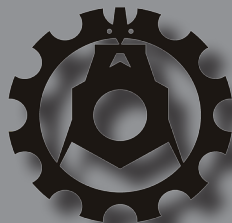




POLITECHNIKA LUBELSKA  
WYDZIAŁ  
MECHANICZNY



Profesor

**Janusz Kowal**

Doktor Honoris Causa  
Politechniki Lubelskiej

Lublin 2015

# **POLITECHNIKA LUBELSKA**



**Profesor**

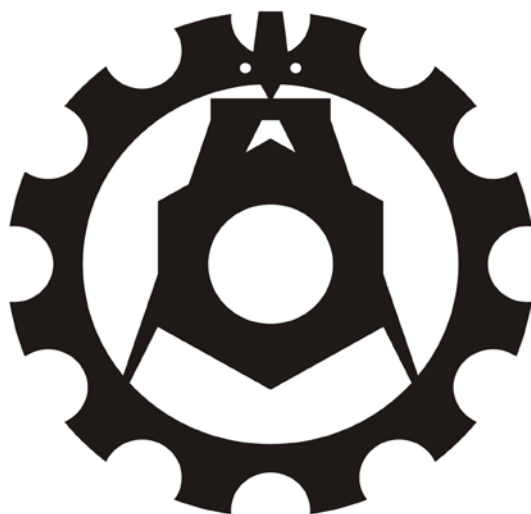
**Janusz Kowal**

**Doktor Honoris Causa  
Politechniki Lubelskiej**



**Lublin 2015**





Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2014

ISBN: 978-83-7947-115-7



**Uchwała Nr 11/2015/III  
Senatu Politechniki Lubelskiej  
z dnia 9 kwietnia 2015 r.**

*w sprawie nadania  
prof. dr. hab. inż. Januszowi Kowalowi  
tytułu doktora honoris causa Politechniki Lubelskiej*

Działając zgodnie z § 23 ust. 2 pkt 5 Statutu Politechniki Lubelskiej, oceniając dorobek naukowy, dydaktyczny i organizacyjny jako wybitny, na podstawie opinii wyrażonej przez prof. dr. hab. inż. Marka Opielaka, promotora tego przewodu, oraz uwzględniając opinie Senatów: Politechniki Śląskiej w Gliwicach oraz Wojskowej Akademii Technicznej im. Jarosława Dąbrowskiego w Warszawie, Senat Politechniki Lubelskiej

**n a d a j e**

**prof. dr. hab. inż. Januszowi Kowalowi**

**tytuł**

**DOKTORA HONORIS CAUSA  
POLITECHNIKI LUBELSKIEJ.**

Przewodniczący  
Senatu Politechniki Lubelskiej

Rektor  
Prof. dr hab. inż. Piotr Kacejko



SUMMIS AUSPICIIS  
SERENISSIMAE REI PUBLICAE POLONORUM  
NOS  
RECTOR ET SENATUS POLYTECHNICAЕ LUBLINENSIS  
ET  
DECANUS FACULTATIS MECHANICAE  
NEC NON  
PROMOTOR RITE CONSTITUTUS  
CUM  
UNANIMO CONSENSU SENATUUM  
POLYTECHNICAЕ SILESIENSIS  
ET  
ACADEMIAE TECHNICAЕ-MILITARIS VARSOVIENSIS JAROSLAVII DĄBROWSKI

IN  
CLARISSIMUM ET DOCTISSIMUM DOMINUM  
TECHNICAЕ RATIONIS AC DOCTRINAE PERITUM, SCIENTIARUM  
TECHNICARUM DOCTOREM HABILITATUM, PROFESSOREM ORDINARIUM  
VIRUM IN DISCIPLINIS TECHNICIS GRAVI AUCTORITATE

## IANUSSIUM KOWAL

QUI DOCTRINAM MECHANICAM STUDIOSSIME COLUIT ADMODUMQUE  
AUXIT, PRAECIPUE AUTEM DYNAMICEN MACHINARUM NEC MINUS ARTEM  
SYSTEMATA MECHANICA GUBERNANDI ET RATIONEM SONORUM  
VIBRATIONUMQUE  
HOMINEM DE INSTITUTIONE IUVENUM, QUI SE STUDIIS DEDERANT  
POLYTECHNICIS, BENE MERITUM ITEMQUE AD COOPERATIONEM  
CUM PROFESSORIBUS POLYTECHNICAЕ LUBLINENSIS MECHANICAE  
FACULTATIS SEMPER PROMPTUM

## DOCTORIS HONORIS CAUSA SCIENTIARUM TECHNICARUM

NOMEN AC DIGNITATEM, IURA AC PRIVILEGIA CONTULIMUS IN EIUSQUE REI  
FIDEM HOC DIPLOMA SIGILLO POLYTECHNICAЕ LUBLINENSIS SANCIENTIUM  
CURAVIMUS

PETRUS KACEJKO  
H. T. RECTOR MAGNIFICUS

MARCUS OPIELAK  
PROMOTOR

SBYGNEUS PATER  
H. T. DECANUS

LUBLINI, DIE XIII MENSIS MAII A. D. MMXV



Prof. dr hab. inż. dr h.c. Marek Opielak  
Instytut Transportu, Silników Spalinowych i Ekologii  
Wydział Mechaniczny  
Politechnika Lubelska

## **Laudacja**

z okazji nadania  
Prof. dr. hab. inż. Januszowi Kowalowi  
godności doktora honoris causa Politechniki Lubelskiej

Dostojny Doktorze Honorowy,  
Magnificencjo Rektorze,  
Wysoki Senacie,  
Szanowne Panie, Szanowni Panowie!

Godność Doktora Honoris Causa to najwyższa godność akademicka, jaką uczelnia może nadać, chcąc uhonorować w sposób szczególny osobę wybitną, zasłużoną dla nauki i uczelni, która ten tytuł nadaje.

Dzisiaj czuję się zaszczycony, mogąc przedstawić Państwu sylwetkę i dokonania mojego przyjaciela, wybitnego uczonego Profesora Janusza Kowala. Osoby cieszącej się wielkim autorytetem w środowisku naukowym w kraju i za granicą, osoby odpowiedzialnej i pracowitej, ale także skromnej i o wielkiej kulturze osobistej. Osoby należącej do grona najwybitniejszych uczonych w obszarze badań w zakresie dynamiki maszyn, sterowania w układach mechanicznych oraz wibroakustyki. Uczonego, który dzisiaj dołączy do znamienitego grona Honorowych Doktorów Politechniki Lubelskiej.

Przedstawienie zasług Pana Profesora nie jest zadaniem łatwym, gdyż Jego dokonania w obszarze badań naukowych, rozwoju nauki i kształcenia kadry naukowej jest tak dużo, że pozwolę sobie przedstawić je w ogromnym skrócie.

Profesor Janusz Kowal urodził się 25 lipca 1949 roku w Krakowie. Po ukończeniu w 1973 roku studiów na Akademii Górniczo-Hutniczej rozpoczął pracę na tej uczelni, gdzie przeszedł wszystkie stopnie awansu naukowego. W roku 1982 obronił pracę doktorską, a stopień doktora habilitowanego uzyskał w roku 1990. Tytuł naukowy profesora nauk technicznych otrzymał w roku 1996, a od roku 1999 pracuje w AGH na stanowisku profesora zwyczajnego.

W czasie pracy w Akademii Górniczo-Hutniczej pełnił wiele odpowiedzialnych funkcji. Przez dwie kadencje był prorektorem ds. badań naukowych. Przez dwie kadencje prodziekanem ds. dydaktyki, a przez trzy kadencje dziekanem Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH. Pełniąc funkcję dziekana, przewodniczył Kolegium Dziekanów Wydziałów Mechanicznych. Od roku 1994 nieprzerwanie kieruje Katedrą Automatykacji Procesów AGH.

Naukowo-badawcze zainteresowania Profesora Janusza Kowala dotyczą dynamiki układów mechanicznych, wibroakustyki oraz automatyki i teorii sterowania. Prace z tego zakresu w znakomitej większości mają charakter doświadczalny, ale ukierunkowany na uzyskiwanie wyników mających zastosowanie w budowie i eksploatacji maszyn. Opracowania te i ich wdrożenie do praktyki przemysłowej potwierdzają innowacyjną działalność i bardzo ścisłą współpracę Profesora z przemysłem. Katedra, którą kieruje, współpracuje z wieloma uznanymi krajowymi i zagranicznymi firmami, a zespoły badawcze kierowane przez Profesora stale poszukują nowatorskich rozwiązań i możliwości ich upowszechniania w praktyce. Efektem tej działalności jest 13 patentów oraz 30 prac naukowo-badawczych wdrożonych do praktyki przemysłowej.

Profesor Janusz Kowal stworzył szkołę naukową i bardzo zaangażował się w rozwój kadry. Jest autorem i współautorem ponad 200 publikacji naukowych, w tym 9 książek i monografii. Z Jego znanej w kraju i na świecie szkoły naukowej wywodzi się kilkunastu doktorów, 4 doktorów habilitowanych i 3 profesorów. Był także promotorem 10 obronionych rozpraw doktorskich (cztery wyróżnione, aktualnie 3 przewody doktorskie otwarte), recenzentem 34 rozpraw doktorskich, recenzentem w 35 postępowaniach habilitacyjnych. Był autorem 17 recenzji w postępowaniach związanych z mianowaniem na stanowisko profesora oraz 45 recenzji dorobku w postępowaniu o tytuł naukowy profesora. Wygłaszał 3 laudacje i 6 razy sporządzał recenzje w postępowaniach o nadanie godności Doktora Honoris Causa. Opracował bardzo wiele recenzji grantów i projektów badawczych.

Działalność naukowo-badawcza i w zakresie rozwoju kadry przyniosła Profesorowi Januszowi Kowalowi powszechne uznanie, jest ceniona w Polsce, jak też w wielu ośrodkach i organizacjach zagranicznych. O międzynarodowym uznaniu dorobku Profesora świadczą aktywne kontakty naukowe z wieloma liczącymi się ośrodkami naukowymi, m.in. w: Wielkiej Brytanii, Szkocji, USA, Meksyku, Australii, Argentynie, Chile czy też w Czechach i Słowacji. Jest członkiem komitetów redakcyjnych i naukowych szeregu liczących się czasopism krajowych i zagranicznych, jak np. „Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control”, „Acta Mechanica et Automatica”, „Technical Transactions – Mechanics”, „Mechanics and Control”, „Przegląd Mechaniczny”, czy też „Pomiary Automatyka Kontrola”. Od 2007 roku jest członkiem Komitetu Budowy Maszyn PAN, a od 2012 roku członkiem Komitetu Mechaniki PAN. Jest członkiem Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej oraz amerykańskich i angielskich organizacji naukowych – International Institute of Acoustics and Vibration, CLAWAR Association i ASEE – American Society for Engineering Education. Organizuje międzynarodowe konferencje naukowe, np. „Active Noise and Vibration Control Methods”, „International Carpathian Control Conference”, jak również bierze czynny i aktywny udział w pracach wielu komitetów naukowych konferencji krajowych i międzynarodowych. Jest ekspertem NCN i NCBiR oraz członkiem Zespołu Ekspertów w dziale Nauk Ścisłych i Technicznych.

Profesor Janusz Kowal bardzo aktywnie pracuje w wielu organizacjach i komisjach. Był członkiem Zespołu ds. Nagród Premiera, członkiem Komitetu Sterującego Sektorowego Programu Operacyjnego przy Ministrze Gospodarki i Pracy, członkiem Kapituły Nagrody Gospodarczej Wojewody Małopolskiego. Jest członkiem Zespołu ds. Nagród MNiSW, a także członkiem Narodowego Centrum Inżynierii Akustycznej AGH, Naukowego Centrum Mechatroniki AGH oraz Rady Programowej Centrum Technologii Obronnych Politechniki Śląskiej. Jest członkiem Centralnej Komisji ds. Stopni i Tytułów Naukowych, gdzie pełni funkcję sekretarza Zespołu VI Nauk Technicznych.

Profesor Janusz Kowal jest również nauczycielem akademickim cenionym przez współpracowników i studentów. Opracował szereg programów nauczania, skryptów, stanowisk i instrukcji laboratoryjnych, przekazuje wychowankom wiedzę weryfikowaną w trakcie prowadzonych badań naukowych. Jest autorem dwutomowego podręcznika „Podstawy Automatyki”.

Za swoją rozległą działalność Profesor otrzymał wiele wyróżnień i nagród, wśród których znajdują się m.in. nagrody Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego oraz Rektora Akademii Górniczo-Hutniczej. Został odznaczony, m.in.: Krzyżem Kawalerskim Orderu Odrodzenia Polski, Złotym i Srebrnym Krzyżem Zasługi, Medalem Prezydenta Republiki Słowacji, Medalem Jubileuszowym AGH, Politechniki Śląskiej i Rzeszowskiej, Medalem Honorowym Giorgio Agricoli TU VSB w Ostrawie, a także nagrodą dydaktyczną im. prof. Władysława Taklińskiego.

Nie sposób nie wspomnieć o bliskich i wieloletnich związkach Profesora z Politechniką Lubelską. Współpraca z pracownikami Wydziału Mechanicznego trwa już ponad 15 lat. Udzielał życzliwych konsultacji w sprawach awansów naukowych pracowników i uprawnień Wydziału, będąc recenzentem dorobku naszych pracowników podczas postępowań o ich tytuły i stopnie naukowe. Wielokrotnie recenzował wnioski Politechniki Lubelskiej dla NCBiR oraz NCN. Obecnie uczestniczy w realizowanym przez pracowników Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej i Politechniki Śląskiej projekcie „Dolina Mechatroniki”, gdzie służy zawsze swoją życzliwą radą i doświadczeniem.

### **Szanowni Państwo!**

Nie jestem w stanie w tym krótkim wystąpieniu opisać wszystkich osiągnięć Pana Profesora, istotnych dla rozwoju nauki polskiej i międzynarodowej. Jednakże jestem pewien, że wśród nas znajdują się osoby, które ze strony Pana Profesora doznały wielu wyrazów życzliwości i pomocy, podobnie jak nasza Politechnika. Mam też pełne przekonanie, że naukowa, dydaktyczna i organizacyjna działalność Pana Profesora Janusza Kowala w pełni zasługuje na wyróżnienie najwyższą godnością akademicką.

### **Magnificencjo, Wysoki Senacie, Szanowni Państwo!**

Przedstawione przeze mnie informacje w pełni uzasadniają decyzję Senatu Politechniki Lubelskiej o nadaniu Profesorowi Januszowi Kowalowi najwyższej godności akademickiej – tytułu Doktora Honoris Causa.







**Uchwała Nr 44/2014/IX  
Senatu Politechniki Lubelskiej  
z dnia 18 grudnia 2014 r.**

***w sprawie wszczęcia postępowania o nadanie  
prof. dr. hab. inż. Januszowi Kowalowi  
tytułu doktora honoris causa Politechniki Lubelskiej***

Na podstawie § 23 ust. 2 pkt 18 Statutu Politechniki Lubelskiej  
Senat u c h w a ł a, co następuje:

**§ 1.**

Senat Politechniki Lubelskiej, po zapoznaniu się z działalnością i dorobkiem naukowym *prof. dr. hab. inż. Janusza Kowala*, postanawia wszcząć postępowanie o nadanie Mu tytułu doktora honoris causa Politechniki Lubelskiej oraz ustanawia prof. dr. hab. inż. Marka Opielaka promotorem tego przewodu.

W związku z powyższym Senat Politechniki Lubelskiej postanawia zwrócić się o opinie wspierające do Senatów wymienionych poniżej uczelni:

- 1) Politechniki Śląskiej w Gliwicach,
- 2) Wojskowej Akademii Technicznej im. Jarosława Dąbrowskiego w Warszawie.

**§ 2.**

Uchwała wchodzi w życie z dniem podpisania przez rektora Politechniki Lubelskiej.

Przewodniczący  
Senatu Politechniki Lubelskiej

**R e k t o r**  
*Prof. dr hab. inż. Piotr Kacejko*



**DZIEKAN  
WYDZIAŁU MECHANICZNEGO  
POLITECHNIKI LUBELSKIEJ**

WM/ 284 /2014

Lublin, dnia 6 listopada 2014 roku

**J.M. Rektor i Senat  
Politechniki Lubelskiej**

Dziekan i Rada Wydziału Mechanicznego zwracają się do Senatu Politechniki Lubelskiej z wnioskiem o wszczęcie postępowania o nadanie tytułu Doktora Honoris Causa prof. dr. hab. inż. Januszowi Kowalowi oraz wyznaczenie promotora w osobie prof. dr. hab. inż. Marka Opielaka.

Wniosek został pozytywnie zaopiniowany na posiedzeniu Rady Wydziału Mechanicznego w dniu 29 października 2014 roku (w załączeniu uchwała Rady Wydziału oraz komplet dokumentów).

**DZIEKAN**  
Wydziału Mechanicznego  
*Pater*  
prof. dr. hab. inż. Zbigniew Pater

POLITECHNIKA LUBELSKA  
Wydział Mechaniczny  
20-618 Lublin, ul. Nadbystrzycka 36  
tel. 81 53 64 194, fax 81 53 84 233

UCHWAŁA WM/09/14/15

RADY WYDZIAŁU MECHANICZNEGO

POLITECHNIKI LUBELSKIEJ

z dnia 29 października 2014 roku

W uznaniu szczególnych zasług w staraniach o uzyskanie uprawnień do nadawania stopnia doktora nauk technicznych w dyscyplinie inżynieria produkcji oraz za wieloletnią twórczą współpracę ze środowiskiem naukowym Wydziału Mechanicznego, Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej na posiedzeniu w dniu 29 października 2014 roku podjęła uchwałę w sprawie wystąpienia z wnioskiem do Senatu PL o nadanie tytułu Doktora Honoris Causa prof. dr. hab. inż. Januszowi Kowalowi oraz o wyznaczenie promotora w osobie prof. dr. hab. inż. Marka Opielaka.

**DZIEKAN**  
**Wydziału Mechanicznego**

*Pater*  
prof. dr. hab. inż. Bogusław Pater

## **Prezentacja dorobku naukowego, dydaktycznego i organizacyjnego profesora Janusza Krzysztofa Kowala**

**z Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki  
Akademii Górniczo-Hutniczej im. Stanisława Staszica w Krakowie**

### **Dane biograficzne**

Prof. dr hab. inż. Janusz Krzysztof Kowal urodził się 25 lipca 1949 roku w Krakowie. W 1968 roku ukończył Technikum Łączności w Krakowie i w tym samym roku podjął studia na Wydziale Elektrotechniki Akademii Górniczo – Hutniczej w Krakowie. W 1973 roku uzyskał dyplom magistra inżyniera elektryka o specjalności automatyka przemysłowa. W styczniu 1974 roku podjął pracę w Środowiskowym Laboratorium Drgań i Szumów na Wydziale Maszyn Górniczych i Hutniczych AGH. W tym samym roku został zatrudniony na stanowisku asystenta w Instytucie Mechaniki i Wibroakustyki AGH, którym kierował prof. Zbigniew Engel. W latach następnych przeszedł kolejne stopnie kariery akademickiej. Z Wydziałem MGHiH, który w 1992 r. zmienił nazwę na Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki jest związany zawodowo nieprzerwanie przez ponad 40 lat. W 1982 roku obronił pracę doktorską pt. *"Synteza i analiza wybranych układów wibroizolacji sterowanej"*. W kraju była to jedna z pierwszych prac doktorskich z tematyki aktywnych metod redukcji drgań. Stopień naukowy doktora habilitowanego nadała mu Rada Wydziału Maszyn Górniczych i Hutniczych w czerwcu 1990 roku, na podstawie rozprawy habilitacyjnej pt. *"Aktywne i semiaktywne metody wibroizolacji układów mechanicznych"*. Od października 1990 roku pełni funkcję prodziekana ds. kształcenia, wprowadza nowe programy studiów inżynierskich i magisterskich w systemie „Y”, uruchamia nowe specjalności. W 1994 roku obejmuje kierownictwo Katedry Automatyzacji Procesów, która liczy 33 osoby w tym 7 samodzielnych pracowników naukowych (4 profesorów tytułarnych). W 1996 r., zostaje wybrany dziekanem Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. W tym czasie dokonał zmian organizacyjnych. Zmienił strukturę Wydziału zmniejszając liczbę Katedr. Zreformował system zarządzania i finansowania Wydziału i jego Jednostek, wprowadził nowe zasady oceny działania Katedr, czyniąc Wydział samowystarczalnym, na drodze do obecnej rentowności. Tytuł naukowy profesora nauk technicznych uzyskał w 1996 roku.

W latach 1999 – 2005 przez dwie kadencje pełnił funkcję prorektora ds. nauki w Akademii Górniczo – Hutniczej. W 2005 roku został ponownie wybrany na dziekana Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. Funkcję tą pełnił przez dwie kadencje do 2012 roku. W tym okresie Wydział zajmował pierwsze miejsce w rankingu wydziałów AGH oraz dwukrotnie w latach 2005 i 2010 uzyskał pierwszą kategorię w ocenie MNiSW i był najlepszym wydziałem mechanicznym w swojej grupie jednorodnej. W kolejnej ocenie prowadzonej przez KEJN w 2013 roku uzyskał kategorię A i również lokował się na najwyższej pozycji wśród wydziałów mechanicznych. W trakcie dwóch kadencji zrealizował kilka ważnych inwestycji jak: centrum kongresowe wydziału, bibliotekę wydziałową i nowoczesne laboratorium technologii. W 2005 roku został wybrany przewodniczącym Kolegium Dziekanów

Wydziałów Mechanicznych. Funkcję tą pełnił do 2012 roku i do chwili obecnej jest Honorowym Przewodniczącym Kolegium Dziekanów Wydziałów Mechanicznych. W 2012 roku został wybrany członkiem Centralnej Komisji ds. Stopni i Tytułów gdzie pełni funkcję sekretarza Sekcji VI Nauk Technicznych. Od 1999 roku jest członkiem Senatu Akademii Górniczo – Hutniczej, a obecnie jest przewodniczącym Senackiej Komisji ds. Statutowo – Regulaminowych.

### **Działalność naukowa**

Zainteresowania naukowe profesora Janusza Kowala koncentrują się wokół następującej problematyki:

- Dynamiki układów mechanicznych
- Wibroakustyki
- Automatyki i Teorii sterowania

Są to głównie prace o charakterze doświadczalnym poparte analizami teoretycznymi i dotyczą różnych problemów dynamiki maszyn i urządzeń a w szczególności zagadnień minimalizacji niepożądanych efektów, w pierwszym rzędzie zakłócających funkcjonowanie maszyn i urządzeń oraz szkodliwych drgań przekazywanych do otaczającego środowiska i ich oddziaływanie na organizm człowieka. Badania te były i są nadal ukierunkowane na uzyskiwanie aplikacyjnych wyników w budowie i eksploatacji maszyn w oparciu o współczesne podstawy naukowe. Niektóre oryginalne rozwiązania konstrukcyjne profesora i jego zespołu zostały opatentowane. Wyniki swoich prac publikuje w prestiżowych czasopismach naukowych. Każde opracowanie własne, czy udział w pracach zespołowych pozostawiło pozytywne piętno w postaci oryginalnych koncepcji badawczych, czy pomysłów doskonalących stosowane metody badawcze. Celem głównym tych koncepcji było podwyższanie skuteczności sterowania układami drgającymi, jak i skracanie czasu badań eksperymentalnych. Było to możliwe dzięki dokładnemu ustaleniu obszarów skutecznej sterowalności układów wibroizolacyjnych.

Oprócz publikacji w znaczących, renomowanych krajowych i zagranicznych czasopismach naukowych w tym indeksowanych w bazie JCR, recenzowanych artykułów w materiałach konferencji krajowych i zagranicznych, wykonał wiele projektów naukowo-badawczych i ekspertyz dla przemysłu. Wiele z nich znalazło bezpośrednie zastosowanie w praktyce. Katedra którą kieruje współpracuje z wieloma firmami np. Huta Stalowa Wola, Bumar, WASKO, Mitsubishi, Siemens, Viessmann, Zakłady Oponiarskie w Dębicy, ASTOR, Control Proces S.A., ZPC Opoczno, PZL Mielec, HYDROMEGA Gdynia, MARVEL Łódź, STER Poznań.

Badania naukowe profesora w początkowym okresie jego pracy dotyczyły problematyki wibroizolacji, a w szczególności badań własności wibroizolacyjnych materiałów gumopodobnych pod kątem ich wykorzystania w zagadnieniach wibroizolacji pasywnej. Obejmowały one określenie własności i modułu sprężystości wibroizolacyjnych materiałów gumopodobnych w zależności od składników użytych do ich produkcji. Szybko jednak bo w 1977 roku, zdecydował się na **pracą badawczą nad sterowanymi układami wibroizolacji**. Problematyką tą zajmowało się kilka ośrodków zagranicznych a w kraju nie pojawiały się jesz-



cze prace poświęcone tym zagadnieniom. Inspiracją do podjęcia tych badań była współpraca z prof. Zbigniewem Engelem. Prace badawcze profesora mają charakter interdyscyplinarny i koncentrowały się na zagadnieniach dotyczących:

- aktywnych metod wibroizolacji z pneumatycznymi elementami wykonawczymi przy uwzględnieniu wymuszeń poliharmonicznych i przypadkowych
- semiaktywnych układów wibroizolacji ze sterowanym tłumieniem, dla ochrony kierowcy przed szkodliwym wpływem drgań.

Były to pierwsze w kraju badania dotyczące zagadnień sterowania drganiami, równolegle prowadzone były prace badawcze prof. A. Muszyńskiej w IPPT PAN oraz prof. Z. Gosiewskiego nt. aktywnego sterowania drganiami wirników. W problematyce wibroizolacji układów mechanicznych prawa mechaniki, teoria drgań i teoria sterowania automatycznego mają istotne znaczenie w procesach syntezy i analizy układów wibroizolacji sterowanej. Profesor J. Kowal wykazał się umiejętnością nowoczesnego ujęcia wiedzy teoretycznej, rozwiązując zagadnienia minimalizacji procesów drganiowych, syntezy sterowania optymalnego przy kwadratowym wskaźniku jakości a także sterowania minimalno-czasowego układu wibroizolacji aktywnej. Początkowe prace angażujące klasyczne metody teorii sterowania modyfikuje własnymi koncepcjami i rozbudowuje metody o znacznym wkładzie oryginalnych pomysłów badawczych. Do szczególnie złożonych zaliczyć należy problemy wibroizolacji układów mechanicznych poddanych niskoczęstotliwościowym wymuszeniom kinematycznym, mającym charakter procesu stochastycznego. Koncentrując się na pneumatycznych elementach wykonawczych, wprowadzał nieliniowości do modelu matematycznego i przeprowadzał syntezę sterowania ciągłego i dyskretnego dla celów kształtowania właściwości wibroizolacyjnych układów aktywnych i semiaktywnych. Wyniki tych badań weryfikował doświadczalnie.

W swoich pracach obok rozważań teoretycznych prowadził badania symulacyjne i doświadczalne zaprojektowanych i wykonanych oryginalnych wibroizolatorów sterowanych. Opracowane przez niego konstrukcje wibroizolatorów aktywnych i semiaktywnych różnią się między sobą rodzajem elementu wykonawczego i sposobem sterowania, co wpływa na złożoność konstrukcji, niezawodność działania, pobór mocy, a tym samym na koszty wykonania i eksploatacji. Zaproponował oryginalną konstrukcję wibroizolatora o zmiennych parametrach z pneumatycznymi elementami wykonawczymi. Do układów wibroizolacyjnych wprowadził układy automatycznego sterowania ciśnienia w komorze nośnej wibroizolatora oraz układy sterowania tłumienia. Niektóre z tych rozwiązań zostały opatentowane. Cenne są tutaj opracowania związane z zawieszeniem siedzisk kierowców i operatorów maszyn. Profesor we współpracy z producentem siedzisk kierowców FMR w Kunowie opracował prototyp semiaktywnego układu wibroizolacji siedziska. Prowadzone były badania przemysłowe tego prototypu w Fabryce Autobusów SANOS i krakowskim MPK. Trudna sytuacja gospodarcza pod koniec lat 80 tych spowodowała przerwanie tych prac.

**Szczególnie wartościowe są prace profesora J. Kowala z dziedziny aktywnych układów wibroizolacji ze sterowaniem adaptacyjnym.** W pracach tych uwzględniono odchylenia od przyjętych warunków pracy maszyn i urządzeń. Systemy adaptacyjne, które rozpracował uwzględniają nieliniowości głównie w układach wykonawczych aktywnych układów

wibroizolacji, jak również niestacjonarność pracy obiektów chronionych. Poprzez uwzględnianie sprzężeń zwrotnych uzyskał dostrajanie parametrów układów wibroizolacji, w ten sposób uzyskał pożądane obniżenie poziomu wibracji obiektów chronionych. Poziom jego prac naukowych dorównuje światowemu poziomowi prac z tej dziedziny.

Po uzyskaniu tytułu profesora wspólnie ze stworzonym przez siebie zespołem naukowym prowadzi badania nad zastosowaniem w aktywnych układach wibroizolacji zaawansowanych algorytmów sterowania typu: sterowanie rozmyte, sterowanie odporne i algorytmy genetyczne. Celem tych badań jest zapewnienie wysokiego komfortu i bezpieczeństwa podróży pojazdem poprzez minimalizację składowej dynamicznej sił reakcji występujących na styku koło-nawierzchnia jezdni. Istotnym czynnikiem są również stabilność ruchu pojazdu i dobra kierowność. W ramach projektów badawczych finansowanych przez KBN kierował badaniami sterowanych zawieszek pojazdów. Opracował metodykę projektowania aktywnych i semiaktywnych zawieszek pojazdów w przypadku występowania zmiennych warunków pracy obiektu. Zastosował w niej metodę szybkiego prototypowania układów sterowania Hardware in the Loop Simulation. Analizował różne struktury zawieszek pojazdów w których rozpatrywał zakłócenia losowe o rozkładzie normalnym i zdeterminowanej funkcji gęstości widmowej mocy zależnej od klasy drogi. Zajmuje się również sterowanymi aktywnymi i semiaktywnymi zawieszkami platform gasienicowych, w których w miejsce drążków skrętnych stosuje oryginalne, opatentowane rozwiązanie w postaci pakietu sprężyn spiralnych oraz sterowany tłumik magnetoreologiczny.

**Od kilku lat zespół kierowany przez prof. J. Kowala prowadzi badania nad poprawą sprawności energetycznej aktywnych układów redukcji drgań.** Zapotrzebowanie na energię dostarczaną do elementów wykonawczych tych układów z zewnętrznych źródeł energii jest problemem szeroko rozważanym już w trakcie ich opracowywania. Jednym z rozwiązań tego problemu jest odzyskiwanie energii drgań masy nie wibroizolowanej w postaci energii elektrycznej, mechanicznej lub hydraulicznej w celu ponownego wykorzystania jej w układzie do redukcji drgań masy wibroizolowanej. Prowadzone są działania w kierunku wdrożenia układów regeneracji energii w systemach wibroizolacji autobusów i pojazdów ciężarowych. W układach odzyskiwania energii oraz w układach redukcji drgań wykorzystuje elektromagnetyczne silniki liniowe, a także alternatywne dla tradycyjnych źródła energii jak materiały piezoelektryczne i magnetostrykcyjne.

Z zagadnieniami minimalizacji zapotrzebowania na energię zewnętrzną i obniżenia energochłonności aktywnych układów redukcji drgań, związane są również badania nad doбором odpowiedniej struktury układów aktywnych, a w szczególności elementów wykonawczych oraz optymalny dobór algorytmu sterowania redukcją drgań. W badanym przypadku najlepsze efekty uzyskano stosując algorytmy ślizgowe.

Kolejnym obszarem zainteresowań profesora jest **zastosowanie materiałów inteligentnych** jak: ciecze magnetoreologiczne, piezoelektryki, materiały z pamięcią kształtu **w układach sterowania struktur dynamicznych.** Podejmowane zagadnienia dotyczą semiaktywnej redukcji drgań mostu, sterowanie drganiami konstrukcji smukłych, elektrowni wiatrowych, wież przekaźnikowych i innych.



W ostatnich latach zespół pod kierunkiem profesora podjął nową problematykę badawczą dotyczącą systemów diagnozowania jakości i parametrów powierzchni. W ramach grantu rozwojowego którym kierował, zbudowany został doświadczalny system kontroli jakości i kształtu. Opracowany w ramach projektu system kontroli jest urządzeniem mechatronicznym przystosowanym do pracy w warunkach linii produkcyjnych. Składa się z systemu wizyjnego oraz oprogramowania umożliwiającego badania powierzchni i kształtu przedmiotów z wykorzystaniem technologii obróbki trójwymiarowej obrazu. Kolejnym elementem tych badań będą weryfikacje przemysłowe zaprojektowanego systemu i ocena zdolności pracy w zmiennych warunkach i przy zakłóceniach rzeczywistych.

Większość tych prac realizowana była w ramach projektów badawczych uzyskanych w ramach konkursów. Były one finansowane początkowo przez KBN, MNiI, MNiSW a ostatnio NCBiR i NCN. Profesor uczestniczył w realizacji kilkudziesięciu grantów, kierował 18 grantami. Część uzyskanych w trakcie prowadzonych badań oryginalnych rozwiązań została opatentowana i wdrożona. Profesor jest współautorem 13 uzyskanych patentów.

Prof. J. Kowal opracował kilkadziesiąt recenzji artykułów dla krajowych i zagranicznych czasopism naukowych oraz wykonał 28 recenzji książek i monografii.

Prace prof. J. Kowala zostały opublikowane w 6 monografiach oraz w ponad 200 artykułach i referatach, w dużej części w renomowanych czasopismach i materiałach konferencyjnych o zasięgu międzynarodowym w tym także czasopismach z tkz. listy filadelfijskiej oraz w czasopismach z listy „B” MNiSW. Jest również autorem dwutomowego podręcznika akademickiego pt. „Podstawy Automatyki”.

### **Współpraca krajowa i międzynarodowa**

Prof. Janusz Kowal rozwija szeroką współpracę naukową z wieloma liczącymi się ośrodkami krajowymi i zagranicznymi. Do krajowych zaliczyć można: Politechnikę Śląską, Politechnikę Lubelską, Politechnikę Warszawską, Politechnikę Świętokrzyską, Politechnikę Rzeszowską, Politechnikę Białostocką, Politechnikę Wrocławską, Politechnikę Krakowską, Politechnikę Poznańską, Politechnikę Gdańską, Politechnikę Łódzką, Politechnikę Koszalińską, Zachodniopomorski Uniwersytet Techniczny, Centralny Instytut Ochrony Pracy CIOP - PIB, Instytut Technologii Eksploatacji – PIB, PIMOT Warszawa, Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych (ITWL) w Warszawie. W każdym z tych ośrodków ma kontakty osobiste i zespoły naukowe z którymi blisko współpracuje.

Również efektywna jest współpraca profesora z ośrodkami zagranicznymi jak: Technical University Sheffield – Anglia, Minesota University – USA, VSB Technická Universita w Ostrawie (Gdzie jest członkiem Rady Wydziału Budowy Maszyn), Technická Univerzita w Koszycach, Glasgow Caledonian University, The University of Adelajda, University of Buenos Aires, University of Chile, Santiago de Chile, Universidad PANAMERICANA – Mexico i Politechnika Lwowska. Szczególnie bliskie kontakty łączą go z profesorami Stive Banks i Osman Tokhi z Uniwersytetu w Sheffield, profesorem Colinem Hansenem z Uniwersytetu w Adelajdzie, profesorem Malcolmem Crockerem z International Institute of Acoustic and Vibration i zmarłym już profesorem Igozem Ballo ze Słowackiej Akademii Nauk w Bratysławie. Wszyscy oni zajmowali się również problematyką sterowania w układach mechanicznych.

Rozwijana jest nadal współpraca z Institute Materials and Machine Mechanics Slovak Academy of Sciences. Owoce tej współpracy są wspólne badania naukowe i publikacje, wymienne staże naukowe i wspólnie organizowane seminaria i konferencje naukowe.

Pełniąc funkcje prorektora ds. nauki AGH i dziekana Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki prof. J. Kowal współpracował z Wydziałem Mechanicznym Politechniki Lubelskiej. Nawiązał kontakty z ówczesnym Rektorem Prof. Kazimierzem Szabelskim, profesorem WIMIR prowadzili tutaj wykłady (prof. Zygmunt Drzymała, prof. Zbigniew Engel). Profesor opracowywał recenzje w postępowaniach habilitacyjnych i o nadanie tytułu naukowego profesora dla pracowników Politechniki Lubelskiej. W ostatnim okresie bierze udział w organizacji Lubelskiej Doliny Mechatroniki.

### **Działalność na rzecz przemysłu i gospodarki**

Prof. J. Kowal współpracuje z wieloma ośrodkami przemysłowymi zarówno w ramach powołanego Centrum Doskonałości Sterowania w Układach i Strukturach Mechanicznych jak i w ramach Sieci Naukowych, Kłastrów oraz Konsorcjów powoływanych do realizacji kluczowych projektów badawczych.

W ramach konsorcjum naukowo-przemysłowego, którego liderem była Politechnika Śląska, a członkami Akademia Górniczo-Hutnicza, Huta Stalowa Wola, WASKO S.A. z Gliwic i Wojskowy Instytut Techniki Inżynieryjnej z Wrocławia, realizował wraz z zespołem projekt „*Autonomiczna uniwersalna platforma gasienicowa do zadań logistycznych i bojowych według standardów współczesnego pola walki*”. Zespół pod kierownictwem profesora realizował półaktywny system zawieszenia pojazdu oraz napinania gasienicy, który zapewniał zwiększenie możliwości sprawnego pokonywania trudnego terenu przy dużych prędkościach jazdy. Zastosowane tutaj rozwiązania konstrukcyjne zostały opatentowane,

We współpracy z firmą STER z Poznania opracowywał układ wibroizolacji do foteli maszyn roboczych i pojazdów jako nowe rozwiązanie zawieszenia fotela z tłumikiem sterowanym i sprężyną pneumatyczną.

W ramach konsorcjum z Przemysłowym Instytutem Motoryzacji PIMOT w Warszawie, przedsiębiorstwami HYDROMEGA z Gdyni i Marvel z Łodzi jest realizatorem projektu pod tytułem „*Aktywne zawieszenie wielofunkcyjnych pojazdów kołowych o wysokiej mobilności*”. Projekt ten jest finansowany przez NCBiR w ramach trzeciego konkursu „Program Badań Stosowanych”. Jest też członkiem Komitetu Sterującego Konsorcjum zawiązanego na rzecz realizacji tego projektu.

Katedra Automatyzacji Procesów jest również członkiem KIS International Centre for Excellence in Manufacturing Technologies and Applications ICEMTA.

W ramach realizacji tematyki badawczej dotyczącej Sterowania w Układach Mechanicznych współpracuje z kilkunastoma przedsiębiorstwami jak ASTOR w Krakowie, BWI Group w Krakowie, BHH Mikrohuta z Dąbrowy Górniczej, AMZ w Kutnie i inne.

Prof. J. Kowal wykonał wiele prac naukowo-badawczych, projektowych i ekspertyz dla przemysłu. Kierował ponad 30 pracami naukowo-badawczymi, które zostały wdrożone w przemyśle. Najważniejsze z nich to:

1. Projekt wibroizolacji sprężarki. Zakłady Mechaniczne Huty Stalowa Wola w Janowie Lubelskim.
2. Projekt zawieszenia siedziska kierowcy dla samochodu ciężarowego Spółka zo.o „Postęp” Starachowice.
3. Opracowanie projektu zabezpieczeń wibroakustycznych wentylatorów dla fabryki OWENT w Olkuszu.
4. Opracowanie projektu zmodernizowanych zawiesznień wagonu kolejowego dla ZNTK w Nowym Sączu.
5. Minimalizacja zagrożenia drganiami na stanowisku pasażera w autobusach SANOS. Praca dla Sanockiej Fabryki Autobusów
6. Projekt techniczny, wykonanie i badania prototypu manipulatora do zakuwania prętów na młocie. Praca dla Huty Warszawa.
7. Projekt i badania semiaktywnych zawiesznień foteli kierowców, dla Spółki STER w Poznaniu.
8. Projekt i wykonanie prototypów sterowanego układu wibroizolacji siedzisk kierowców i operatorów ciągników dla Fabryki Siedzisk w Kunowie.

### **Kształcenie kadr naukowych**

Profesor J. Kowal ma znaczące osiągnięcia w zakresie rozwoju kadry naukowej. Skupił i wychował wielopokoleniową grupę aktywnych naukowców, rozwijających dziedzinę jego zainteresowań. Z jego znanej w kraju i na świecie polskiej szkoły naukowej sterowania w układach mechanicznych, wywodzi się liczna grupa profesorów (3), doktorów habilitowanych (4) i kilkunastu doktorów nauk technicznych. Był promotorem 10 prac doktorskich, z których cztery zostały wyróżnione, wspierał realizację szeregu prac habilitacyjnych. Jest też promotorem w trzech otwartych przewodach doktorskich. Recenzował 34 prace doktorskie, 35 prac habilitacyjnych, a także wykonał 45 recenzji dorobku, związanych z wnioskiem o nadanie tytułu naukowego profesora i 17 recenzji związanych z mianowaniem na stanowisko profesora. Opracował 6 recenzji w postępowaniu o nadanie DHC, trzykrotnie był promotorem w postępowaniu o nadanie DHC.

Opracował również wiele recenzji książek i artykułów naukowych dla czasopism oraz recenzji wniosków grantowych dla KBN i MNiSW. Jest ekspertem NCBiR i NCN i Członkiem Zespołu Ekspertów w dziale Nauk Ścisłych i Technicznych do oceny wniosków złożonych w konkursach na finansowanie projektów badawczych

W trakcie pełnienia funkcji dziekana prof. J. Kowal wspierał rozwój młodej kadry naukowej w innych uczelniach. Rada Wydziału IMiR prowadziła wiele przewodów doktorskich, postępowań habilitacyjnych i w sprawie nadania tytułu profesora dla wielu wydziałów mechanicznych. Niektóre z nich uzyskiwały dzięki temu uprawnienia doktoryzowania czy habilitowania.

### **Działalność dydaktyczna**

Prof. J. Kowal jest cenionym i szanowanym przez studentów i doktorantów dydaktykiem. Prowadzi wykłady i seminaria na studiach inżynierskich, magisterskich, doktoranc-



kich i podyplomowych na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki i na Wydziale Energetyki AGH, a także wykłady w PWSZ w Krośnie. Większość zajęć dydaktycznych to wykłady kursowe i specjalistyczne oraz seminaria dyplomowe, niektóre z nich to przedmioty wybierane przez studentów. Prowadzi wykłady z Podstaw automatyki, Teorii sterowania, Sterowanie struktur dynamicznych, Teorii Maszyn i Mechanizmów i inne. Dla większości tych przedmiotów opracował lub modernizował programy nauczania oraz przygotował autorskie wykłady i podręczniki akademickie np. Laboratorium Teorii Maszyn i Podstaw Automatyki, Podstawy Automatyki tom I i II, który był kilkakrotnie wznawiany. Był twórcą nowych laboratoriów wydziałowych i katedralnych.

Pełniąc funkcję prodziekana ds. nauczania, a następnie dziekana Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki szczególną uwagę poświęcał koordynowaniu prac dotyczących nowych programów studiów i systemu oceny jakości kształcenia inżynierów. W ramach programu TEMPUS był koordynatorem projektu badawczego dotyczącego jakości kształcenia inżynierów mechaników, uczestniczył w konferencjach dydaktycznych krajowych i zagranicznych i opublikował kilka artykułów dotyczących problemów kształcenia inżynierów. Jako prodziekan ds. kształcenia pełnił funkcję przewodniczącego Komisji ds. Reformy Planów Studiów na Wydziale IM i R. Opracował nowy program kształcenia na studiach magisterskich i inżynierskich w tzw. Systemie Y. Obecnie pełni funkcję opiekuna i przewodniczącego Komisji Dyplomowej dla kierunku Automatyka i Robotyka, wypromował ponad 120 dyplomantów.

Jako przewodniczący Konferencji Dziekanów Wydziałów Mechanicznych, był inicjatorem utworzenia nowego kierunku studiów Mechatronika oraz brał udział w opracowywaniu standardów i programów dla tego kierunku studiów. Prowadził negocjacje z MNiSW w sprawie algorytmów oceny Jednostek i powołanie grup jednorodnych.

W 2002 roku po ukończeniu podyplomowych studiów „Europejski Nauczyciel Techniki IGiP”, uzyskał tytuł European Engineering Educator. Za wybitne osiągnięcia dydaktyczne został wyróżniony prestiżową nagrodą im. Profesora Taklińskiego.

### **Działalność organizacyjna w nauce**

Ważną i niezmiernie pożyteczną częścią bogatej i różnorodnej działalności prof. J. Kowala jest jego aktywność w zakresie organizacji nauki i dydaktyki. W okresie ponad 40 letniej pracy na Uczelni przez 25 lat pełnił wiele funkcji, poczynając od prodziekana ds. kształcenia. Był i jest wybieralnym członkiem wielu rad naukowych, członkiem wielu komitetów naukowych konferencji i sympozjów, w tym również międzynarodowych. Organizował Zamiejscowe Ośrodki Dydaktyczne w Mielcu, Bolesławcu, Nowym Sączu i Jaśle.

Od 1992 r. organizuje cyklicznie, co dwa lata międzynarodową konferencję „Activ Noise and Vibration Control Methods”, Był jednym z inicjatorów powstania międzynarodowej konferencji „International Carpathian Control Conference”. Zespół pod kierunkiem profesora organizuje ją z kolegami z Czech, Słowacji, Węgier i Rumunii. Konferencja ta odbywa się corocznie, naprzemiennie w każdym z tych krajów. Jej założycielami byli prof. J. Kowal AGH, prof. Antonin Vitecek z UT w Ostrawie i prof. Malindziak z UT w Koszycach. Ponadto organizował w Krakowie międzynarodowy kongres International Congress on

Sound and Vibration 2010, a w rok później międzynarodowy kongres KONES 2011. Za tą działalność został w 2014 roku uhonorowany tytułem Ambasadora Kongresów Polskich.

Należy podkreślić działalność profesora w Komitetach PAN. Od 2007 roku jest członkiem Komitetu Budowy Maszyn PAN, a w 2012 r. został wybrany członkiem Komitetu Mechaniki PAN. Aktywnie pracuje również w kilku Sekcjach obydwu Komitetów, a także w stowarzyszeniach naukowych jak: PTMTS, SIMP, SEP i Polskie Towarzystwo Akustyczne.

Jest członkiem międzynarodowych organizacji naukowych, jak:

- International Institute of Acoustic and Vibration. (USA). W 2012 roku został wybrany członkiem Board of Directors tego Instytutu.
- CLAWAR Association (Wielka Brytania),
- ASEE American Society for Engineering Educations.

Pracuje w Radach Naukowych i Programowych miesięczników: „Przegląd Mechaniczny”, „Pomiary Automatyka Kontrola”, „Napędy i Sterowanie”, kwartalniku „Mechanics and Control” oraz czasopiśmie „Acta Mechanica and Automatica” i „Technical Transaction – Mechanics”.

W latach 1999 – 2005 pełnił funkcję Przewodniczącego Komitetu Naukowego Wydawnictw Naukowo-Dydaktycznych AGH, a przez 5 lat przewodniczącego komitetu naukowego Festiwalu Nauki w Krakowie.

Przez dwie kadencje (1999 – 2005) był członkiem Zespołu ds. Nagród Premiera, Komitetu Sterującego Sektorowego Programu Operacyjnego „Wzrost Konkurencyjności Przedsiębiorstw” przy Ministrze Gospodarki i Pracy. Pracował w Regionalnym Komitecie Sterującym przy Marszałku Województwa Małopolskiego, Zespole Małopolskiego Komitetu Monitorującego. Był członkiem Kapituły Nagrody Gospodarczej Wojewody Małopolskiego, Komisji Nagród Stołecznego Królewskiego Miasta Krakowa oraz Małopolskiej Rady ds. Społeczeństwa Informacyjnego.

Od 2011 roku jest członkiem Rady Programowej Centrum Technologii Obronnych Politechniki Śląskiej i członkiem Zespołu Sterującego Naukowego Centrum Inżynierii Akustycznej AGH oraz Naukowego Centrum Mechatroniki AGH.

Od 2014 roku jest członkiem Zespołów ds. Nagród MNiSW za wybitne osiągnięcia naukowe i naukowo – techniczne, dydaktyczne i organizacyjne oraz za osiągnięcia w opiece naukowej i dydaktycznej. W 2012 roku został wybrany do Centralnej Komisji ds. Stopni i Tytułów Naukowych na kadencję 2013 - 2016, pełni tam funkcję sekretarza Zespołu VI Nauk Technicznych.

### **Odnaczenia, wyróżnienia, nagrody**

Profesor J. Kowal za swoje osiągnięcia naukowe, dydaktyczne i organizacyjne był wielokrotnie wyróżniany licznymi nagrodami Rektora AGH oraz odznaczeniami państwowymi i resortowymi:

- Srebrny Krzyż Zasługi 1999
- Złoty Krzyż Zasługi 2002
- Krzyż Kawalerski Orderu Odrodzenia Polski 2013
- Medal Komisji Edukacji Narodowej 1999

wyróżniony medalami:

- Medal Prezydenta Republiki Słowacji 1998
- Medal Georgia Agricoli Uniwersytetu Technicznego w Ostrawie 2010
- Medal Zasłużony dla Fakulty Berg Technicznego Uniwersytetu w Koszycach 2012
- Medal Jubileuszowy Wydziału Mechanicznego Technologicznego Politechniki Śląskiej 2005
- Medal Zasłużony dla Politechniki Rzeszowskiej 2009
- Medal Zasłużony dla Politechniki Białostockiej 2012
- Zasłużony dla Wydziału Wiertnictwa Nafty i Gazu AGH 2001
- Zasłużony dla Wydziału Zarządzania AGH 2004
- Zasłużony dla Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki 2006

odznaczeniami:

- Odznaka „Honoris Gratia” Prezydenta Miasta Krakowa 2009
- Statuetka „Pro Labore Securo” Centralnego Instytutu Ochrony Pracy 2009
- Honorowy Ambasador Kongresów Polskich 2014

oraz nagrodami:

- Nagroda dydaktyczna im. Prof. Taklińskiego 2004
- Nagrody Rektora za wybitne osiągnięcia naukowe

### Wybrane publikacje

Poniżej zestawiono wybrane, najważniejsze publikacje które ukazały się w ostatnich dziesięciu latach 2004 – 2014. Pełny wykaz publikacji od 1984 roku można znaleźć na stronie [www.bg.agh.edu.pl](http://www.bg.agh.edu.pl)

1. J.Kowal, J.Pluta, J.Konieczny, A.Kot, Energy recovering in active vibration system – results of experimental research. *Journal of Vibration and Control* 2008 14(7) str. 1075 - 1088
2. J. Kowal, A. Sioma Active vision system for 3D product inspection. *Control Engineering*, ISSN 0010-8049, 2009 vol. 56 no. 11 s. 46–48. J.
3. J.Kowal, J.Konieczny, P.Orkisz Elektromagnetic linear motor applied in a vibration reduction system. *Mechanika Zeszyt* 1(105) 2008, str. 151-160.
4. J.Kowal, A.Kot, .Active vibration reduction system with energy regeneration. *Archives of Control Sciences*, vol. 17(LIII), 2007 no. 3, str. 343-352.
5. Korzeniowski R., Kowal J., Pluta J The influence of the friction force model on the results of the modelling and simulation tests of an active, electropneumatic vibration isolation system. *Archives of Control Sciences*, Volume 13(XLIX), 2003 nr 3, str. 289-301.
6. Kowal J., Podsiadło A., Pluta J., Sapiński B. Control systems for multiple tool heads for rock mining. *Acta Montanistica, Slovakia* nr 4/2003, rocznik 8, str. 162-167.
7. J.Kowal, J.Snamina, A.Podsiadło, J.Konieczny. Static and dynamic analysis of the cableway. *The Archive Mechanical Engineering*, ISSN 0004-0738 vol. LV, no 3, 2008, str. 279-290.
8. J.Kowal, R.Korzeniowski, J.Bułka, Modelling of actuators in active mechanical vibration reduction system. *WSEAS Transactions on systems*, Issue 4, volume 3, June 2004, str.



1361-1365.

9. J.Konieczny, J.Kowal. A pole placement controller for active vehicle suspension. Archives of Control Sciences vo. 15(LI), 2005 no.1, str. 97-116.
10. A.Jurkiewicz, J.Kowal, P.Micek, D.Grzybek. Testing of elements of asin system. COST ACTION. New Materials and Systems for Prestressed Concrete Structures 2005, str. 231-240.
11. , J.Kowal, J.Pluta Modelling, simulations and experimental investigation of a hybrid, electrofluid vehicle suspension. Archives of Control Sciences volume 15(LI), 2005 nr 2, str. 217-232.
12. J.Konieczny, J.Kowal, J.Pluta, A.Podsiadło. Laboratory research of the controllable hydraulic damper. Engineering Transactions. Vol. 54/3/2006. str. 203-221)
13. J.Kowal,A.Sioma. The method of building 3D product image using vision system. Acta Mechanica et Automatica, 2010, vol. 4 no. 1 str. 48–51.
14. J.Snamina, J.Kowal, T.Wzorek. Analysis of the energy dissipation in vehicle suspensions for selected control algorithms. Czasopismo Techniczne Politechniki Krakowskiej „Mechanika”, 2011 r. 108 z. 2 1-M s. 233–240.
15. J.Kowal, J.Snamina, T.Wzorek. Design of the laboratory stand for testing vehicle suspensions. Mechanics and Control [poprz. Mechanics] AGH University of Science and Technology. Faculty of Mechanical Engineering and Robotics, Commission on Applied Mechanics of Polish Academy of Sciences. Cracow Branch, 2011 vol. 30 no. 1 str. 6–11
16. Kowal J., Karwat B., Sioma A., Using three- dimensional images in the description of environment and biological structures Polish Journal of Environmental Studies vol. 21 nr 5 s. 227-232 · 2012
17. J.Kowal, S.Blok, A.Sioma. Determining the orientation of a body in space using the Kalman filter. ICCC 2012 13th International Carpathian Control Conference, High Tatras, Podbanské, Slovak Republic, 28–31 May, 2012, IEEE, cop. 2012. — 1 dysk optyczny. str. 376–381.
18. Łukomski T., Stepinski T., Kowal ., Synthetic aperture focusing technique with virtual transducer for immersion inspection of solid objects, Insign (Northampton) vol. 54 no. 11 s. 623 – 627 2012
19. Konieczny J., Kowal J.,Rączka W., Bench Tests of Slow and Full Active Suspensions in Terms of Energy Consumption JOURNAL OF LOW FREQUENCY NOISE VIBRATION AND ACTIVE CONTROL Volume 32 Issure1-2 pages 81-98 Published 2013
20. Snamina J., Kowal J., Orkisz P. Active Suspension Based on Low Dynamic Stiffness ACTA PHYSICA POLONICA Vol. 123 no.6 2013
21. Rączka W., Sibiłak M., Kowal J., Aplication of an SMA Spring for Vibration Screen Control JOURNAL OF LOW FREQUENCY NOISE VIBRATION AND ACTIVE CONTROL Volume 32 Issure 1-2 pages 117-131 Published 2013
22. Kowal J., Konieczny J., Eleventh Conference on Active Noise and Vibration Control Methods JOURNAL OF LOW FREQUENCY NOISE VIBRATION AND ACTIVE CONTROL Volume 32 Issure 1-2 Pages 63-65 Published 2013



23. Sibiela M., Konieczny J., Kowal J. Control of Slow Active Vehicle Suspension – Results of Experimental Data JOURNAL OF LOW FREQUENCY NOISE VIBRATION AND ACTIVE CONTROL Volume 32 Issue 1-2 Pages 99 – 116 Published 2013
24. Kowal J., Lepiarz W. The Modeling of Multibody Systems with Fractional-Order, PROCEEDINGS OF THE 2013 INTERNATIONAL CARPATIAN CONTROL CONFERENCE Pages 208 – 211 Published 2013
25. Nabagło T., Kowal J., Jurkiewicz A., Construction of a Parametrized Tracked Vehicle Model and its Simulation in MSC ADAMS Program, JOURNAL OF LOW FREQUENCY NOISE VIBRATION AND ACTIVE CONTROL Volume 32 Issue 1-2 Pages 167 – 173 Published 2013
26. Kowal J., Dańko J., Stojek J., Quantitative and qualitative methods for evaluation of measurement signals on the example of vibration signals analysis from the corps of prototype reclaimer REGMAS, Archives of Metallurgy and Materials vol. 58 iss. 3 pages 827 – 831 2013

### **Monografie**

1. Kowal J. Aktywne i semiaktywne metody wibroizolacji układów Mechanicznych. Wyd. AGH 1990
2. Engel Z., Kowal J. Sterowanie procesami wibroakustycznymi. Wyd. AGH 1994
3. Kowal J. Metody aktywne redukcji drgań. Wibroakustyka Maszyn i Środowiska. Seria popularno-naukowa PAN pod red. Z. Engela, t.28 1995
4. Kowal J. Sterowanie drganiami, Wyd. Gutenberg, Kraków 1996
1. 5. Grzybek D. Kowal J. Układy sterowania synchronizacją ruchu siłowników hydraulicznych Wyd. ITE PIB Radom 2009
5. Hydrauliczny generator siły do badań dynamicznych ustrojów sprężających. Wyd. ITE PIB Radom 2010

### **Wykaz patentów**

1. Semiaktywny wibroizolator pneumohydrauliczny. Patent nr 273503, 29.04.1992.
2. Wibroizolator hydropneumatyczny. Patent nr 272447, 23.04.1992.
3. Wibroizolator pneumohydrauliczny semiaktywny. Patent nr 275890, 09.10.1992.
4. Układ zawieszenia pojazdów drogowych. Patent nr P-386 902 (zgłoszony 2009).
5. Sterowany zawór dławiący przepływ cieczy magnetoreologicznej, dwustronnego działania. Patent nr P-391 189 z mocą od dnia 21.05.2010 r. Szydło Z., Kowal J., Martynowicz P., Sapiński B.
6. Sposób oceny kierunku zmian chropowatości i składu fazowego warstwy wierzchniej przedmiotu stalowego. Patent nr P-393 132 z mocą od dnia 03.12.2010 r. Kowal J., Wantuch E.
7. Układ zawieszenia pojazdów drogowych. Patent PL 205486 B1 z mocą od dnia 30.04.2010. Pluta J., Podsiadło A., Korzeniowski R., Konieczny J., Kowal J.
8. Hydrauliczny siłownik obrotowy. Patent nr PL 215934 B1 udzielony 28.02.2014 r. Apostoł M., Jurkiewicz A., Cygankiewicz T., Kowal J., Konieczny J., Micek P.

9. Sprzęgło podatne akumulacyjne. Patent nr PL 393537 z mocą od dnia 01.08.2011. Apostoł M., Jurkiewicz A., Cygankiewicz T., Kowal J., Konieczny J., Micek P.
10. Zespół zawieszenia kół pojazdów mechanicznych, zwłaszcza wielokołowych pojazdów terenowych. Patent nr PL 393407 A1 z mocą od dnia 20.06.2011. Apostoł M., Jurkiewicz A., Cygankiewicz T., Kowal J., Konieczny J., Micek P.
11. Stanowisko do optycznego pomiaru średnicy i długości skoku splotu liny oraz wykrywania wad powierzchniowych. Patent 398 393 z mocą od dnia 22.03.2012. A.Sioma, J.Kowal, A.Tytko.
12. Urządzenie do ciągłego pomiaru i rejestracji średnicy i długości skoku liny. Zgłoszenie patentu nr P-400 086 z mocą od dnia 23.07.2012. J.Kowal, A.Tytko, A.Sioma, G.Olszyna.
13. Liniowy siłownik cieplny z termosprężystym elementem pamięci kształtu. Zgłoszenie patentu

### **Projekty badawcze**

Prof. J. Kowal był wykonawcą kilkadziesiątu projektów badawczych a większością z nich kierował. W latach 2000 – 2014 kierował następującymi projektami:

1. Aktywna kolumna zawieszenia pojazdu kołowego MNiSW 2013
2. Opracowanie systemu diagnozowania jakości i parametrów powierzchni MNiSW 2010
3. Układy redukcji drgań mechanicznych dla wielowymiarowych struktur dynamicznych MNiSW 2009
4. Synteza algorytmu sterowania układem synchronizacji ruchu siłowników hydraulicznych MNiSW 2008 (promotorski)
5. Sterowanie w układach mechanicznych 2006
6. Aktywne zawieszenie pojazdu z ograniczonym zużyciem energii MNiSW 2006 (promotorski)
7. Zastosowanie sterowanego zespołu pneumohydraulicznego w aktywnych układach redukcji drgań mechanicznych MN i Informatyzacji 2005
8. Elektrohydrauliczne układy aktywnej redukcji drgań mechanicznych wykorzystujące energię mas nie wibroizolowanych MNiI 2005
9. Aktywne sterowanie drganiami w układach mechanicznych o zmiennych parametrach przy wymuszeniach losowych. MNiI 2001
10. Struktura fizyczna jednowymiarowego wibroizolatora kaskadowego a jego wybrane parametry eksploatacyjne. KBN 2000 (promotorski)
11. Wpływ zmiany parametrów pola wibracyjnego na dokładność pracy operatora maszyny roboczej KBN 2000 (promotorski)
12. Metodyka oceny stanu technicznego młota hydraulicznego na podstawie badań laboratoryjnych KBN 2000

### **Wykaz prac doktorskich**

1. Makarewicz G. Problemy stabilności w układach aktywnej redukcji dźwięku (praca wyróżniona) 1993

2. Wszolek T, Źródła i sposoby redukcji hałasu linii elektroenergetycznych wysokiego napięcia (praca wyróżniona) 1995
3. Micek P. Metodyka oceny stanu technicznego młota hydraulicznego na podstawie badań laboratoryjnych 2000
4. Romański G. Wpływ struktury jednowymiarowego wibroizolatora kaskadowego na efektywność wibroizolacji 2001
5. Romańska A. Wpływ zagrożeń wibroakustycznych na dokładność pracy operatora maszyny roboczej 2001
6. Korzeniowski R. Zastosowanie sterowanego zespołu pneumohydraulicznego w aktywnych układach redukcji drgań mechanicznych (praca wyróżniona) 2004
7. Konieczny J. Aktywne zawieszenie pojazdu z ograniczonym zużyciem energii. (praca wyróżniona) 2006
8. Grzybek D. Synteza algorytmu sterowania układem synchronizacji ruchu siłowników hydraulicznych 2009
9. Apostoł M. Generator do badań dynamicznych ustrojów sprzężających 2009
10. Łukomski T. The new ultrasonic nondestructive methods in inspection of steel 2012

Otwarte przewody doktorskie

1. Lepiarz W. Systemy wykonawcze maszyn inspirowane przyrodą: opis i sterowanie 2013
2. Holewa K. Zaawansowane algorytmy sterowania wykorzystujące sygnały bioniczne 2013
3. Marszałik D. Zastosowanie przetwornika haptycznego w układach wspomagania stereotaktycznych operacji neurochirurgicznych. 2014

### **Związki z Wydziałem Mechanicznym Politechniki Lubelskiej**

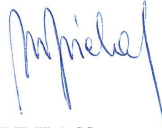
Profesor Janusz Kowal współpracuje z Wydziałem Mechanicznym Politechniki Lubelskiej przez ponad 15 lat. Ważniejsze czynności wykonane w ramach tej współpracy dotyczą:

- Recenzowania dorobku naukowego pracowników WM w trakcie postępowań o tytuł lub stopień naukowy;
- Poparcia starań WM o uzyskanie praw doktoryzowania w dyscyplinie „inżynieria produkcji”;
- Wspomagania projektu integrującego środowiska naukowo-techniczne i przemysłowe Lubelszczyzny w ramach przedsięwzięcia „Lubelska Kraina Mechatroniki”;
- Pomocy w nawiązaniu współpracy z innymi ośrodkami naukowymi w kraju i za granicą.

WSPÓŁPRACA PROF. DR HAB. INŻ. JANUSZA KOWALA  
Z POLITECHNIKĄ LUBELSKĄ

Prof. dr hab. inż. Janusz Kowal jest naukowcem o niekwestionowanym autorytecie naukowym zarówno w Polsce jak też w nauce światowej. Wielokrotnie zapraszany był w charakterze „Visiting Prof.” do takich krajów jak: Wielka Brytania, USA, Argentyna, Chile. Przez dwie kadencje pełnił funkcję Prorektora AGH ds. Badań Naukowych. O bliskich, także wieloletnich związkach Profesora z Politechniką Lubelską świadczą:

1. Współpraca z pracownikami Wydziału Mechanicznego przez ok. 15 lat. Konsultacje w sprawach awansów naukowych pracowników i uprawnień Wydziału (np. Inżynieria Produkcji).
2. Recenzje dorobku naukowego pracowników Wydziału Mechanicznego podczas postępowań o tytuły i stopnie naukowe np. prof. Grzegorz Litak, dr hab. Jacek Czarnigowski.
3. Członek CK – poparcie dla wniosków z PL.
4. Szereg recenzji grantów i projektów infrastrukturalnych w Programie Operacyjnym Innowacyjne Gospodarka, recenzje wniosków Politechniki Lubelskiej dla NCBiR oraz NCN.
5. Udział w projekcie „Dolina Mechatroniki”.
6. W latach 2005-2012 Przewodniczący, a obecnie Honorowy Przewodniczący Kolegium Dziekanów Wydziałów Mechanicznych – deklaracja pomocy podczas opracowania i poparcia wniosku o prawa habilitowania z „Mechaniki”.
7. Od 1983 roku członek, a obecnie w Zarządzie Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej – wielokrotny recenzent prac prezentowanych przez pracowników PL na konferencjach naukowych i publikowanych w czasopismach technicznych o wysokiej randze naukowej i punktacji ministerialnej.

  
DZIEKAN  
Wydziału Mechanicznego  
prof. dr hab. inż. Janusz Kowal

### **Dane personalne**

Imię i nazwisko: **Janusz Krzysztof KOWAL**  
Data urodzenia: **25.07.1949**  
Miejsce urodzenia: **Kraków**  
Telefon kontaktowy:: **601 922 423**  
e-mail: **jkowal@agh.edu.pl**

### **Edukacja**

1956 – 1963 Szkoła Podstawowa nr 3 im. E. Dembowskiego w Wieliczce  
1963 – 1968 Technikum Łączności w Krakowie  
1968 – 1973 AGH Wydział Elektrotechniki Górniczej i Hutniczej

### **Uzyskane stopnie naukowe**

1973 mgr inż. elektryk, specjalność automatyka przemysłowa  
1982 doktor nauk technicznych AGH (Mechanika), specjalność wibroakustyka  
1990 doktor habilitowany Wydziału Maszyn Górniczych i Hutniczych AGH  
1996 profesor nauk technicznych (Automatyka i Robotyka, Mechanika)

### **Dyscyplina naukowa**

Mechanika, Automatyka i Robotyka

### **Specjalność naukowa**

Wibroakustyka, sterowanie w układach mechanicznych

### **Wykłady**

Podstawy Automatyki  
Sterowanie Struktur Dynamicznych  
Teoria Sterowania  
Sterowanie Drganiami

### **Szkolenia**

1. 1975 Podyplomowe Studium Pedagogiczne
2. 1978 Podyplomowe Studium Konstrukcji i Modernizacji Maszyn i Urządzeń
3. 2002 Podyplomowe Studium „Europejski Nauczyciel Techniki IGIP”

### **Doświadczenie zawodowe**

2002 Tytuł – European Engineering Educator



### Staże zagraniczne:

|                    |                                                                              |                                        |               |
|--------------------|------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|---------------|
| NRD                | Zentral Institut fur Arbeitsechute Drezden                                   | staż naukowy                           | 1987 r.       |
| Słowacja           | Ustav Materialov a Mechaniky Strojov,<br>Slovenska Akademia Vied, Bratislava | staż naukowy                           | 1989 r.       |
| Wielka<br>Brytania | Glasgow Caledonian University                                                | staż naukowy<br>realizacja<br>projektu | 1996 r.       |
| Wielka<br>Brytania | The University of Sheffield                                                  | staż naukowy                           | 1999 r.       |
| Wielka<br>Brytania | The University of Sheffield                                                  | Visiting Prof.                         | 2000, 2001 r. |
| Australia          | The University of Adelaida                                                   | Visiting Prof.                         | 2002, 2003 r. |
| USA                | LORD Corporation                                                             | nawiązanie<br>współpracy               | 2004 r.       |
| Argentyna          | University of Buenos Aires                                                   | Visiting Prof.                         | 2005 r.       |
| Chile              | University of Chile, Santiago de Chile                                       | Visiting Prof.                         | 2006 r.       |
| Chile              | Magelan University, Pounta Arenas                                            | Visiting Prof.                         | 2006 r.       |

### Zatrudnienie

#### **AGH Kraków**

- Asystent 1974 - 1977
- St. Asystent 1977 - 1982
- Adiunkt 1982 - 1992
- Prof. nadzwyczajny 1992 – 1999
- Prof. zwyczajny od 1999

#### **WSZ Krosno**

- Prof. zwyczajny od 2005

### Pełnione funkcje

- 1978 - 1982 Sekretarz Oddziału Krakowskiego SIMP
- 1982 - 1989 Przewodniczący Sekcji TMM SIMP w Krakowie
- 1982 - 1991 Prodziekan ds. Dydaktycznych WIMiR
- Od 1994 Kierownik Katedry Automatyzacji Procesów
- 1996 - 1999 Dziekan WIMiR
- 1999 - 2005 Proroktor AGH ds. Badań Naukowych
- 2000 - 2005 Przewodniczący Rady Naukowej Centrum Zaawansowanych Technologii AKCENT Małopolska
- 2005 - 2012 Dziekan WIMiR
- 2005 - 2012 Przewodniczący Kolegium Dziekanów Wydziałów Mechanicznych

### **Promotorstwo prac doktorskich**

1. 1993: Problemy stabilności w układach aktywnej redukcji dźwięku, Makarewicz Grzegorz; (praca wyróżniona)
2. 1995: Źródła i sposoby redukcji hałasu linii elektroenergetycznych wysokiego napięcia, Wszolek Tadeusz; (praca wyróżniona)
3. 2000: Metodyka oceny stanu technicznego młota hydraulicznego na podstawie badań laboratoryjnych, Piotr Micek,
4. 2001: Wpływ struktury jednowymiarowego wibroizolatora kaskadowego na efektywność wibroizolacji, Romański Grzegorz;
5. 2001: Wpływ zagrożeń wibroakustycznych na dokładność pracy operatora maszyny roboczej, Romańska Anna;
6. 2004: Zastosowanie sterowanego zespołu pneumohydraulicznego w aktywnych układach redukcji drgań mechanicznych, Korzeniowski Roman; (praca wyróżniona),
7. 2006: Aktywne zawieszenie pojazdu z ograniczony zużyciem energii, Jarosław Konieczny, (praca wyróżniona),
8. 2009: Synteza algorytmu sterowania układem synchronizacji ruchu siłowników hydraulicznych, Dariusz Grzybek,
9. 2009: Generator do badań dynamicznych ustrojów sprężających, Marcin Apostoł,
10. 2012. The new ultrasonic nondestructive methods in inspection of steel, Tomasz Łukomski.

### **Recenzje (zał. Nr 1)**

- tytuł profesora 31
- stanowisko profesora 15
- habilitacje 26
- doktorskie 26
- książki 19
- DHC 9 (3 laudacje, 6 recenzji)
- Recenzje grantów i projektów infrastrukturalnych w Programie Operacyjnym Innowacyjna Gospodarka
- Recenzje dla NCN i NCBiR
- Recenzje dla CIOP

### **Dorobek naukowy**

Autor lub współautor ponad 200 publikacji, w tym również książek, monografii i podręczników np.: *Hydrauliczny generator siły do badań dynamicznych ustrojów sprężających* (2010), *Układy sterowania synchronizacją ruchu siłowników hydraulicznych* (2009), *Sterowanie drganiami* (1996), *Sterowanie procesami wibroakustycznymi* (1994), *Aktywne i semiaktywne metody wibroizolacji układów mechanicznych* (1990), *Podstawy automatyki* tom I i II (2005, 2006, 2007). Skrypt *Laboratorium Teorii Maszyn i Podstaw Automatyki* (1980).

## Wykaz publikacji [www.bg.agh.edu.pl](http://www.bg.agh.edu.pl)

Najważniejsze prace naukowe opublikowane w latach 2003-2013:

1. Active suspension based on low dynamic stiffness, *Acta Physica Polonica. A* ; ISSN 0587-4246. — 2013 vol. 123 no. 6: Acoustic and biomedical engineering, s. 1118–1122. — Bibliogr. s. 1122. — tekst: <http://przyrbwn.icm.edu.pl/APP/PDF/123/a123z6p32.pdf>, J. SNAMINA, J. KOWAL, P. ORKISZ
2. Application of an SMA spring for vibration screen control, *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control* ; ISSN 1461-3484. — 2013 vol. 32 no. 1&2, s. 117–131. — Bibliogr. s. 129–131, Abstr., Waldemar RĄCZKA, Marek SIBIELAK, Janusz KOWAL, Jarosław KONIECZNY
3. Bench tests of slow and full active suspension in terms of energy consumption, *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control* ; ISSN 1461-3484. — 2013 vol. 32 no. 1&2, s. 81–98. — Bibliogr. s. 97–98, Abstr., Jarosław KONIECZNY, Janusz KOWAL, Waldemar RĄCZKA, Marek SIBIELAK
4. Construction of a parametrized tracked vehicle model and its simulation in MSC.ADAMS program, *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control* ; ISSN 1461-3484. — 2013 vol. 32 no. 1&2, s. 167–174. — Bibliogr. s. 172–173, Abstr., Tomasz Nabagło, Janusz KOWAL, Andrzej JURKIEWICZ
5. Eleventh conference on Active noise and vibration control methods, 26–29 May 2013, Krakow–Rytro, Poland : Pt. 1, *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control* ; ISSN 1461-3484. — 2013 vol. 32 no. 1&2, S. 63–65, Janusz KOWAL, Jarosław KONIECZNY
6. Optimal control of slow-active vehicle suspension – results of experimental data, *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control* ; ISSN 1461-3484. — 2013 vol. 32 no. 1&2, s. 99–116. — Bibliogr. s. 114–116, Abstr., Marek SIBIELAK, Jarosław KONIECZNY, Janusz KOWAL, Waldemar RĄCZKA, Dorota MARSZALIK
7. Quantitative and qualitative methods for evaluation of measurement signals on the example of vibration signals analysis from the corps of prototype reclaimer REGMAS — Ilościowe i jakościowe metody oceny sygnałów pomiarowych na przykładzie analizy sygnałów wibracji prototypowego regeneratora mas formierskich REGMAS, *Archives of Metallurgy and Materials / Polish Academy of Sciences. Committee of Metallurgy. Institute of Metallurgy and Materials Science*; ISSN 1733-3490. — 2013 vol. 58 iss. 3, s. 827–831. — Bibliogr. s. 831. — Toż W: *Tendencje rozwojowe w mechanizacji procesów odlewniczych [Dokument elektroniczny] : Inwałd 5–7 września 2013. — Wersja do Windows. — Dane tekstowe. — [Kraków : AGH, 2013]. — 1 dysk optyczny. — VI International conference "Development in mechanization of foundry processes" : Inwałd, 5–7.09.2013, J. KOWAL, J. DAŃKO, J. STOJEK*

8. Energy recovering in active vibration isolation system – results of experimental research. *Journal of Vibration and Control* 14(7) str. 1075-1088. J.Kowal, J.Pluta, J. Konieczny, A. Kot.
9. Elektromagnetic linear motor applied in a vibration reduction system. *Mechanika Zeszyt* 1(105) 2008, str. 151-160. J. Kowal, J. Konieczny, P. Orkisz.
10. Active vibration reduction system with energy regeneration. *Archives of Control Sciences*, vol. 17(LIII), 2007 no. 3, str. 343-352. J. Kowal, A. Kot
11. The influence of the friction force model on the results of the modelling and simulation tests of an active, electropneumatic vibration isolation system. *Archives of Control Sciences*, Volume 13(XLIX), 2003 nr 3, str. 289-301. Korzeniowski R., Kowal J., Pluta J.
12. Control systems for multiple tool heads for rock mining. *Acta Montanistica, Slovakia* nr 4/2003, rocznik 8, str. 162-167. Kowal J., Podsiadło A., Pluta J., Sapiński B.
13. Comparison of shock absorbers with fixed and variable parameters. The 2004 International Symposium ACTIVE 04. USA 20-22.09.2004.CD-Rom streszczenie str. 33, str.1-9. J. Kowal, J. Konieczny, J. Pluta, A. Podsiadło.
14. Modelling of actuators in active mechanical vibration reduction system. *WSEAS Transactions on systems*, Issue 4, volume 3, June 2004, str. 1361-1365. J.Kowal, R. Korzeniowski, J. Bułka.
15. A pole placement controller for active vehicle suspension. *Archives of Control Sciences* vo. 15(LI), 2005 no.1, str. 97-116. J. Konieczny, J. Kowal.
16. Testing of elements of asin system. *COST ACTION. New Materials and Systems for Prestressed Concrete Structures* 2005, str. 231-240. A. Jurkiewicz, J. Kowal, P. Micek, D. Grzybek.
17. Modelling, simulations and experimental investigation of a hybrid, electrofluid vehicle suspension. *Archives of Control Sciences* volume 15(LI), 2005 nr 2, str. 217-232. R.Korzeniowski, J.Kowal, J.Pluta.
18. Laboratory research of the controllable hydraulic damper. *Engineering Transactions*. Vol. 54/3/2006. str. 203-221) J.Konieczny, J.Kowal, J.Pluta, A.Podsiadło.
19. Learn how to construct three-dimensional vision applications by reviewing triangulation equations and measurement procedures. *Control Engineering* 2009 (nie było ujęte w 2009 roku) str. 46-48. Kowal J., Sioma A.

20. Metoda budowy obrazu 3D produktu z wykorzystaniem systemu wizyjnego. Acta Mechanica et Automatica, vol. 4 no. 1, 2010, str. 48 – 51. J. Kowal, A. Sioma.

#### **Kierownictwo grantów**

1. Granty KBN 1995 Koordynator projektu TEMPUS CME 01068-95 w ramach programu PHARE
2. Kierownictwo 13 grantów KBN i MniSzW NCN (zał. 2)
3. Kierownictwo grantu rozwojowego (2007) NCBiR

#### **Członkostwo w Organizacjach Naukowych**

1. SIMP, od 1976 r.
2. Członek Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej od 1983 roku
3. **IIAV (International Institute of Acoustic and Vibration) od 1990 roku**
4. ASEE American Society for Engineering Educations
5. **Członek CLAWAR Association (Wielka Brytania), od 2007 roku**
6. **Członek Komitetu Mechaniki PAN od 2011 r. (z wyboru)**
7. **Członek Centralnej Komisji ds. Stopni i Tytułów od 2013 r. (z wyboru)**
8. **Członek Komitetu Budowy Maszyn PAN od 2007 r. (z wyboru)**
9. Członek Sekcji Podstaw Eksploatacji KBM w kadencji 2007-2010
10. Członek Sekcji Teorii Maszyn i Mechaniki KBM w kadencji 2007-2010
11. Sekcja Dynamiki Układów, Komitetu Mechaniki PAN od 2003 r.
12. Sekcja Optymalizacji i Sterowania, Komitetu Mechaniki PAN od 2003 r.
13. Rada Programowa czasopisma „Acta Mechanica et Automatica”, czasopismo Politechniki Białostockiej
14. Rada Programowa miesięcznika „Pomiary, Automatyka, Kontrola” od 2003 r.
15. Rada Programowa miesięcznika „Przegląd Mechaniczny” od 2007 r.
16. Rada Naukowa Kwartalnika „Mechanics and Control” od 2006 r.
17. Rada Programowa miesięcznika „Napędy i Sterowanie” od 2001 r.,
18. Rada Programowa Centrum Technologii Obronnych Politechniki Śląskiej w Gliwicach od 2011 r.
19. Członek Zespołu Sterującego Naukowego Centrum Inżynierii Akustycznej AGH od 2012 r.
20. Honorowy Członek Fakultu Strojni – VSB Technice Univerzity Ostrawa
21. **Dyrektor IIAV International Institute of Acoustics and Vibration od 2012 (z wyboru)**
22. Członek Rady programowej Centrum Zaawansowanych Technologii Bezpieczeństwa i Obronności Politechniki Śląskiej w Gliwicach od 26.10.2012 r.

#### **Działalność społeczna**

##### **A. Członkostwo w:**

- Zespole ds. Nagród Prezesa Rady Ministrów 1999-2005



- Komitecie Sterującym Sektorowego Programu Operacyjnego „Wzrost Konkurencyjności Przedsiębiorstw” przy Ministrze Gospodarki i Pracy 2004-2006
  - Regionalnym Komitecie Sterującym przy Marszałku Województwa Małopolskiego 2001-2007
  - Zespołu Małopolskiego Komitetu Monitorującego Phare 2001-2003
  - Kapituły Nagrody Gospodarczej Wojewody Małopolskiego
  - Komisji Nagród Stołecznego Królewskiego Miasta Krakowa
  - Zespołu oceny grantów
- B. Przedstawicielstwo w:
- Kolegium Rektorów Szkół Wyższych w Krakowie
  - Małopolskiej Radzie ds. Społeczeństwa Informacyjnego
- C. Przewodniczący Komitetu Naukowego Wydawnictw Naukowo-Dydaktycznych AGH (1999-2005)
- D. Dyrektor Górniczy I stopnia

**Najważniejsze prace projektowe i ekspertyzy dla przemysłu:**

1. Projekt wibroizolacji sprężarki. Zakłady Mechaniczne Huty Stalowa Wola w Janowie Lubelskim
2. Projekt wibroizolacji siedziska samochodu STAR. Spółdzielnia „Postęp” w Starachowicach
3. Projekt układu wibroizolacji i eliminacji sił przenoszonych na konstrukcję nośną. Zakłady Metalurgiczne w Skawinie
4. Projekt zabezpieczeń wibroakustycznych konszów do produkcji czekolady. Zakłady Przemysłu Cukierniczego w Wadowicach
5. Projekt zabezpieczeń wibroakustycznych walców ciernych. Zakłady Przemysłu Spożywczego w Makowie Podhalańskim
6. Analiza możliwości ograniczenia drgań na stanowiskach pracy. Huta im. M. Buczka w Sosnowcu
7. Projekt zabezpieczeń wibroakustycznych w kopalni kamienia w Czadkowicach
8. Projekt wibroizolacji pomp węzła ciepłego AGH w Krakowie
9. Opracowanie projektu wibroizolacji wentylatora w Hucie im. M. Buczka w Sosnowcu. Prace IWA
10. Opracowanie projektu zabezpieczeń wibroakustycznych wentylatorów WWOax dla Fabryki Wentylatorów Owent w Olkuszu
11. Opracowanie programu komputerowego doboru tłumików akustycznych dla wentylatorów produkowanych przez Fabrykę Owent w Olkuszu. Prace KMiW
12. Opracowanie komputerowego katalogu wyrobów Fabryki Wentylatorów OWENT w Olkuszu. Prace KMiW
13. Projekt zabezpieczeń wibroakustycznych wagonu kolejowego. Praca dla ZNTK w Nowym Sączu
14. Projekt obudowy dźwiękoizolacyjnej i tłumików akustycznych wentylatorowej chłodni wody w ZPC SKAWA w Wadowicach. Prace KMiW
15. Opracowanie projektowe ekranu akustycznego dla stanowiska badania lokomotyw w Lokomotywni Kraków-Płaszów. Prace ZAP AGH

16. Projekt techniczny instalacji agregatu prądotwórczego TORINO w PDOKP Kraków. Prace ZAP AGH
17. Projekt instalacji agregatu prądotwórczego w budynku ZDOKP Poznań. Prace ZAP AGH.
18. Projekt techniczny instalacji agregatu prądotwórczego w PDOKP w Lublinie. Prace ZAP AGH

### **Patenty**

1. Semiaktywny wibroizolator pneumohydrauliczny. Patent nr 273503, 29.04.1992
2. Wibroizolator hydropneumatyczny. Patent nr 272447, 23.04.19992
3. Wibroizolator pneumohydrauliczny smiaktywny. Patent nr 275890, 09.10.1992
4. Układ zawieszenia pojazdów drogowych. Patent nr P-386 902 (zgłoszony 2009)
5. Sterowany zawór dławiący przepływ cieczy magnetoreologicznej, dwustronnego działania. Patent nr PL z mocą od dnia 21.05.2010 r. Szydło Z., Kowal J., Martynowicz P., Sapiński B.
6. Sposób oceny kierunku zmian chropowatości i składu fazowego warstwy wierzchniej przedmiotu stalowego. Patent nr P-393 132 z mocą od dnia 03.12.2010 r. Kowal J., Wantuch E.
7. Układ zawieszenia pojazdów drogowych. Patent PL 205486 B1 z mocą od dnia 30.04.2010. Pluta J., Podsiadło A., Korzeniowski R., Konieczny J., Kowal J.
8. Hydrauliczny siłownik obrotowy. Patent nr PL 393536 A1 z mocą od dnia 20.06.2011 r. Apostoł M., Jurkiewicz A., Cygankiewicz T., Kowal J., Konieczny J., Micek P.
9. Sprzęgło podatne akumulacyjne. Patent nr PL 393537 z mocą od dnia 01.08.2011. Apostoł M., Jurkiewicz A., Cygankiewicz T., Kowal J., Konieczny J., Micek P.
10. Zespół zawieszenia kół pojazdów mechanicznych, zwłaszcza wielokołowych pojazdów terenowych. Patent nr PL 393407 A1 z mocą od dnia 20.06.2011. Apostoł M., Jurkiewicz A., Cygankiewicz T., Kowal J., Konieczny J., Micek P.
11. Stanowisko do optycznego pomiaru średnicy i długości skoku splotu liny oraz wykrywania wad powierzchniowych. Patent 398 393 z mocą od dnia 22.03.2012. A. Sioma, J. Kowal, A. Tytko.
12. Urządzenie do ciągłego pomiaru i rejestracji średnicy i długości skoku liny. Zgłoszenie patentu nr P-400 086 z mocą od dnia 23.07.2012. J. Kowal, A. Tytko, A. Sioma, G. Olszyna.
- 13.

### **Nagrody, wyróżnienia i odznaczenia**

1. Medal Georgia Agricoli Uniwersytetu w Ostrawie, 2010
2. Odznaka „Honoris gratia” Prezydenta Miasta Krakowa, 2009
3. Statuetka „Pro Labore Securo”, CIOP, 2009
4. Krzyż Kawalerski Orderu Odrodzenia Polski, 2013
5. Złoty Krzyż Zasługi, 2002
6. Srebrny Krzyż Zasługi, 1999
7. Medal KEN, 1999
8. Nagroda im. Prof. Taklińskiego, 2004
9. Medal Zasłużony dla Politechniki Rzeszowskiej, 2009

10. Zastużony dla Wydziału Zarządzania AGH, 2004
11. Zastużony dla Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH
12. Srebrny Medal Jubileuszowy Wydziału Mechanicznego Technologicznego Politechniki Śląskiej, 2005
13. Nagrody Rektora AGH za osiągnięcia w pracy naukowo-badawczej.

Kraków, dnia 18.02.2014

**DZIEKAN**  
**Wydziału Mechanicznego**

  
prof. dr hab. inż. Bogniw Pater



**Wojskowa  
Akademia  
Techniczna**  
im. Jarosława Dąbrowskiego

Warszawa, dnia 5 marca 2015 r.



**JM Rektor Politechniki Lubelskiej**

**Pan prof. dr hab. inż. Piotr KACEJKO**

**ul. Nadbystrzycka 38D  
20-618 Lublin**

Dotyczy: uchwały Senatu WAT

*Magnificengo, Szanowny Panie Rektorze,*

Uprzejmie informuję, że Senat Wojskowej Akademii Technicznej im. Jarosława Dąbrowskiego na posiedzeniu w dniu 26 lutego 2015 r. poparł inicjatywę Politechniki Lubelskiej w sprawie nadania prof. dr. hab. inż. Januszowi K. KOWALOWI tytułu doktora honoris causa.

W załączeniu przesyłam opinię o dorobku prof. Janusza K. KOWALA wraz z uchwałą Senatu WAT w tej sprawie.

Załączników: 3 na 8 ark. – tylko adresat.

*Z wyrazami szacunku*

**REKTOR**

**gen. bryg. prof. dr hab. inż. Zygmunt MIERCZYK**

Sporządził: - J.L. (tel. 22 683 96 32, e-mail: [julian.laskowski@wat.edu.pl](mailto:julian.laskowski@wat.edu.pl))



**Wojskowa  
Akademia  
Techniczna**

im. Jarosława Dąbrowskiego

**Uchwała  
Senatu Wojskowej Akademii Technicznej  
im. Jarosława Dąbrowskiego**

**nr 6/WAT/2015 z dnia 26 lutego 2015 r.**

**w sprawie przyjęcia opinii o dorobku i poparcia inicjatywy  
nadania tytułu doktora honoris causa przez Politechnikę Lubelską**

Na podstawie art. 16 ust. 3 *ustawy z dnia 27 lipca 2005 r. Prawo o szkolnictwie wyższym* (t.j. Dz. U. z 2012 r., poz. 572 z późn. zm.) i § 19 ust. 1 pkt 56 *Statutu WAT*, stanowiącego załącznik do *uchwały nr 215/III/2012 Senatu WAT z dnia 29 marca 2012 r. w sprawie uchwalenia Statutu WAT* (t.j. obwieszczenie nr 2/RKR/2014 z dnia 1 września 2014 r.), uchwala się, co następuje:

**§ 1**

1. Przyjmuje się opinię o dorobku prof. dr. hab. inż. Janusza Krzysztofa KOWALA opracowaną przez gen. bryg. prof. dr. hab. inż. Zygmunta MIERCZYKA.
2. Popiera się inicjatywę nadania prof. dr. hab. inż. Januszowi Krzysztofowi KOWALOWI tytułu doktora honoris causa przez Politechnikę Lubelską.

**§ 2**

Uchwała wchodzi w życie z dniem podjęcia.

**Przewodniczący**

**gen. bryg. prof. dr hab. inż. Zygmunt MIERCZYK**



## **OPINIA**

**dotycząca dorobku naukowego, osiągnięć i zasług**  
**Profesora Janusza Krzysztofa KOWALA**  
**Kandydata do tytułu i godności DOKTORA HONORIS CAUSA**  
**Politechniki Lubelskiej**

Doktorat Honoris Causa to symbol i wyraz akademickości przyznawany od ponad 500 lat osobom nadzwyczajnie zasłużonym dla nauki, kultury i życia publicznego. W Polsce pierwszy tytuł Doktora Honoris Causa przyznał Uniwersytet Jagielloński w 1816 roku. Wzorce płynące z uniwersytetów niemieckich i austriackich spowodowały, że władze Uniwersytetu Jagiellońskiego skierowały do Dyrekcji Edukacji Narodowej w Warszawie wniosek dotyczący uprawnień do: *„dawania szczytu doktoratu mężom, którzy się w świecie literackim wstawili przez pisma swoje uczone i pożyteczne, które to dyplomata nazywają się honorifica, dla odróżniania ich od tych, które drogą zwyczajną udzielane bywają”*.

Przypadł mi w udziale zaszczyt opiniowania dorobku naukowego, osiągnięć i dokonań profesora Janusza Krzysztofa Kowala, znakomitego naukowca i nauczyciela akademickiego, kandydata do godności doktora Honoris Causa Politechniki Lubelskiej. Dla mnie wieloletniego pracownika naukowego Wojskowej Akademii Technicznej, od lat zajmującego się badaniami z zakresu elektroniki i inżynierii materiałowej, a także inżynierii bezpieczeństwa, jest to niewątpliwie wielkie wyróżnienie. Nie ukrywam, że wydanie opinii o człowieku tak wybitnym i zaangażowanym w wiele przedsięwzięć o szerokim zasięgu nie jest łatwe. Bazując na dostępnych i przebogatych źródłach oraz obszernej bibliografii należy zauważyć, że profesor Janusz Kowal jest wybitnym naukowcem, wieloletnim nauczycielem akademickim, wychowawcą młodych kadr naukowych, organizatorem działalności naukowo-dydaktycznej i działaczem społecznym.

## **1. Dane biograficzne**

Prof. dr hab. inż. Janusz Krzysztof Kowal urodził się 25 lipca 1949 roku w Krakowie. W 1968 roku ukończył Technikum Łączności w Krakowie i w tym samym roku podjął studia na Wydziale Elektrotechniki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. W 1973 roku uzyskał dyplom magistra inżyniera elektryka o specjalności automatyka przemysłowa. W styczniu 1974 roku podjął pracę w Środowiskowym Laboratorium Drgań i Szumów na Wydziale Maszyn Górniczych i Hutniczych AGH. W tym samym roku został zatrudniony na stanowisku asystenta w Instytucie Mechaniki i Wibroakustyki AGH. W latach następnych przeszedł kolejne stopnie kariery akademickiej. Z Wydziałem Inżynierii Mechanicznej i Robotyki (d. Wydział Maszyn Górniczych i Hutniczych, jest związany zawodowo nieprzerwanie przez ponad 40 lat. W 1982 roku obronił pracę doktorską pt. *„Synteza i analiza wybranych układów wibroizolacji sterowanej”*. W kraju była to jedna z pierwszych prac doktorskich z tematyki aktywnych metod redukcji drgań. Ta dziedzina stała się domeną jego badań w kolejnych latach. Stopień naukowy doktora habilitowanego nadała mu Rada Wydziału Maszyn Górniczych i Hutniczych w czerwcu 1990 roku, na podstawie rozprawy habilitacyjnej pt. *„Aktywne i semiaktywne metody wibroizolacji układów mechanicznych”*. Od października 1990 roku pełnił funkcję prodziekana ds. kształcenia, wprowadził nowe programy studiów inżynierskich i magisterskich, uruchomił nowe specjalności. W 1994 roku objął kierownictwo Katedry Automatyzacji Procesów, która liczy 33 osoby, w tym 7 samodzielnych pracowników naukowych (4 profesorów tytularnych). W 1996 r. został wybrany dziekanem Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. W tym czasie dokonał zmian organizacyjnych. Zmienił strukturę Wydziału, zmniejszając liczbę katedr. Zreformował system zarządzania i finansowania Wydziału i jego jednostek, wprowadził nowe zasady oceny działania katedr, czyniąc Wydział samowystarczalnym, na drodze do obecnej rentowności. Tytuł naukowy profesora nauk technicznych uzyskał w 1996 roku.

W latach 1999-2005 przez dwie kadencje pełnił funkcję prorektora ds. nauki w Akademii Górniczo-Hutniczej. W 2005 roku został ponownie wybrany na dziekana Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. Funkcję tę pełnił przez dwie kadencje do 2012 roku. W tym okresie Wydział zajmował pierwsze miejsce w rankingu wydziałów AGH oraz dwukrotnie w latach 2005 i 2010 uzyskał pierwszą kategorię w ocenie Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego i był najlepszym wydziałem mechanicznym w swojej grupie jednorodnej. W kolejnej ocenie prowadzonej przez Komitet Ewaluacji Jednostek Naukowych w 2013 roku uzyskał kategorię A i również lokował się na najwyższej pozycji wśród wydziałów mechanicznych.

W trakcie dwóch kadencji zrealizował kilka ważnych inwestycji jak: centrum kongresowe Wydziału, bibliotekę wydziałową i nowoczesne laboratorium technologii. W 2005 roku został wybrany przewodniczącym Kolegium Dziekanów Wydziałów Mechanicznych. Funkcję tę pełni do 2012 roku i do chwili obecnej jest Honorowym Przewodniczącym Kolegium Dziekanów Wydziałów Mechanicznych. W 2012 roku został wybrany członkiem Centralnej Komisji ds. Stopni i Tytułów, gdzie pełni funkcję sekretarza Sekcji VI Nauk Technicznych. Od 1999 roku jest członkiem Senatu Akademii Górniczo-Hutniczej, a obecnie jest przewodniczącym Senackiej Komisji ds. Statutowo-Regulaminowych.

## **2. Działalność naukowo-badawcza i wdrożeniowa**

Profesor Janusz Kowal należy do grona wybitnych specjalistów z zakresu dynamiki układów mechanicznych oraz automatyki, a wyniki prowadzonych przez Niego prac - obok ważnych aspektów teoretycznych charakteryzują się bardzo dużym potencjałem innowacyjnym.

Zainteresowania naukowe profesora Janusza Kowala koncentrują się wokół problematyki dynamiki układów mechanicznych, wibroakustyki, automatyki i teorii sterowania. Są to głównie prace o charakterze doświadczalnym, poparte analizami teoretycznymi i dotyczą różnych problemów dynamiki maszyn i urządzeń, a w szczególności zagadnień minimalizacji niepożądanych efektów, w pierwszym rzędzie zakłócających funkcjonowanie maszyn i urządzeń, a także szkodliwych drgań przekazywanych do otaczającego środowiska i ich oddziaływanie na organizm człowieka. Badania te były i są nadal ukierunkowane na uzyskiwanie aplikacyjnych wyników w budowie i eksploatacji maszyn w oparciu o współczesne podstawy naukowe. Niektóre oryginalne rozwiązania konstrukcyjne profesora i jego zespołu zostały opatentowane. Wyniki swoich prac publikuje w prestiżowych czasopismach naukowych. Każde opracowanie własne, a także udział w pracach zespołowych pozostawiło efekt w postaci oryginalnych koncepcji badawczych, czy pomysłów doskonalących stosowane metody badawcze. Celem głównym tych koncepcji było podwyższanie skuteczności sterowania układami drgającymi, jak i skracanie czasu badań eksperymentalnych. Było to możliwe dzięki dokładnemu ustaleniu obszarów skutecznej sterowalności układów wibroizolacyjnych.

Oprócz publikacji w znaczących, renomowanych krajowych i zagranicznych czasopismach naukowych, w tym indeksowanych w bazie JCR, recenzowanych artykułów w materiałach konferencji krajowych i zagranicznych, wykonał wiele projektów naukowo-badawczych i ekspertyz dla przemysłu. Wiele z nich znalazło bezpośrednie zastosowanie w praktyce.

Katedra, którą Profesor kieruje, współpracuje z wieloma firmami, np. Huta Stalowa Wola, Bumar, WASKO, Mitsubishi, Simens, Viessmann, Zakłady Oponiarskie w Dębicy, ASTOR, Control Proces S.A., ZPC Opoczno, PZL Mielec, HYDROMEGA Gdynia, MARVEL Łódź, STER Poznań. Badania naukowe profesora w początkowym okresie jego pracy dotyczyły problematyki wibroizolacji, a w szczególności badań własności wibroizolacyjnych materiałów gumopodobnych pod kątem ich wykorzystania w zagadnieniach wibroizolacji pasywnej. Obejmowały one określenie własności i modułu sprężystości wibroizolacyjnych materiałów gumopodobnych w zależności od składników użytych do ich produkcji. Szybko jednak, bo w 1977 roku, zdecydował się na pracę badawczą nad sterowanymi układami wibroizolacji.

Profesor Janusz Kowal zajmował się, oprócz wspomnianych zagadnień wibroakustyki, także innymi problemami związanymi z badaniami sterowania drganiami.

Pan Profesor posiada ogromną wiedzę i doświadczenie zawodowe. Wyniki badań naukowych z dziedziny dynamiki układów mechanicznych, teorii drgań i teorii sterowania automatycznego mają istotne znaczenie w procesach syntezy i analizy układów wibroizolacji sterowanej. W swoich pracach obok rozważań teoretycznych prowadził badania symulacyjne i eksperymentalne zaprojektowanych i wykonanych oryginalnych wibroizolatorów sterowanych. Szczególnie wartościowe są prace Profesora Janusza Kowala z dziedziny aktywnych układów wibroizolacji ze sterowaniem adaptacyjnym, w których uwzględniono odchylenia od przyjętych standardowo warunków pracy maszyn i urządzeń.

Zespół kierowany przez prof. Janusza Kowala prowadzi badania nad poprawą sprawności energetycznej aktywnych układów redukcji drgań. Zapotrzebowanie na energię dostarczaną do elementów wykonawczych tych układów z zewnętrznych źródeł energii jest problemem szeroko rozważanym już w trakcie ich opracowywania. Jednym z rozwiązań tego problemu jest odzyskiwanie energii drgań masy nie wibroizolowanej w postaci energii elektrycznej, mechanicznej lub hydraulicznej w celu ponownego wykorzystania jej w układzie do redukcji drgań masy wibroizolowanej. W układach odzyskiwania energii oraz w układach redukcji drgań wykorzystuje się elektromagnetyczne silniki liniowe, a także alternatywne źródła energii, jak materiały piezoelektryczne i magnetostrykcyjne.

Kolejnym obszarem zainteresowań Profesora jest zastosowanie materiałów „inteligentnych”, takich jak ciecze magnetoreologiczne, piezoelektryki, materiały z pamięcią kształtu w układach sterowania struktur dynamicznych. Podejmowane zagadnienia dotyczą semiaktywnej redukcji drgań konstrukcji mostowych, sterowania drganiami konstrukcji smukłych, elektrowni wiatrowych i wież przekaźnikowych.



W ostatnich latach zespół pod kierunkiem profesora podjął nową problematykę badawczą dotyczącą automatycznych systemów diagnozowania jakości i parametrów powierzchni.

Na podkreślenie zasługuje współpraca naukowo-badawcza i wdrożeniowa profesora Janusza Kowala w interdyscyplinarnych zespołach realizujących ważne dla gospodarki i bezpieczeństwa państwa projekty. W ramach konsorcjum naukowo-przemysłowego, którego liderem była Politechnika Śląska, a członkami Akademia Górniczo-Hutnicza, Huta Stalowa Wola, WASKO S.A. z Gliwic i Wojskowy Instytut Techniki Inżynierskiej z Wrocławia, zespół profesora realizował projekt z obszaru bezpieczeństwa i obronności „Autonomiczna uniwersalna platforma gasienicowa do zadań logistycznych i bojowych według standardów współczesnego pola walki”. W ramach projektu w AGH opracowano półaktywny system zawieszenia pojazdu oraz napinania gasienicy, który zapewniał zwiększenie możliwości sprawnego pokonywania trudnego terenu przy dużych prędkościach jazdy.

Rezultatem prac naukowych i aplikacji przemysłowych profesora jest 6 monografii, ponad 200 artykułów i referatów oraz 13 patentów. Jest również autorem dwutomowego podręcznika akademickiego „Podstawy automatyki”.

### **3. Osiągnięcia edukacyjne i organizacyjne**

Profesor Janusz Kowal jest wieloletnim nauczycielem akademickim Akademii Górniczo-Hutniczej, związanym dodatkowo z wieloma ośrodkami akademickimi, instytutami badawczymi i ośrodkami badawczo-rozwojowymi. Współpracuje także z różnymi organizacjami i instytucjami o zasięgu światowym zajmującymi się mechaniką, inżynierią materiałową i inżynierią bezpieczeństwa.

Bardzo ważną częścią bogatej i różnorodnej działalności prof. Janusza Kowala jest jego aktywność w zakresie organizacji nauki i dydaktyki. Był i jest wybieralnym członkiem wielu rad naukowych, członkiem wielu komitetów naukowych konferencji i sympozjów krajowych i zagranicznych. Od 1992 roku organizuje cyklicznie, co dwa lata, międzynarodową konferencję „Activ Noise and Vibration Control Methods”. Był jednym z inicjatorów powstania międzynarodowej konferencji „International Carpathian Control Conference”. Na uwagę zasługuje działalność profesora w Komitetach Polskiej Akademii Nauk. Od 2007 roku jest członkiem Komitetu Budowy Maszyn PAN, a w 2012 roku został wybrany członkiem Komitetu Mechaniki PAN. Jest członkiem międzynarodowych organizacji naukowych, takich jak International Institute of Acoustic and Vibration (USA), CLAWAR Association (Wielka Brytania) oraz ASEE - American Society for Engineering Education.



Pracuje w Radach Naukowych i Programowych miesięczników: „Przegląd Mechaniczny”, „Pomiary Automatyka Kontrola”, „Napędy i Serowanie”, kwartalnika „Mechanics and Control” oraz czasopism „Acta Mechanica and Automatica” i „Technical Transaction – Mechanics”.

Profesor Janusz Kowal ma znaczące osiągnięcia w zakresie rozwoju kadry naukowej. Skupił i wychował wielopokoleniową grupę aktywnych naukowców rozwijających dziedzinę jego zainteresowań. Z jego znanej w kraju i na świecie polskiej szkoły naukowej sterowania w układach mechanicznych wywodzi się liczna grupa profesorów (3), doktorów habilitowanych (4) i kilkunastu doktorów nauk technicznych. Był członkiem wielu instytucji naukowych. Jest inicjatorem międzynarodowych porozumień naukowych.

Za swoje zasługi na bardzo różnych obszarach aktywności prof. Janusz Kowal otrzymał szereg nagród i wyróżnień, do najważniejszych należą:

- Srebrny Krzyż Zasługi (1999)
- Złoty Krzyż Zasługi (2002)
- Krzyż Kawalerski Orderu Odrodzenia Polski (2013)
- Medal Komisji Edukacji Narodowej (1999)
- Medal Prezydenta Republiki Słowacji (1998)
- Medal Georgia Agrycoly Uniwersytetu Technicznego w Ostrawie (2010)
- Medal Zasłużony dla Fakulty Berg Technicznego Uniwersytetu w Koszycach (2012)
- Odznaka „Honoris Gratia” Prezydenta Miasta Krakowa (2009)
- Statuetka „Pro Labore Securo” Centralnego Instytutu Ochrony Pracy (2009)
- Honorowy Ambasador Kongresów Polskich (2014).
- Medale - Zasłużony dla Wydziału Mechanicznego Technologicznego Politechniki Śląskiej (2005), Politechniki Rzeszowskiej (2009) i Politechniki Białostockiej (2012).

#### **4. Opinia końcowa**

Nie sposób wymienić wszystkich przymiotów profesora Janusza Kowala, opisać wyczerpująco Jego bogatą osobowość i wymienić wszystkie Jego osiągnięcia – naukowe i dydaktyczne i organizacyjne.

Należy podkreślić, że Profesor Janusz Kowal jest człowiekiem ogromnie poważanym przez środowiska naukowe w kraju i zagranicą. Uznanie środowiska naukowego zaskarbił sobie dokonaniem, które wynikały stąd, że wyraźnie dostrzegał potrzeby aplikacji wyników badań naukowych i wdrażania rezultatów tych badań do przemysłu.

Pracowitość i poświęcenie to główne cechy charakteru Pana Profesora. Kandydat jest światowym autorytetem naukowym, aktywnie uczestniczy w międzynarodowej współpracy naukowej, przyczynia się do rozwoju kadr naukowych wielu uczelni, ma również wybitne osiągnięcia wdrożeniowe. Prof. Janusz Kowal od wielu lat współpracuje z zespołami naukowymi różnych ośrodków akademickich, w tym Politechniki Lubelskiej.

Dodatkowym powodem przedstawienia kandydatury prof. Janusza Kowala na doktora honorowego Politechniki Lubelskiej są wieloletnie związki z uczelnią, a szczególnie współpraca z Wydziałem Mechanicznym tej uczelni w obszarze między innymi, recenzowania dorobku naukowego pracowników w trakcie postępowań o tytuł lub stopień naukowy, a także wspomagania projektu integrującego środowiska naukowo-techniczne i przemysłowe w ramach przedsięwzięcia „Lubelska Kraina Mechatroniki”.

Wybitny dorobek naukowy profesora Janusza Kowala, jego szczególne zasługi dla nauki polskiej, aktywny udział jako doradca w wielu rządowych instytucjach i organizacjach naukowych oraz postawa etyczna będąca wzorem godnym naśladowania, niekwestionowany autorytet w kraju i na świecie, wybitny wkład w rozwój dyscyplin naukowych, takich jak mechanika, budowa i eksploatacja maszyn, automatyka i robotyka oraz inżynieria bezpieczeństwa, w pełni uzasadniają wniosek o nadanie prof. dr. hab. inż. Januszowi Kowalowi tytułu doktora honoris causa Politechniki Lubelskiej.



prof. dr hab. inż. Zygmunt Mierczyk



P O L I T E C H N I K A   Ś Ł Ą S K A

REKTOR

Prof. dr hab. inż. Andrzej Karbownik

UL. AKADEMICKA 2A  
44-100 GLIWICE  
TEL.: /32/ 2371255, 2312349  
FAXS: /32/ 2371655  
e-mail: [biuro.rektora@polsl.pl](mailto:biuro.rektora@polsl.pl)  
[www.polsl.pl](http://www.polsl.pl)

NIP 631-020-07-35 / REGON 000001637 / ING BANK ŚLĄSKI SA O/GLIWICE / NR RACHUNKU 60 1050 1230 1000 0002 0211 3056

Gliwice, dn. 30 marca 2015r.

R/246/14/15

**Jego Magnificencja**

**Rektor**

**prof. dr hab. inż. Piotr KACEJKO**

**Politechnika Lubelska**

*Magnificencjo Rektorze,*

Uprzejmie zawiadamiam, że Senat Politechniki Śląskiej na posiedzeniu w dniu 30 marca br. pozytywnie zaopiniował wniosek o nadanie tytułu doktora honoris causa Politechniki Lubelskiej Panu prof. Januszowi Kowalowi.

W załączeniu przesyłam stosowne uchwały Senatu naszej Uczelni oraz opinię przygotowaną przez Pana prof. dra hab. inż. Eugeniusza Świtońskiego.

*Z wyrazami szacunku*

Rektor  
Politechniki Śląskiej

Prof. dr hab. inż. Andrzej Karbownik

Załączniki: 3

1. Uchwała Senatu Nr XXVI/205/14/15,
2. Uchwała Senatu Nr XXVII/214/14/15,
3. Opinia prof. dra hab. inż. Eugeniusza Świtońskiego.

**UCHWAŁA Nr XXVI/205/14/15**  
**Senatu Politechniki Śląskiej**  
**z dnia 23 lutego 2015 roku**

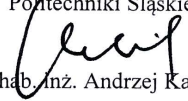
**w sprawie powołania recenzenta do zaopiniowania wniosku Senatu Politechniki  
Lubelskiej o nadanie tytułu doktora honoris causa Panu prof. Januszowi KOWALOWI**

Na podstawie § 38 ust. 1 pkt. 24) Statutu Politechniki Śląskiej,

**Senat Politechniki Śląskiej**  
**postanawia:**

- I. Powołać Pana prof. dr hab. inż. Eugeniusza Świtońskiego jako recenzenta do zaopiniowania wniosku Senatu Politechniki Lubelskiej o nadanie tytułu doktora honoris causa Panu prof. Januszowi KOWALOWI.
- II. Uchwała wchodzi w życie z dniem podjęcia.

Rektor  
Politechniki Śląskiej

  
Prof. dr hab. inż. Andrzej Karbownik

**UCHWAŁA Nr XXVII/214/14/15**  
**Senatu Politechniki Śląskiej**  
**z dnia 30 marca 2015 roku**

**w sprawie zaopiniowania wniosku Senatu Politechniki Lubelskiej o nadanie tytułu doktora  
honoris causa Panu prof. Januszowi Kowalowi**

Na podstawie art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 27 lipca 2005 roku – Prawo o szkolnictwie wyższym (j.t. Dz.U. z 2012 r., poz. 572, z późn. zm.) oraz § 38 ust. 1 pkt. 24) Statutu Politechniki Śląskiej

**Senat Politechniki Śląskiej**  
**postanawia:**

- I. Po zapoznaniu się z opinią dorobku, opracowaną przez Pana prof. dra hab. inż. Eugeniusza Świtońskiego, pozytywnie zaopiniować wniosek Senatu Politechniki Lubelskiej o nadanie tytułu doktora honoris causa Panu prof. Januszowi Kowalowi.
- II. Uchwała wchodzi w życie z dniem podjęcia.

Rektor  
Politechniki Śląskiej

  
Prof. dr hab. inż. Andrzej Karbownik



**Opinia**  
**wniosku Politechniki Lubelskiej**  
**w sprawie nadania tytułu i godności**  
**Doktora Honoris Causa Profesorowi Januszowi Kowalowi**

**Magnificencjo Rektorze!**  
**Wysoki Senacie!**

Przypadł mi w udziale zaszczyt i przyjemność przedstawienia przed szanownym gremium sylwetki profesora Janusza Kowala, człowieka, który dzięki swoim dokonaniom w obszarze badań naukowych, jak i organizacji nauki, kreowania i kształcenia młodych kadr w pełni zasługuje na przyznanie Mu tytułu i godności Doktora Honoris Causa Politechniki Lubelskiej.

Prof. dr hab. inż. Janusz Kowal jest postacią wybitną i trudno będzie mi scharakteryzować sylwetkę Profesora w jednym wystąpieniu. Jego bogata i szeroka działalność naukowa dotyczy takich dyscyplin naukowych jak mechanika, budowa i eksploatacja maszyn i automatyka i robotyka ze szczególnym uwzględnieniem dynamiki układów mechanicznych, wibroakustyki oraz automatyki i teorii sterowania.

Prof. dr hab. inż. Janusz Krzysztof Kowal urodził się 25 lipca 1949 roku w Krakowie. Studia wyższe odbył w latach 1968-1973 w Akademii Górniczo Hutniczej, uzyskując tytuł zawodowy magistra inżyniera. Bezpośrednio po ukończeniu studiów podjął pracę w Środowiskowym Laboratorium Drgań i Szumów na Wydziale Maszyn Górniczych i Hutniczych AGH, a następnie został zatrudniony na stanowisku asystenta w Instytucie Mechaniki i Wibroakustyki w AGH, gdzie nieprzerwanie pracuje przez ponad 40 lat. W 1982 roku obronił pracę doktorską pt. *"Synteza i analiza wybranych układów wibroizolacji sterowanej"*, która była jedną z pierwszych prac doktorskich dotyczącą aktywnych metod redukcji drgań. Stopień naukowy doktora habilitowanego uzyskał w 1990 roku na podstawie rozprawy habilitacyjnej pt. *"Aktywne i semiaktywne metody wibroizolacji układów mechanicznych"*. Od października 1990 roku pełnił funkcję prodziekana ds. kształcenia. W 1994 roku obejmuje kierownictwo Katedry Automatyzacji Procesów, która obecnie liczy 33 osoby, w tym 7 samodzielnych pracowników naukowych (4 profesorów tytularnych), a w 1996 r., zostaje wybrany dziekanem Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. Uzyskane stopnie doktora i doktora habilitowanego przez Profesora Janusza Kowala były potwierdzeniem Jego predyspozycji naukowych, umiejętności, pracowitości, wiedzy i aktywności - Jego twórczej osobowości. W roku 1996 Prezydent Rzeczypospolitej Polskiej nadał Kandydatowi tytuł naukowy profesora.

Profesor Janusz Kowal pełnił wiele funkcji organizacyjnych i społecznych i tak w latach 1999 – 2005 przez dwie kadencje pełnił funkcję prorektora ds. nauki w

Akademii Górniczo – Hutniczej. W 2005 roku został ponownie wybrany na dziekana Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. Funkcję tę pełnił przez dwie kadencje do 2012 roku. W okresie pełnienia funkcji dziekańskich zrealizował kilka ważnych inwestycji jak: centrum kongresowe wydziału, bibliotekę wydziałową i nowoczesne laboratorium technologii, a Wydział uzyskiwał kategorię A w ministerialnej ocenie parametrycznej. W 2005 roku został wybrany na funkcję przewodniczącego Kolegium Dziekanów Wydziałów Mechanicznych, którą pełnił do 2012 roku. Aktualnie jest Honorowym Przewodniczącym Kolegium Dziekanów Wydziałów Mechanicznych. W 2012 roku został członkiem Centralnej Komisji ds. Stopni i Tytułów Naukowych, gdzie pełni funkcję sekretarza Sekcji Nauk Technicznych. Od 1999 roku jest członkiem Senatu Akademii Górniczo – Hutniczej, w którym obecnie pełni funkcję przewodniczącego Senackiej Komisji ds. Statutowo – Regulaminowych. W uznaniu zasług Profesor został odznaczony Krzyżem Kawalerskim Orderu Odrodzenia Polski, Srebrnym i Złotym Krzyżem Zasługi oraz Medalem Komisji Edukacji Narodowej. Wieloletnia działalność naukowa Profesora Janusza Kowala koncentruje się wokół problematyki związanej z szeroko pojmowaną mechaniką stosowaną i dotyczy głównie prac o charakterze badawczo rozwojowym. Badania dotyczą różnych problemów dynamiki maszyn i urządzeń, a w szczególności zagadnień minimalizacji niepożądanych efektów, zakłócających funkcjonowanie maszyn i urządzeń oraz szkodliwych drgań przekazywanych do otaczającego środowiska i ich oddziaływania na organizm człowieka. Efekty badań są ukierunkowane na uzyskiwanie aplikacyjnych wyników w budowie i eksploatacji maszyn na podstawie współczesnych podstaw naukowych. Niektóre oryginalne rozwiązania konstrukcyjne profesora i jego zespołu zostały opatentowane. Wyniki swoich prac publikuje w prestiżowych czasopismach naukowych. Każde opracowanie własne, czy udział w pracach zespołowych pozostawiło pozytywny ślad w postaci oryginalnych koncepcji badawczych, czy pomysłów doskonalących stosowane metody badawcze. Celem głównym tych koncepcji było podwyższanie skuteczności sterowania układami drgającymi, jak i skracanie czasu badań eksperymentalnych. Było to możliwe dzięki dokładnemu ustaleniu obszarów skutecznej sterowalności układów wibroizolacyjnych w ujęciu mechatronicznym. Lista osiągnięć Profesora w tym zakresie jest pełna nowatorskich rozwiązań, które z kolei złożyły się na obszerny zbiór cennych zastosowań i Jego międzynarodowy autorytet naukowy.

Do szczególnie ważnych wyników działalności Profesora Janusza Kowala w uprzednio wymienionych dziedzinach i dyscyplinach należy przede wszystkim zaliczyć:

- Rozwiązania dotyczące wibroizolacji układów mechanicznych, teorii drgań i teorii sterowania automatycznego, które mają istotne znaczenie w procesach syntezy i analizy układów wibroizolacji sterowanej. Prace te świadczą o umiejętnościach nowoczesnego ujęcia wiedzy teoretycznej. Rozwiązuje się w nich zagadnienia minimalizacji procesów drganiowych, syntezy sterowania optymalnego przy kwadratowym wskaźniku jakości, a także sterowania minimalno-czasowego układu wibroizolacji aktywnej. Do szczególnie złożonych zaliczyć należy problemy wibroizolacji układów mechanicznych poddanych niskoczęstotliwościowym wymuszeniom kinematycznym, mającym charakter procesu stochastycznego. Koncentrując się na pneumatycznych elementach wykonawczych, wprowadzono nieliniowości do modelu matematycznego i przeprowadzono syntezę sterowania ciągłego i dyskretnego dla celów kształtowania właściwości wibroizolacyjnych układów aktywnych i semiaktywnych.



- Określenie cech konstrukcyjnych i wykonanie oryginalnych wibroizolatorów sterowanych. Opracowane konstrukcje wibroizolatorów aktywnych i semiaktywnych różnią się między sobą rodzajem elementu wykonawczego i sposobem sterowania, co wpływa na złożoność konstrukcji, niezawodność działania, pobór mocy, a tym samym na koszty wykonania i eksploatacji.
- Opracowanie praktycznej i skutecznej metodyki kształtowania właściwości dynamicznych maszyn, wykorzystującej metody modelowania oparte na dyskretyzacji z użyciem metody elementów skończonych, analizy wrażliwości, metod optymalizacji oraz metod doświadczalnej identyfikacji parametrów opisujących modele. Metodyka ta jest ważnym osiągnięciem szkoły naukowej Kandydata. Jest ona ukierunkowana na komputerowe wspomaganie syntezy układów w procesie projektowo-konstrukcyjnym. Opracowane algorytmy są efektywnym narzędziem projektowym, umożliwiającym optymalizację takich kryteriów (wskaźników) jakości projektowanego urządzenia, jak np. minimalizacja kosztów, masy, gabarytów, maksymalizacja przenoszonych mocy, odstrojenie częstotliwości rezonansowych od stref częstotliwościowych dla normalnej pracy urządzenia, minimalizacja amplitudy drgań, czy minimalizacja obciążeń dynamicznych. Pożądane wartości tych wskaźników mogą być uzyskane m.in. przez: zmniejszenie poziomu oddziaływań dynamicznych zewnętrznych, zmianę struktury i parametrów (postaci konstrukcyjnej) projektowanego urządzenia, wprowadzenie do układu urządzeń dodatkowych (wibroizolacja, tłumiki i eliminatory drgań itp.).
- Zaprojektowanie i wykonanie oryginalnej konstrukcji wibroizolatora o zmiennych parametrach z pneumatycznymi elementami wykonawczymi. Do układów wibroizolacyjnych wprowadzono układy automatycznego sterowania ciśnieniem w komorze nośnej wibroizolatora oraz układy sterowania tłumieniem. Niektóre z tych rozwiązań zostały opatentowane. Cenne są tutaj opracowania związane z zawieszeniem siedzisk kierowców i operatorów maszyn. Profesor we współpracy z producentem siedzisk kierowców FMR w Kunowie opracował prototyp semiaktywnego układu wibroizolacji siedziska. Prowadzone były również badania przemysłowe tego prototypu w Fabryce Autobusów SANOS i krakowskim MPK.
- Szczególnie wartościowe są prace Profesora Janusza Kowala z dziedziny aktywnych układów wibroizolacji ze sterowaniem adaptacyjnym. W pracach tych uwzględniono odchylenia od przyjętych warunków pracy maszyn i urządzeń. Systemy adaptacyjne uwzględniają nieliniowości głównie w układach wykonawczych aktywnych układów wibroizolacji, jak również niestacjonarność pracy obiektów chronionych. Poprzez uwzględnianie sprzężeń zwrotnych uzyskano dostrajanie parametrów układów wibroizolacji, co wpływa na obniżenie poziomu wibracji obiektów chronionych. Poziom tych badań naukowych dorównuje światowemu poziomowi prac z tej dziedziny.
- Badania nad zastosowaniem w aktywnych układach wibroizolacji zaawansowanych algorytmów sterowania typu: sterowanie rozmyte, sterowanie odporne i algorytmy genetyczne. Celem tych badań jest zapewnienie komfortu i bezpieczeństwa jazdy poprzez minimalizację składowej dynamicznej siły reakcji występujących na styku koło-nawierzchnia jezdni.
- Opracowanie metodyki projektowania aktywnych i semiaktywnych zawieszek pojazdów podczas występowania zmiennych warunków pracy obiektu. Zastosowano tu metodę szybkiego prototypowania układów sterowania Hardware in the Loop Simulation. Analizowano różne struktury zawieszek pojazdów, w których rozpatrywano zakłócenia losowe o rozkładzie normalnym i zdeterminowanej funkcji gęstości widmowej mocy zależnej od klasy drogi.

- Badania dotyczące sterowanych, aktywnych i semiaktywnych zawieszzeń platform gasienicowych, w których w miejsce drążków skrętnych zastosowano oryginalne, opatentowane, rozwiązanie w postaci pakietu sprężyn spiralnych oraz sterowany tłumik magnetoreologiczny.
- Od kilku lat zespół kierowany przez prof. J. Kowal prowadzi badania nad poprawą sprawności energetycznej aktywnych układów redukcji drgań, gdzie istotnym problemem jest zapotrzebowanie na energię dostarczaną do elementów wykonawczych tych układów z zewnętrznych źródeł energii. Do rozwiązania tego problemu zastosowano odzyskiwanie energii drgań masy niewibroizolowanej w postaci energii elektrycznej, mechanicznej lub hydraulicznej w celu ponownego wykorzystania jej w układzie do redukcji drgań masy wibroizolowanej. Prowadzone są również prace w kierunku wdrożenia układów regeneracji energii w systemach wibroizolacji autobusów i pojazdów ciężarowych. W układach odzyskiwania energii oraz w układach redukcji drgań wykorzystano elektromagnetyczne silniki liniowe, a także alternatywne dla tradycyjnych źródła energii jak materiały piezoelektryczne i magnetostrykcyjne.
- Badania dotyczące zagadnień minimalizacji zapotrzebowania na energię zewnętrzną i obniżenia energochłonności aktywnych układów redukcji drgań oraz badania nad doбором odpowiedniej struktury układów aktywnych. Dotyczy to w szczególności elementów wykonawczych oraz optymalnego doboru algorytmu sterowania redukcją drgań. W badanym przypadku najlepsze efekty uzyskano stosując algorytmy ślizgowe.
- Kolejnym osiągnięciem Profesora i jego zespołu jest zastosowanie materiałów inteligentnych, takich jak: ciecze magnetoreologiczne, piezoelektryki, materiały z pamięcią kształtu w układach sterowania struktur dynamicznych. Podejmowane zagadnienia dotyczą semiaktywnej redukcji drgań mostu, sterowanie drganiami konstrukcji smukłych, elektrowni wiatrowych oraz wież przekładnikowych.
- W ostatnich latach zespół pod kierunkiem Profesora podjął nową problematykę badawczą dotyczącą systemów diagnozowania jakości i parametrów powierzchni. W ramach grantu rozwojowego, którym kierował, zbudowany został doświadczalny system kontroli jakości i kształtu. Opracowany w ramach projektu system kontroli jest urządzeniem mechatronicznym przystosowanym do pracy w warunkach linii produkcyjnych. Składa się on z systemu wizyjnego oraz oprogramowania umożliwiającego badania powierzchni i kształtu przedmiotów z wykorzystaniem technologii obróbki trójwymiarowej obrazu. Prowadzone są badania dotyczące weryfikacji przemysłowych zaprojektowanego systemu i oceny zdolności pracy w zmiennych warunkach i przy zakłóceniach rzeczywistych. Większość tych prac realizowana była w ramach projektów badawczych uzyskanych w ramach konkursów. Były one finansowane początkowo przez KBN, MNiI, MNiSW a ostatnio NCBiR i NCN.

Profesor Janusz Kowal uczestniczył w realizacji kilkudziesięciu grantów, a w osiemnastu był kierownikiem. Wyniki oryginalnych rozwiązań zostały wdrożone i opatentowane w 13 patentach, których Profesor jest współautorem.

Profesor opracował kilkadziesiąt recenzji artykułów dla krajowych i zagranicznych czasopism naukowych oraz wykonał 28 recenzji książek i monografii.

Dotychczasowe osiągnięcia badawcze Profesora Janusza Kowala zyskały Mu miano wybitnego specjalisty w uprawianej przez Niego dyscyplinie nauki i ugruntowały pozycję autorytetu. Świadectwem wysokiej pozycji w środowisku jest między innymi zapraszanie Go do liczących się w świecie nauki gremiów – towarzystw naukowych, rad programowych czasopism, komitetów naukowych



konferencji krajowych i międzynarodowych. I tak Profesor jest między innymi członkiem komitetów naukowych zagranicznych i międzynarodowych konferencji naukowych takich jak: *International Carpathian Control Conference*, *International Conference Dynamical Systems – Theory and Applications*, *International Conference MECHATRONICS Ideas for Industrial Applications*, *Kongres Mechaniki Polskiej*, *Conferens on Active Noise and Vibration Control Methods*, *Sympozjon „Modelowanie w Mechanice”* i wielu innych.

Wyniki swoich prac Profesor Janusz Kowal przedstawił w 6 monografiach oraz w ponad 200 artykułach i referatach, w dużej części w renomowanych czasopismach i materiałach konferencyjnych o zasięgu międzynarodowym, w tym także czasopismach z tzw. listy filadelfijskiej oraz w czasopismach z listy „B” MNiSW. Jest również autorem dwutomowego podręcznika akademickiego pt. „Podstawy automatyki”.

Prace badawcze wykonane pod kierunkiem Profesora Janusza Kowala zawierają wiele nowych, oryginalnych koncepcji zarówno teoretycznych, dotyczących modelowania i analiz obliczeniowych, jak i doświadczalnych, rozważanych systemów i procesów. Niektóre z nich, zwłaszcza te, które mają w sobie algorytmy proponowanych metod zweryfikowane w praktyce konkretnymi aplikacjami, mają pionierski charakter, a sam profesor uważany jest za twórcę polskiej szkoły dynamiki maszyn, mechatroniki i wibroakustyki, ze szczególnym uwzględnieniem aktywnych układów wibroizolacji. Rezultaty badań były i są nadal wykorzystywane w krajowym przemyśle maszyn roboczych, między innymi przy projektowaniu układów zawieszenia pojazdów samochodowych i specjalnych. Na uwagę zasługuje kompleksowość i kompletność badań oraz ich aplikacyjny charakter.

Cechą charakterystyczną prac naukowych Profesora Janusza Kowala jest nowatorskie podejście do każdego problemu, aktywność w zakresie kreowania nowych, użytecznych rozwiązań oraz transferu nowoczesnych technologii i umiejętności tworzenia twórczej atmosfery w swoim otoczeniu. Kandydat dzięki swojej osobowości i staranności w pracy, a także dzięki umiejętności wybierania ważnych zadań naukowych oraz ich zastosowań, stał się dla wielu wzorem do naśladowania. Na szczególnie wysoką ocenę zasługuje Jego wieloletnia współpraca w zakresie badań naukowych w kraju i za granicą. Do krajowych ośrodków można zaliczyć: Politechnikę Śląską, Politechnikę Lubelską, Politechnikę Warszawską, Politechnikę Świętokrzyską, Politechnikę Rzeszowską, Politechnikę Białostocką, Politechnikę Wrocławską, Politechnikę Krakowską, Politechnikę Poznańską, Politechnikę Gdańską, Politechnikę Łódzką, Politechnikę Koszalińską, Zachodniopomorski Uniwersytet Techniczny, Centralny Instytut Ochrony Pracy CIOP - PIB, Instytut Technologii Eksploatacji – PIB, PIMOT Warszawa, Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych (ITWL) w Warszawie. Również efektywna jest współpraca profesora z ośrodkami zagranicznymi takimi jak: Technical University Sheffield – Anglia, Minesota University – USA, VSB Technická Universita w Ostrawie (gdzie jest członkiem Rady Wydziału Budowy Maszyn), Technická Univerzita w Koszycach, Glasgow Caledonian University, The University of Adelajda, University of Buenos Aires, University of Chile, Santiago de Chile, Universidad PANAMERICANA – Mexico i Politechnika Lwowska. Szczególnie bliskie kontakty łączą go z profesorami takimi jak: Stephen Banks i Osman Tokhi z Uniwersytetu w Sheffield, Collin Hansen z Uniwersytetu w Adelajdzie, Malcolm Crocker z International Institute of Acoustic and Vibration. Współpracował również z profesorem Igorem Ballo ze Słowackiej Akademii Nauk w Bratysławie.



Profesor Janusz Kowal jest nie tylko wybitnym uczonym, ale także pedagogiem i organizatorem nauki. Zgromadził wokół siebie wielu ambitnych i aktywnych naukowców, w różnym wieku i z różnym doświadczeniem zawodowym, którym, podobnie jak Profesorowi, zależy na rozwoju prezentowanej dziedziny naukowej. Wypromował dziesięciu doktorów nauk technicznych, z których trzech uzyskało stopnie doktora habilitowanego, a dwóch jest profesorami. Jest autorem wielu recenzji rozpraw doktorskich, opinii dorobku w przewodzie habilitacyjnym, recenzji wniosków profesorskich, a także recenzji książek oraz licznych artykułów naukowych i referatów konferencyjnych.

Profesor Janusz Kowal jest również cenionym i szanowanym przez współpracowników i studentów pedagogiem. Ponieważ tematyka Jego zajęć dydaktycznych jest tożsama z obszarami tematycznymi realizowanych przez Niego prac naukowo – badawczych, może na bieżąco przekazywać studentom nową, zaktualizowaną wiedzę. Czyni to w sposób profesjonalny, przykuwający uwagę słuchaczy, w atrakcyjnej, audiowizualnej formie. Ponadto Profesor jest autorem wielu opracowań i pomocy dydaktycznych: skryptów, instrukcji do ćwiczeń laboratoryjnych, stanowisk laboratoryjnych itp. oraz współautorem planu studiów realizowanych na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo Hutniczej. Zawsze zależało Mu i zależy nadal na współpracy ze studentami, aktywizował studencki ruch naukowy i potrafił wybrać z grupy uczących się tych szczególnie uzdolnionych, którym proponował zdobywanie wiedzy według indywidualnych programów studiów. Absolwenci tej formy kształcenia stanowią obecnie trzon szkoły naukowej Profesora. Pragnę nadmienić, że Prof. dr hab. inż. Janusz Kowal, to postać wyjątkowa w nauce. Wyjątkowość ta wynika z faktu interdyscyplinarnych i wybitnych dokonań naukowych Profesora, który jest niekwestionowanym autorytetem w dziedzinie szeroko pojętej mechaniki i mechatroniki, a także z zakresu ekologicznych aspektów wpływu drgań na środowisko i człowieka.

Jest On przy tym nieprzeciętnym nauczycielem i promotorem licznych kadr naukowych, aktywnym twórcą i kreatorem nowych rozwiązań, organizatorem nauki i techniki, człowiekiem godnym najwyższego uznania. Zgromadził wokół siebie wielu ambitnych i aktywnych naukowców, w różnym wieku i z różnym doświadczeniem zawodowym, którym, podobnie jak Profesorowi, zależy na rozwoju prezentowanej dyscypliny naukowej.

Pragnę również zwrócić uwagę Państwa na niektóre aspekty tej działalności, które w naszej rzeczywistości nie są często spotykane. Są to: niezwykle zaangażowanie, wręcz pasja, która jest widoczna w każdym rodzaju działalności Profesora Janusza Kowala, a w szczególności w badaniach naukowych, w ich popularyzacji i umiejętności zastosowania wyników badań w praktyce, w działalności organizacyjnej i dydaktycznej, w opiece nad młodymi pracownikami nauki.

Bardzo dużą uwagę przywiązuje Profesor Kowal do współpracy z przemysłem. Wymiernym efektem tej współpracy są wdrożenia i patenty oraz promocja doktorów nauk technicznych - pracowników przemysłu. Myślę, że Profesora Janusza Kowala można śmiało nazwać ambasadorem nauki w przemyśle.

Integrujący charakter poczynań Profesora jest szczególnie widoczny w Jego pracy na rzecz towarzystw naukowych i działalności organizacyjnej. Jego nieobojętność i empatia zyskują Mu ogromną życzliwość i pozwalają pozyskiwać do współpracy tych, których cechuje bogaty potencjał naukowy i podobny, twórczy, stosunek do życia. Jest postacią powszechnie znaną w środowisku naukowym, nie tylko dzięki swoim osiągnięciom badawczym, ale również poprzez bardzo aktywną działalność organizacyjną w szkolnictwie wyższym, związaną z pełnieniem licznych

funkcji, zarówno w macierzystej uczelni, jak też w systemie zarządzania nauką w Polsce i za granicą oraz w organizacjach naukowych i inżynierskich.

Wysoko sobie cenię współpracę z tak wybitnym uczonym i dydaktykiem, człowiekiem o szerokich horyzontach, będącym niekwestionowanym autorytetem w dziedzinie teorii, budowy i eksploatacji maszyn, a jednocześnie człowiekiem niezwykle życzliwym, rozszerzającym granice swojej działalności poza świat mechaniki i konstrukcji maszyn.

Gratuluje Uczelni trafnego wyboru kandydata na doktora honoris causa i uważam, że **nadanie Profesorowi Januszowi Kowalowi najwyższej godności akademickiej – Doktora Honoris Causa, w całym świecie uznawanej za najwyższe wyróżnienie, jest pod każdym względem uzasadnione wybitnymi osiągnięciami Kandydata jako uczonego, nauczyciela i promotora licznych kadr naukowych, twórcy i kreatora nowych rozwiązań, organizatora nauki i techniki, człowieka godnego najwyższego szacunku.**

Wnoszę więc do Senatu Akademickiego Politechniki Śląskiej aby poparł inicjatywę Politechniki Lubelskiej nadania Profesorowi Januszowi Kowalowi tytułu i godności DOKTORA HONORIS CAUSA tej Uczelni.

Gliwice, 4 marca 2015r.



**Podziękowania**  
*Magnificencjo Rektorze*  
*Wysoki Senacie*  
*Panie Promotorze*  
*Szanowne Panie i Panowie*  
*Drodzy Koledzy i Przyjaciele*

Dzień dzisiejszy jest dla mnie dniem bardzo ważnym i szczególnym, który będę nosił w pamięci do końca życia. Otrzymanie tytułu doktora honoris causa to wielki zaszczyt, którego nie da się z niczym porównać. Czuję ogromne wzruszenie i jednocześnie olbrzymią satysfakcję, że to właśnie Politechnika Lubelska przyznaje mi ten tytuł. Pragnę wyrazić moje serdeczne podziękowania Jego Magnificencji Rektorowi, Profesorowi Piotrowi Kacejko i Wysokiemu Senatowi Politechniki Lubelskiej, którzy uznali, że wyniki mojej działalności naukowej zasługują na tę najwyższą godność akademicką Politechniki Lubelskiej. W szczególności dziękuję Panu Dziekanowi, prof. dr hab. inż. Zbigniewowi Paterowi i promotorowi mojego tytułu Profesorowi Markowi Opielakowi za podniesienie sprawy mojego wyróżnienia. Osobne słowa podziękowania należą się moim recenzentom, wybitnym uczynom: Generałowi Brygady, prof. dr hab. inż. Zygmuntowi Mierczykowi dr h.c., Rektorowi-Komendantowi Wojskowej Akademii Technicznej i Panu Profesorowi Eugeniuszowi Świtońskiemu z Politechniki Śląskiej, jak również Wysokim Senatam tych Uczelni za pozytywną ocenę mojej kandydatury.

Wszystko, co osiągnąłem, to, że mogłem uczciwie żyć, pracować, tworzyć, publikować, działać, zawdzięczam wspaniałym osobom, wśród których miałem szczęście żyć i mogłem się od nich uczyć oraz brać z nich przykład. W tak ważnej chwili, jak ta, nie mogę nie pamiętać o moich wychowawcach, bez nich nie byłbym z pewnością tym, kim jestem dzisiaj. Dojście do tego zaszczytu było możliwe dzięki wizji mojego rozwoju, ukształtowanego przez Moich Rodziców i uporowi w realizacji tej wizji. Szczególne słowa podziękowania winien jestem Mojemu Mistrzowi, nieodżałowanej pamięci Profesorowi Zbigniewowi Engelowi dr h.c. multi. Nie do przecenienia jest Jego rola wychowawcza i kształceniowa. To Jego zaangażowanie w mój los i ukierunkowanie badawcze sprawiły, że znalazłem się w Akademii Górniczo-Hutniczej, mając przy sobie przychylnego mistrza i nowoczesną tematykę badawczą z pogranicza mechaniki, wibroakustyki i teorii sterowania. To za Jego namową i udziałem rozpoczęliśmy badania i pierwsze projekty sterowanych układów redukcji drgań, a co z tego wynikło postaram się przybliżyć dziś Państwu w moim wykładzie. Dziękuję Profesorom Józefowi Niziołowi z Politechniki Krakowskiej i Eugeniuszowi Świtońskiemu z Politechniki Śląskiej za wieloletnią współpracę i życzliwość oraz inspirację i wsparcie w działalności naukowej.

Nie byłoby osiągnięć i dzisiejszego zaszczytnego wyróżnienia, gdyby nie praca i współpraca wielu kolegów i pracowników Katedry Automatyzacji Procesów AGH. Twórcza inicjatywa w projektach, przy budowie laboratoriów, stanowisk badawczych i dydaktycznych, przyczyniła się również do moich sukcesów. Za to wszystkim serdecznie dziękuję Wam Moi Drodzy.

Wielką wartością jest dla mnie rodzina. To, że zawsze mogę na nią liczyć, na jej wsparcie i miłość, jest dla mnie nieocenione. Wspierająca i pomocna atmosfera domowa stworzona przez moją żonę Krystynę i zdjęcie ze mnie wielu obowiązków domowych, dawały mi zachętę do dobrych efektów pracy i szansę na jej wykonanie. Jesteś Krysiu współautorką moich prac i osiągnięć. Dziękuję Ci za to! Słowa serdecznych podziękowań kieruję również do moich Dzieci – Basi i Dominika oraz wspianiałej trójki Wnuków. Dziękuję za okazywaną mi pomoc, cierpliwość i wyrozumiałość wobec mojej izolacji od Was. Dziękuję Wam z całego serca.

Szanowni Państwo!

Moim zdaniem, nie dokonałem w nauce niczego szczególnego. W swojej ponad czterdziestoletniej pracy w Akademii Górniczo-Hutniczej i w innych instytucjach naukowych, starałem się jedynie wypełniać podstawowe obowiązki profesora-pracownika nauki, wychowawcy studentów i młodej kadry naukowej. Jeśli w oczach Państwa zasłużyłem na aż tak wysokie wyróżnienie, to daje mi to ogromną osobistą satysfakcję.

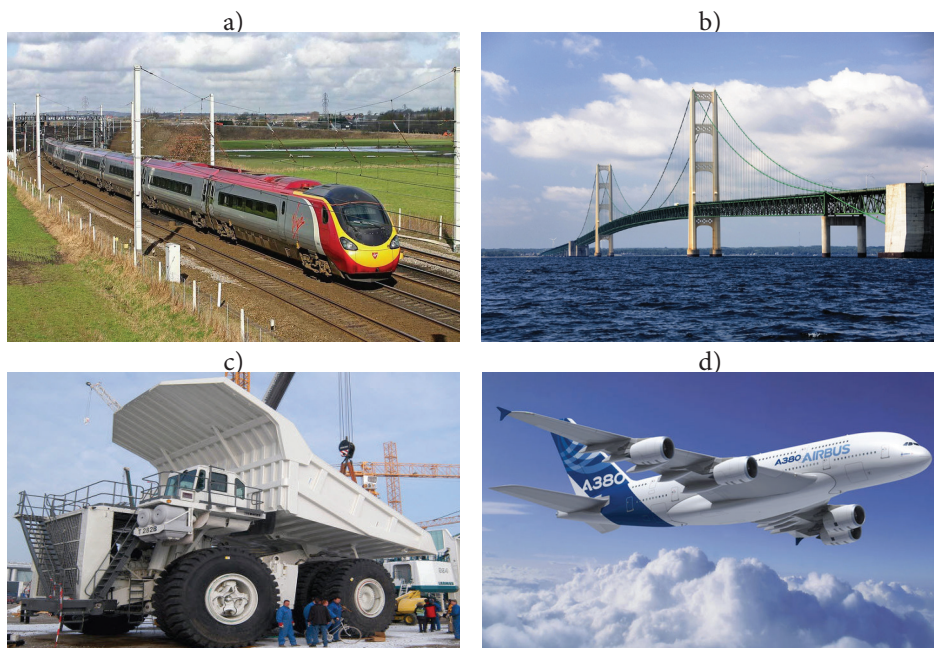
Bardzo dziękuję Paniom i Panom, wszystkim, którzy zechcieli poświęcić swój drogi czas na uświetnienie tej, dla mnie niezwykle ważnej, dzisiejszej uroczystości. Obecność Państwa w tym miejscu odbieram jako dowód przyjaźni i życzliwości.



## Aktywne metody redukcji drgań Active Vibration Control

### 1. Wprowadzenie

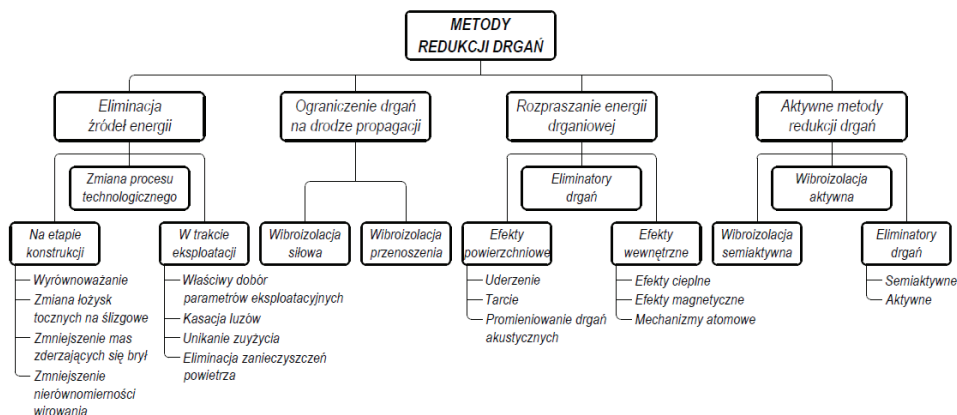
Funkcjonowaniu maszyn i urządzeń towarzyszą zakłócenia (rys. 1.1). Spośród tych zakłóceń najistotniejszymi są zakłócenia natury mechanicznej, które pojawiają się w postaci drgań poszczególnych elementów maszyn i emisji hałasu. Czynniki te wywierają szkodliwy wpływ na same maszyny, otaczające środowisko i pracowników obsługi.



Rys. 1.1 Drgania maszyn i urządzeń: a) pojazdy, b) mosty, c) maszyny robocze, d) samoloty

Od lat starano się zapobiegać przyczynom drgań, kontrolować drgania a ostatnio możliwe stało się sterowanie drganiami. Cały ten zakres działań zwany w literaturze anglojęzycznej Vibration Control, można podzielić na grupę metod pasywnych i aktywnych. Klasyfikację metod redukcji drgań przedstawiono na rys. 1.2 [19].





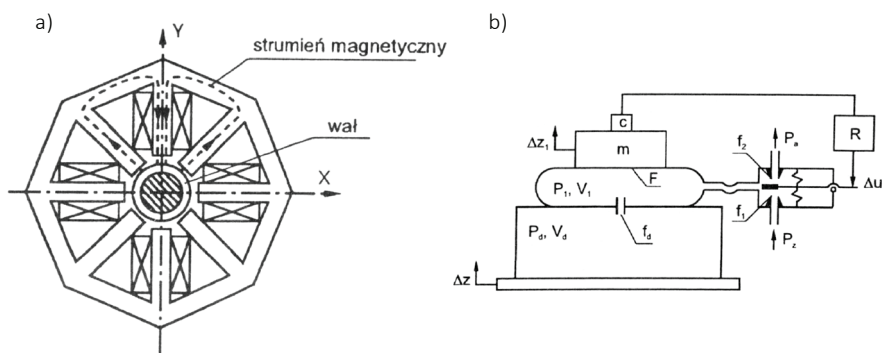
Rys. 1.2. Klasyfikacja metod redukcji drgań

Tradycyjne metody pasywne polegające na modyfikacji parametrów i struktury układów posiadają szereg ograniczeń, np.: małą skuteczność redukcji drgań w zakresie niskich częstotliwości, wrażliwość na zmiany warunków eksploatacyjnych, zmienne zakłócenia zewnętrzne itd. Zupełnie nowe perspektywy w tym zakresie otwierają aktywne układy sterowania drganiami obiektów, które sprowadzają się do modyfikacji struktur i parametrów z wykorzystaniem dodatkowego źródła energii. Metody te pozwalają rozwiązać zagadnienia sprzecznych żądań dotyczących efektywności procesu roboczego, niskiego poziomu drgań, dopuszczalnych ugięć statycznych, stateczności i sztywności dynamicznej. W przypadku metod pasywnych występuje rozpraszanie energii lub okresowe jej magazynowanie a następnie oddawanie energii. Cechą charakterystyczną metod aktywnych jest to, że drgania i hałas kompensuje się drganiami i dźwiękami z dodatkowych źródeł. Wynika z tego, że układy aktywne posiadają dodatkowe zewnętrzne źródło energii wibroakustycznej. Układy te odpowiednio sterowane mogą dostarczać lub absorbować energię wibroakustyczną w określony sposób z dowolnych miejsc układu (urządzenia).

Pierwsze koncepcje metod aktywnych redukcji drgań powstały w ostatnim dziesięcioleciu XIX wieku, mimo, że geneza metod aktywnych wywodzi się z zasady interferencji fal, która była podana w 1690 roku przez Chrystiaana Huygenusa a metody aktywne opierają się na znanej zasadzie Huygenusa-Fresnela. Istniały dwa główne nurty badań i prac technicznych związanych z redukcją poziomu drgań: ochrona budynków oraz drgania środków komunikacji, maszyn i urządzeń. Ochrona budynków związana była z trzęsieniami ziemi. Prace rozwijały się głównie w Japonii, w jednym z najbardziej aktywnych sejsmicznie krajów świata [10]. W 1891 roku po trzęsieniu ziemi (Nobi – 7213 ofiar), K. Kawai publikuje pracę pt.: *A Structural Method Free from Earthquake Excitation*. Kolejne trzęsienia zie-

mi (San Francisco 1906, Great Kanto 1923, Long Beach) inspirują dalsze badania mające na celu ochronę budowli. Wynikiem tych prac są m.in. New Building Regulation, Seismic Code (1924), patent K. Kito i O. Yamashita'y (1924) oraz opracowania R. Oka (1934). Na bazie tych badań i opracowań powstały aktywne układy redukcji drgań: T. Kabori (1957), S. Shoda (1964).

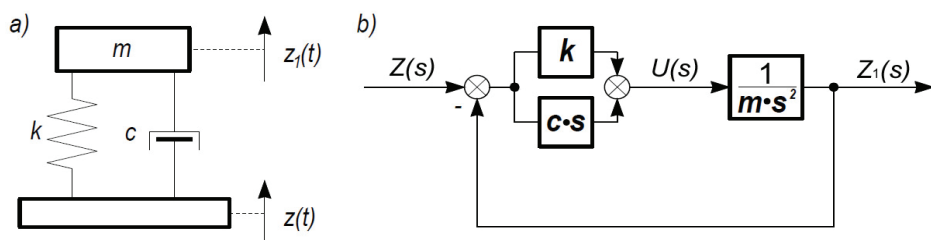
Metody aktywnej redukcji drgań środków komunikacji, maszyn i urządzeń mają swój początek w 1892 roku. Pojawiły się wtedy prace: A.F. Yarrows pt.: *On Balancing Marine Engines and the Vibration of Vessels* (Transactions of the Institution of Naval Architects 1892) i J.I. Thornicrofta pt.: *Studying Vessels at Sea*. W 1920 roku S. Motora uzyskuje swój patent dotyczący układu redukcji drgań, a w 1923 r. publikuje pracę pt. *On Motora's Ship Rolling Suppression System*. W następnych kilkudziesięciu latach nastąpił szeroki rozwój badań i wdrożeń aktywnych metod redukcji drgań. Nie sposób wymienić tutaj wszystkich prac, dlatego wspomnę tylko niektóre. W monografii *Shock and Vibration Handbook* wydanej w 1961 roku przez C.M. Harrisa i Ch.E. Crede'go znajduje się rozdział napisany przez R.D. Cavanaugha poświęcony problemom sterowania drganiami, a także praktycznym zastosowaniom układów aktywnych. W 1965 roku K.W. Frołow publikuje pracę pt.: *Umienszenije amplituty kolebanij rezonansnykh sistem putiem upravljajemogo izmieniennija parametrov* (Maszynowiedzenie 1965), a w 1976 ukazuje się monografia M. Z. Kołowskiego pt.: *Awtomaticzeskoje upravlenie wibrozaszczitnymi sistemami*. Pierwszą znaczącą pracę z zakresu sterowania drganiami wirników przedstawił Schweitzer w 1975 r. Dopiero lata osiemdziesiąte przyniosły szybki rozwój technik aktywnej redukcji drgań. Badania związane z aktywną wibroizolacją siedzisk prowadził I. Ballo w Instytucie Mechaniki Maszyn Słowackiej Akademii Nauk [1]. Powstają również pierwsze prace polskie [5, 18, 19, 33]. Są to: rozprawa doktorska Z. Gosiewskiego (1981) dotycząca aktywnej regulacji drgań maszyn wirnikowych (rys. 1.3a) i J. K. Kowala (1982), na temat sterowanych pneumatycznych układów wibroizolacji (rys. 1.3b). Aktualnie tą problematyką zajmuje się kilka ośrodków krajowych [7, 8, 13, 19, 20, 22, 24, 25, 27].



Rys. 1.3. Sterowane układy redukcji drgań: a) sterowane łożysko elektromagnetyczne, b) sterowany wibroizolator pneumatyczny

## 2. Podstawowe problemy sterowania drganiami

W dalszej części skupimy naszą uwagę na metodach minimalizacji drgań poprzez zastosowanie modyfikacji strukturalnych układu, stosując wibroizolatory lub eliminatory drgań. Rozpatrzmy dla przykładu zagadnienie ochrony obiektu od wymuszeń zewnętrznych wywołanych przemieszczeniem podłoża. Pomiędzy obiekt i podłoże wprowadza się dodatkowy element, tzw. wibroizolator, którego zadaniem jest ograniczenie drgań wirnika, siedziska, nadwozia samochodu itd., które nazwiemy obiektem wibroizolacji. Uproszczony model liniowego układu wibroizolacji przemieszczeniowej o jednym stopniu swobody pokazano na rys. 2.1a.



Rys. 2.1. Pasywny układ wibroizolacji przemieszczeniowej: a) model fizyczny, b) schemat blokowy

Przedstawiając równanie ruchu układu w postaci:

$$m\ddot{z}_1 + c(\dot{z}_1 - \dot{z}) + k(z_1 - z) = 0 \quad (2.1)$$

oraz dokonując transformacji Laplace'a tego równania, przy zerowych warunkach początkowych otrzymamy:

$$Z_1(s) = [(cs + k)(Z(s) - Z_1(s))] / ms^2 \quad (2.2)$$

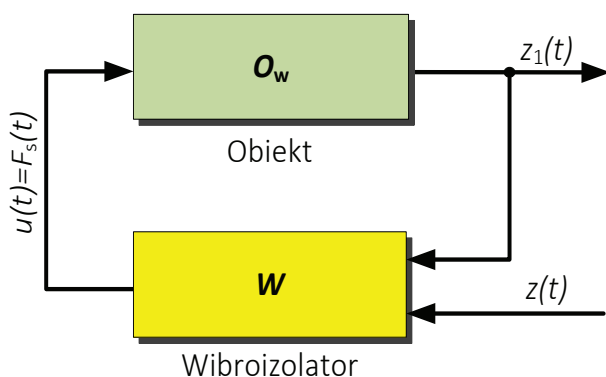
Korzystając z zależności (2.2), można zbudować schemat blokowy pasywnego układu wibroizolacji przemieszczeniowej (rys. 2.1b). Analizując działanie układu można stwierdzić, że na obiekt wibroizolacji o masie  $m$  oddziałuje sygnał sterujący  $u(t)$ , który ma wymiar siły. Nazwiemy ją siłą sterującą  $F_s$ . Siła ta jest wytwarzana przez wibroizolator i jest sumą ważoną sił proporcjonalnych do względnego przemieszczenia i względnej prędkości. Można ją określić zależnością:

$$F_s = c(\dot{z} - \dot{z}_1) + k(z - z_1) \quad (2.3)$$

Współczynnikami proporcjonalności są odpowiednio; współczynnik sprężystości  $k$  i współczynnik tłumienia  $c$ , które są stałymi parametrami wibroizolatora.

W ogólnym przypadku zadaniem układu wibroizolacji jest minimalizacja prze-

mieszczeń drgań obiektu, czyli  $z_1$ , powinno zmierzać do zera. Wobec niemożności pełnej kompensacji wymuszeń zewnętrznych zagadnienie wibroizolacji może być sformułowane, jako zadanie utrzymania zmiennych wyjściowych obiektu wibroizolacji w zadanym przedziale. Wtedy układ wibroizolacji można traktować, jako układ automatycznej regulacji. Ogólny model układu wibroizolacji można przedstawić jak na rys. 2.2 [18].

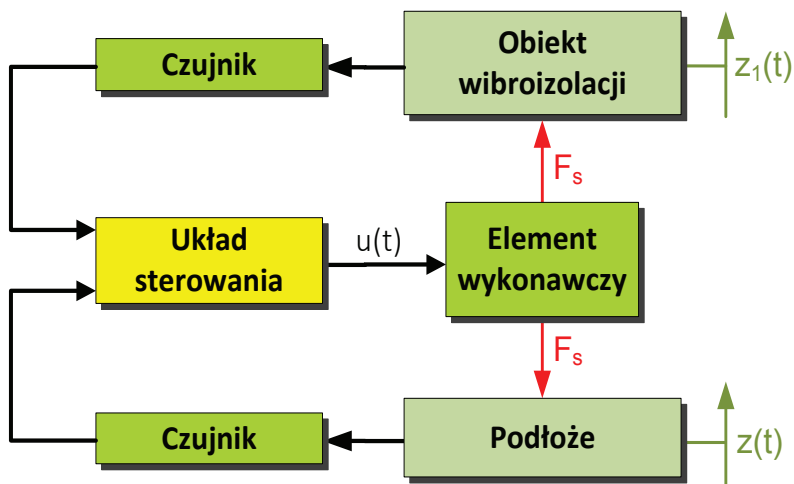


Rys. 2.2. Układ wibroizolacji – schemat blokowy

W rozpatrywanym układzie wibroizolacji można wydzielić: obiekt wibroizolacji  $O_w$ , wibroizolator  $W$  i pętlę sprzężenia zwrotnego. Wymuszenia zewnętrzne oddziałujące na obiekt wibroizolacji (przemieszczenia, prędkości lub przyspieszenia podłoża) będziemy rozpatrywać, jako składowe  $n$  wymiarowego wektora wymuszeń zewnętrznych  $z(t)$ . Stan obiektu określa wektor współrzędnych uogólnionych  $q(t)$  i ich pochodnych. Wielkości wyjściowe zostały ujęte w  $m$  wymiarowym wektorze wyjść  $z_1(t)$ . Wymuszenie dynamiczne  $F_s(t)$  oddziałujące na obiekt jest funkcją zmiennych stanu i wymuszeń zewnętrznych i traktowane jest jako  $s$  wymiarowy wektor sterowań  $u(t)$ . Działanie wibroizolatora polega, więc na generowaniu dodatkowych wymuszeń dynamicznych, zapewniających wymagane parametry drgań obiektu wibroizolacji.

Przy takim sformułowaniu, układ wibroizolacji może być traktowany, jako **zadanie sterowania drganiami obiektu**, a generowane wymuszenie dynamiczne jako **sterowanie**. Taka interpretacja roli układu wibroizolacji jest wygodna dla celów formułowania i rozwiązywania zadań wibroizolacji aktywnej. Pozwala, bowiem wykorzystać aparat teorii sterowania do syntezy i analizy aktywnych układów redukcji drgań. Na rys. 2.3 problem wibroizolacji przedstawiono bardziej ogólnie.





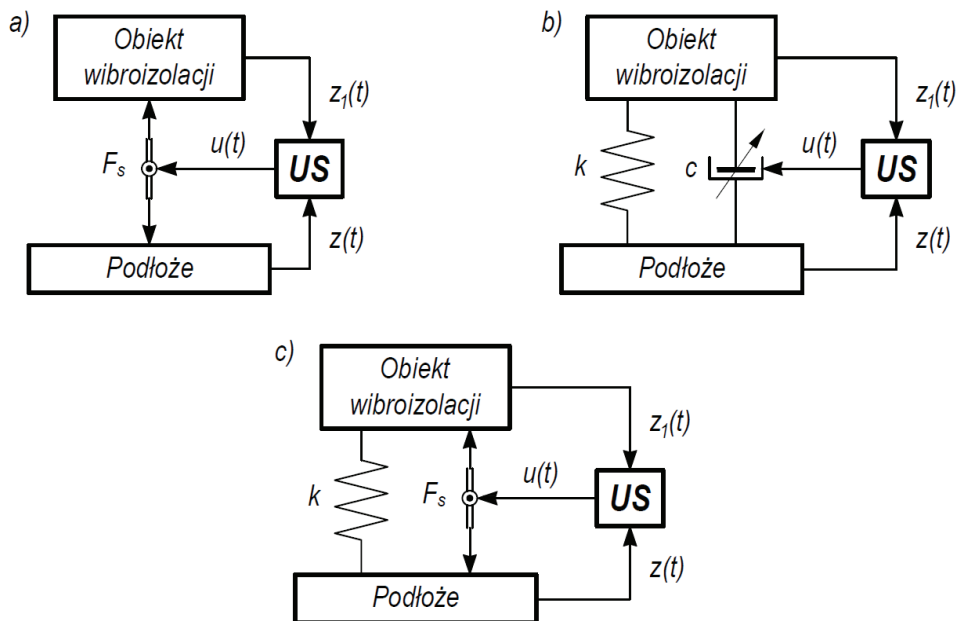
Rys. 2.3. Model ogólny sterowanego układu wibroizolacji

Siła sterująca  $F_s(t)$ , może być generowane przez elementy wykonawcze (siłowniki): pneumatyczne, hydrauliczne, elektrodynamiczne, elektromagnetyczne, piezoelektryczne i inne. Układ wyposażony jest również w elementy pomiarowe i sterujące. Działanie wibroizolatora aktywnego polega więc na generowaniu dodatkowych wymuszeń dynamicznych (sił sterujących  $F_s$ ) zapewniających wymagane parametry drgań obiektu wibroizolacji.

### 3. Klasyfikacja sterowanych układów redukcji drgań

W zależności od sposobu wykorzystania dodatkowego źródła energii, sterowane układy redukcji drgań można podzielić na:

- układy aktywne,
- układy semiaktywne,
- układy hybrydowe.



Rys. 3.1. Modele sterowanych układów redukcji drgań: a) układ aktywny, b) układ semiaktywny, c) układ hybrydowy

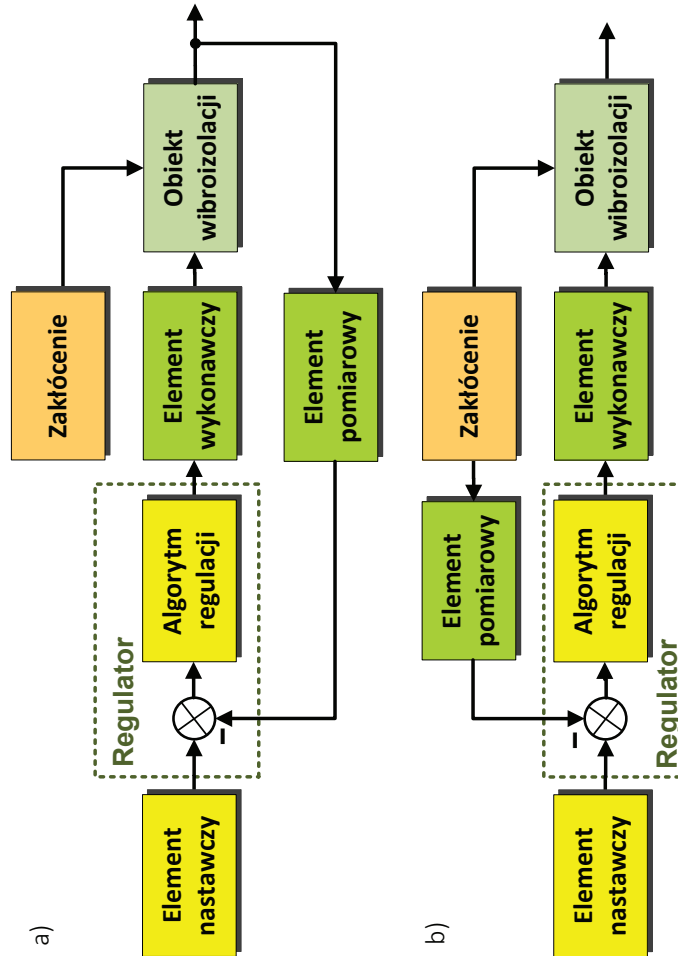
W aktywnych układach redukcji drgań (rys. 3.1a), wytwarza się dodatkowe siły lub przemieszczenia sterowane, przyłożone bezpośrednio do izolowanego obiektu w celu kompensacji wymuszeń (zakłóceń) siłowych lub kinematycznych. Wymagają one zastosowania zewnętrznego źródła energii o dużej mocy.

Układy semiaktywne (rys. 3.1b) zawierają elementy bierne, sprężyste i tłumiące, lecz parametry określające siły sprężyste i tłumiące mogą być zmieniane (sterowane). Wymagają one źródła energii o niewielkiej mocy (na poziomie sygnałowym).

Układy hybrydowe (rys. 3.1c), łączą własności układów aktywnych i pasywnych. Część aktywna działa w zakresie niskich częstotliwości, zaś element pasywny zapewnia redukcję drgań w zakresie wyższych częstotliwości.

Ze względu na strukturę sterowanego układu redukcji drgań, wyróżniamy układy:

- ze sprzężeniem zwrotnym (rys. 3.2a), które są sterowane parametrami drgań obiektu (uchybowe),
- ze sprzężeniem w przód (rys. 3.2b), sterowane zakłóceniem (kompensacyjne).



Rys. 3.2. Schematy układów sterowania: a) ze sprzężeniem zwrotnym b) ze sprzężeniem w przód

Sterowanie ze sprzężeniem w przód (ang. *feedforward*) może być stosowane zawsze wtedy, gdy sygnał wymuszający drgania układu (zakłócenie) jest z góry określony lub może być mierzony.

Ze względu na rodzaj elementu wykonawczego rozróżnia się: elektrohydrauliczne, elektropneumatyczne, elektrodynamiczne, elektromagnetyczne, piezoelektryczne i kombinowane sterowane układy redukcji drgań.

## 4. Struktura i elementy układów aktywnych

Jak wykazano, zadaniem aktywnego układu wibroizolacji (AUW) jest generowanie siły sterującej działającej na obiekt. Podstawową strukturę takiego układu przedstawiono na rys. 3.1a. Wynika z niego, że w skład struktury AUW wchodzi trzy odpowiednio dobrane elementy:

- sterujące (regulatory, sterowniki z zaimplementowanymi algorytmami sterowania) oraz specjalistyczne pakiety oprogramowania (np. pakiety LabView, Matlab/Simulink, dSpace),
- pomiarowe (czujniki), najczęściej stosowane są przetworniki przemieszczenia przyspieszenia, siły, ciśnienia oraz przepływomierze,
- wykonawcze (siłowniki).

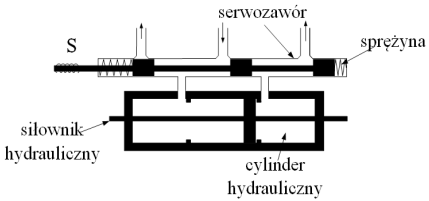
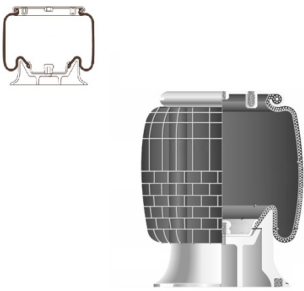
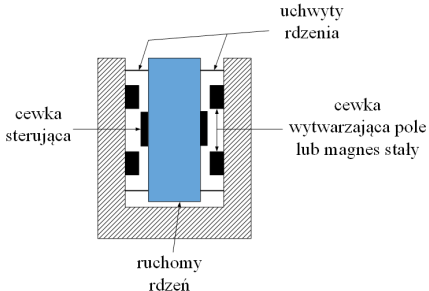
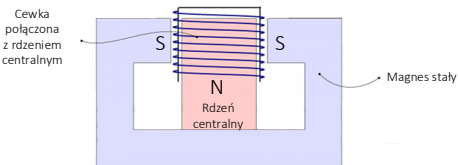
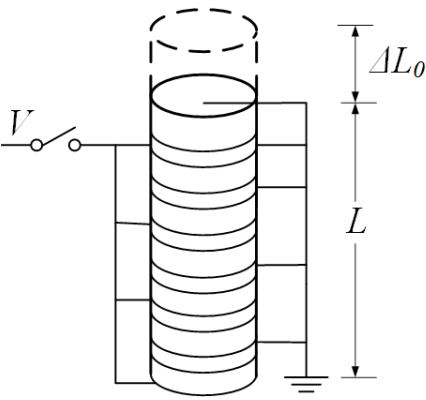
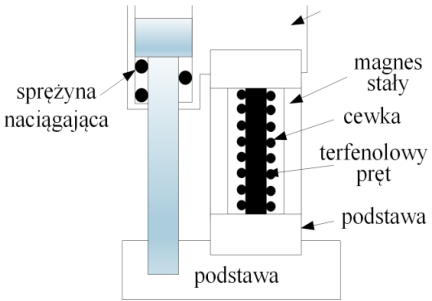
Zagadnienia sterowania omówione zostaną w następnych rozdziałach. Poniżej przedstawione zostaną pozostałe elementy struktury AUW.

We współczesnych układach sterowania dobór toru pomiarowego ma decydujący wpływ na jakość regulacji. Przetwornikami pomiarowymi nazywamy elementy, które przekształcają nieelektryczne wielkości fizyczne, w elektryczny sygnał wyjściowy. Podstawowe wymagania stawiane elementom pomiarowym to:

- wielkość wyjściowa musi zależeć tylko od wielkości wejściowej, powinna być odwzorowywana liniowo,
- system pomiarowy musi wykazywać pomijalnie małe oddziaływanie zwrotne na wielkość mierzoną,
- nieczułość na zakłócenia elektromagnetyczne,
- normalizacja sygnału wyjściowego,
- możliwość prostego zasilania (napięcie niestabilizowane).

Do pomiarów przemieszczenia i kąta można wykorzystać przetworniki: potencjometryczne, indukcyjne, pojemnościowe, ultradźwiękowe, laserowe i in. Do pomiarów przyspieszeń najczęściej wykorzystywane są przetworniki piezoelektryczne. Do pomiaru siły wykorzystywana jest odwracalna zmiana odkształcenia. Stosuje się tutaj czujniki optyczne, piezoelektryczne, tensometryczne czy magnetosprężyste. Do pomiaru przepływu wykorzystuje się przepływomierze turbinkowe.

Elementy pomiarowe w połączeniu z układem sterującym tworzą układ pomiarowo-sterujący, który pozwala kontrolować i zadawać wymagane parametry pracy układu. Przepływ energii ze źródła zewnętrznego w układach wibroizolacji, zależy od mechanizmu oddziaływania na parametry i strukturę układu. Do sterowania działaniem układu wykorzystuje się elementy wykonawcze. Przekształcają one sygnały pochodzące z układu pomiarowo-sterującego na siłę lub przemieszczenia, które powodują redukcję drgań. W większości zastosowań, element wykonawczy jest elementem najważniejszym i najtrudniejszym do zaprojektowania.

| Element hydrauliczny                                                                | Element pneumatyczny                                                                 |
|-------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
|    |    |
| Element elektrodynamiczny                                                           | Element elektromagnetyczny                                                           |
|    |    |
| Element piezoelektryczny                                                            | Element magnetostrykcyjny                                                            |
|  |  |

Rys. 4.1. Przykłady elementów wykonawczych



W rozwiązaniach układów aktywnych występują różne klasy elementów wykonawczych:

- hydrauliczne, pneumatyczne lub hydropneumatyczne są urządzeniami parametrycznymi, działają jako zawory sterujące przepływem energii mechanicznej,
- elektrodynamiczne, elektromagnetyczne – energia elektryczna przekształcana jest w energię mechaniczną,
- piezoelektryczne, elektrorezystywne, magnetorezystywne, magnetoreologiczne – własności i wymiary fizyczne materiału ulegają zmianie w obecności pola magnetycznego lub elektrycznego.

Niektóre przykłady elementów wykonawczych przedstawiono na rys. 4.1 [26]. Wybór najlepszego typu elementu wykonawczego zależy od własności dynamicznych obiektu wibroizolacji.

**Hydrauliczne elementy wykonawcze** zazwyczaj zbudowane są z tłoka poruszającego się w cylindrze hydraulicznym, posiadającego na każdym końcu otwór, przez który przepływa ciecz hydrauliczna. Przełączanie kierunku przepływu cieczy odbywa się za pomocą serwowaworu, składającego się z ruchomego suwaka połączonego z cewką. Jedną z zalet hydraulicznych elementów wykonawczych jest możliwość generowania dużych przemieszczeń i sił przy stosunkowo niewielkich rozmiarach. Zakres częstotliwości pracy serwowaworów zależy od zastosowań i wynosi 3–20 Hz w aktywnych zawieszeniach pojazdów i ok. 150 Hz w przypadku tłumienia drgań strukturalnych.

**Pneumatyczne elementy wykonawcze**, są wykorzystywane w układach wibroizolacji opartych na elektropneumatycznej technice proporcjonalnej i serwowaworowej. Podstawowymi jego elementami są: sprężyna pneumatyczna mieszkowa oraz sterujący zawór elektropneumatyczny (regulator ciśnienia). Miechy gumowe uzbrojone są kordem krzyżowym i wykonywane są w postaci siłowników: fałdowych, workowych i membranowych.

**Elektrodynamiczne i elektromagnetyczne elementy wykonawcze**, składają się z ruchomego rdzenia i cewki cylindrycznej, które poruszają się w polu magnetycznym wytwarzanym przez magnes stały. Gdy do cewki przyłożone zostanie napięcie sinusoidalne, biegunowość i natężenie pola magnetycznego wytworzonego przez cewkę ulega zmianie, w rezultacie otrzymamy ruch poosiowy rdzenia.

Elektromagnetyczne elementy wykonawcze mają budowę podobną do wzbudników elektrodynamicznych z tą różnicą, że rdzeń wewnętrzny podobnie jak i zwora są zamocowane na stałe. Cewka otoczona jest magnesem trwałym. Przyłożenie napięcia sinusoidalnego powoduje powstanie sinusoidalnie zmiennego pola magnetycznego, które można wykorzystać do wzbudzania struktur ferromagnetycznych. Elementy te są łatwe i tanie w konstrukcji.

**Piezoelektryczne elementy wykonawcze** znajdują zastosowanie tam, gdzie zachodzi konieczność redukcji drgań o niewielkich amplitudach i w układach precyzyjnych, gdzie zakres nastawiania jest rzędu  $\mu\text{m}$ . Ich zaletami jest duża sztywność

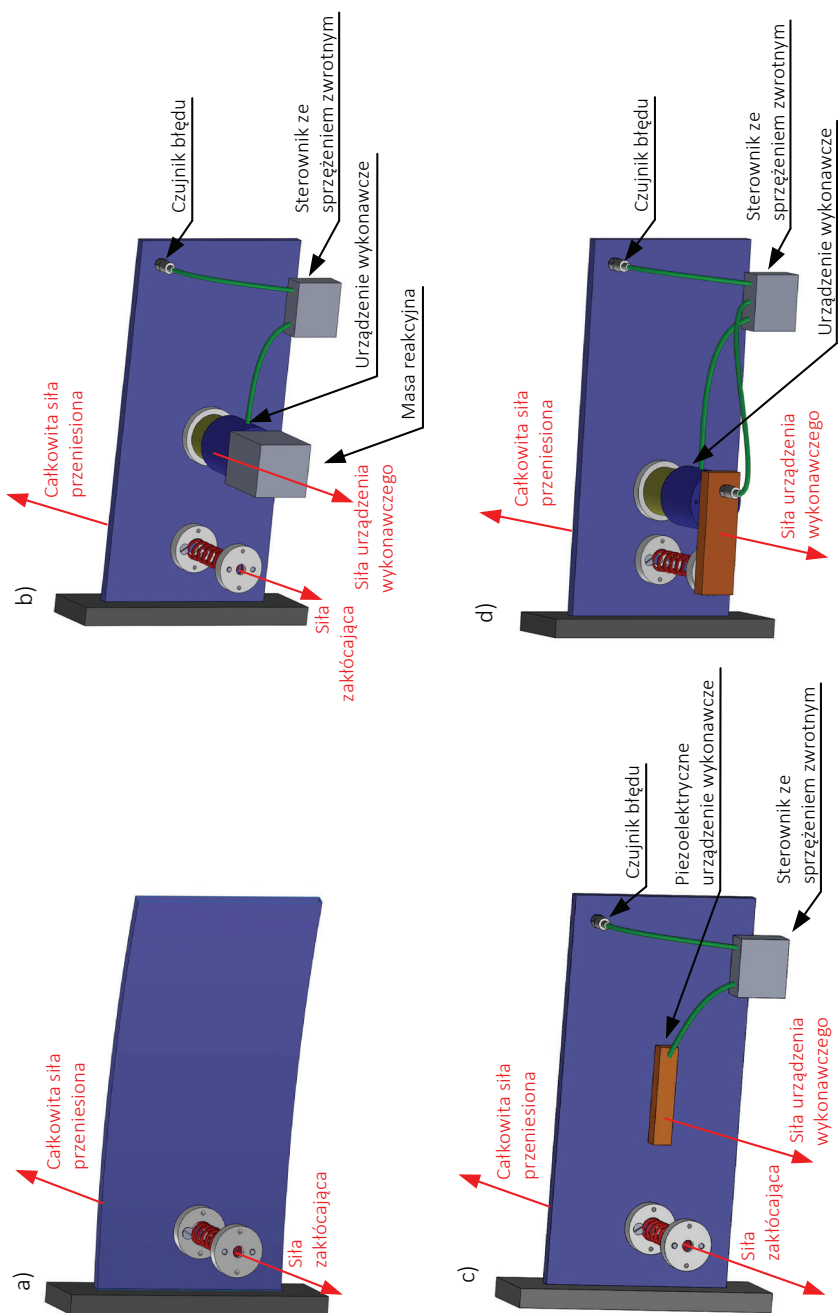
oraz możliwość działania w wysokich zakresach częstotliwości. Podstawową cechą ograniczającą ich zastosowania jest niewielkie przemieszczenie regulacyjne i mały współczynnik tłumienia wewnętrznego. Piezoelektryczne urządzenia wykonawcze dzielą się na dwie główne kategorie: elementy wykonawcze cienkowarstwowe (płytki piezoceramiczne PZT i folie piezoelektryczne PVDF) oraz elementy grubowarstwowe (stosowe). Elementy cienkowarstwowe zazwyczaj mocowane są do drgającej struktury i oddziałują na nią momentem zginającym. Elementy wykonawcze „stosowe” wykorzystywane są podobnie do wzbudników elektrodynamicznych lub elementów magnetostrykcyjnych, zazwyczaj działają one na strukturę siłą rozłożoną na niewielkiej powierzchni. Obydwa typy poddane działaniu pola elektrycznego generują siły lub przemieszczenia i inaczej nazywane są elektrodystrykcyjnymi elementami wykonawczymi.

**Magnetostrykcyjne elementy wykonawcze** zostały po raz pierwszy opisane przez Clarka i Delsona w 1972 roku. Zjawisko magnetostrykcji zachodzi w stopach metali ziem rzadkich i żelaza. Najbardziej skuteczny stop terbu dysprozu i żelaza o składzie  $Tb_xDy_{1-x}Fe_2$  ( $x \approx 0,3$ ) określany jest mianem terfenolu. Godne uwagi właściwości tego materiału to jego wysoka zdolność odkształceniowa (25 razy większa niż niklu, jedyne poza terfenolem, szeroko stosowanego materiału magnetostrykcyjnego), 10 razy większa niż piezoelektrycznych materiałów ceramicznych oraz wysoka gęstość energii (100 razy większa niż piezoelektrycznych elementów ceramicznych) [26]. Tak, więc po przyłożeniu zmiennego pola magnetycznego, terfenol-D generuje większe siły i odkształcenia niż pozostałe materiały rozszerzalne. Terfenol jest materiałem niezwykle kruchym, ma małą wytrzymałość na rozciąganie (100MPa), natomiast stosunkowo dużą na ściskanie (780 MPa). Kolejną wadą jest to, że nie jest w stanie generować dużych przemieszczeń, co jest poważnym problemem przy redukcji drgań niskoczęstotliwościowych. Elementy wykonawcze wykorzystujące terfenol posiadają częstotliwość rezonansową w granicach kilku kHz, zależy ona od masy i sztywności pręta terfenolowego.

Przy projektowaniu elementów wykonawczych, oprócz kosztów, należy uwzględnić następujące zagadnienia:

- zwartość konstrukcji – ponieważ najczęściej dostępna przestrzeń jest ograniczona,
- znaczne siły w odniesieniu do poruszanych mas i odległości oraz w odniesieniu do realizowanych częstotliwości sterujących,
- częstotliwości sterujące muszą być co najmniej równe najwyższym częstotliwościom drgań które mają zostać wytłumione,
- prosta charakterystyka przenoszenia dla urządzenia wykonawczego,
- mały ciężar,
- zapotrzebowanie na energię.

Zasadę działania aktywnych układów redukcji drgań pokazano na przykładzie minimalizacji drgań płyty zamocowanej jednostronnie (rys. 4.2.).



Rys. 4.2. Zasada działania układu sterowania drganiami a) obiekt drgań, b) generowanie siły ze sprzężeniem zwrotnym, c) element wykonawczy włączony w strukturę układu aktywnego, d) generowanie siły ze sprzężeniem do przodu

## 5. Modelowanie aktywnych układów sterowania drganiami

Bezpośrednią metodą badania własności obiektów drgających jest odpowiednio zaplanowany i przeprowadzony pomiar. Pomiary są jednak często trudne do realizacji ze względu na otoczenie, w którym znajduje się obiekt. Dodatkowo pomiary mogą być drogie i ich przeprowadzenie jest nieuzasadnione ekonomicznie. Istotną rolę odgrywa również czas przygotowania i wykonania pomiarów.

W przypadku, gdy badania są niemożliwe do przeprowadzenia lub bardzo drogie jedynym rozwiązaniem problemu analizy drgań obiektów oraz działania układów sterowania jest budowa modeli fizycznych i matematycznych. Budowa modeli powinna być również brana pod uwagę nawet wówczas, gdy dysponujemy możliwością bezpośredniego pomiaru drgań obiektu ze względu na uzyskanie efektywnego narzędzia do symulacji drgań. Ostatecznie można wobec tego stwierdzić, że analiza dynamiczna obiektów drgających oraz analiza pracy i wyznaczenie efektywności układów sterowania jest nieodłącznie związane z zagadnieniem modelowania i symulacji.

Modele fizyczne są często podstawą budowy modeli laboratoryjnych, które mają symulować ruch rzeczywistego obiektu przy zachowaniu podobieństwa dynamicznego. W układach wykonujących ruch drgający należy uwzględnić kryteria podobieństwa sił bezwładności, sił sprężystości oraz sił tłumienia, których wzajemne relacje są podstawą ruchu drgającego. Przy budowie modeli można wykorzystać również szereg analogii pomiędzy układami fizycznymi, przykładowo mechanicznymi i elektrycznymi. Zastosowanie kryteriów podobieństwa jest związane z wprowadzeniem skali czasu, skali odległości i skali siły. Przy realizacji budowy modelu laboratoryjnego należy brać pod uwagę dodatkowe ograniczenia związane przykładowo ze statecznością smukłych konstrukcji.

W ogólności modele fizyczne są modelami abstrakcyjnymi, w których jednoznacznie wybrano dominujące w rzeczywistym obiekcie zjawiska fizyczne i wskazano prawa rządzące tymi zjawiskami. Wykorzystanie praw fizyki prowadzi do równań matematycznych, najczęściej równań różniczkowych, tworzących model matematyczny obiektu. W teorii sterowania precyzyjnie wyróżnia się sygnały wejściowe i wyjściowe dla modelowanego obiektu. Zapis równań, w których zmiennymi są sygnały wejściowe i wyjściowe prowadzi do matematycznego modelu w postaci równań wejścia-wyjścia obiektu lub obiektu z układem sterującym. Modele matematyczne zawierają szereg parametrów fizycznych, które mogą być niezależne od czasu (układy stacjonarne) lub są funkcjami czasu (układy niestacjonarne). Jest oczywiste, że identyfikacja parametrów w przypadku układów stacjonarnych jest znacznie prostsza niż w przypadku układów niestacjonarnych.

### 5.1. Układy o ciągłym i dyskretnym rozkładzie masy i sztywności

Rozpatrując układy, w których występują drgania, najbardziej istotnym podziałem jest podział na układy o ciągłym rozkładzie parametrów masy

i sztywności oraz układy o dyskretnym rozkładzie parametrów. Ten podstawowy podział związany z charakterem układów ma swoje istotne konsekwencje w ich modelach matematycznych. Układy o dyskretnym rozkładzie parametrów są opisane układem równań różniczkowych zwyczajnych, które przy założeniu małych drgań można zapisać w postaci macierzowej:

$$M\ddot{x} + Kx = F \quad (5.1)$$

gdzie  $M$  – macierz mas,  $K$  – macierz sztywności,  $F$  – wektor sił.

Wektor  $x = [x_1, \dots, x_n]^T$  zawiera  $n$  zmiennych opisujących drgania układu, gdzie  $n$  jest liczbą stopni swobody.

Zakładając ogólny przypadek, liniowe równania drgań układów o ciągłym rozkładzie parametrów można przedstawić wprowadzając operator masy  $\hat{M}$  oraz operator sztywności  $\hat{K}$ . Równanie różniczkowe drgań można wówczas zapisać w postaci:

$$\hat{M}(\ddot{w}) + \hat{K}(w) = Q \quad (5.2)$$

Każdy z wprowadzonych operatorów jest liniowym różniczkowym operatorem działającym na funkcje  $w(\xi, t)$  opisującą przemieszczenie punktów jednowymiarowego układu drgającego.  $Q$  jest obciążeniem rozłożonym działającym na rozpatrywany układ. Równanie drgań układu o rozłożonych parametrach masy i sztywności jest równaniem cząstkowym, którego rząd zależy od postaci operatorów masy  $\hat{M}$  oraz sztywności  $\hat{K}$ .

Opis drgań własnych ( $Q=0$ ) jest związany z rozwiązaniem równania drgań metodą Fouriera rozdzielania zmiennych. Zgodnie z tą metodą przemieszczenie  $w(\xi, t)$  można przedstawić w postaci:

$$w(\xi, t) = \Phi(\xi)q(t) \quad (5.3)$$

gdzie  $\Phi(\xi)$  jest formą drgań a  $q(t)$  jest funkcją czasu opisującą drgania układu z założoną formą. Uwzględnienie przyjętej postaci rozwiązania prowadzi do rozdzielania zmiennych zgodnie z poniższym zapisem:

$$\frac{\hat{K}(\Phi)}{\hat{M}(\Phi)} = -\frac{\ddot{q}}{q} = \omega_w^2 \quad (5.4)$$

Podwójne równanie (5.4) jest równoważne następującemu układowi równań:

$$\begin{cases} \ddot{q} + q\omega_w^2 = 0 \\ \hat{K}(\Phi) - \omega_w^2 \hat{M}(\Phi) = 0 \end{cases} \quad (5.5)$$



## 5.2. Dyskretyzacja układów o ciągłym rozkładzie masy i sztywności

Równania opisujące model o ciągłym rozkładzie parametrów można rozwiązać w przybliżeniu stosując jedną z metod dyskretyzacji np. metodę Galerkina. Zastosowanie metody Galerkina jest związane z przyjęciem zbioru niezależnych funkcji  $\{\phi_j(\xi), j=1\dots n\}$  spełniających warunki brzegowe. Funkcje te są często nazywane funkcjami bazowymi. Przybliżone rozwiązanie może zostać zapisane w następującej postaci

$$w_{ap}(\xi, t) = \sum_{j=1}^n x_j(t) \phi_j(\xi) \quad (5.6)$$

Ponieważ  $w_{ap}(x, t)$  nie jest dokładnym rozwiązaniem równania (5.2) wobec tego wyrażenie  $\hat{M}(\ddot{w}_{ap}) + \hat{K}(w_{ap}) - Q$  nie jest dokładnie równe zero. Błąd aproksymacji ma postać:

$$\varepsilon = \hat{M}(\ddot{w}_{ap}) + \hat{K}(w_{ap}) - Q \quad (5.7)$$

Jest oczywiste, że błąd aproksymacji powinien przyjmować możliwie najmniejszą wartość w każdej chwili czasu. Ten warunek będzie spełniony tylko wtedy, gdy błąd aproksymacji będzie ortogonalny do każdej funkcji bazowej  $\phi_j(\xi)$ , co oznacza, że posługując się przyjętym zbiorem funkcji bazowych nie można zaproponować lepszego przybliżenia poszukiwanego rozwiązania. Warunki ortogonalności w przypadku układu jednowymiarowego mają następującą postać:

$$\int_0^l \varepsilon(\xi, t) \phi_k(\xi) d\xi = 0 \quad k = 1 \dots n \quad (5.8)$$

po uwzględnieniu zależności (5.7) w równaniach (5.8) i wykorzystaniu zależności (5.6), równania Galerkina dla rozważanego układu ciągłego przyjmują formę:

$$\sum_{j=1}^n \left[ \ddot{x}_j \int_0^l \phi_k \hat{M}(\phi_j) d\xi \right] + \sum_{j=1}^n \left[ x_j \int_0^l \phi_k \hat{K}(\phi_j) d\xi \right] = \int_0^l Q \phi_k d\xi \quad k = 1 \dots n \quad (5.9)$$

Zapis powyższego układu równań można uprościć wprowadzając oznaczenia macierzy mas  $[m_{jk}]$  macierzy sztywności  $[k_{jk}]$  oraz wektora sił uogólnionych  $f_k(t)$  zdefiniowanych w następujący sposób:

$$m_{jk} = \int_0^l \phi_k \hat{M}(\phi_j) d\xi \quad k_{jk} = \int_0^l \phi_k \hat{K}(\phi_j) d\xi \quad f_k(t) = \int_0^l Q \phi_k d\xi \quad (5.10)$$

Zastosowanie metody Galerkina umożliwia opis drgań układu o ciągłym rozkładzie parametrów w formie przybliżonej, przy pomocy układu równań różniczkowych zwyczajnych. Równania zwyczajne opisujące w przybliżeniu układ o ciągłym rozkładzie parametrów można uzyskać również w sposób bezpośredni, bez zapisu równań cząstkowych, wykorzystując metodę elementów skończonych.

W wyniku rozwiązywania zagadnienia własnego dla układu o dyskretnym rozkładzie parametrów (5.1) lub zdyskretyzowanego układu o ciągłym rozkładzie parametrów (5.9) otrzymujemy ciąg częstości  $\{\omega_i; i = 1 \dots n\}$  oraz odpowiadający im ciąg form drgań własnych  $\{[X_{i1} \dots X_{in}]^T; i = 1 \dots n\}$ . Zgodnie z zasadami analizy modalnej przemieszczenie  $x_i$  można przedstawić, jako sumę przemieszczeń związanych z poszczególnymi formami drgań:

$$x_i(t) = \sum_{k=1}^n q_k(t) \cdot X_{ik} \quad i = 1 \dots n \quad (5.11)$$

Wprowadzone funkcje czasu  $q_1(t) \dots q_n(t)$  są współzrędnymi modalnymi rozważanej konstrukcji. Powyższe równania są równocześnie równaniami opisującymi transformację między współzrędnymi  $x_1 \dots x_n$  a współzrędnymi modalnymi  $q_1 \dots q_n$ .

Energię kinetyczną konstrukcji można zapisać w postaci sumy energii uogólnionych oscylatorów reprezentujących poszczególne formy drgań:

$$E = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n M_k \dot{q}_k^2 \quad (5.12)$$

gdzie  $M_k$  jest masą modalną  $k$ -tej formy drgań. Masy modalne są obliczane z następującego wzoru:

$$M_k = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n m_{ij} X_{ik} X_{jk} \quad k = 1 \dots n \quad (5.13)$$

W analogiczny sposób można wyrazić energię potencjalną konstrukcji:

$$U = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n K_k q_k^2 \quad (5.14)$$

gdzie  $K_k$  jest sztywnością modalną, którą można obliczyć mnożąc masę modalną przez kwadrat odpowiedniej częstości własnej:

$$K_k = M_k \omega_k^2 \quad k = 1 \dots n \quad (5.15)$$

Modalny opis ruchu konstrukcji pozwala przedstawić w prosty sposób wiele istotnych cech drgań konstrukcji. Wynika to z możliwie najprostszego sposobu zapisu równań drgań. Modalny opis konstrukcji jest również bardzo dobrym punktem wyjścia do redukcji złożonych modeli.

### 5.3 Ogólne zasady redukcji modeli

Analiza dynamiczna złożonych obiektów jest związana z budową modeli o wielu stopniach swobody. Jedną z metod poprawiających dokładność identyfikacji jest zwiększenie liczby stopni swobody budowanego modelu. Jednak z punktu widzenia obliczeń dotyczących sterowania powinno dążyć się do budowy modeli o małej ilości zmiennych stanu, a więc małej ilości stopni swobody, przy możliwie maksymalnym zachowaniu dokładności opisu modelu. Podobnie przy projektowaniu modeli laboratoryjnych powinna zostać przeprowadzona redukcja złożonego modelu do modelu prostego, przy zachowaniu warunku poprawnego odwzorowania właściwości dynamicznych.

Obliczenia mające na celu określenie struktury i wyznaczenie parametrów prostego modelu można podzielić na kilka etapów. W pierwszym etapie budowany jest możliwie dokładny model. W przypadku układów o ciągłym rozkładzie parametrów często wykorzystuje się metodę elementów skończonych. Bazując na zbudowanym modelu matematycznym należy wykonać analizę modalną i wykorzystując jej rezultaty, macierzowe równanie drgań obiektu należy zapisać we współrzędnych głównych. Opis modelu we współrzędnych głównych jest bardzo prosty i w pełni odzwierciedla podstawowe właściwości jego dynamiki. Te cechy opisu sprawiają, że redukcję złożonego modelu można wykonać w przestrzeni modalnej. Redukcja sprowadza się do ograniczenia ilości wektorów własnych oraz ilości współrzędnych głównych.

Najczęściej zbiór wektorów własnych ogranicza się poprzez odrzucenie wektorów związanych z największymi częstościami. Wybór wektorów własnych i współrzędnych modalnych jest równoważny wprowadzeniu nowego, prostszego modelu zwanego modelem zredukowanym. Energia kinetyczna i potencjalna modelu zredukowanego są mniejsze od odpowiednich energii obiektu, natomiast częstości drgań własnych modelu są takie same jak odpowiednie częstości drgań własnych obiektu. Równanie drgań modelu zredukowanego można zapisać wykorzystując zredukowane macierze mas i sztywności oraz zredukowany wektor współrzędnych głównych. Współrzędne zawarte w wektorze są współrzędnymi uogólnionymi i na ogół nie można ich bezpośrednio utożsamiać ze współrzędnymi fizycznymi opisującymi ruch wybranych punktów modelowanej konstrukcji. W związku z tym budowa modelu wymaga określenia współrzędnych fizycznych. Wyboru współrzędnych fizycznych można dokonać na wiele sposobów. Często przy ich wyborze bierze się pod uwagę minimalizację wpływu pominiętych wektorów własnych (efekt „spillover”). Ten etap budowy modelu zredukowanego jest związany z wprowadzeniem równań w przyjętym układzie współrzędnych fizycznych.

## 6. Sterowanie drganiami

Projektowanie systemu sterowania drganiami zależy od wyboru koncepcji sterowania. Metody syntezy układu sterowania można podzielić na trzy rodzaje:

- sterowanie ze sprzężeniem zwrotnym,
- sterowanie ze sprzężeniem w przód,
- mieszane.

Sterowanie oparte na ujemnym sprzężeniu zwrotnym jest podstawową i najczęściej stosowaną metodą syntezy układów regulacji. Umożliwia ona zapewnienie stabilności systemu oraz redukcję wpływu zakłóceń. Polega ona na korekcie sygnału sterującego obiektem w zależności od zmierzonych sygnałów wyjściowych obiektu.

Sterowanie ze sprzężeniem w przód polega na przewidywaniu zmian wartości zadanej lub zakłóceń, a następnie wyznaczeniu na tej podstawie sygnału sterującego obiektem. W praktycznych aplikacjach jest stosowane rzadko ze względu na problemy z zapewnieniem stabilności układu regulacji.

Najczęściej stosowane są metody mieszane, w których występuje zarówno sprzężenie zwrotne jak sprzężenie w przód. Do tej grupy można również zaliczyć metody predykcyjne. Działanie regulatora jest wówczas dostosowywane do przewidywanych zmian wartości zadanej lub zakłóceń. Stosowane są w tym przypadku metody optymalizacji. Na podstawie znajomości przewidywanych wartości sygnałów zakłócających wyznacza się cyklicznie w zadanym horyzoncie czasowym sterowanie optymalne (RHC – *Receding Horizon Control*).

Powyższe koncepcje sterowania można projektować, stosując zarówno podejście analityczne, w którym sterowanie wyznacza się na podstawie teoretycznego modelu układu, jak i podejście eksperymentalne, w którym model uzyskuje się na podstawie odpowiedzi układu na zadane wymuszenie z wykorzystaniem teorii identyfikacji. Istotnym problemem występującym w układach sterowania jest zmiana parametrów obiektu sterowania w długim horyzoncie czasowym. W celu uniknięcia tych problemów stosuje się sterowanie adaptacyjne [32].

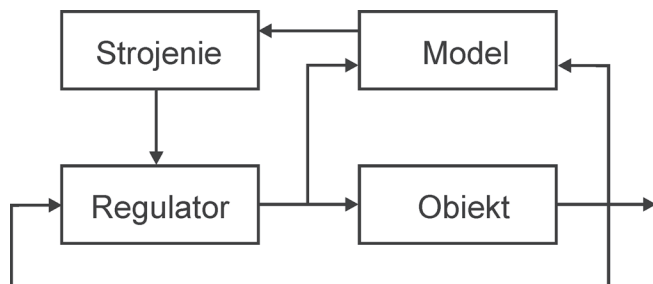
### 6.1. Sterowanie adaptacyjne

Sterowanie adaptacyjne polega na modyfikacji parametrów regulatora do zmieniających się parametrów obiektu. Sytuacja taka występuje w wielu praktycznych aplikacjach. W układach redukcji drgań stosowanych w pojazdach mobilnych np. masa operatora ulega zmianie. Parametry obiektu mogą się również zmieniać na skutek zużycia czy też zmian temperatury. W takiej sytuacji konieczna jest identyfikacja parametrów obiektu, a następnie modyfikacja prawa sterowania.

Metody sterowania adaptacyjnego można podzielić na dwa rodzaje:

- sterowanie adaptacyjne bezpośrednie,
- sterowanie adaptacyjne pośrednie.

Sterowanie adaptacyjne pośrednie wykorzystuje identyfikację modelu obiektu na podstawie zmierzonych danych historycznych. Następnie na podstawie zidentyfikowanego modelu wyznaczane są parametry regulatora. W przypadku sterowania adaptacyjnego bezpośredniego, estymowane parametry obiektu wykorzystywane są bezpośrednio w regulatorze.



Rys. 6.1. Struktura adaptacyjnego układu sterowania

Wprowadzenie mechanizmu adaptacji jest zwykle ściśle związane z zastosowaną metodą syntezy regulatora.

## 6.2. Metoda LQR

Regulatory liniowo-kwadratowe LQR (Linear-quadratic regulator) są szeroko stosowane w układach sterowania drganiami. Podstawowymi zaletami tej metody jest łatwość wyznaczania regulatora oraz możliwość uwzględnienia na etapie projektowania regulatora różnych, często sprzecznych kryteriów oceny. W przypadku układów redukcji drgań podstawowymi kryteriami oceny jest funkcja przenoszenia drgań oraz zapotrzebowanie na energię układu wibroizolacji. Kryteria te są sprzeczne, ponieważ minimalizacja funkcji przenoszenia drgań powoduje wzrost zapotrzebowania na energię układu redukcji drgań. Podczas projektowania zawieszek pojazdów zachodzi konieczność uwzględnienia dodatkowych kryteriów oceny np. siła docisku koła do nawierzchni, odległość karoserii od osi koła. Regulator LQR wyznacza się rozwiązując liniowo – kwadratowe zadanie optymalizacji dynamicznej LQ. Układ sterowania drganiami opisany jest liniowymi równaniami różniczkowymi:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (6.1)$$

Do oceny prawa sterowania stosuje się kwadratowy wskaźnik jakości:

$$J(x, u) = \int_0^{\infty} \left[ x^T(t) Q x(t) + u^T(t) R u(t) \right] dt \quad (6.2)$$



Optymalny sygnał sterujący jest liniową funkcją wektora stanu i wyraża się wzorem:

$$u(t) = -Kx(t) \quad (6.3)$$

Regulator optymalny wyznacza się rozwiązując względem macierzy  $K$  algebraiczne równanie Riccatiego:

$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T P + Q = 0$$

$$K = R^{-1}B^T P \quad (6.4)$$

W literaturze można znaleźć wiele metod umożliwiających rozwiązanie równania Riccatiego. Ponieważ regulator typu LQR wyznacza wektor sygnałów sterujących na podstawie wektora stanu  $x(t)$  w praktycznych aplikacjach zachodzi konieczność odtwarzania wektora stanu za pomocą obserwatora.

### 6.3. Metoda LQG

Metoda LQG jest rozszerzeniem metody LQR. Umożliwia ona uwzględnienie na etapie syntezy regulatora, zakłóceń o charakterze losowym występujących w układzie sterowania drganiami. Dodatkowo w metodzie uwzględnia się zakłócenia związane z zastosowanymi czujnikami pomiarowymi. Sygnały zakłócające  $v(t)$ ,  $w(t)$  są uwzględniane w modelu układu sterowania drganiami.

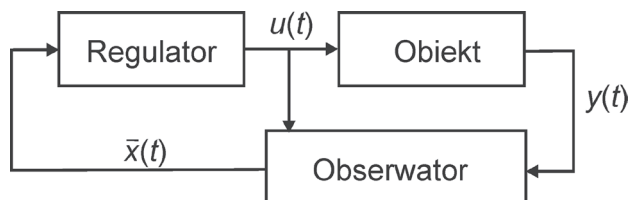
$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + v(t)$$

$$y(t) = Cx(t) + w(t) \quad (6.5)$$

Ponieważ uwzględnione w równaniach stanu zakłócenia mają charakter losowy to również rozwiązania  $x(t)$  powyższego układu równań różniczkowych mają charakter losowy (są procesami stochastycznymi). Z tego względu do oceny prawa sterowania stosuje się zdefiniowany poniżej wskaźnik jakości bazujący na operatore wartości oczekiwanej  $E(\cdot)$ .

$$J(x, u) = E \left[ \int_0^\infty [x^T(t)Qx(t) + u^T(t)Ru(t)]dt \right] \quad (6.6)$$

Rozwiązując zadanie optymalizacji z uwzględnieniem zakłóceń otrzymuje się sygnał sterujący będący liniową funkcją estymowanego wektora stanu. Strukturę układu regulacji przedstawiono na rys. 6.2.



Rys. 6.2. Schemat układu regulacji dla metody LQG

Estymowany wektor stanu  $\bar{x}(t)$  wyznacza się stosując obserwator będący filtrem Kalmana. Równania opisujące filtr Kalmana przedstawiono poniżej.

$$\dot{\bar{x}}(t) = (A - LC)\bar{x}(t) + Bu(t) + Ly(t) \quad (6.7)$$

Parametry filtru Kalmana  $L$  wyznacza się rozwiązując równanie Riccatiego.

$$SA^T + AS - SC^T W^{-1} CS + V = 0 \quad (6.8)$$

$$L = SC^T W^{-1}$$

Macierze  $V, W$  są macierzami kowariancji sygnałów zakłócających  $v(t), w(t)$ . Regulator optymalny  $K$  wyznaczany jest analogicznie jak w przypadku metody LQR.

$$u(t) = -K\bar{x}(t) \quad (6.9)$$

$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T P + Q = 0$$

$$K = R^{-1}B^T P$$

Metoda LQG stosowana jest również w syntezie sterowania dla układów nieliniowych. Należy wówczas zastosować linearyzację np. harmoniczną wokół punktu pracy. W praktycznych aplikacjach układy redukcji drgań syntetyzowane z wykorzystaniem metody LQG charakteryzują się wysoką efektywnością oraz małym zapotrzebowaniem na energię.

#### 6.4. Regulacja modalna

Sterowanie modalne umożliwia zarówno zapewnienie zapasu stabilności jak i kształtowanie charakterystyk częstotliwościowych. Sterowanie modalne jest ogólnym pojęciem dla technik bazujących na koncepcji, że sterowanie układem może być osiągnięte poprzez sterowanie modów układu. Jednym z przykładów tej techniki jest metoda lokowania biegunów [Meirovitch 1990, Takahashi 1976]. Dla układów MIMO sprowadza się ona do lokowania wartości własnych układu zamkniętego. Metoda przesuwania biegunów pozwala na wybór częstotliwości drgań własnych i bezwymiarowych współczynników tłumienia. W układach redukcji drgań są to parametry kluczowe. Zatem pozwala to na kształtowanie charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowej zamkniętego układu regulacji już na etapie jego syntezy. Zastosowanie metod rekurencyjnych w syntezie regulatora modalnego umożliwia jego wyznaczanie w czasie rzeczywistym. Identyfikacja modelu oraz wyznaczanie wzmacnień wektora stanu na bieżąco powodują, że układ regulacji dostosowuje się do zmieniających się warunków otoczenia i parametrów obiektu. Zatem, w przypadku zmian parametrów obiektu, wybrany regulator modalny można w prosty sposób przekształcić w regulator o strukturze adaptacyjnej.

Charakterystyki częstotliwościowe układu sterowania drganiami są głównie zdeterminowane przez rozmieszczenie biegunów układu opisanego równaniami:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (6.10)$$

$$y(t) = Cx(t) + Du(t)$$

Rozmieszczenie biegunów dla układu otwartego wyznacza się rozwiązując poniższe równanie charakterystyczne.

$$\det(sI - A) = 0 \quad (6.11)$$

Wprowadzając do układu sprzężenie zwrotne otrzymuje się równania układu zamkniętego:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= (A - BK)x(t) \\ y(t) &= (C - DK)x(t) \end{aligned} \quad (6.12)$$

Bieguny dla układu zamkniętego wyznaczane są na podstawie poniższego równania charakterystycznego.

$$\det(sI - (A - BK)) = 0 \quad (6.13)$$

Wynika stąd, że dobierając elementy macierzy  $K$  można modyfikować rozmieszczenie biegunów układu zamkniętego. Dla układów SIMO macierz wierszową  $K$  można wyznaczyć na podstawie wzoru Ackermanna.

$$K = [0, \dots, 0, 1]T^{-1}\phi(A) \quad (6.14)$$

Macierz  $T$  jest macierzą sterowalności układu i wyraża się poniższym wzorem:

$$T = [B, AB, A^2B, \dots, A^{n-1}B] \quad (6.15)$$

Funkcja  $\phi(A)$  jest zdefiniowana następująco:

$$\phi(A) = A^n + \bar{a}_1 A^{n-1} + \bar{a}_2 A^{n-2} + \dots + \bar{a}_n I \quad (6.16)$$

Współczynniki  $\bar{a}_1, \bar{a}_2, \dots, \bar{a}_n$  są współczynnikami wielomianu charakterystycznego dla zamkniętego układu sterowania.

Metoda modalna umożliwia (dla systemów sterowalnych) dowolne rozmieszczanie biegunów. Wynika stąd że charakterystyki częstotliwościowe można kształtować w szerokim zakresie. Układy sterowania drganiami syntetyzowane z wykorzystaniem tej metody często charakteryzują się dużym zapotrzebowaniem na energię.

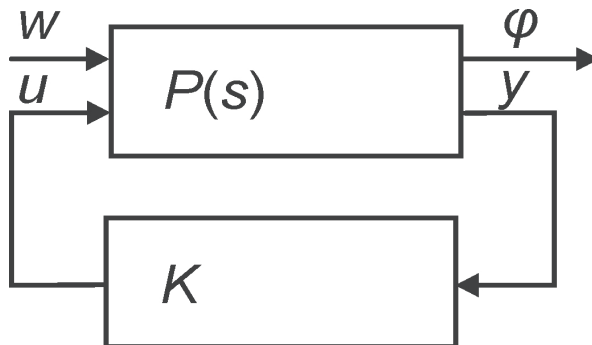
## 6.5. Sterowanie odporne

Sterowanie odporne (krzepkie) umożliwia uwzględnienie podczas syntezy regulatora niepewność związaną z wartościami parametrów obiektu jak i zakłóceniami. Zwykle projektując układ sterowania dokonuje się identyfikacji modelu obiektu, a następnie przeprowadza się syntezę regulatora. W praktycznych aplikacjach parametry modelu mogą ulec zmianie. Zakładając że parametry obiektu mogą się zmieniać w pewnych granicach, można zaprojektować regulator w taki sposób aby jego działanie było poprawne w przyjętym zakresie zmian parametrów obiektu. Zakłócenia występujące w układzie sterowania można potraktować ana-

logicznie jak niepewność parametrów obiektu (np. metoda  $\mathbf{H}_\infty$ ). Zaletą sterowania odpornego jest zapewnienie stabilności działania układu sterowania również w przypadku występowania błędów modelowania. Metody te znajdują zastosowanie w układach redukcji drgań. Układy te są przewidziane do pracy w szerokim zakresie temperatur. Zmiana temperatury ma istotny wpływ na parametry układu redukcji drgań.

## 6.6. Sterowanie $\mathbf{H}_\infty$

Metoda  $\mathbf{H}_\infty$  należy do kategorii metod sterowania odpornego. Jest ona często stosowana do syntezy prawa sterowania w układach redukcji drgań. W tym przypadku zwykle minimalizuje maksymalną (w całym zakresie częstotliwości) wartość funkcji przenoszenia drgań. Metodę  $\mathbf{H}_\infty$  stosuje się do układów sterowania, których strukturę przedstawiono na rys 6.3. W przypadku układów redukcji drgań w pojazdach jako wyjście  $\varphi$  można przyjąć np. przyspieszenie masy wibroizolowanej. Sygnał  $w$  odpowiada zakłóceniom związanym z nierównościami drogi. Wyjście odpowiada wektorowi sygnałów mierzonych w układzie redukcji drgań. Sygnał sterujący  $u$  wyznaczany jest na podstawie wektora  $y$  przez regulator  $K$ . Celem w metodzie  $\mathbf{H}_\infty$  jest wyznaczenie w tym przypadku takiego wektora wzmocnień  $K$  aby zminimalizować maksymalną wartość normy transmitancji częstotliwościowej pomiędzy wejściem  $w$  a wyjściem  $\varphi$ . Odpowiada to minimalizacji maksymalnej (w całym zakresie częstotliwości) wartości funkcji przenoszenia drgań. W ogólnym przypadku sygnały  $w, u, \varphi, y$  mogą być wektorami.



Rys. 6.3. Struktura systemu sterowania w metodzie  $\mathbf{H}_\infty$

Równania opisujące system sterowania przedstawiony na rys. 6.3 zapisano wykorzystując transformatę Laplace'a.

$$\begin{bmatrix} \varphi(s) \\ y(s) \end{bmatrix} = P(s) \begin{bmatrix} w(s) \\ u(s) \end{bmatrix} \quad (6.17)$$

$$u(s) = Ky(s)$$

Macierz transmitancji  $P(s)$  zapisano w postaci:

$$P(s) = \begin{bmatrix} P_{1,1}(s) & P_{1,2}(s) \\ P_{2,1}(s) & P_{2,2}(s) \end{bmatrix} \quad (6.18)$$

W zamkniętym układzie sterowania transformaty Laplace'a sygnałów wyjściowych  $\varphi(s), y(s)$  zależą tylko od wektora transformat Laplace'a sygnałów wymuszających  $w(s)$ .

$$\begin{bmatrix} \varphi(s) \\ y(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_\varphi(s) \\ F_y(s) \end{bmatrix} w(s) \quad (6.19)$$

W ogólnym przypadku funkcje  $F_\varphi(s), F_y(s)$  są transmitancjami macierzowymi i wyznacza się je na podstawie poniższych wzorów.

$$\begin{aligned} F(s) &= P_{1,1}(s) + P_{1,2}(s)K(I - P_{2,2}(s)K) \quad P_{2,1}(s) \\ F(s) &= (I - P_{2,2}(s)K) \quad P_{2,1}(s) \end{aligned} \quad (6.20)$$

Celem w metodzie  $\mathbf{H}_\infty$  jest minimalizacja wpływu wektora sygnałów zakłócających na wektor sygnałów wyjściowych  $\varphi(s)$ . W tym celu współczynniki wzmocnień regulatora  $K$  dobierane są w taki sposób, aby zminimalizować normę  $\|F_\varphi(j\omega)\|_\infty$  macierzy transmitancji  $F_\varphi(j\omega)$ .

$$\|F_\varphi(j\omega)\|_\infty = \sup_{\omega > 0} \bar{\sigma}(F_\varphi(j\omega)) \quad (6.21)$$

Funkcja  $\bar{\sigma}(P)$  przyporządkowująca macierzy  $P$  moduł z jej maksymalnej wartości własnej, jest zdefiniowana następująco:

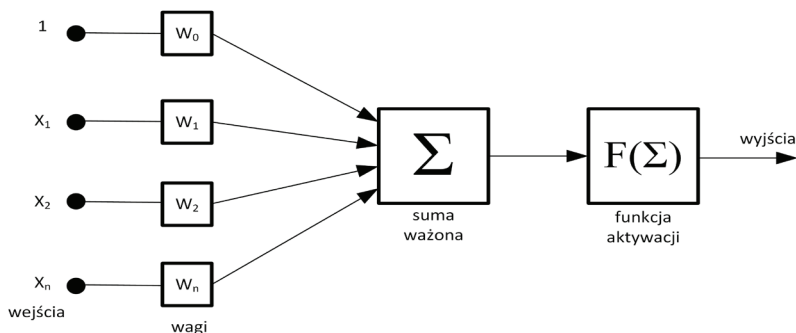
$$\bar{\sigma}(P) = \max \{ |\lambda| : P\nu = \lambda\nu \} \quad (6.22)$$

Wynika stąd, że regulator  $K$  dobierany jest tak, aby zminimalizować wartość własną, o największym module, macierzy transmitancyjnej  $F_\varphi(j\omega)$  w całym zakresie częstotliwości.



## 6.7. Sieci neuronowe

Inspiracją do opracowania sieci neuronowych były badania nad funkcjonowaniem mózgu. Znalazły one zastosowanie w wielu dziedzinach techniki: diagnostyka układów elektronicznych, prognozy giełdowe, optymalizacja, prognozowanie sprzedaży, poszukiwania ropy naftowej, sterowanie procesów przemysłowych. Regulatory bazujące na sieciach neuronowych stosowane są najczęściej do sterowania obiektami nieliniowymi. Istotnym problemem w syntezie regulatora opartego na sieci neuronowej jest opracowanie algorytmu uczenia. Analogicznie, jak w przypadku metod bazujących na teorii optymalizacji istotne jest określenie wskaźnika jakości. W przypadku sterowania bezpośredniego algorytm uczenia regulatora neuronowego bazuje na przyjętym wskaźniku jakości oraz odpowiedzi obiektu na wybrany sygnał wzorcowy. Jeżeli model obiektu nie jest znany, algorytm identyfikacji modelu stanowi część algorytmu uczenia regulatora. Stosując do identyfikacji obiektu model oparty o sieci neuronowe można zastosować dwuetapową procedurę uczenia Nguyena-Widrowa. W pierwszym etapie przeprowadza się uczenie modelu neuronowego obiektu. Następnie przeprowadza się proces uczenia regulatora wykorzystując model neuronowy obiektu. Sieci neuronowe wykorzystywane są również do prognozowania wartości sygnałów zakłócających wartość zadaną. Umożliwia to wyznaczenie optymalnego sygnału sterującego w zadanym horyzoncie czasowym. Sieć neuronowa składa się z neuronów, których schemat pokazano na rys 6.4.



Rys. 6.4. Schemat neuronu McCullocha-Pittsa

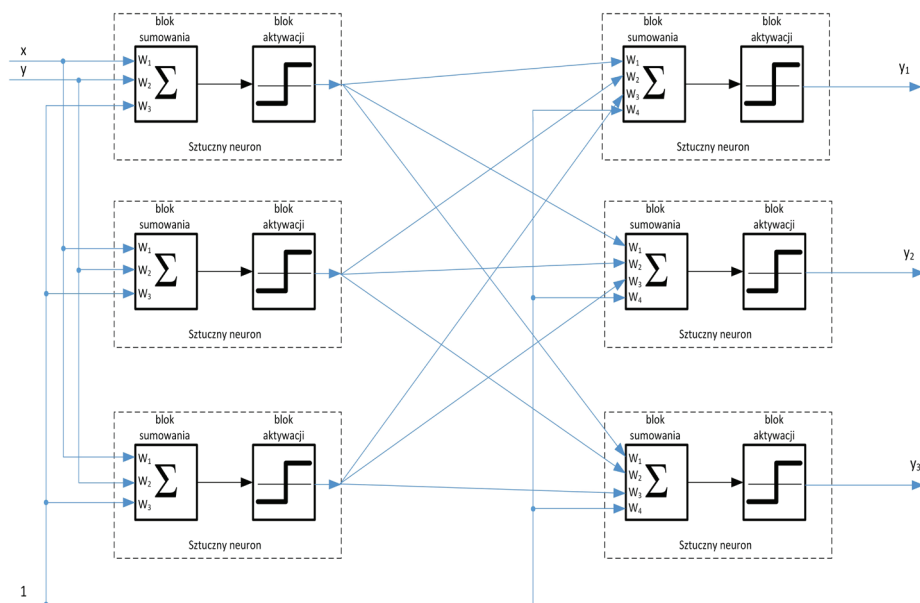
W pierwszy etapie wyznaczana jest suma ważona sygnałów wejściowych zgodnie z poniższym wzorem:

$$s = w_0 + \sum_{i=1}^n x_i w_i \quad (6.23)$$

Następnie wynik działania jest podawany na wejście funkcji aktywacji. Istnieje wiele typów funkcji aktywacji. Najczęściej stosowana jest funkcja progowa, która przyjmuje wartość 1 po przekroczenia pewnego zadanego progu aktywacji.

$$f(s) = \begin{cases} 0 & \text{dla } s < a \\ 1 & \text{dla } s \geq a \end{cases} \quad (6.24)$$

Na przykład w układzie sterowania pośredniego model obiektu jest nieznan, a procedura identyfikacji modelu stanowi część algorytmu uczenia regulatora neuro-nowego. Inna dwuetapowa strategia uczenia została zaproponowana przez Nguyena i Widrowa. W pierwszym etapie buduje się neuronowy emulator obiektu nieliniowego, którego zadaniem jest pełne odwzorowanie charakterystyk dynamicznych obiektu. W drugim etapie neuronowy regulator uczy się sterować emulatorem obiektu. Następnie samouczący się regulator wykorzystuje się do sterowania rzeczywistym obiektem. Przykład sieci neuronowej przedstawiono na rys. 6.5.



Rys. 6.5. Przykład sieci neuronowej dwuwarstwowej

## 6.8. Algorytmy genetyczne

Metody inspirowane darwinowską zasadą doboru naturalnego nazywane są algorytmami genetycznymi (ewolucyjnymi). Umożliwiają one wyznaczenie rozwiązania suboptymalnego w zadaniach optymalizacji. Stosuje się w tym celu znane z biologii metody mutacji, krzyżowania oraz selekcji. W biologii odpowiednikiem wskaźnika jakości jest mechanizm doboru naturalnego. Metody te są najczęściej stosowane w przypadku trudnych zagadnień, wymagających dużego nakładu obliczeń. Stosowane są najczęściej w układach sterowania drganiami charakteryzującymi się silnymi nieliniowościami. W algorytmach genetycznych potencjalne rozwiązania problemu odpowiadają populacji osobników. Odpowiednikiem przystosowania do środowiska jest przyjęty wskaźnik jakości. Na podstawie istniejącej populacji (rozwiązań problemu) poprzez krzyżowanie generowane jest następne pokolenie. Wprowadzenie mechanizmu mutacji zapobiega zbieżności rozwiązań do lokalnego minimum. Przykładem zastosowania algorytmów genetycznych może być np. dobór optymalnych parametrów regulatora PID lub nieliniowego regulatora stanu. Parametry regulatorów odpowiadają w tym przypadku poszczególnym osobnikom populacji. Mechanizm krzyżowania polega na generowaniu nowego zestawu parametrów regulatora na podstawie dwóch (lub więcej) istniejących zestawów. Mutacja polega na losowej modyfikacji parametrów tak uzyskanego zestawu parametrów. Selekcję można przeprowadzić odrzucając np. 20% zestawów ocenionych najgorzej.

Struktura algorytmu genetycznego:

1. Wygeneruj populację porządkową.
2. Dokonaj oceny populacji.
3. Sprawdź warunek Stopu.
4. Wybierz populację do reprodukcji.
5. Wygeneruj nową populację stosując krzyżowanie i mutację.
6. Przejdź do punktu 2.

Jako warunek Stopu w algorytmach genetycznych przyjmuje się brak poprawy wskaźnika jakości w kilku kolejnych iteracjach algorytmu genetycznego.

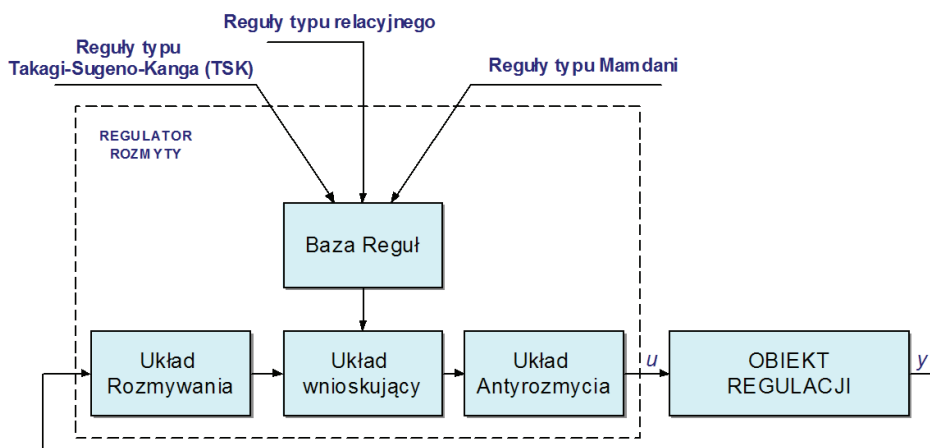
## 6.9. Nadrzędne układy sterowania

Regulatory oparte na bazie wiedzy ang. (*knowledge based controller* – KBC) zwiększają odporność na błędy i niezawodność układu regulacji. Stosuje się je zarówno w pętli sprzężenia zwrotnego (zastępują wtedy całkowicie regulator konwencjonalny) jak i w pętli sterowania nadrzędnego. Układ wnioskujący regulatora KBC (zastosowanego bezpośrednio w pętli sprzężenia zwrotnego) wyznacza wektor sygnałów sterujących na podstawie reguł sterowania zawartych w bazie wiedzy oraz wektora sygnałów wejściowych. Ten typ sterowania stosuje się zazwyczaj w przypadku obiektów silnie nieliniowych lub o nieznanym modelu matematycznym. Dla tej drugiej klasy obiektów baza reguł jest tworzona na podstawie wiedzy operatora. Dla klasy układów sterowania z nadzorem, regulator klasyczny realizuje

w sposób ciągły bieżące reguły sterowania, natomiast regulator KBC decyduje kiedy i w jaki sposób reguły te powinny zostać zmienione. W efekcie regulator KBC służy do dostrajania parametrów regulatora klasycznego dla obiektów niestacjonarnych.

## 6.10. Sterowanie rozmyte

Szczególną podklasą regulatorów KBC są regulatory rozmyte (*fuzzy knowledge based controller* -FKBC). W regulatorach FKBC reguły wnioskowania są oparte na logice rozmytej. Początkowo regulatory te stosowano w warstwie nadrzędnej do dostrajania parametrów regulatorów klasycznych. Aktualnie są stosowane najczęściej w pętli sprzężenia zwrotnego i zastępują całkowicie regulator konwencjonalny. Szczególnie przydatne dla celów sterowania okazały się modele rozmyte typu Takagi–Sugeno–Kanaga. Ich zastosowanie pozwoliło na zawarcie w bazie reguł modelu jawnej wiedzy o obiekcie sterowania. Pojawiające się opracowania dotyczące regulatorów rozmytych potwierdzają szczególną przydatność tego rodzaju rozwiązań w przypadku sterowania obiektami nieliniowymi z dużymi opóźnieniami czasowymi. Klasyczne metody syntezy regulatorów w układach mechanicznych bazują na linearyzacji układu wokół zadanego punktu pracy. Podejście to nie uwzględnia zjawisk nieliniowych np. efektu chwilowej zmiany punktu pracy. W wyniku tego następuje pogorszenie zarówno własności dynamicznych jak i statycznych układu regulacji. Brak możliwości uwzględnienia zjawisk nieliniowych jest szczególnie dotkliwy w układach mechanicznych ze względu na fakt, iż często model nieliniowy obiektu nie jest znany. Strukturę systemu sterowania z regulatorem rozmytym przedstawiono na rys. 6.6.



Rys. 6.6. Struktura systemu sterowania z regulatorem rozmytym

W skład regulatora rozmytego wchodzi blok funkcjonalny rozmywania, wnioskujący, antyrozmycia, baza reguł. W bloku rozmywania wykonywana jest operacja wyznaczania stopni przynależności wektora sygnałów wejściowych do zbiorów rozmytych określających poprzedniki reguł. Blok wnioskujący na podstawie tak wyznaczonych stopni przynależności i bazy reguł wyznacza wynikową funkcję przynależności określoną na przestrzeni wyjść. W bloku antyrozmycia na podstawie funkcji przynależności wyjść obliczane są nierozmyte wartości wektora wyjść.

Ze względu na sposób reprezentacji bazy wiedzy, wyróżnia się trzy typy modeli rozmytych:

- Mamdaniego,
- Relacyjne,
- Takagi-Sugeno-Kanga.

W modelach Mamdaniego baza wiedzy składa się z reguł zapisanych w postaci:

$$\text{JEŻELI } u \text{ jest } A \text{ TO } y \text{ jest } B \quad (6.25)$$

Reguły te charakteryzują się rozmytym poprzednikiem  $A$  i następnikiem  $B$ . Stosuje się je najczęściej w systemach ekspertowych i procesach podejmowania decyzji.

Modele relacyjne zostały sformułowane przez Pedrycza. Bazę wiedzy w tych modelach przedstawia się w formie równań relacyjnych. Znalazły one szerokie zastosowanie w psychologii oraz ekonomii.

Modele Takagi-Sugeno-Kanga (TSK) różnią się w sposób istotny od poprzednio omówionych ze względu na specyficzne reguły wnioskowania. Charakteryzują się one rozmytym poprzednikiem i funkcyjnym następnikiem. Modele TSK są szczególnie użyteczne w układach sterowania ze względu na możliwość zawarcia w nich bezpośredniej wiedzy o obiekcie. Dodatkową ich zaletą jest możliwość zastosowania metod klasycznej teorii sterowania, zarówno w etapie modelowania obiektu jak i syntezy regulatora rozmytego. Przykład regulatora rozmytego opartego na modelu Takagi-Sugeno-Kanga przedstawiono poniżej.

Reguły w bazie reguł jak wspomniano wcześniej charakteryzują się rozmytymi poprzednikami i funkcyjnymi następnikami. W poniższym przykładzie, jako następniki przyjęto funkcje liniowe.

$$\begin{aligned} \Gamma R^{(1)}: \text{JEŻELI } x \text{ jest } LX^{(1)} \text{ TO } u^{(1)} &= R^{(1)}x + R_u^{(1)} \\ &\vdots \\ \Gamma R^{(i)}: \text{JEŻELI } x \text{ jest } LX^{(i)} \text{ TO } u^{(i)} &= R^{(i)}x + R_u^{(i)} \\ &\vdots \\ \Gamma R^{(r)}: \text{JEŻELI } x \text{ jest } LX^{(r)} \text{ TO } u^{(r)} &= R^{(r)}x + R_u^{(r)} \end{aligned} \quad (6.26)$$

W układzie antyrozmycia zastosowano metodę środka ciężkości.



$$t_R^{(i)}(Q_R, x) = \frac{v_R^{(i)}(q_R^{(i)}, x)}{\sum_{j=1}^r v_R^{(j)}(q_R^{(j)}, x)} \quad (6.27)$$

$$u = \sum_{i=1}^r \mu_R^{(i)}(Q_R, x) (R^{(i)}x + R_u^{(i)}) \quad (6.28)$$

Podczas projektowania regulatorów rozmytych można w łatwy sposób wykorzystywać wiedzę ekspertów. Jest to szczególnie istotne w przypadku gdy model procesu nie jest znany.

### 6.11. Układy semiaktywne

Kompromisowym rozwiązaniem pomiędzy skutecznością redukcji drgań a zużyciem energii są układy semiaktywne. Działanie semiaktywnych układów wibroizolacji opiera się na modyfikacji współczynników tłumienia i sztywności w trakcie cyklu drgań. W tym celu stosuje się elementy wykonawcze o sterowanych współczynnikach tłumienia i sztywności. Elementy te konstruowane są coraz częściej w oparciu o materiały inteligentne („smart structures”), takie jak: piezoelektryki, materiały z pamięcią kształtu, ciecze magnetoreologiczne. Aktualnie w ofercie wielu firm można znaleźć sterowane tłumiki, w których wykorzystuje się ciecze magnetoreologiczne oraz elektromagnetyczne. Tłumiki magnetoreologiczne MR znajdują coraz szersze zastosowanie w branży motoryzacyjnej. Istnieje wiele strategii sterowania współczynnikiem tłumienia. Najczęściej stosowane metody sterowania to np. SkyHook, GroundHook, „clipped” LQR.

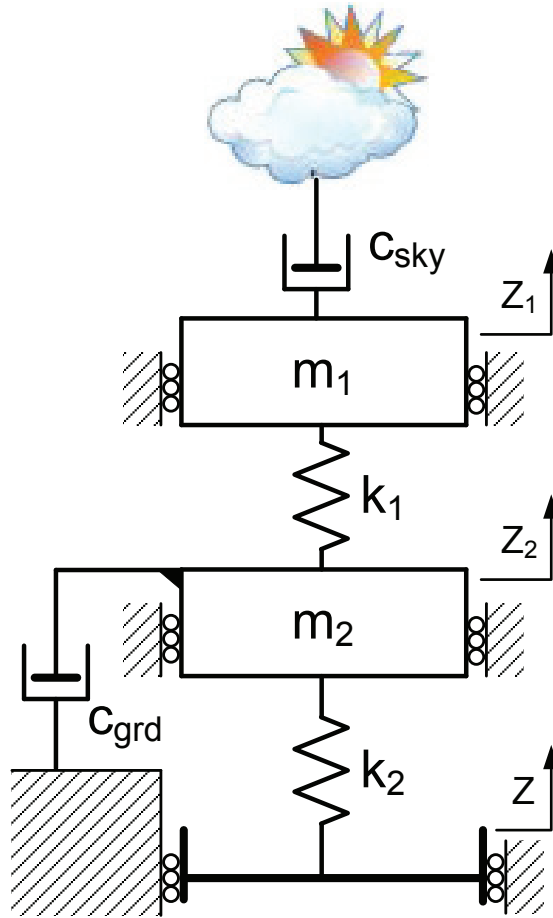
Celem w metodzie sterowania SkyHook jest minimalizacja drgań masy wibroizolowanej  $m_1$ . W przypadku metody GroundHook celem sterowania jest utrzymanie stałego kontaktu koła z nawierzchnią. Strategie sterowania stosowane w praktycznych aplikacjach najczęściej bazują na metodach będących kompromisem pomiędzy metodami SkyHook i GroundHook. Na Rys. 6.7 przedstawiono koncepcję sterowania typu SkyHook oraz GroundHook.

Sterowanie dla wariantu dwustanowego strategii SkyHook zdefiniowane jest poniższym wzorem:

$$C_{sky} = \begin{bmatrix} c_{\min} & \text{dla} & \dot{z}_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \leq 0 \\ c_{\max} & \text{dla} & \dot{z}_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) > 0 \end{bmatrix} \quad 6.29$$

Sterowanie dla wariantu dwustanowego strategii GroundHook zdefiniowane jest poniższym wzorem:

$$c_{grn} = \begin{bmatrix} c_{\min} & \text{dla} & -\dot{z}_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \leq 0 \\ c_{\max} & \text{dla} & -\dot{z}_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) > 0 \end{bmatrix} \quad 6.30$$



Rys. 6.7. Strategie sterowania SkyHook i GroundHook dla zawieszenia pojazdu kołowego

Polega ona na zaadaptowaniu optymalnego prawa sterowania wyznaczonego przy pominięciu ograniczeń na sygnał sterujący. W przypadku rozważanego zawieszenia wyznacza się siłę tłumiącą z pominięciem ograniczeń. Następnie wyznaczany jest sygnał sterujący tłumieniem w taki sposób, aby po uwzględnieniu ograniczeń uzyskać najlepsze odwzorowanie siły optymalnej.

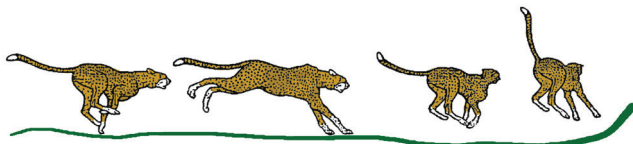
## 7. Przykłady zastosowań

### 7.1. Sterowane zawieszenia pojazdów

Metody aktywne znalazły szerokie zastosowanie w zawieszeniach pojazdów. Głównym powodem ich rozwoju, było zapewnienie przyjemnej, komfortowej i bezpiecznej jazdy. Zawieszenie samochodu jest elementem, który ma istotny wpływ na minimalizację drgań pochodzących od nierówności drogi. Ma również wpływ na stabilność kierowania, a co za tym idzie bezpieczeństwo jazdy. Klasyczna konstrukcja zawieszenia posiada strukturę kinematyczną tworzoną w oparciu o elementy łącznikowo-wodzikowe oraz sprężyste i dyssypacyjne. Zawieszenia takie posiadają pewne ograniczenia, które są wynikiem sprzecznych relacji między stabilnością i komfortem jazdy, oraz niemożnością tłumienia drgań nisko i wysoko częstotliwościowych. W celu zaspokojenia tych dwóch wymagań powstało wiele typów zawieszeń. Jednak w konwencjonalnych zawieszeniach pasywnych te dwie cechy wykluczają się wzajemnie. Jeżeli faworyzowana jest stabilność, to cierpi na tym komfort jazdy i na odwrót. Samochód z zawieszeniem miękkim dobrze izoluje od drgań, jednakże charakteryzuje się dużym ugięciem statycznym, kołysaniem bocznym podczas skręcania i efektem „nurkowania” podczas hamowania, co wpływa niekorzystnie na stabilność jazdy. Odwrotnie pojazd z zawieszeniem sztywnym jest stabilny, lecz słabiej izoluje od drgań. Nie ma również możliwości stworzenia jednego, idealnego rozwiązania, które zapewniłoby idealne warunki prowadzenia samochodu w każdych możliwych warunkach jazdy. Dlatego konkretne rozwiązanie jest najlepszym kompromisem dla danego pojazdu.

Zawieszenia aktywne przełamują te bariery. Tak jak kiedyś samolot odrzutowy był w stanie przełamać nieosiągalną dla samolotów śmigłowych barierę dźwięku, tak również zawieszenia aktywne zrewolucjonizowały układy zawieszeń. Podstawowe rozumowanie dotyczące zawieszeń konwencjonalnych mówi, że dostarczają one pewnej siły oporu, która przeciwstawia się przemieszczeniu pojazdu (kołysanie poprzeczne, kołysanie wzdłużne oraz drgania pionowe) spowodowane jazdą i stanem nawierzchni. W zawieszeniach konwencjonalnych siła wytwarzana w resorach i amortyzatorach jest bierna. Zawieszenia aktywne generują siły przeciwnie do sił zewnętrznych, w celu wytłumienia ruchu pojazdu. Poprzez zmianę charakterystyk wytwarzanej siły aktywnej można sterować kołysaniem i drganiami pojazdu.

Jedną z inspiracji dotyczących konstrukcji tych zawieszeń była obserwacja biegu geparda, najszybszego zwierzęcia na lądzie, którego sylwetka podczas pościgu prezentuje jedną z najbardziej idealnych form ruchu (rys. 7.1) [18].



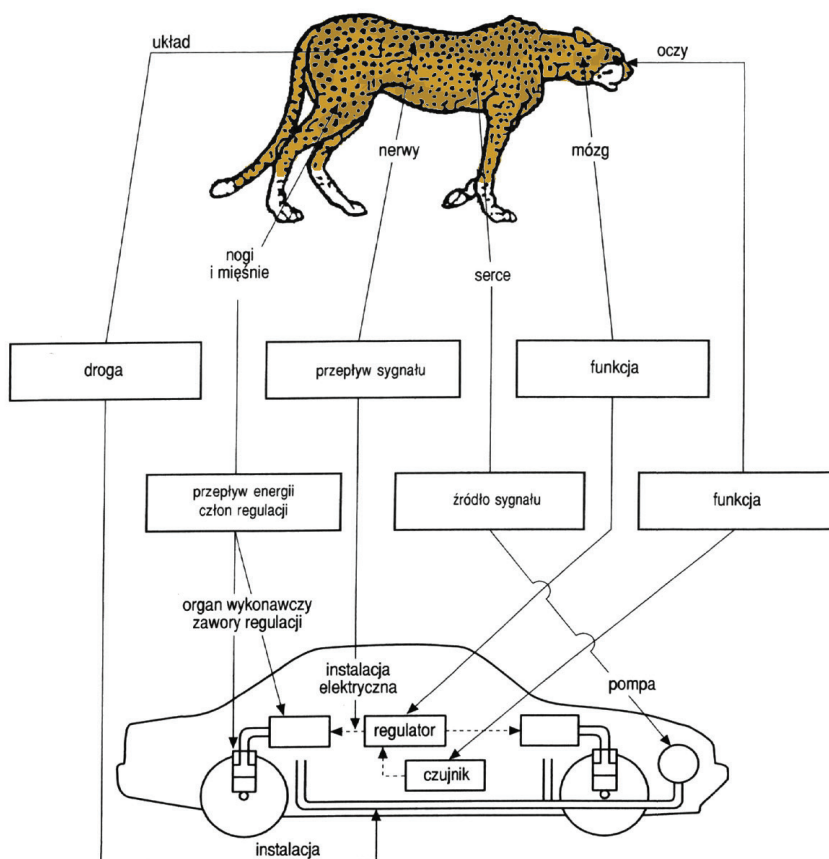
Rys. 7.1. Podstawa geparda podczas biegu w nierównym terenie i przy zmianie kierunku biegu

Bez względu na nierówności terenu gepard zawsze utrzymuje ciało równolegle do powierzchni, a przez ściąganie i wysuwanie czterech łap dostosowuje się do kształtu terenu. Podczas przyspieszania utrzymuje linię wzroku cały czas poziomo. Poruszając się z bardzo dużymi prędkościami, posiada zdolność podejmowania błyskawicznych decyzji dotyczących przemieszczania nóg w celu zminimalizowania uderzenia o nawierzchnię i utrzymania ciała równolegle do niej. Podczas zmiany kierunku biegu gepard wyrzuca dwie nogi na zewnątrz, dwie pozostałe zaś ściąga do wewnątrz, utrzymując w ten sposób linię wzroku na tym samym poziomie oraz równoległą sylwetkę. W ten sposób rozkłada obciążenie na cztery nogi, w taki sposób aby zachować stabilność.

Jeżeli wyobrazimy sobie aktywne zawieszenie, jako układ sterowany przez biegącego geparda i posiadający urządzenia potrzebne do poruszania się podobnie jak gepard, będzie to łatwiejsze do zrozumienia. Jak pokazano na rys. 7.2 w zawieszeniu aktywnym pompa olejowa jest odpowiednikiem serca geparda, siłowniki z zaworami regulacji ciśnienia odpowiadają nogom i mięśniom zwierzęcia. Czujniki przyspieszeń są odpowiednikiem zmysłu równowagi, mikroprocesor – mózgu, połączenia elektryczne – nerwów, a instalacja hydrauliczna odpowiada układowi krwionośnemu.

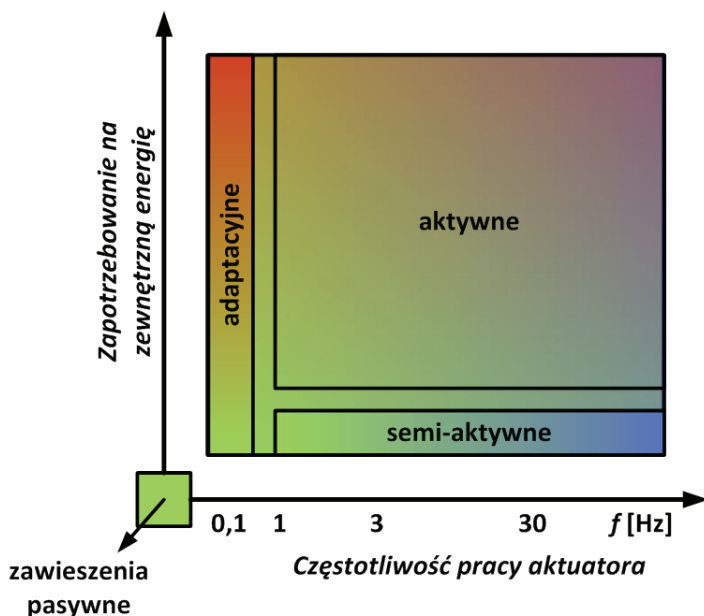
Sterowane zawieszenia pojazdów to konstrukcje, w których element wykonawczy kontroluje pionowe przemieszczanie się kół. Element wykonawczy nazywany jest aktuatorem. Przemieszczanie się koła względem konstrukcji nadwozia determinowane jest przez układ sterowania aktuatorem w odróżnieniu od układów pasywnych, w których ruch ten zależy od rodzaju nawierzchni, po której porusza się pojazd i stałych parametrów zawieszenia. Podobnie jak sterowane układy redukcji drgań, zawieszenia sterowane możemy podzielić na zawieszenia aktywne i semiaktywne. Szczegółowy podział zawieszeń sterowanych zaproponował w roku 2003 Isermann [11]. Podział ten został uszczegółowiony przez S. M. Savaresi'ego w pracy [28]. Istotą tej klasyfikacji jest wyodrębnienie pięciu rodzajów zawieszeń sterowanych, uszeregowanych ze względu na zapotrzebowanie na energię zewnętrzną: zawieszenia adaptacyjne, zawieszenia semiaktywne, zawieszenia *load leveling*, zawieszenia typu *slow active* i *full active*. Porównanie zawieszeń pod względem zapotrzebowania na energię zewnętrzną przedstawiono na rys. 7.3. Pierwsze dwa typy to zawieszenia w których, skuteczną redukcję drgań uzyskuje się dzięki zmianie parametrów takich jak tłumienie lub sztywność sprężyny. W układach tych oprócz zakłóceń związanych z nierównościami drogi energia dostarczana do układu jest na poziome sygnałów sterujących. Różnica pomiędzy tymi zawieszeniami polega na zakresie częstotliwości działania. Układy adaptacyjne ograniczają się wyłącznie do wolnych zmian (poniżej 5 Hz) i dostosowują się do nich. Przykładowo, zmiana rodzaju nawierzchni z szutrowej na asfaltową. Natomiast zawieszenia semiaktywne redukują drgania o częstotliwościach nawet do 40 Hz. Zawieszenia *load leveling*, *slow active* i *full active* charakteryzują się tym, że energia używana jest bezpośrednio do generowania siły powodującej obniżenie poziomu wibracji. Skuteczność

redukcji drgań w przypadku tych trzech zawieszzeń jest większa niż w przypadku układów adaptacyjnych i semiaktywnych. Pierwszym z układów w których, mamy do czynienia z dostarczaniem energii do zawieszenia poprzez generowanie sił o tym samym kierunku co zakłócenie od drogi lecz przeciwnym zwrocie, jest układ zawieszenia *load leveling*. W układzie tym energia dostarczana do zasilania elementu wykonawczego zamieniana jest na pracę wykonywaną w celu kompensacji przechyłów lub ugięcia zawieszenia w stanie ustalonym. Podstawową różnicą między strukturami zawieszzeń *full active* i *slow active* jest umiejscowienie aktuatora. W strukturze *full active* aktuator jest połączony równolegle ze sprężyną, a w *slow active* szeregowo. Kinematyka tych struktur powoduje, że dla układu *slow active*, oczekiwane pasmo częstotliwości działania aktuatora jest ograniczone w stosunku do struktury *full active*.



Rys. 7.2. Porównanie zawieszenia pojazdu z gepardem





Rys. 7.3. Porównanie zawiesznień pod względem zapotrzebowania na energię zewnętrzną oraz częstotliwości pracy elementu wykonawczego

### 7.1.1. Rodzaje zawiesznień

Zastosowanie aktywnych układów redukcji drgań w pojazdach, kojarzy się z dużym zapotrzebowaniem na energię zewnętrzną. W literaturze rozważanych jest wiele strategii sterowania aktywnym zawieszeniem. Większość rozwiązań skupia się na efektywności izolacji od drgań. W przypadku pojazdów kołowych celowe jest rozważenie zagadnienia kierowalności pojazdem oraz problemy docisku koła do nawierzchni drogi. Jednak mało jest prac pokazujących zapotrzebowanie na energię aktywnych układów redukcji, szczególnie w kontekście efektywności redukcji drgań. Wysoka energochłonność jest najistotniejszym parametrem ograniczającym szerokie stosowanie aktywnych metod w pojazdach kołowych. Większość badań dotyczących zapotrzebowania na energię zewnętrzną dla aktywnych układów zawiesznień pojazdów, ogranicza się do badań symulacyjnych.

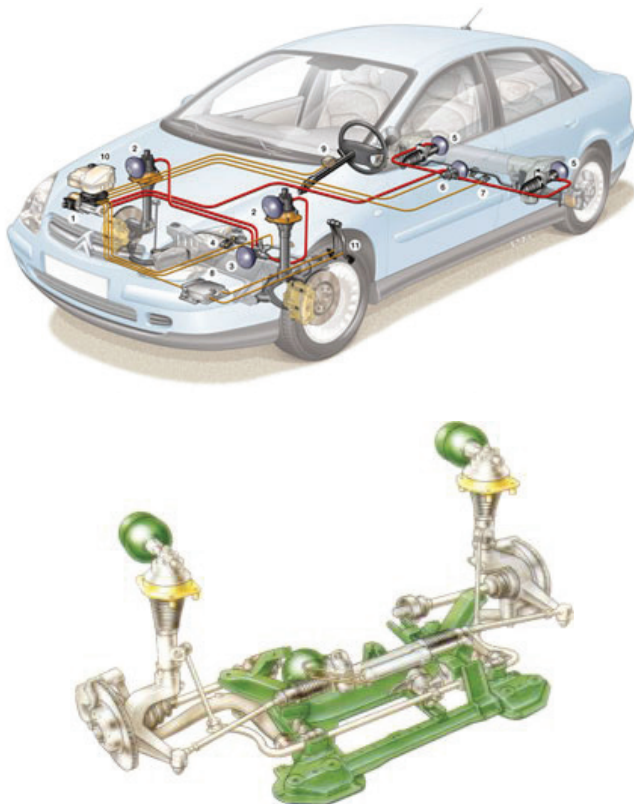
W pracach zespołu Katedry Automatyzacji Procesów wyznaczano zapotrzebowanie na zewnętrzną energię na drodze eksperymentalnej oraz teoretycznej. Porównania pod względem energetycznym praw sterowania dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych zawiesznień można dokonać przy tej samej efektywności redukcji drgań. Ze względu na zależność efektywności redukcji drgań od częstotliwości pracy, zadanie to jest skomplikowane. Jedną z metod jest porównywanie uśrednionych wartości z funkcji przenoszenia drgań. Praca wykonywana przez aktywny układ zawiesznień jest zależna od energii zakłóceń doprowadzanej do

układu. Energia zakłóceń jest dostarczana do układu przez wymuszenia związane z nierównościami drogi. Wymuszenia drogowe generowane przez nierówności w trakcie poruszania się pojazdu modelowane są jako sygnały losowe o rozkładzie normalnym i zadanej gęstości widmowej mocy. W badaniach zespołu Katedry Automatyzacji Procesów często stosowane wymuszenie modelowane jest w postaci sygnału sinusoidalnego o liniowo narastającej częstotliwości. Umożliwia to bezpośrednie porównanie zapotrzebowania na energię zewnętrzną przez układy aktywne.

Najczęściej spotykanymi zawieszzeniami sterowanymi są:

- aktywne zawieszenia z elektrohydraulicznym elementem wykonawczym,
- aktywne zawieszenia elektromagnetyczne,
- zawieszenia pneumatyczne,
- semiaktywne zawieszenia hydrauliczne sterowane zaworem elektromagnetycznym,
- semiaktywne zawieszenia magnetoreologiczne.

**Aktywne zawieszenie z elektrohydraulicznym elementem wykonawczym**  
(rys. 7.4)



Rys. 7.4. Zawieszenie Hydroactive firmy Citroen

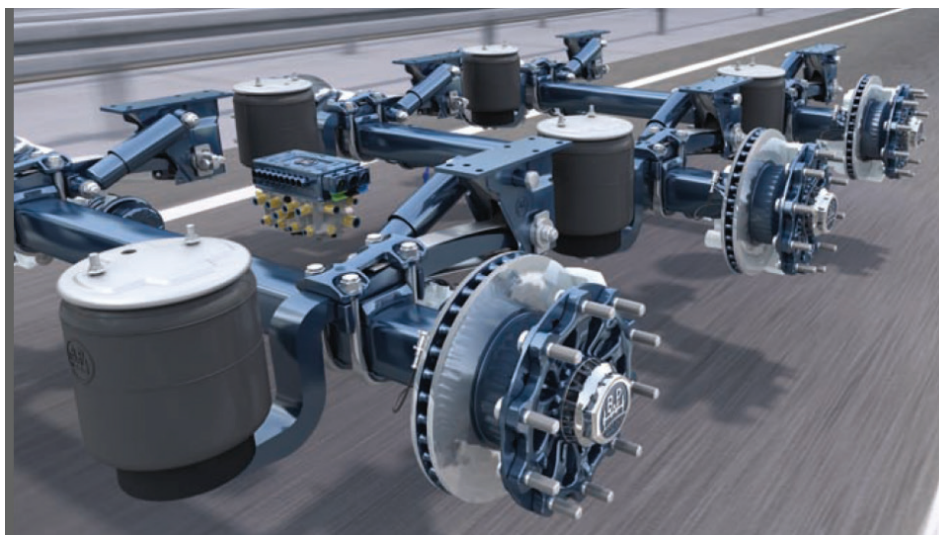
Zawieszenia te wykorzystują, jako aktuator siłownik hydrauliczny sterowany elektrohydraulicznym serwowozorem przepływowym. Układy te zasilane są z zewnętrznego źródła stanowiącego agregat hydrauliczny. Algorytm sterujący realizowany jest w elektronicznym module sterującym (ECU). Algorytmy sterujące zawieszeniem aktywnym współpracują z innymi systemami bezpieczeństwa takimi jak ABS, ESP, TCS. Sterownik będący swego rodzaju mózgiem pojazdu zwykle ma postać mikroprocesora, do którego napływają dane z różnych czujników. Na ich podstawie oraz w oparciu o dane zapisane w pamięci komputera, jednostka sterująca wyznacza takie parametry zawieszenia, aby zapewnić jak najlepszy komfort, kierowność pojazdem, docisk koła do nawierzchni oraz zminimalizować przechyły.

W **aktywnych regeneracyjnych zawieszeniach elektromagnetycznych**, wykorzystuje się liniowe silniki elektromagnetyczne dołączone do każdego koła (rys. 7.5). Napędy tego typu charakteryzują się bardzo szerokim pasmem przenoszenia oraz umożliwiają regenerację energii. W trybie regeneracji energii liniowe silniki elektromagnetyczne pracują, jako prądnice (generatory energii elektrycznej). Światowym liderem w zakresie technologii zawieszeń elektromagnetycznych jest Bose Corporation – producent, który przedstawił swoją propozycję zawieszenia w 2004 roku. Pierwsze egzemplarze zawieszenia elektromagnetycznego dotyczyły samochodów osobowych. W rozwiązaniu tym jako elementy wykonawcze wykorzystano cztery elektromagnetyczne silniki liniowe umieszczone w miejscu klasycznych kolumn zawieszenia. Zastosowano elektromagnetyczne silniki liniowe zbudowane z magnesów stałych oraz owiniętych wokół rdzenia cewek. Prąd przepływający przez cewki powoduje przesuwanie się rdzenia, a co za tym idzie – możliwość generowania ruchu cewki względem rdzenia. Amplituda ruchu względnego zależy od natężenia prądu. Tego typu elementy wykonawcze wykorzystuje się również, jako liniowe tłumiki o działaniu identycznym, jak tłumiki wiskotyczne. Wówczas ruch rdzenia względem cewek wymuszony pionowymi ruchami koła powoduje indukowanie się prądu, a poprzez kontrolowanie wartości tego prądu – np. dzięki zastosowaniu sterowanej rezystancji – wprowadza się dodatkową siłę tłumiącą. Wartość tej siły można nastawiać poprzez zmianę rezystancji. Dużą zaletą tego rozwiązania jest szybkość działania elementów elektromagnetycznych. Tego typu rozwiązanie daje dodatkową możliwość odzyskiwania energii z drgań i gromadzenia jej w kondensatorach. Prace z tym związane prowadzone są od kilkunastu lat przez grupę Prof. Y. Sudy z Uniwersytetu w Tokio [23] oraz w Katedrze Automatyzacji Procesów AGH [17,18].

**Zawieszenia pneumatyczne** były jednymi z pierwszych zawieszeń, w których jako elementy wykonawcze zastosowano sprężyny pneumatyczne. Zarówno w zawieszeniach pojazdów jak i siedziskach operatorów maszyn roboczych, pneumatyczne siłowniki mieszkowe były wykorzystywane, jako sprężyny pasywne. Poprzez zastosowanie sterowanych zaworów ciśnieniowych konstruktorzy wykorzystali te siłowniki do sterowania sztywnością zawieszenia (rys. 7.6.). Ze względu na mały zakres zmian tej sztywności od wartości ciśnienia w komorze siłownika, częściej stosuje się je do aktywnego sterowania wysokością prześwitu lub do kontrolowanych zmian wysokości (np. w autobusach miejskich).



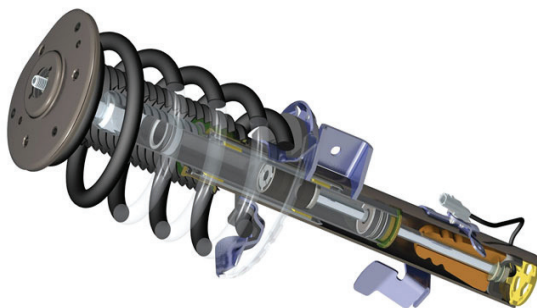
Rys. 7.5. Zawieszenie elektromagnetyczne firmy Bose



Rys. 7.6. Widok zawieszenia z pneumatycznymi elementami wykonawczymi

**Semiaktywne zawieszenia hydrauliczne sterowane zaworem elektromagnetycznym** są najbardziej ekonomicznym rodzajem zawiesznień sterowanych. Zastosowanie zaworu elektromagnetycznego umożliwia kontrolowaną zmianę natężenia przepływu cieczy hydraulicznej wewnątrz amortyzatora. Takie rozwiązanie umożliwia dostosowanie charakterystyki amortyzatora do rodzaju pojazdu, jego obciążenia oraz do aktualnych nierówności drogi. Podobnie jak w zawieszeniach aktywnych elektromagnesy są połączone z komputerem sterującym, który zgodnie z zaprojektowanym prawem sterowania kontroluje pracę zaworu. Najczęściej stosowane prawa sterowania to sky-hook i ground-hook.

**Semiaktywne zawieszenia magnetoreologiczne** są ciekawym rozwiązaniem, w których stosuje się tłumiki magnetoreologiczne. Przykładem tego rozwiązania są amortyzatory MagneRide pierwotnie opracowane przez Delphi (obecnie BWI Group) (rys. 7.7).



Rys. 7.7. Widok sterowanej kolumny zawieszenia MagneRide

Zawieszenia MagneRide stosowane są w ekskluzywnych wersjach pojazdów. Dzięki użyciu szybkich systemów sterujących, uzyskuje się zmianę sztywności kolumn zawieszenia. Zasada działania tłumików magnetoreologicznych oparta jest o tłumik wypełniony cieczą magnetoreologiczną (MR), która stanowi konglomerat opiółków ferromagnetycznych i cieczy nośnej w postaci oleju syntetycznego. W tłoku tłumika umieszczona jest cewka, do której doprowadzany jest prądowy sygnał sterujący tłumikiem. Linie pola magnetycznego wytwarzanego przez cewkę obejmują ciecz MR w obrębie szczeliny, przez którą może przepływać ciecz MR. Objętościowe natężenie przepływu cieczy pomiędzy komorami amortyzatora zależy od różnicy ciśnień w komorach z cieczą. Różnica ciśnień jest proporcjonalna do sił oddziałujących na poszczególne kolumny z tłumikami MR. W przypadku, gdy w cewce nie płynie prąd, cząsteczki ferromagnetyczne są rozproszone w cieczy nośnej i tłumik MR zachowuje się jak zwykły tłumik wiskotyczny. Ruchowi tłoka przeciwdziała wówczas siła tarcia w uszczelnieniach i siła wynikająca z przepływu cieczy. Jeżeli przez cewkę tłumika przepływa prąd, cząsteczki ferromagnetyczne układają się równolegle do kierunku pola



magnetycznego (prostopadle do kierunku przepływu cieczy). Ruchowi tłoka przeciwstawia się dodatkowo także siła wywołana efektem MR. Istotą tego efektu jest zmiana w czasie rzędu milisekund lepkości cieczy w szczelinie roboczej na skutek zmian pola magnetycznego. W wyniku zmian lepkości, ograniczony zostaje przepływ cieczy przez szczelinę, co powoduje zwiększenie oporu hydraulicznego stawianego ruchom tłoka i wytworzenie siły tłumienia odpowiadającej tym zmianom. Zakres sterowania siłą jest ograniczony przez maksymalne natężenie prądu w cewce.

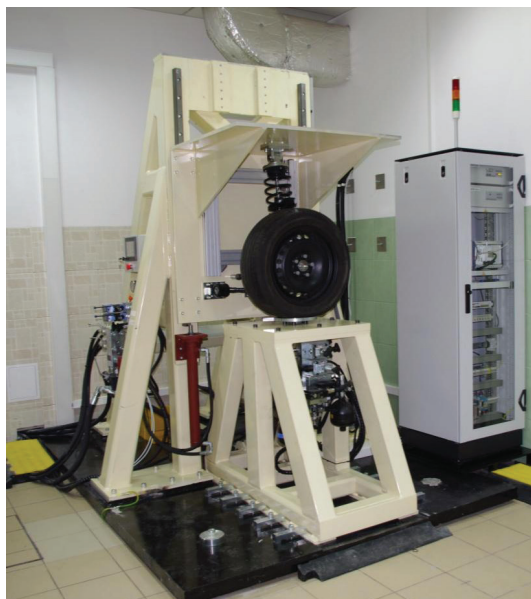
Badania laboratoryjne sterowanych układów redukcji drgań prowadzone są na stanowiskach badawczych, które budowane są specjalnie do tych celów. Dlatego też w Katedrze Automatyzacji Procesów podjęto długoletni program badań z wykorzystaniem zaprojektowanych i wykonanych pod okiem zespołu badawczego stanowisk laboratoryjnych.

Właściwie skonstruowane stanowisko umożliwia określenie cech charakteryzujących zarówno statyczne jak i dynamiczne własności badanych elementów. Sama konstrukcja stanowiska określa obszar jego zastosowań. Przy badaniach elementów i układów redukcji drgań pracujących przy niskoczęstotliwościowych wymuszeniach najczęściej stosowany jest serwohydrauliczny wzbudnik drgań mechanicznych (rysunki 7.8–7.9). Właściwości dynamiczne układu serwohydraulicznego zależą od własności elementów wykonawczych takich jak siłownik i serwowawór, ale także, zasilacza hydraulicznego, samej konstrukcji mechanicznej stanowiska oraz układu sterowania. Ważnym parametrem wyznaczającym obszar zastosowań stanowiska jest generowanie różnego rodzaju sygnałów wymuszających z możliwością kontroli ich kształtu, częstotliwości, amplitudy, itd. W nowoczesnych systemach oprócz standardowych sygnałów wymuszających takich jak sinusoidalny, prostokątny, trójkątny i piłokształtny istnieje możliwość stosowania innych sygnałów specjalnie dedykowanych do przeprowadzanych testów, np. zdefiniowanych w normach.

Walory użytkowe projektowanych układów redukcji drgań ostatecznie zostają potwierdzone podczas eksploatacji zawieszenia, jednakże o pewnych właściwościach tych układów można wnioskować na podstawie badań eksperymentalnych. Badania te często prowadzone są już na etapie prototypu, w celu wyeliminowania niekorzystnych rozwiązań. Jednym ze sposobów przeprowadzania eksperymentów mających na celu wyznaczenie właściwości statycznych i dynamicznych układów redukcji drgań lub poprawę parametrów eksploatacyjnych są badania laboratoryjne. Badania te wykonywane są w warunkach zbliżonych do tych spotykanych w rzeczywistości. Charakter wymuszeń zarówno pod względem amplitud, kształtu i częstotliwości musi być zbliżony do wymuszeń spotykanych w warunkach rzeczywistej eksploatacji. Często stosowane są testy z zastosowaniem sygnałów stochastycznych – wówczas o przydatności wymuszenia decyduje jego gęstość widmowa mocy oraz funkcja gęstości prawdopodobieństwa generowanego sygnału, zatem wzbudnik powinien mieć możliwość generowania sygnałów losowych przemieszczenia, przyspieszenia oraz siły o zadanych funkcjach amplitudowo częstotliwościowych oraz wybranych parametrach statystycznych.



Rys. 7.8. Widok stanowiska badawczego z zamontowaną strukturą szeregowego zawieszenia aktywnego wraz z elementami pomiarowymi



Rys. 7.9. Widok stanowiska badawczego z zamontowaną kolumną zawieszenia

### 7.1.2. Wskaźniki jakości sterowania do oceny sterowanych zawieszzeń

Podstawowym kryterium oceny skuteczności redukcji drgań jest współczynnik przenoszenia drgań. Ponieważ amplituda wymuszenia, jak i amplituda drgań masy wibroizolowanej są funkcjami częstotliwości, wartość współczynnika przenoszenia drgań należy również uzależnić od częstotliwości. Dlatego też do oceny redukcji drgań stosuje się funkcję przenoszenia drgań zależną od częstotliwości. Jest ona odpowiednikiem charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowej przy założeniu, że sygnałem wyjściowym z obiektu jest przemieszczenie (lub przyspieszenie) masy wibroizolowanej  $y(t)$ , a sygnałem wejściowym przemieszczenie  $x(t)$  umownego punktu kontaktu koła z nawierzchnią drogi. Przemieszczenie  $x(t)$  w czasie spowodowane jest ruchem pojazdu po drodze wykazującej nierówności. Dodatkowym zakłóceniem dla zawieszenia są siły bezpośrednio oddziałujące na masę wibroizolowaną związaną ze współrzędną  $y(t)$  np. podmuchy wiatru, oddziaływania związane z przemieszczaniem się ładunku itp. Ocena jakości zawieszenia na podstawie przebiegu funkcji przenoszenia drgań jest niejednoznaczna, dlatego też w celach porównawczych stosuje się zagregowany wskaźnik jakości.

Ze względu na nieliniowy charakter badanych zawieszzeń, w celu wyznaczenia funkcji przenoszenia drgań oblicza się wariancję  $\sigma_x^2, \sigma_y^2$  sygnałów przemieszczeń  $x(t), y(t)$ .

Wartości funkcji przenoszenia drgań wyznacza się na podstawie zależności:

$$L_{xy}(A, f) = 10 \log \left( \frac{\sigma_y^2}{\sigma_x^2} \right) \quad (7.1)$$

Funkcja  $L_{xy}$  jest wyznaczana przy wymuszeniu harmonicznym dla częstotliwości  $f$  z zakresu pracy układu redukcji drgań. W przypadku układów nieliniowych funkcja ta jest też zależna od amplitudy wymuszenia  $A$ .

Do oceny zawieszzeń można również wyznaczyć charakterystyki pomocnicze obrazujące ruch masy niewibroizolowanej lub samej części aktywnej. Wówczas sygnałem wyjściowym  $y(t)$  jest przemieszczenie masy niewibroizolowanej, a sygnałem wejściowym przemieszczenie wynikające z nierówności drogi  $x(t)$  lub też w przypadku oceny części aktywnej –  $y(t)$  jest przemieszczeniem masy wibroizolowanej, a  $x(t)$  przemieszczeniem masy niewibroizolowanej. Dla układów liniowych obliczenie wartości  $L_{xy}$  sprowadza się do wyznaczenia współczynników przenoszenia drgań podanych w decybelach dla różnych częstotliwości wymuszeń.

Jako kryterium jakości służące do oceny komfortu jazdy, jak i skuteczności redukcji drgań testowanego zawieszenia stosuje się wskaźnik wyznaczany na podstawie zależności:

$$I_{xy} = \frac{1}{f_{stop} - f_{start}} \int_{f_{start}}^{f_{stop}} 20 \log \left( \left| \frac{Y(f)}{X(f)} \right| \right) df \quad (7.2)$$

gdzie  $Y(f)$  – transformata Fouriera sygnału wyjściowego,  $X(f)$  – transformata Fouriera sygnału wejściowego.

Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe układów redukcji drgań wygodnie jest prezentować na skali decybelowej. W związku z tym zaproponowano zagregowany wskaźnik jakości w postaci wartości średniej funkcji przenoszenia drgań wyrażonej w decybelach (7.2) (współczynnik efektywności redukcji drgań, *Vibration Reduction Efficiency Indicator* VREI). Wówczas wskaźnik  $I_{xy}$  wyrażany jest również w decybelach. Uśrednienia dokonuje się w zakresie rozpatrywanych częstotliwości od  $f_{start}$  do  $f_{stop}$ .

Dla układów wibroizolacji wykres funkcji przenoszenia drgań powinien znajdować się poniżej osi odciętych (0 dB) i powinien przyjmować jak najmniejsze wartości. W rozpatrywanych przypadkach zawieszon rozważa się, w jaki sposób drgania wywołane nierównościami drogi przenoszone są na drgania masy wibroizolowanej.

Do porównania zapotrzebowania na energię z zewnętrznego źródła zasilania przez aktywne elementy wykonawcze stosuje się wskaźnik zapisany zależnościami (7.3) i (7.4).

$$P_{av} = \frac{1}{T_c} \int_0^{T_c} P(t) dt \quad (7.3)$$

gdzie  $P(t)$  – moc chwilowa pobierana przez element aktywny z układu zasilania, zamieniana na pracę tego układu i ukierunkowana na redukcję drgań.

Wskaźnik ten jest równy średniej mocy chwilowej dostarczanej przez układ zasilający do aktywnego układu wykonawczego w okresie badań  $T_c$ . Wartość średnia mocy jest proporcjonalna do pracy wykonanej przez układ aktywny w czasie  $T_c$  oddziaływania sygnału wymuszającego  $x(t)$ . W przypadku, gdy sygnał zakłócający dla badanych układów będzie taki sam, na podstawie wyznaczonej średniej mocy  $P_{av}$  można dokonać porównania świadczącego o ich zapotrzebowaniu na energię zewnętrzną ( $W = P_{av} \cdot T_c$ ). Badany układ rozumiany jest jako konkretna struktura sterowana danym regulatorem.

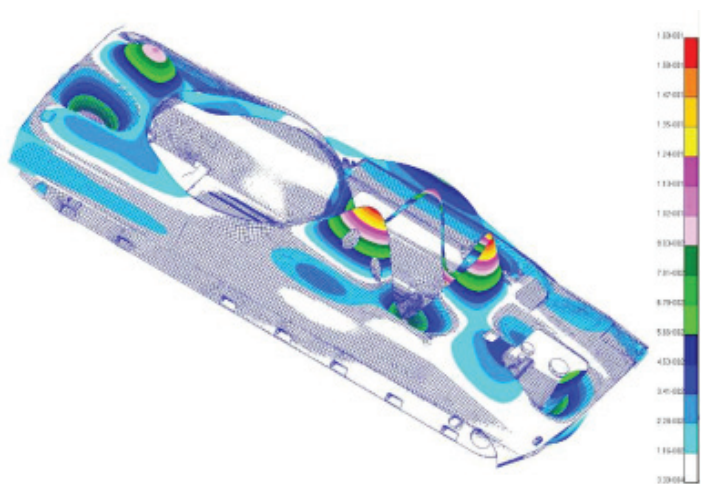
Moc chwilowa, pobierana z hydraulicznego układu zasilającego, jest proporcjonalna do wartości masy wibroizolowanej. W celu porównania rozważanych układów aktywnych pod względem energetycznym wprowadzono dwa dodatkowe wskaźniki wyrażane w W/kg: pierwszy związany z mocą średnią - jako iloraz mocy do masy (*power-to-weight ratio*) i drugi związany z mocą maksymalną. Współczynniki te umożliwiają porównanie zużycia energii aktywnych układów redukcji drgań w przypadku różnych mas wibroizolowanych. Iloraz mocy średniej i masy wibroizolowanej (*average power-to-weight ratio*)  $P2W_{av}$  zdefiniowano wzorem (7.4):

$$P2W_{av} = \frac{P_{av}}{m_w} \quad (7.4)$$

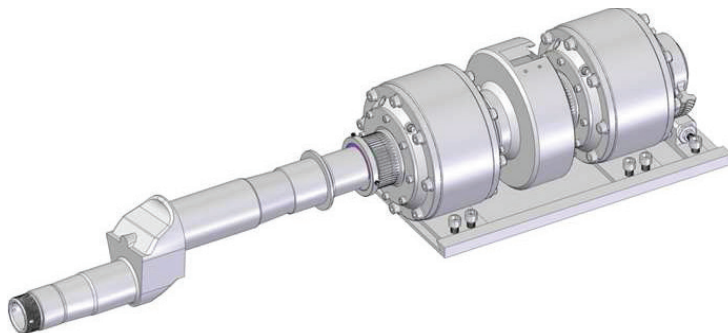
gdzie  $m_w$  – masa wibroizolowana.

Analogicznie zdefiniowano wskaźnik określający iloraz mocy maksymalnej i masy (*max power-to-weight ratio*)  $P2W_{max}$ .

W Katedrze Automatykacji Procesów prowadzone są również badania zawiesznień pojazdów specjalnych. Przedmiotem badań jest bojowa platforma gaśienicowa 2S1, a w szczególności zawieszenie aktywne wraz z układem napinania gaśienicy. Celem badań jest poprawa własności trakcyjnych, stabilności oraz komfortu jazdy załogi i budowa demonstratora technologii. Przeprowadzono badania MES i analizę modalną korpusu pojazdu (rys. 7.10). Opracowano oryginalną konstrukcję sprężyn spiralnych i aktywnego układu napinania gaśienicy platformy bojowej (rys. 7.11). Efektem tych badań są trzy patenty na opracowane rozwiązania.



Rys. 7.10. Wynik analizy modalnej kadłuba platformy 2S1



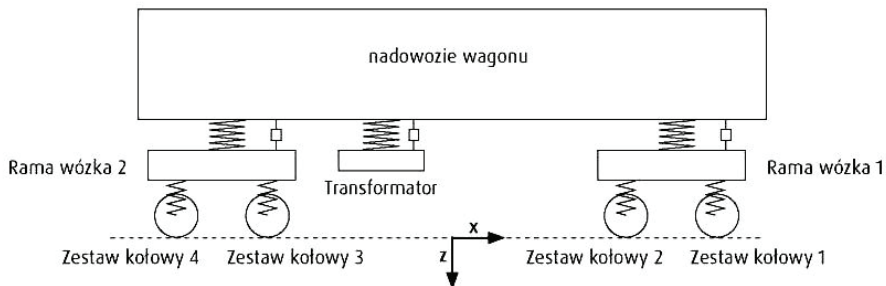
Rys. 7.11. Aktywny układ napinania gaśienicy

Przeprowadzono badania laboratoryjne charakterystyk statycznych i dynamicznych zespołu zawieszenia i układu napinacza. Aktualnie prowadzone są prace nad syntezą algorytmów sterowania tych zawiesznień.



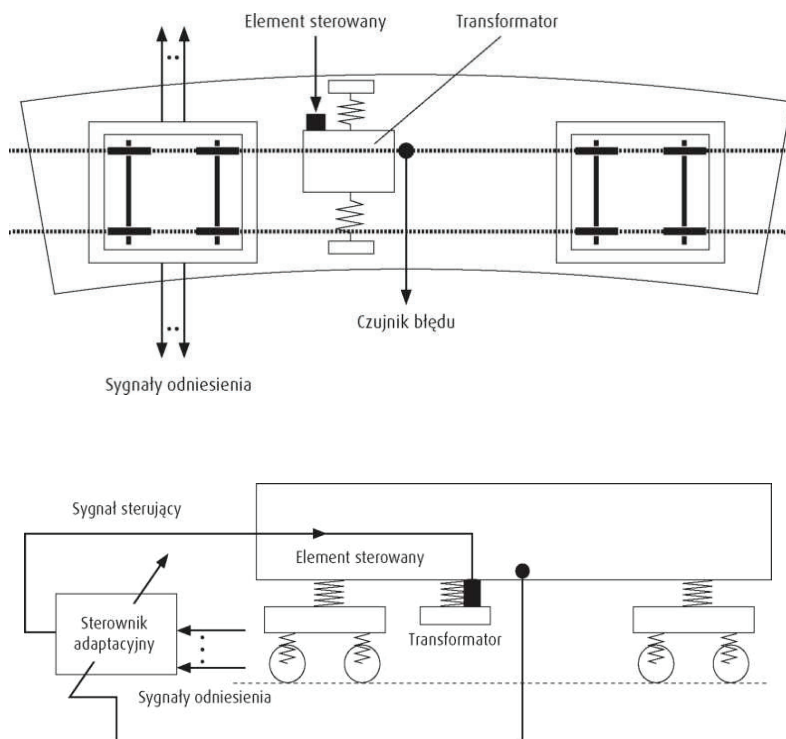
### 7.1.3. Zawieszenia pojazdów szynowych

Aktywne zawieszenia wózków jezdnych pojazdów szynowych znajdują coraz szersze zastosowania. Wraz ze wzrostem prędkości i liczby pociągów oraz wydłużeniem tras, bardziej opłacalna staje się modernizacja zawiesznień, niż utrzymywanie torowisk w idealnym stanie. Przekroczenie prędkości 200 km/h powoduje znaczny wzrost oddziaływań dynamicznych w układzie wózek jezdny pociągu – tory kolejowe. Oprócz drgań pionowych najbardziej odczuwalne przez pasażera są drgania poprzeczne spowodowane przez oscylacje ruchu wózka zwrotnego, będące wynikiem zakrzywienia powierzchni kontaktowej pomiędzy powierzchnią toczną koła a torami. Częstotliwość oscylacji wózka rośnie wraz z prędkością jazdy pociągu i może wynieść nawet 8 Hz. Jest to wartość zbliżona do częstotliwości rezonansowej nadwozia wagonu. Z uwagi na złożoną dynamikę wagonu kolejowego, nie ma jednego możliwego rozwiązania problemu drgań. Biorąc pod uwagę jedynie strukturę, oczywistym rozwiązaniem byłoby zwiększenie sztywności nadwozia wagonu. Innym podejściem zmierzającym do redukcji drgań poprzecznych jest modyfikacja strukturalna polegająca na oddzieleniu od nadwozia wagonu ciężkiego sprzętu znajdującego się pod podłogą np. transformatora, który normalnie mocowany jest na sztywno pod podwoziem wagonu (rys. 7.12) [13].



Rys. 7.12. Schemat rzutu bocznego układu wagonu z oddzielnym transformatorem

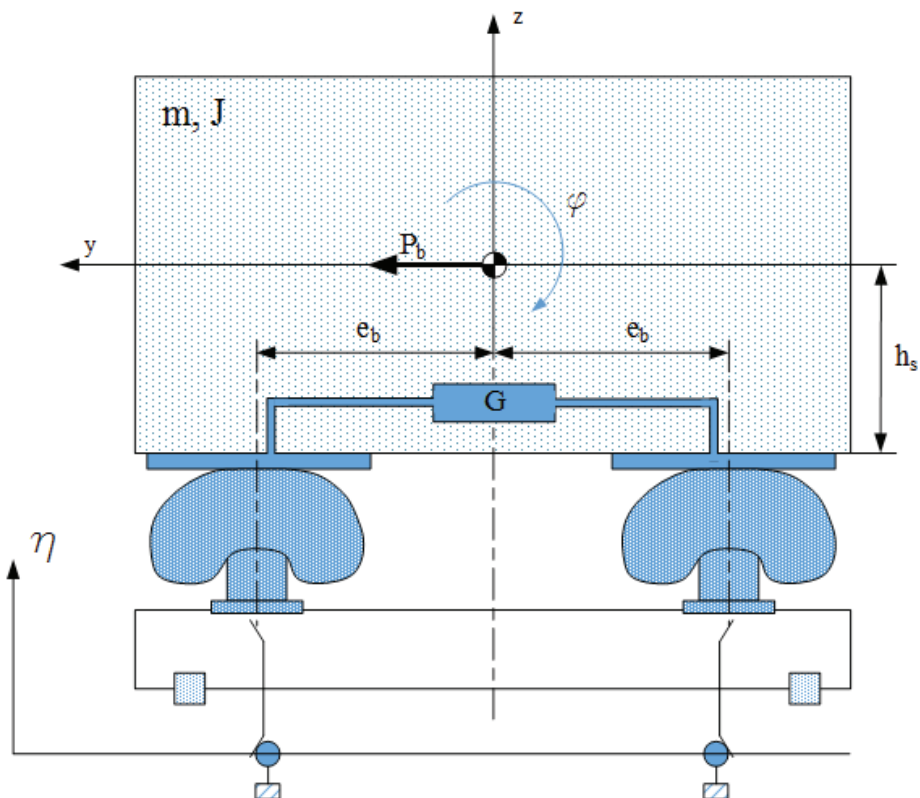
W świetle tego podejścia staje się on drugą masą ruchomą i może zostać wykorzystany do regulacji najniższej formy drgań własnych nadwozia. Aby jeszcze bardziej zredukować drgania należy zastosować układ aktywny, który generuje siłę sterującą pomiędzy transformatorem a nadwoziem. Możliwe jest zastosowanie układu aktywnego ze sprzężeniem do przodu, który wykorzystuje kombinację kontrolnych sygnałów odniesienia zależnych liniowo od tłumionych drgań. Wymaga ona bowiem posiadania pewnej wiedzy wstępnej o drganiach które należy wytłumić. W praktyce własności dynamiczne zarówno sygnału wymuszenia (źródło drgań) oraz izolowanego obiektu są zmienne w czasie, dlatego projekt optymalnego układu sterowania zależy od statystycznych własności sygnału wymuszenia jak i odpowiedzi układu. Rozwiązaniem problemu jest wykorzystanie regulatora adaptacyjnego (rys. 7.13).



Rys. 7.13. Schemat układu sterowania MISO ze sprzężeniem do przodu

W Katedrze Automatykacji Procesów zbadano możliwość zastosowania algorytmu sterowania LMS ze sprzężeniem w przód MISO. Analiza uzyskanych wyników wykazuje, że zaproponowana metoda wydaje się skutecznym rozwiązaniem problemu drgań poprzecznych. W wyniku symulacji komputerowych wykonanych w środowisku MATLAB, uzyskano poziom redukcji drgań ok. 30 dB.

Obecnie stosowane są zawieszenia pneumatyczne mocowane na specjalnych wózkach np. TGV we Francji. Interesującym rozwiązaniem jest realizacja wychylenia nadwozia wagonu podczas jazdy po łuku tak, aby skompensować działanie siły odśrodkowej. Przykładem realizacji algorytmu sterowania typu „Sky Hook” są zawieszenia SR10, szybkiego pociągu TGV. Istotą tego rozwiązania jest połączenie przegubowe nadwozi sąsiednich wagonów i podparcie tak zestawionego układu na wózkach, które znajdują się pomiędzy wagonami. Na rys. 7.14 przedstawiono model jednego z badanych układów, w którym zastosowano sprężyny pneumatyczne [9]. Przepływem powietrza pomiędzy sprężynami steruje zawór G. Masowe natężenie przepływu powietrza jest proporcjonalne do siły odśrodkowej, działającej przy ruchu po łuku.

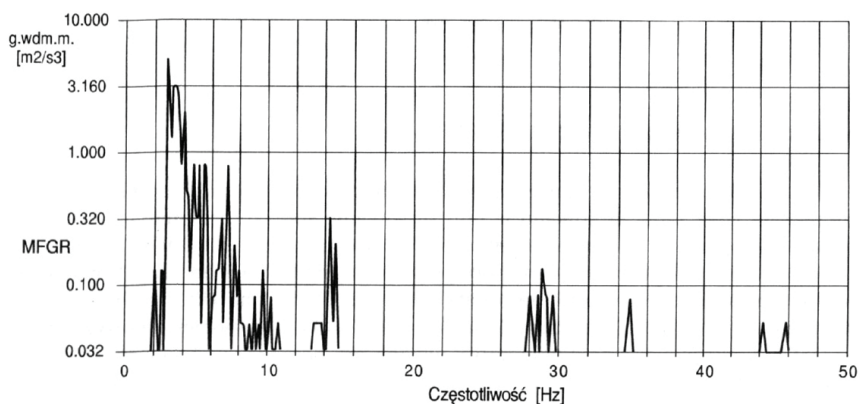


Rys. 7.14. Model wagonu z zawieszeniem pneumatycznym pojazdu szynowego

Rozwiązanie polegające na wykorzystaniu układu wahadła do kompensacji wychylenia nadwozia pod działaniem siły odśrodkowej zaprezentowała firma TALGO.

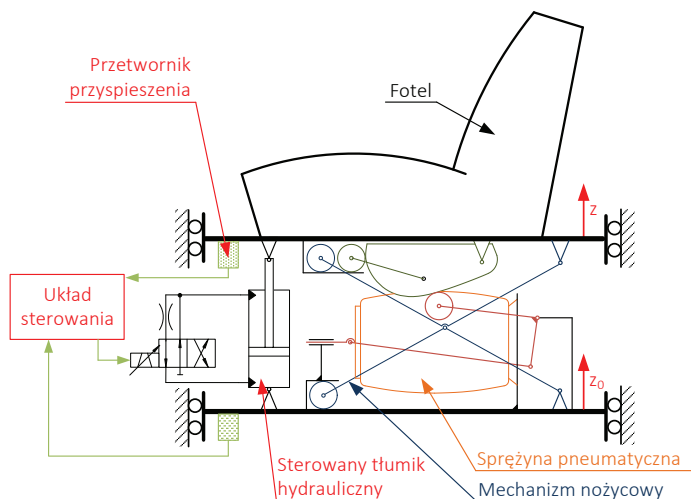
## 7.2. Kabin i siedziska kierowców i operatorów maszyn

Amortyzowane fotele kierowców zaczęto upowszechniać w latach siedemdziesiątych ubiegłego stulecia. Stosowano w nich pasywne układy wibroizolacji ze sprężyną metalową i tłumikiem hydraulicznym, później wraz z rozwojem powłok zbrojonych kordami, sprężyny pneumatyczne mieszkowe. Nie zapewniały one jednak skutecznej wibroizolacji w zakresie niskich częstotliwości (poniżej 8 Hz), najbardziej niebezpiecznych dla człowieka. Rok 1978 stanowi datę znaczącą, gdyż zapoczątkowano w nim stosowanie w europejskiej produkcji foteli firmy Isringhausen, ze sprężynami pneumatycznymi. Z prowadzonych przez nas badań wynika, że poprawa komfortu jazdy jest bardzo trudna przy wykorzystaniu pasywnych układów wibroizolacji ze względu na wymagania dotyczące niskich częstotliwości. Jak wykazują badania w widmach drgań korpusów pojazdów, ciągników i maszyn roboczych dominują składowe o częstotliwościach od 2 do 4 Hz (rys. 7.15).



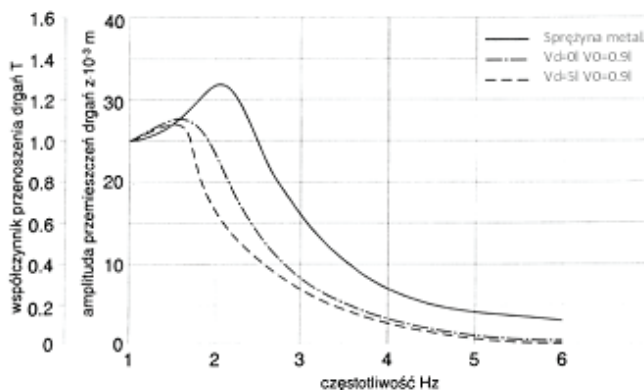
Rys. 7.15. Wykres gęstości widmowej mocy przyspieszeń drgań korpusu ciągnika Massey Ferguson

Prace nad opracowaniem nowych konstrukcji zawiesznień siedzisk, w których stosowane są aktywne a szczególnie semiaktywne układy redukcji drgań prowadzone są przez producentów foteli jak i ośrodki naukowo-badawcze [19]. Prace takie są również wykonywane w Katedrze Automatyzacji Procesów na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej. Opracowana została oryginalna konstrukcja semiaktywnego zawieszenia fotela z pneumatyczną sprężyną mieszkową i zbiornikiem dodatkowym oraz sterowanym tłumikiem hydraulicznym, dla którego opracowano autorski algorytm sterowania (rys 7.16).



Rys. 7.16. Schemat kinematyczny zawieszenia siedziska

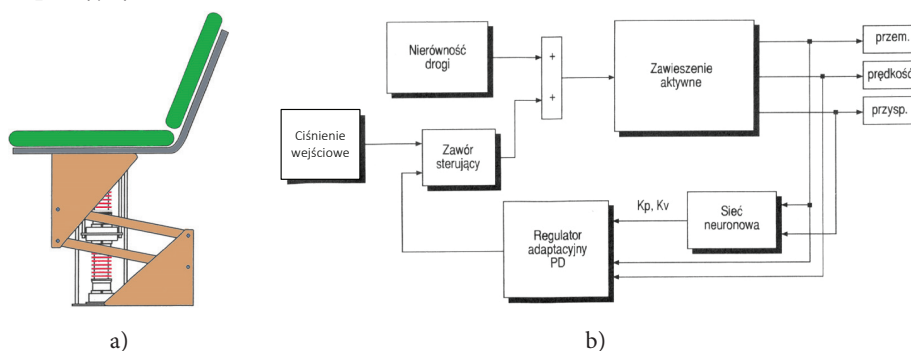
Koncepcja sterowania tłumika polega na włączaniu go, gdy prędkość drgań fotela jest większa od prędkości drgań podłoża ( $z > z_0$ ). W pozostałych przypadkach tłumik jest wyłączony.



Rys. 7.17. Charakterystyka częstotliwościowa współczynnika przenoszenia drgań

Badania eksperymentalne opracowanego prototypu potwierdziły dużą skuteczność zawieszenia semiaktywnego fotela. Charakterystykę częstotliwościową współczynnika przenoszenia drgań przedstawiono na rys. 7.17.

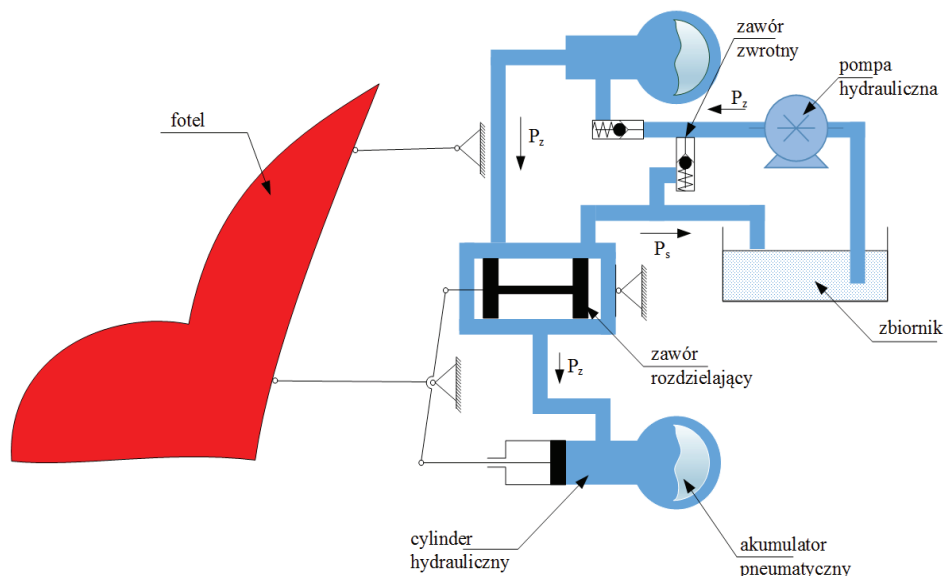
Opracowany został również aktywny adaptacyjny układ wibroizolacji siedziska, w którym jako elementy wykonawcze zastosowano metalowe mieszki pneumatyczne i sterownik cyfrowy. Charakterystyki tego zawieszenia dostosowują się do zmiennych warunków pracy, np. różnych rodzajów dróg, prędkości jazdy, obciążenia itd. W procesie projektowania układu sterowania zastosowano metodę *Hardware in the Loop Simulation* HWILS. Rzeczywisty obiekt sterowania tzn. układ wibroizolacji fotela wraz z mechanizmem prowadzącym został zastąpiony modelem matematycznym symulowanym w czasie rzeczywistym. (rys. 7.18). Algorytm sterowania został zaimplementowany w dSPACE zaś cyfrowy regulator adaptacyjny PD zainstalowano w PC [20].



Rys. 7.18. Aktywne zawieszenia siedziska a) koncepcja, b) schemat blokowy



Opracowaną w Katedrze Automatyzacji Procesów, koncepcję sterowania zawieszeniem siedzisk operatorów ciągników przedstawiono na rys. 7.19.



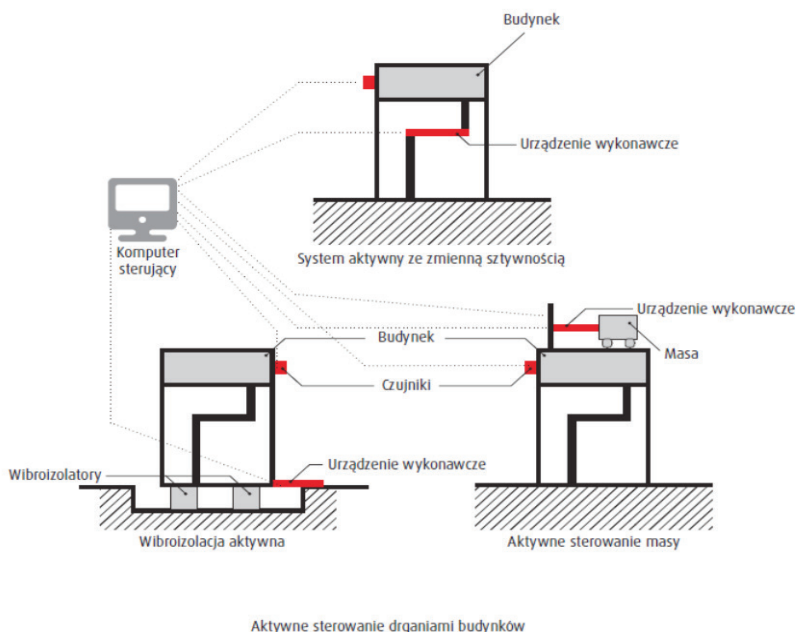
Rys. 7.19. Schemat kinematyczny sterowanego zawieszenia siedziska operatora ciągnika

W rozwiązaniu tym zastosowano pneumatyczne elementy sprężyste o zmiennej objętości oraz sterowane tłumienie hydrauliczne [4].

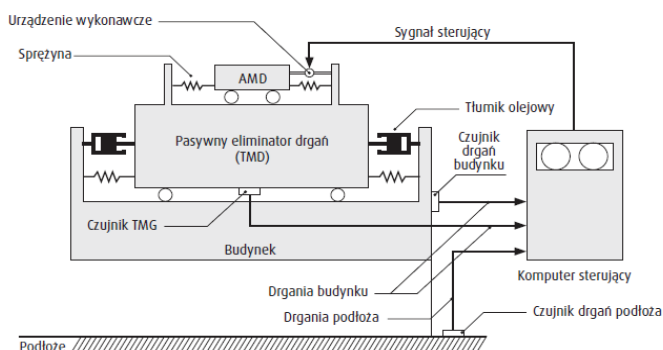
### 7.3. Sterowanie drganiami budynków i konstrukcji smukłych

Innym przykładem zastosowań aktywnych układów redukcji drgań jest ochrona budynków na obszarach aktywnych sejsmicznie lub wysokich konstrukcji, np. masztów przed działaniem wiatru. Problematyka sterowania drganiami budynków rozwijana była głównie w Japonii i USA. Prekursorem tych badań był Kobori Takwji, profesor Uniwersytetu w Kioto. Już w latach 60-tych ubiegłego stulecia powstał pomysł konstrukcji budynków, które pozostawałyby stabilne w czasie trzęsienia ziemi [18]. Podczas podróży kołyszącym się pociągami lub autobusem zauważył, że jest w stanie utrzymać równowagę bez trzymania się jakiegokolwiek podpory. Przy bardzo niewielkim wyobrażeniu jakiego ruchu należy się spodziewać jako następnego, mając tylko pewność, że taki lub inny ruch nastąpi, mózg człowieka reaguje natychmiast i za pomocą nerwów ruchowych wysyła rozkazy, pozwalające utrzymać równowagę poprzez przesuwanie środka ciężkości (ułożenie tułowia), mimowolne napinanie mięśni nóg lub rozluźnienie mięśni pleców lub brzucha. Zastanawiano się czy zdolności tego rodzaju mogłyby być wbudo-

wane do konstrukcji architektonicznej. W chwili obecnej, dzięki rozwojowi najnowocześniejszych zdobyczy techniki coś, co kiedyś było tematem badań, rozwinęło się w ciągu kilku ostatnich lat w istotną część wiedzy, znajdującą powszechne zastosowania. Firmy japońskie od kilkudziesięciu lat zajmują się problematyką dynamicznych inteligentnych konstrukcji budynków. Można wyróżnić trzy podstawowe metody sterowania drganiami budynków. Są to: sterowanie sztywnością, wibroizolacja aktywna i aktywne eliminatory drgań (rys. 7.20) [10].



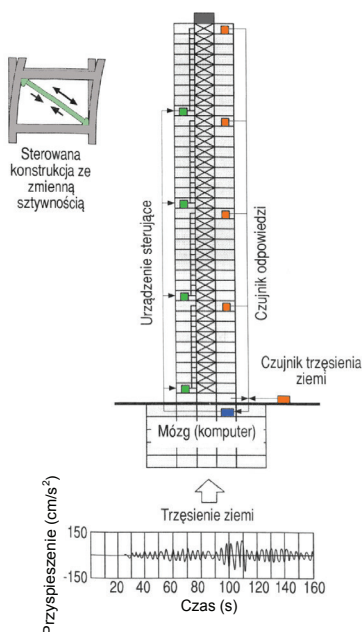
Rys. 7.20. Metody sterowania drganiami budynków



Rys. 7.21. Przykładowy schemat zastosowania aktywnego eliminatora drgań

Aktywne sterowanie masy znajduje szerokie zastosowanie w redukcji drgań wysokich budynków. Podstawą do podjęcia tego problemu była myśl o kompensacji drgań budynku w czasie trzęsienia ziemi, poprzez wprowadzenie dodatkowego źródła energii. Założono, że konstrukcja mogłaby mieć wbudowany układ rozpoznawania zakłóceń i reagowania na nie poprzez nieznaczłą korektę położenia środka ciężkości w sposób wystarczający do redukcji kołysania i utrzymywanie budynków w stanie równowagi (rys. 7.21). Obecnie wykorzystuje się dwa rozwiązania aktywnych dynamicznych eliminatorów drgań: hydrauliczne i elektromagnetyczne.

W miarę rozwoju techniki rozwinęto zagadnienie inteligentnych dynamicznych giętkich konstrukcji budynków, których idea sprowadza się do dopasowywania własności konstrukcji i sterowania kołysaniem budynku poprzez elementy wykonawcze urządzeń sterujących (rys. 7.22) [35]. Urządzenia te odbierają rozkazy z głównego komputera, który analizuje dane, podejmuje decyzje na podstawie sygnałów z czujników umiejscowionych wokół budynku i przekazuje rozkazy do urządzeń sterujących i elementów wykonawczych, które aktywnie sterują położeniem budynku np., aktywne systemy sterowania sztywnością AVS, czy amortyzatora spoinowego AMD. Wyniki teoretycznych studiów nad sterowaniem sztywnością budynku w odpowiedzi na wstrząsy sejsmiczne, przedstawiono w opracowaniach firmy Kajima Corporation, Dynamic Intelligent Building. Tokyo 1994.

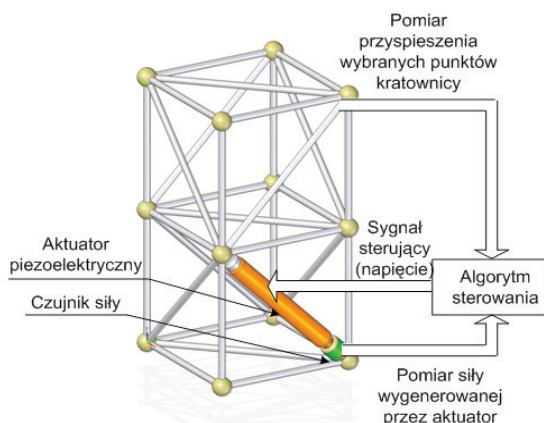


Rys. 7.22. Koncepcja budynku inteligentnego ze zmienną sztywnością

Oprócz wymuszeń sejsmicznych drgania budynków mogą mieć wiele przyczyn np.: wiatr, środki komunikacji itd. Kołysanie wywołane wiatrem może stać się problemem dla wysokich budynków i wież. Dlatego też do rozwiązania tego problemu próbuje się stosować technologię dynamicznej inteligentnej konstrukcji. W Katedrze Automatyzacji Procesów AGH prowadzone są prace badawcze dotyczące redukcji drgań masztów i elektrowni wiatrowych. Przedmiotem badań są kratownice, w których jeden lub więcej pasywnych prętów jest zastąpionych aktywnymi prętami, zawierającymi piezoelektryczny element wykonawczy. Celem badań jest sterowanie drganiami kratownicy poprzez wytwarzanie dodatkowych sił sterujących, działających na odpowiednio wybrane węzły kratownicy (rys. 7.23).

Badania obejmują:

- konstrukcję aktywnego pręta,
- optymalne rozmieszczenie prętów aktywnych w kratownicy,
- optymalne rozmieszczenie czujników pomiarowych,
- syntezę algorytmu sterowania.

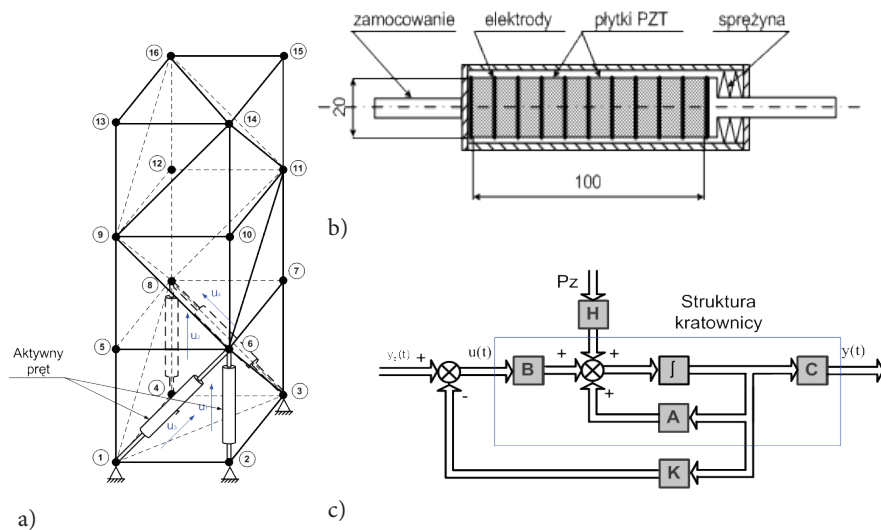


Rys. 7.23. Schemat ideowy budowy inteligentnej kratownicy

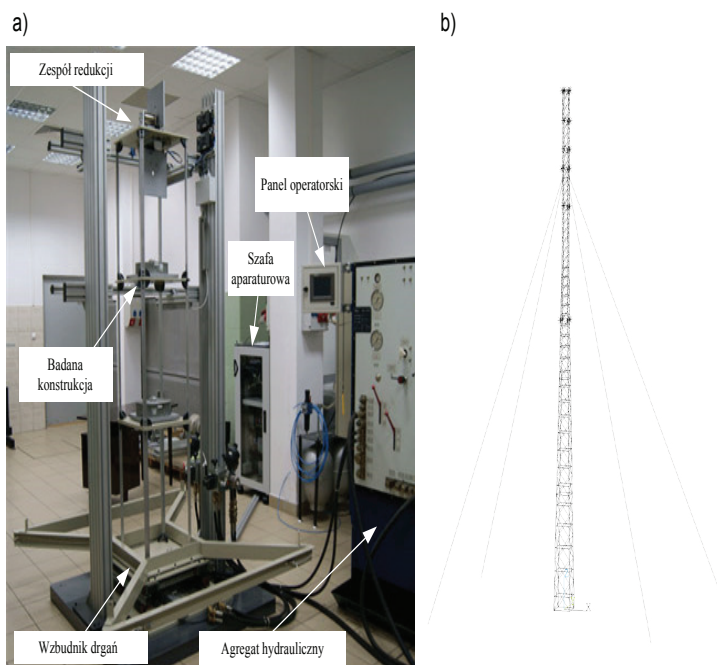
Przeprowadzono badania symulacyjne struktury kratownicy (rys. 7.24a), opracowano konstrukcję aktywnego pręta (rys. 7.24b) i przeprowadzono syntezę układu sterowania z wykorzystaniem algorytmu LQR (rys. 7.24c).

W wyniku badań symulacyjnych uzyskano znaczną redukcję drgań węzła nr 16 kratownicy przy działaniu impulsowej siły zakłócającej o wartości 100 N.

Interesujące są również inne metody sterowania drganiami konstrukcji smukłych. W Katedrze prowadzone są badania aktywnych układów redukcji drgań wysokich masztów np. telekomunikacyjnych i elektrowni wiatrowych. Dla celów redukcji drgań wysokich masztów zastosowano sterowane elektrodynamiczne eliminatory drgań. Zbudowano specjalistyczne stanowisko badawcze (rys. 7.25), którego podstawą jest wzбудnik elektrohydrauliczny generujący drgania w dwóch kierunkach (x,y) [30].



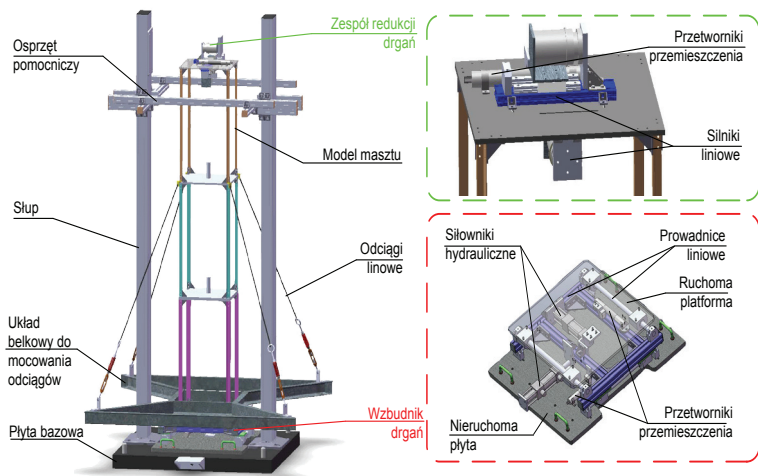
Rys. 7.24. Sterowanie drganiami konstrukcji smukłej (kratownicy) a) schemat badanej konstrukcji, b) schemat konstrukcji aktywnego pręta, c) schemat układu sterowania



Rys. 7.25. Stanowisko laboratoryjne do badania aktywnych układów redukcji drgań konstrukcji smukłych

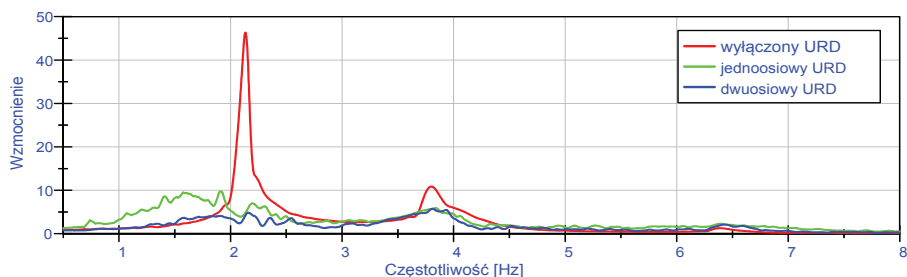


Na płycie bazowej wzbudnika zamocowano badaną konstrukcję składającą się z trzech elementów masowych połączonych kątownikami o różnych sztywnościach (rys. 7.26). Na górnej platformie masztu zamocowano elementy wykonawcze. Stanowią je dwa elektrodynamiczne silniki liniowe.



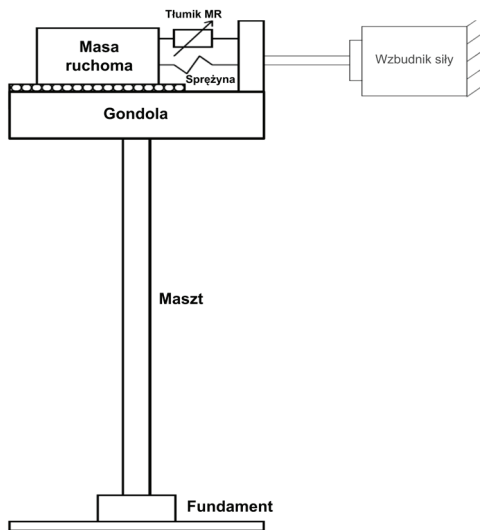
Rys. 7.26. Schemat działania zespołu redukcji drgań masztu

Funkcjonalność stanowiska przetestowano implementując w układzie redukcji drgań algorytm aktywnego rozpraszania energii. Do testów wybrano sinusoidalne przemieszczenia płyty bazowej, na której mocowana jest konstrukcja. Zakres stosowanych częstotliwości sygnału wymuszenia przyjęto od 0,1 do 8 Hz. Badania przeprowadzono dla trzech konfiguracji: wyłączonego układu redukcji drgań, układu redukcji drgań działającego w jednej osi oraz układu redukcji drgań działającego w dwóch osiach. Zarejestrowane funkcje przenoszenia drgań zdefiniowane, jako iloraz amplitudy przemieszczenia górnej platformy masztu i amplitudy przemieszczenia płyty bazowej, zaprezentowano na rys. 7.27.



Rys. 7.27. Charakterystyki częstotliwościowe współczynnika przenoszenia drgań aktywnego układu redukcji drgań masztu z zaproponowanymi algorytmami aktywnego rozpraszania energii

W Katedrze Automatyzacji Procesów podjęto również tematykę redukcji drgań konstrukcji elektrowni wiatrowej. Maszt elektrowni wiatrowej, wraz z fundamentem, jest poddawany zmiennym obciążeniom powodowanym przez wiry Karmana, siłę naporu wiatru, fale morskie i inne. Zmienne w czasie wymuszenia są źródłem drgań, które mogą być niebezpieczne dla konstrukcji. W zaproponowanym rozwiązaniu tego problemu zastosowano odpowiednio dostrojone tłumiki dynamiczne (TMD), które dołączone do drgającej konstrukcji powodują zanikanie drgań ustalonych w punkcie zamocowania. Maszt elektrowni wiatrowej został zamodelowany jako utwierdzona w fundamencie pryzmatyczna belka połączona z bryłą sztywną reprezentującą gondolę (rys. 7.28) [21]. Do bryły sztywnej został dołączony tłumik magnetoreologiczny TMD o poziomym kierunku pracy, składający się z dodatkowej masy ruchomej przemieszczającej się wzdłuż łożyskowanych prowadnic liniowych, sprężyny oraz sterowanego tłumika magnetoreologicznego. Zastosowanie semiaktywnego elementu wykonawczego w układzie tłumika TMD umożliwia implementację układu sterowania tłumieniem/sztywnością w czasie rzeczywistym, a co za tym idzie ograniczenie drgań konstrukcji w szerszym zakresie amplitud i częstotliwości. Prowadzone są badania symulacyjne i laboratoryjne zaprojektowanego układu. W środowisku elementów skończonych COMSOL Multiphysics zbudowano model układu maszt gondola, który następnie wbudowano w modelu MATLAB/Simulink, w którym zaimplementowano model tłumika MR. Otrzymano narzędzie, dzięki któremu przeprowadzono analizę i syntezę algorytmów sterowania na gruncie symulacyjnym.



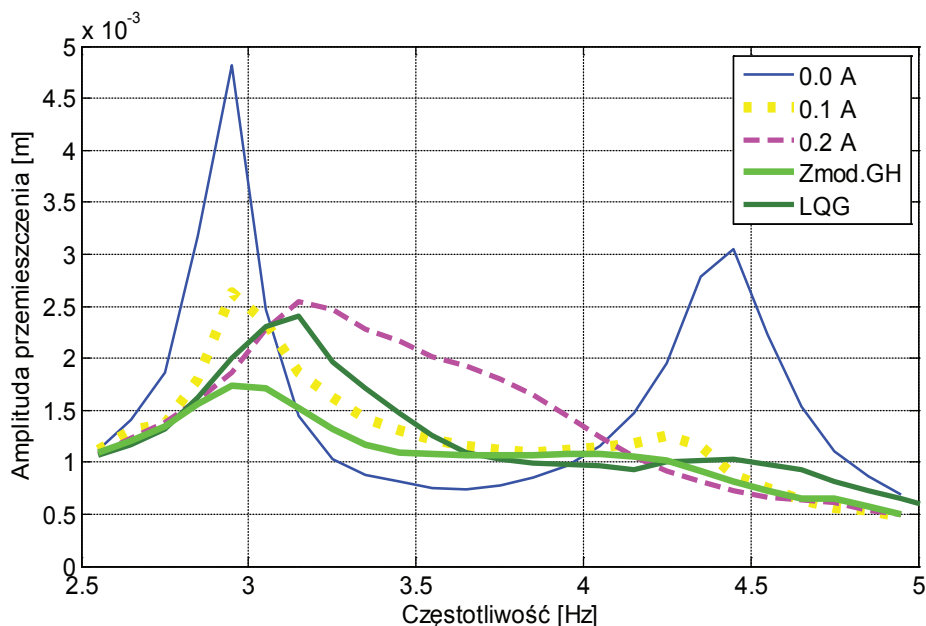
a)



b)

Rys. 7.28. a) Model układu maszt – gondola, b) widok stanowiska badawczego

W kolejnym etapie zbudowano stanowisko badawcze, na którym prowadzone są badania doświadczalne. Przeprowadzono identyfikację stanowiska, wyznaczono pierwszą (3,45 Hz) i drugą (30,52 Hz) częstotliwość drgań własnych, dostrojono model symulacyjny oraz zweryfikowano opracowane algorytmy sterowania. Przykładowe wyniki badań laboratoryjnych, w postaci odpowiedzi częstotliwościowych na wymuszenie siłą o amplitudzie 150 N w zakresie częstotliwości od 2,5 do 5 Hz obejmujące częstotliwość pierwszej postaci giętnej, przedstawiono na rys. 7.29.



Rys. 7.29. Charakterystyki częstotliwościowe amplitudy przemieszczenia poziomego gondoli

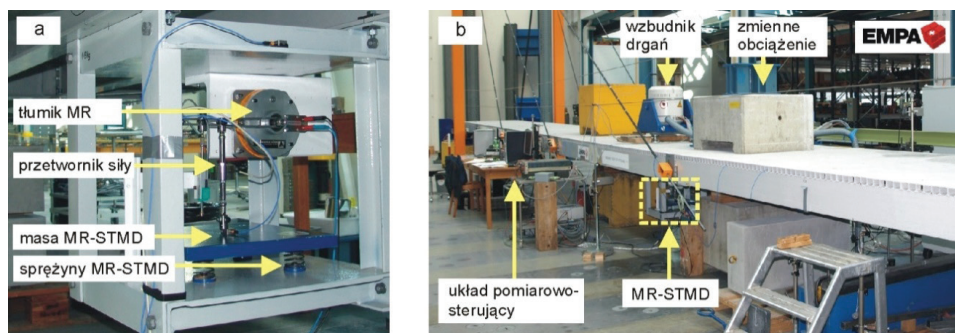
Na rys. 7.29 zestawiono charakterystyki otrzymane dla układu pasywnego – przy stałym natężeniu prądu w uzwojeniu tłumika MR (0,0 A, 0,1 A, bądź 0,2 A), oraz dla układu z regulatorem LQG i zmodyfikowanym regulatorem typu „ground hook” (Zmod. GH). Algorytm ten powoduje ponad dziesięciokrotne obniżenie amplitud przemieszczeń drgań.

#### 7.4. Sterowanie drganiami mostów

Mosty, wiadukty i kładki dla pieszych to zazwyczaj konstrukcje o dużej rozpiętości i wysokiej podatności dynamicznej. Ograniczenie amplitud drgań rezonansowych, które często są niższe od 3 Hz, realizowane jest przez zwiększenie tłumienia lub zastosowanie pasywnych, dynamicznych eliminatorów drgań. Są one dostrajane do częstotliwości drgań własnych mostu. Ich działanie jest często nieskuteczne ze względu na zmiany częstotliwości drgań własnych między innymi

w zależności od temperatury i obciążenia. Wad tych nie posiadają sterowane tłumiki dynamiczne. Przykładem jest układ tłumienia drgań 7 kilometrowego mostu w Wołgogradzie, gdzie zastosowano adaptacyjne dynamiczne tłumiki drgań MR-STDMD. Pomysłodawcami i konstruktorami tych tłumików byli: pracownik Katedry Automatyzacji Procesów oraz naukowiec z Instytutu EMPA w Szwajcarii. Zastosowali oni sterowane tłumiki magnetoreologiczne w układzie eliminatora drgań. Zaproponowane rozwiązanie wyróżnia się zastosowanym algorytmem sterowania siłą tłumika MR. Stanowi ona sumę siły tarcia suchego oraz siły dodatniej lub ujemnej sztywności dynamicznej. Efektywność tego układu znacznie przewyższa skuteczność tradycyjnych układów pasywnych.

Wykonano symulacje numeryczne oraz badania laboratoryjne prototypu układu dołączonego do mostu laboratoryjnego o długości przęsła głównego 15,6 m. Drgania mostu wzbudzano przy użyciu elektrodynamicznego wzbudnika drgań (rys. 7.30). Przeprowadzono walidację eksperymentalną układu MR-STDMD, wyniki badań laboratoryjnych porównano z wynikami badań symulacyjnych. Potwierdzono, że zastosowanie zaproponowanego układu przy zmianach częstotliwości drgań własnych mostu w granicach  $\pm 10\%$ , umożliwia uzyskanie o 50% niższych amplitud drgań mostu, niż w przypadku zastosowania pasywnych dynamicznych tłumików drgań.



Rys. 7.30. a) Prototyp MR-STDMD, b) most laboratoryjny z dołączonym sterowanym tłumikiem dynamicznym

Zaprojektowane rozwiązanie zostało wdrożone na moście w Wołgogradzie (rys. 7.31). Długość głównego przęsła tego mostu wynosiła 1100 m, zaś maksymalna długość lin 580 m. Zaproponowany algorytm realizował sterowanie energią rozpraszaną przez tłumik MR.



Rys. 7.31 Widok mostu, będącego obiektem redukcji drgań.

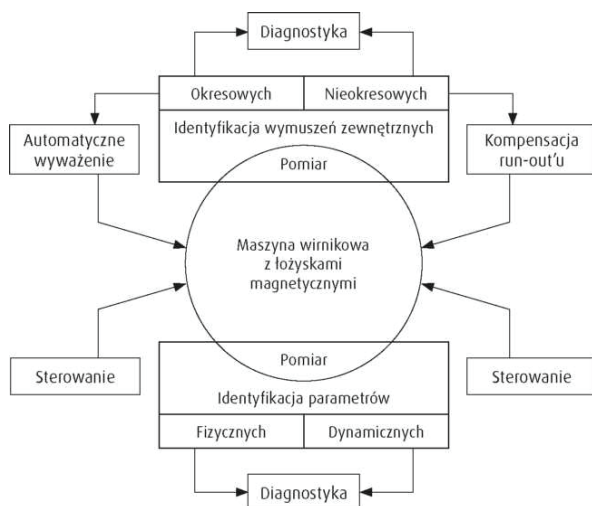
W rozwiązaniu tym zastosowano adaptacyjny dynamiczny tłumik drgań obejmujący masę ruchomą dołączoną do obiektu, którego drgania mają być tłumione, za pomocą równoległego połączenia sprężyny i sterowanego tłumika MR.

### 7.5. Sterowanie drganiami wirników

Szybkobieżne maszyny, turbiny, generatory, a w szczególności maszyny przepływowe wirnikowe, często wywołują drgania, których nie da się wytłumić przy użyciu tradycyjnych pasywnych układów wibroizolacji. Drgania te są przyczyną zmniejszenia trwałości elementów, uszkodzenia urządzeń elektronicznych oraz powodują wysoki poziom hałasu (np. w silnikach turbin gazowych, wirnikach helikopterów i w samolotach turbośmigłowych). Wraz z rozwojem nowych generacji maszyn wirnikowych metody pasywne redukcji drgań stały się niewystarczające. Od 1975 roku rozwijane są metody aktywne sterowania drganiami wirników z wykorzystaniem łożysk magnetycznych. Zadania, które realizują sterowane łożyska magnetyczne przedstawiono schematycznie na rys. 7.32. W Polsce pierwsze prace z tej tematyki prowadzone były od 1978 roku przez prof. Zbigniewa Gosiewskiego.

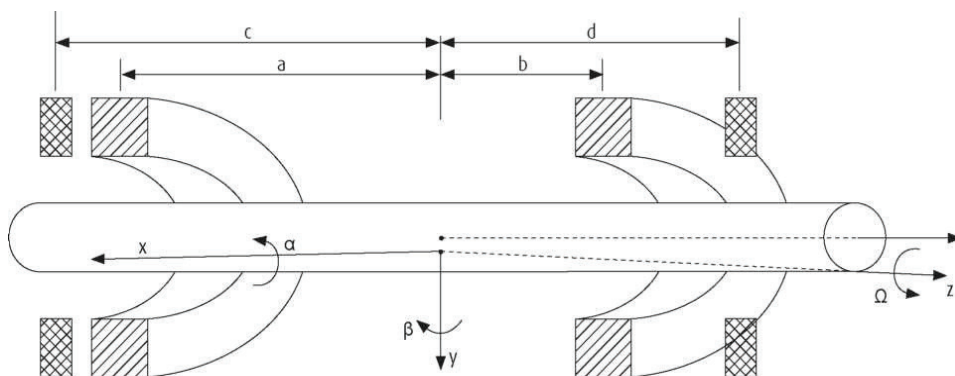
Celem prowadzonych badań jest:

- stabilizacja ruchu wirnika,
- optymalizacja jakości działania całego układu,
- realizacja dodatkowych funkcji.



Rys. 7.32. Zadania realizowane przez inteligentne łożyska magnetyczne

Obiektem sterowania jest wirnik, który opisywany jest przy pomocy współrzędnych modalnych tj. opisujących ruch translacyjny środka masy ( $x$ ,  $y$ ), oraz ruch rotacyjny – nachylenie wału ( $\alpha$ ,  $\beta$ ). Na potrzeby układu sterowania mierzy się przemieszczenie wału (rys. 7.33).



Rys. 7.33. Konfiguracja układu: wirnik, czujnik przemieszczeń, łożysko magnetyczne

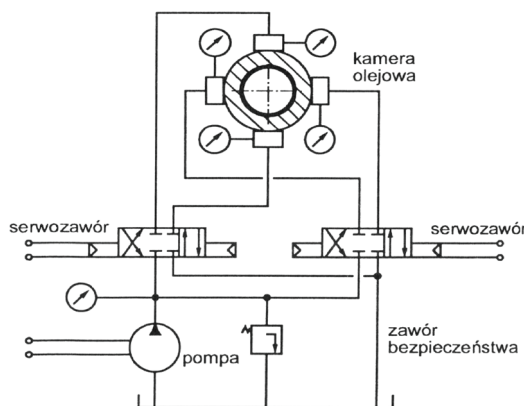
Aktywne zawieszenia magnetyczne są układami strukturalnie niestabilnymi. Do zapewnienia prawidłowej pracy należy zastosować sprzężenie zwrotne z regulatorem zapewniającym nie tylko odpowiednią jakość regulacji ale również odpowiedni zapas stabilności. Najczęściej wykorzystywany jest regulator PID lub jeden z jego wariantów, włączony w tor sprzężenia zwrotnego od wektora wyjść.



Problematyka łożyskowania magnetycznego jest aktualnie przedmiotem badań w wielu ośrodkach naukowych na świecie. Oprócz realizowania typowych dla łożysk funkcji: zmniejszania oporów ruchu (nie przekraczają 10% oporów ruchu łożysk innych typów) oraz przenoszenia sił z części nieobrotowej do obrotowej posiadają szereg innych cech. Siły przyciągania elektromagnesów są automatycznie regulowane na bazie jego wychyleń z położenia równowagi statycznej. Mogą być więc łatwo wykorzystane do sterowania drganiami wirnika. Względna prędkość ruchu pomiędzy częściami obrotowymi i nieobrotowymi łożyska może przekroczyć 200 m/s, czego nie można osiągnąć w łożyskach klasycznych. Dlatego prowadzone są intensywne prace nad opracowaniem tzw. „łożysk inteligentnych”, sterowanych adaptacyjnie, dostosowujących się do otoczenia i diagnozujących swój stan techniczny.

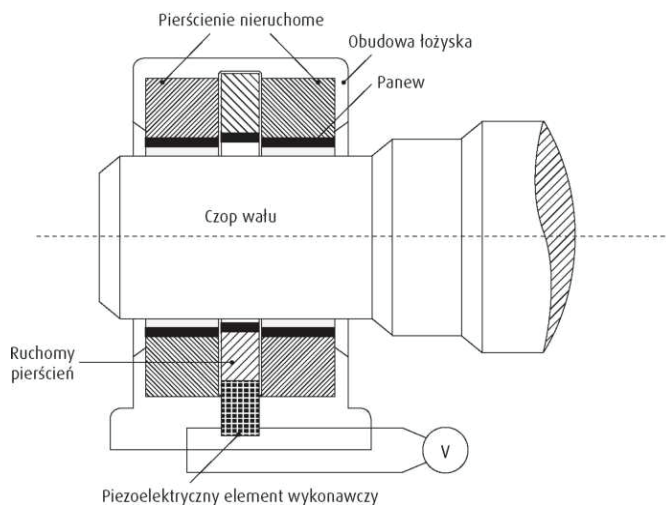
Obecnie łożyska magnetyczne znajdują zastosowania w technice kosmicznej, elektronowej, mikromechanice, przemyśle komputerowym, a ostatnio w inżynierii medycznej np. pompach sztucznego serca.

W sterowanych łożyskach wykorzystywane są również inne elementy wykonawcze. W dużych turbinach i generatorach znajdują zastosowanie elementy hydrauliczne, generujące największą siłę sterującą z tej samej objętości elementu (rys. 7.34), jednakże ich pasmo przenoszenia ograniczone jest ścisłością cieczy, bezwładnością elektrozaworów oraz stratami przepływu cieczy w uszczelnieniach.



Rys. 7.34. Przykład hydraulicznego elementu wykonawczego z zamkniętą komorą membranową, oddziałującą na obudowę łożyska ślizgowego

W układach z elektrycznymi elementami wykonawczymi wykorzystuje się popychacze ceramiczne, które mają tę właściwość, że rozszerzają się pod wpływem pola elektrycznego i dlatego nazywane są piezoelektrykami. W ostatnich latach wzrosło zainteresowanie piezoelektrykami jako elementami wykonawczymi w sterowanych łożyskach (rys. 7.35). Oddziałują one na ruch obudowy łożyska.



Rys. 7.35. Łożysko ślizgowe z piezoelektrycznymi elementami wykonawczymi

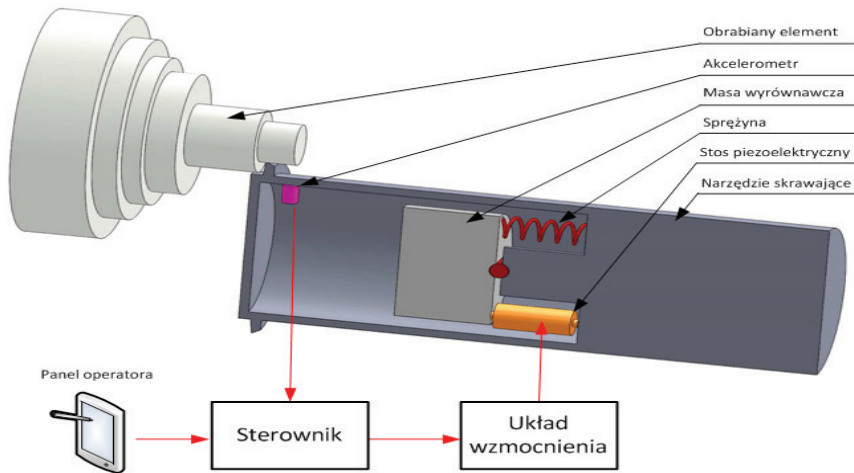
## 7.6. Sterowanie drganiami w procesach obróbkowych

W celu efektywnego wykorzystania obrabiarek dąży się do podwyższania prędkości obrotowej narzędzia oraz prędkości posuwu wrzeciona (HSM – *High Speed Machining*). Wpływa to niekorzystnie na poziom drgań. Największym problemem podczas obróbki skrawaniem są drgania narzędzia i przedmiotu obrabianego. Najbardziej uciążliwe są drgania samowzbudne wywołane tarciem lub regeneracją śladu. Ważnym zadaniem jest minimalizacja drgań układu narzędzie – przedmiot obrabiany w procesie skrawania. Tradycyjnie redukcję drgań układu narzędzie – przedmiot obrabiany uzyskuje się za pomocą:

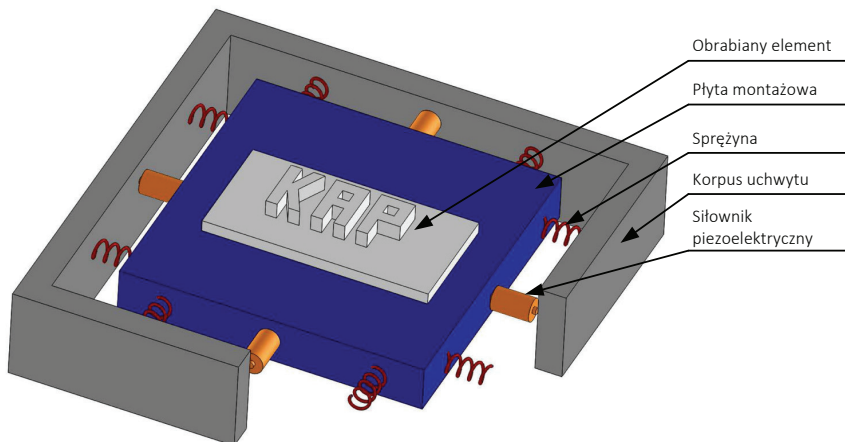
- sterowania optymalnego prędkością obrotową wrzeciona względem trajektorii ruchu zadanego,
- sterowanie pulsacją oraz skokową zmianą prędkości obrotowej,
- dopasowaniem prędkości obrotowej wrzeciona do optymalnego kąta przesunięcia fazowego w kolejnych przejściach ostrzy narzędzia,
- stosowanie narzędzi z modułem tłumiącym firmy Sandvic Coromant.

Bardziej skutecznymi metodami redukcji drgań w procesach obróbkowych są modyfikacje właściwości dynamicznych układu obrabiarka – proces skrawania poprzez zastosowanie elektromagnetycznych lub piezoelektrycznych eliminatorów drgań. Kolejną metodą jest zastosowanie semiaktywnych i aktywnych układów redukcji drgań narzędzia lub przedmiotu obrabianego. Prace badawcze w tym zakresie prowadzone są przez K. Kalińskiego i A. Parusa [27]. Na rys. 7.36 przedstawiono koncepcję aktywnego układu redukcji drgań wytaczadła. Pokazany na tym rysunku widok w przekroju przedstawia urządzenie wykonawcze, zamontowane wewnątrz wytaczadła. W urządzeniu wykonawczym wykorzystuje się masę reakcyjną wolfr-

mu o wysokiej gęstości umieszczoną na przegubie, który może się obracać w zakresie niewielkich kątów. Masa reakcyjna generuje siłę o regulowanej wielkości, działającą w kierunku prostopadłym do obrabianej powierzchni przesuwającej się pod narzędziem skrawającym. Masa poruszana jest przez stos z materiału piezoelektrycznego. Siła powrotna wywoływana jest przez sprężynę. Stos piezoelektryczny generuje znaczne siły przeciwdziałające drganiom powstałym w czasie skrawania.



Rys. 7.36. Przykład sterowania narzędziem skrawającym



Rys. 7.37. Schemat aktywnego uchwytu obróbkowego

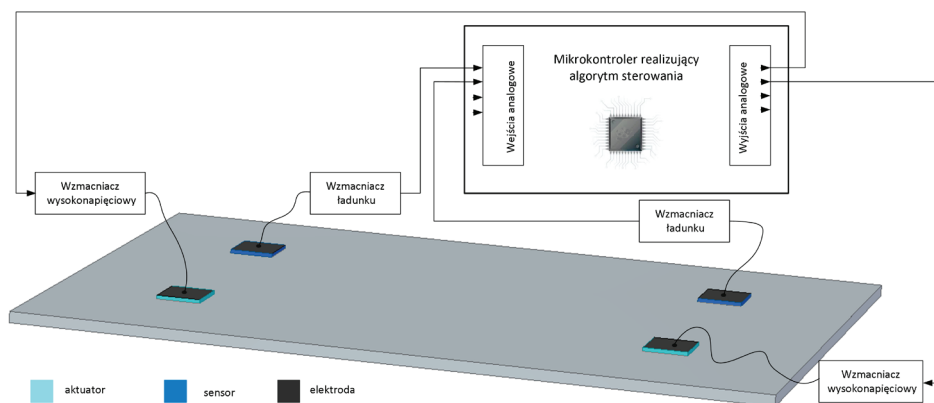
Kolejnym sposobem redukcji drgań w procesach obróbki jest zastosowanie aktywnego uchwytu obróbkowego [27], wbudowanego w stół obrabiarki (rys. 7.37). Aktywny uchwyt składa się z korpusu połączonego z podatną płytą montażową, do której montowany jest przedmiot obrabiany. W konstrukcji uchwytu zastosowano siłowniki piezoelektryczne, które mogą oddziaływać na ruchomą płytę z przedmiotem obrabianym i tym samym modyfikować właściwości dynamiczne układu obrabiarka – przedmiot – proces skrawania.

Rozwiązaniem mogą być metody hybrydowe. Sposób ten charakteryzuje się mniejszą inwazyjnością w strukturę obrabianego przedmiotu w porównaniu do eliminatorów drgań. Do sterowania elementami wykonawczymi (piezoaktuatorami) zastosowano regulator LQG ze sprzężeniem zwrotnym od mierzonych wielkości. Model układu opisany został w przestrzeni stanu. Sygnał sterujący  $u(t)$  zapewniający minimalizację wskaźnika jakości jest wyznaczany na podstawie estymowanego stanu obiektu, przy zastosowaniu filtra Kalmana oraz macierzy wzmocnień  $K$ . Zastosowanie tego typu uchwytu pozwoliło na obniżenie drgań do 50  $\mu\text{m}$  oraz zapewniło precyzyjną korekcję położenia przedmiotu obrabianego.

### 7.7. Sterowanie drganiami powłok i płyt

W przeciągu ostatnich lat opracowano szereg aktywnych, pasywnych i hybrydowych metod tłumienia z wykorzystaniem różnych konfiguracji, materiałów pochłaniających, praw sterowania, elementów wykonawczych i czujników. Tłumienie pasywne okazuje się być bardzo skuteczne przy tłumieniu drgań o wysokich częstotliwościach, podczas gdy metody aktywne stosuje się w przypadku wymuszeń o niskich częstotliwościach.

Metody pasywne polegają na zastosowaniu materiałów lepkosprężystych w celu odbierania energii z drgającego obiektu i rozpraszanie jej poprzez obciążenia ścinające w materiale lepkosprężystym. Metody aktywne wykorzystują różnego rodzaju elementy wykonawcze np. elementy piezoelektryczne, magnetyczne, elementy z pamięcią kształtu oraz czujniki. Najbardziej powszechnie stosowane są cienkie warstwy piezoelektryczne przytwierdzone do drgającego obiektu lub budowli. Tłumienie aktywne wykorzystywane jest z powodzeniem do tłumienia drgań różnorodnych obiektów, począwszy od prostych belek i płyt a skończywszy na samolotach i konstrukcjach kosmicznych. Tłumienie aktywne z wykorzystaniem piezoelektrycznych materiałów kompozytowych polega na wykorzystaniu prętów wykonanych z materiałów piezoceramicznych wbudowanych w lepkosprężystą matrycę polimerową. W tym przypadku, elementy wykonawcze są włączone w strukturę układu (płyty, powłoki) Pręty te aktywowane są elektrycznie w celu sterowania charakterystyką tłumienia matrycy. Element piezoelektryczny może być zarówno sensorem jak i aktuatorem. Przykładowy schemat układu redukcji drgań płyt i powłok przedstawiono na rys. 7.38.



Rys. 7.38. Schemat układu redukcji drgań płyty

Cechą charakterystyczną tych metod jest to, że stosunek energii rozproszonej do ciężaru jest bardzo korzystny w porównaniu do rozwiązań konwencjonalnych.

## Podsumowanie

Postęp dokonany w ostatnich latach w zakresie cyfrowego przetwarzania sygnałów oraz technik sterowania stworzył nowe możliwości zastosowań aktywnych układów w celu ograniczenia drgań mechanicznych i hałasu. Techniki te mogą stanowić uzupełnienie tradycyjnych metod biernej redukcji drgań, ponieważ najlepiej działają przy niskich częstotliwościach.

Prezentowany materiał powstał w wyniku wieloletnich badań symulacyjnych i doświadczalnych pojazdów, siedzisk i innych obiektów, prowadzonych w Katedrze Automatyzacji Procesów. Omówiono w nim podstawowe zagadnienia związane z modelowaniem, analizą i syntezą sterowanych układów redukcji drgań mechanicznych. Pokazano, kiedy, gdzie i jak stosować układy aktywnej redukcji drgań (AURD). Zaprezentowano przykłady zastosowań tych układów do redukcji drgań maszyn i urządzeń. Przedstawione treści dotyczą wybranych układów redukcji drgań, które były lub są obecnie przedmiotem badań własnych lub projektów finansowanych w ramach konkursów MNiSW, NCBiR i NCN, realizowanych w Katedrze Automatyzacji Procesów Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie.

Aktywna redukcja drgań mechanicznych to dziedzina, której potencjalne możliwości znane są już od dziesięcioleci. Jednakże fizyczna realizacja aktywnych układów redukcji drgań stała się możliwa dopiero w ostatnich latach wraz z rozwojem tanich procesorów sygnałowych DSP. W celu uzyskania maksymalnej skuteczności układów redukcji drgań powinny one zostać włączone w strukturę urządzeń już na etapie wstępnego projektowania. Należy oczekiwać, że układy te znajdą w najbliższej przyszłości praktyczne zastosowanie.

## Literatura

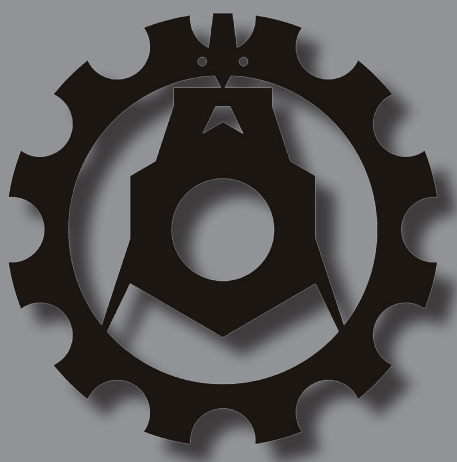
1. Ballo I., Active Systems in Vibration Control of Heavy Machine Driver Seats. NOISE CONTROL 85 Proceedings p. 43–49
2. Benning R.D., Hodgins M.G., Active Control of Mechanical Vibrations. Bell Labs Technical Journal. 1997
3. Engel Z., Aktywne metody redukcji drgań i hałasu. I Szkoła Metody Aktywne Redukcji Drgań i Hałasu, Kraków-Rabka 1993
4. Engel Z., Kowal J., Sterowanie procesami wibroakustycznymi, AGH, Kraków 1995
5. Engel Z., Kowal J., Semiactive Seat Suspension. International Symposium of Sound and Vibration. Tokyo 1991. p. 397–402
6. Gosiewski Z., Aktywne sterowanie drganiami wirników. Koszalin 1989
7. Gosiewski Z., Łożyska magnetyczne do maszyn wirnikowych. Instytut Lotnictwa Warszawa 1999
8. Grajner J., Słomski W., Uogólniony człon aktywny – problemy optymalizacji. I Szkoła Aktywne Metody Redukcji Drgań i Hałasu. Kraków-Rabka 1993, s. 191–201
9. Hattori K., Kizu R., Linear Pressure Control Valve for Active Suspension. Toyota Motor Corporation, Japan 1990
10. Izumi Masanori – Control of Structural Vibration. Past – Present and Future. Proc. Int. Symp. On ACSV, Tokyo. 1991, p. 195–200
11. Isermann R., Mechatronic Systems: Fundamentals, Springer-Verlag, London, 2005
12. Johanson S., Hakansson L., Active Control of Lateral Vibrations of a Railway Carriage. International Journal of Acoustics and Vibration. Vol 7, nr. 4, 2002
13. Kaliński K., Nadzorowanie drgań układów mechanicznych modelowanych dyskretnie. Pol. Gdańska 2001
14. Kamiński E., Olechowicz J., Pokorski J., Hydropneumatyczne zawieszenie aktywne samochodu osobowego sterowane elektronicznie. IV Konferencja – Pojazdy Samochodowe, Jachranka 1993
15. Kobori T., Study on Active Mass Driver System. Kajima Corporation, Tokyo 1993
16. Konieczny J., Kowal J., Rączka W., Bench Tests of Slow and Full Active Suspension in Terms of Energy Consumption. Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control. Vol. 32, issue 1–2, p. 81–98, 2013
17. Konieczny J., Kowal J., Pluta A., Laboratory research of the controllable hydraulic damper. Engineering Transactions. 54 (2006) p. 201–221
18. Kowal J., Sterowanie drganiami, Gutenberg, Kraków 1996



19. Kowal J., Szymkat M., Uhl T., Synthesis and Analysis of Active Suspension Control. ACTIVE 95 Newport Beach, CA, USA 1995, p. 346–351
20. Leniowska L., Aktywne metody redukcji drgań płyt kołowych, WURz, Rzeszów 2006
21. Martynowicz P., Sapiński B., Symulacja układu redukcji drgań z tłumikiem magnetoreologicznym i elektromagnetycznym przetwornikiem energii. Modelowanie Inżynierskie t. 8, nr 39, s. 177–184, Gliwice 2010
22. Muszyńska A., Vibration Control. Problemy Dynamiki Maszyn, PAN, Warszawa 1978
23. Nakano K., Suda Y., Self-powered active vibration control using a single electric actuator, Journal of Sound and Vibration. 260 (2003), p. 213–235
24. Nizioł J., Problemy wibroizolacji w ujęciu probabilistycznym. Zeszyty Naukowe AGH. Mechanika t. 1, z. 4, 1982
25. Osiecki J., Stępiński B., Stabilizacja poziomego położenia platformy przy dużych zakłóceniach kątowych, Materiały II Szkoły Metody Aktywne Redukcji Drgań i Hałasu. Zakopane 1995, s.117–123
26. Preumont A., Seto K., Active Control of Structures. Wiley & Sons, Ltd, Publication 2008
27. Parus A., Chodźko M., Eliminacja drgań samowzbudnych z zastosowaniem aktywnego uchwytu obróbkowego. Modelowanie Inżynierskie 37, Gliwice 2011
28. Savaresi S.M., Poussot-Vassal C., Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles, 2010
29. Sibielski M., Konieczny J., Kowal J., Optimal Control of Slow-Active Vehicle Suspension – Results of Experimental Data. Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control, vol. 32, issue 1–2, p. 99–116, 2013
30. Snamina J., Kowal J., Orkisz P., Active Suspension Based on Low Dynamic Stiffness. ACTA PHYSICA POLONICA, vol. 123, Issue 6, p. 1118–1122, 2013
31. Tokhi M.O., Azad A.K., ActiveVibration Supression of Flexible Manipulator Systems Open-Loop Control Methods. Int. Journal of Active Control, vol.1, no. 1. 1995
32. Tokhi O., Veres S., Active Sound and Vibration Control Theory and Applications. The Institution of Electrical Engineers, London 2002
33. Uhl T., Kowal J., Salomon T., Active Vibration Control of Operator Seat for Heavy Machinery. INTERNOISE 96. Proc. p. 1625–1631, Liverpool 1996
34. Weber F., Maślanka M., Frequency and damping adaptation of a TMD with controlled MR damper. Smart Materials and Structures 21 (5), 2012
35. Yoshida K., Watanabe T., Active Vibration Control of High – Rise Buildings.

## Spis treści

|                                                                                                                                                                                                                                                   |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Uchwała Nr 11120 15/III Senatu Politechniki Lubelskiej w sprawie nadania prof. dr. hab. inż. Januszowi Kowalowi tytułu doktora honoris causa Politechniki Lubelskiej .....                                                                        | 3  |
| Dyplom w języku łacińskim .....                                                                                                                                                                                                                   | 5  |
| Laudacja z okazji nadania Prof. dr. hab. inż. Januszowi Kowalowi godności doktora honoris causa Politechniki Lubelskiej .....                                                                                                                     | 7  |
| Uchwała Nr 44/2014/IX Senatu Politechniki Lubelskiej z dnia 18 grudnia 2014 r. w sprawie wszczęcia postępowania o nadanie prof. dr. hab. inż. Januszowi Kowalowi tytułu doktora honoris causa Politechniki Lubelskiej .....                       | 11 |
| Pismo przewodnie Dziekana Wydziału Mechanicznego z dnia 6 listopada 2014 r. dot. wniosku o nadanie tytułu doktora honoris causa .....                                                                                                             | 12 |
| Uchwała Rady Wydziału Mechanicznego WM/09114115 z dnia 29 października 2014 r. ....                                                                                                                                                               | 13 |
| Prezentacja dorobku naukowego, dydaktycznego i organizacyjnego profesora Janusza Krzysztofa Kowala; współpraca prof. dr. hab. inż. Janusza Kowala z Politechniką Lubelską; wypunktowane informacje dot. prof. Janusza Kowala                      | 14 |
| Pismo przewodnie Rektora Wojskowej Akademii Technicznej im. Jarosława Dąbrowskiego z dnia 5 marca 2015 r. dot. poparcia inicjatywy nadania tytułu doktora honoris causa .....                                                                     | 38 |
| Uchwała Senatu Wojskowej Akademii Technicznej im. Jarosława Dąbrowskiego nr 6/WAT/2015 z dnia 26 lutego 2015 r. w sprawie przyjęcia opinii o dorobku i poparcia inicjatywy nadania tytułu doktora honoris causa przez Politechnikę Lubelską ..... | 39 |
| Opinia dotycząca dorobku naukowego, osiągnięć i zasług profesora Janusza Krzysztofa Kowala, kandydata do tytułu i godności doktora honoris causa Politechniki Lubelskiej (przygotowana przez prof. Zygmunta Mierczyka) .....                      | 40 |
| Pismo przewodnie Rektora Politechniki Śląskiej z dnia 30 marca 2015 r. dot. pozytywnego zaopiniowania wniosku o nadanie tytułu doktora honoris causa .....                                                                                        | 47 |
| Uchwała Nr XXVI/205114115 Senatu Politechniki Śląskiej z dnia 23 lutego 2015 r. w sprawie powołania recenzenta do zaopiniowania wniosku Senatu Politechniki Lubelskiej o nadanie tytułu doktora honoris causa Panu prof. Januszowi Kowalowi ..... | 48 |
| Uchwała Nr XXVII/214114/15 Senatu Politechniki Śląskiej z dnia 30 marca 2015 r. w sprawie zaopiniowania wniosku Senatu Politechniki Lubelskiej o nadanie tytułu doktora honoris causa Panu prof. Januszowi Kowalowi .....                         | 49 |
| Opinia wniosku Politechniki Lubelskiej w sprawie nadania tytułu i godności doktora honoris causa prof. Januszowi Kowalowi (przygotowana przez prof. Eugeniusza Świtońskiego) .....                                                                | 50 |
| Podziękowania i wykład prof. Janusza Kowala pt. „Aktywne metody redukcji drgań i hałasu” .....                                                                                                                                                    | 57 |



ISBN: 978-83-7947-115-7