	Przed doktoratem	Po doktoracie	Razem
Publikacje w czasopismach z bazy JCR		4	4
Pozostałe publikacje znajdujące się w bazie		2	2
WoS			
Publikacje z listy "B" MNiSW		9	9
Pozostałe publikacje w recenzowanych	2	10	12
czasopismach naukowych			
Publikacje w materiałach konferencyjnych		8	8
międzynarodowych (oprócz bazy WoS)			
Publikacje w materiałach konferencyjnych		9	9
krajowych (oprócz bazy WoS)			
Publikacje w monografiach		4	4
Razem	2	46	48

### Zestawienie pozostałych osiągnięć naukowych

Rodzaj osiągnięcia	Przed doktoratem	Po doktoracie	Razem
Wygłoszone referaty na międzynarodowych i krajowych konferencjach	1	10	11
Aktywny udział w międzynarodowych i krajowych konferencjach	8	33	41
Wykonane ekspertyzy i inne opracowania na zamówienie		3	3
Udział w projektach badawczych KBN	1	8	9
Recenzowanie publikacji w czasopismach z bazy JCR		8	8
Przynależność do towarzystw naukowych		2	2
Nagrody i wyróżnienia krajowe i uczelniane		6	6
Opieka naukowa nad doktorantami w charakterze promotora pomocniczego		1	1

Meunduch podpis Wnioskodawcy