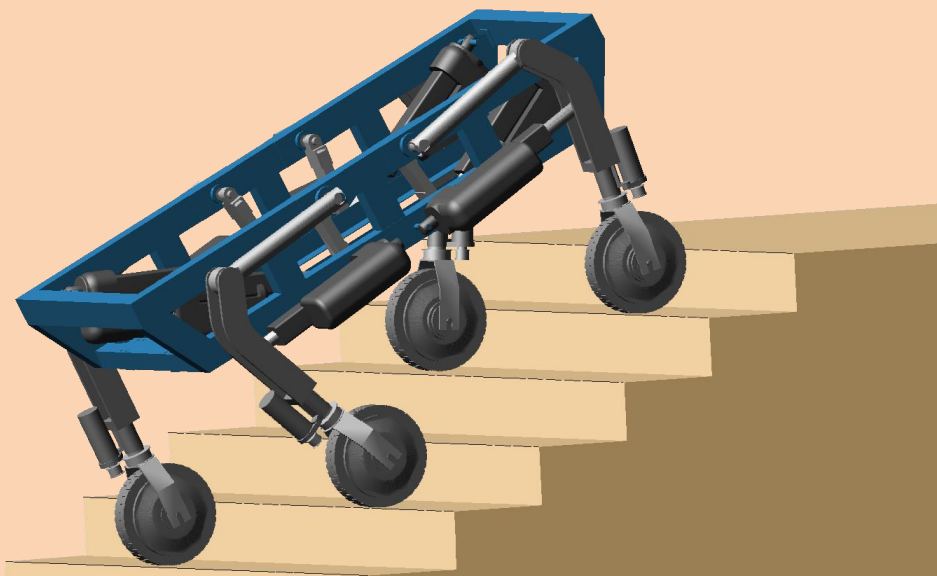


# Współczesne trendy w teorii maszyn i układów mechatronicznych



Politechnika  
Wroclawska

## Modern trends in theory of machines and mechatronic systems



Wrocław, 2018

# **Współczesne trendy w teorii maszyn i układów mechatronicznych**

**Modern trends in theory of machines  
and mechatronic systems**

13-15 września/September, 2018  
Wrocław, Poland

Redakcja / Editors

**J. Bałchanowski, A. Gronowicz, J. Szrek**



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej  
Wrocław 2018 r.

Politechnika Wrocławska (Wrocław University of Science and Technology)  
Wydział Mechaniczny  
Katedra Inżynierii Biomedycznej, Mechatroniki i Teorii Mechanizmów  
ul. Łukasiewicza 7/9  
50-371 Wrocław  
www.tmm.pwr.edu.pl

## **XXVI Międzynarodowa Konferencja Naukowa Teorii Maszyn i Układów Mechatronicznych**

## **XXVI<sup>th</sup> International Conference on Theory of Machines and Mechatronic Systems**

Wrocław, 13-15 września 2018 r.

Skład: J. Bałchanowski, J. Szrek  
Projekt okładki: J. Bałchanowski  
Ilustracja ze strony tytułowej: P. Sperzyński

Wydano na podstawie dostarczonych materiałów.  
Wszelkie prawa zastrzeżone - żadna część niniejszej książki zarówno w całości, jak i we fragmentach, nie może być reprodukowana w sposób elektroniczny, fotograficzny i inny bez zgody wydawcy i właścicieli praw autorskich.

© Copyright by Katedra Inżynierii Biomedycznej, Mechatroniki i Teorii Mechanizmów,  
Politechnika Wrocławska, Wrocław 2018

OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ  
Wyb. Stanisława Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław  
<http://www.oficyna.pwr.edu.pl>; e-mail: [oficwyd@pwr.edu.pl](mailto:oficwyd@pwr.edu.pl)

**ISBN 978-83-7493-024-6**

### Organizatorzy (Conference Organizers):

**Politechnika Wrocławska** (Wrocław University of Science and Technology)

**Wydział Mechaniczny** (Faculty of Mechanical Engineering)

**Katedra Inżynierii Biomedycznej, Mechatroniki i Teorii Mechanizmów**

(Department of Biomedical Engineering, Mechatronics and Theory of Mechanisms)

### Komitet Organizacyjny (Organizing Committee)

Przewodniczący (Chairman): **Jacek Bałchanowski**

Sekretarz (Secretaries): **Sławomir Wudarczyk, Jarosław Szrek**

Członkowie (Members): **Monika Prucnal-Wieszort, Przemysław Sperzyński, Artur Handke, Marta Muraszkowska, Artur Muraszkowski, Bogusz Lewandowski, Tomasz Ursel.**

### Patronat honorowy (Patronage)



Dziekan Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej  
Dean of the Faculty of Mechanical Engineering  
**Prof. dr hab. inż. Tomasz Nowakowski**



IFToMM, The International Federation for the Promotion of  
Machine and Mechanism Science  
**President Prof. Marco Ceccarelli**



Polish Academy of Sciences, The Committee on Machine  
Building, Theory of Machines and Mechanisms Section  
**President Prof. dr hab. inż. Włodzimierz Kurnik**



Association  
Polish Committee for Theory of Machines and Mechanisms  
**President Prof. dr hab. inż. Antoni Gronowicz**

## **Komitet programowy (Scientific Committee)**

Przewodniczący:

**Antoni Gronowicz**

Przewodniczący honorowy:

**Józef Wojnarowski**

<b>Stanisław Adamczak</b>	<b>Iwona Adamiec-Wójcik</b>	<b>Jan Awrejcewicz</b>	<b>Jerzy Bajkowski</b>
Jacek Bałchanowski	Wojciech Batko	Jaroslav Beran (CZ)	Tadeusz Bil
Wojciech Blajer	Andrzej Buchacz	Andrzej Burghardt	Jacek Buśkiewicz
Marco Ceccarelli (I)	Burkhard Corves (D)	Zbigniew Dąbrowski	Marian W. Dobry
Frantisek Duchon (SK)	Marian Dudziak	Jarosław Filipiak	Janusz Frączek
Alfonso Hernández Frías (E)	Mirostaw Galicki	Marek Gawrysiak	Józef Giergiel
Zenon Hendzel	Józef Jonak	Roman Kaczyński	Krzysztof J. Kaliński
Henryk Kaźmierczak	Krzysztof Kędzior	Janusz Kowal	Czesław Kundera
Włodzimierz Kurnik	Erwin-Christian Lovasz (RO)	Krzysztof Marchelek	Arkadiusz Mężyk
Stefan Miller	Mirostaw Pajor	Marian Partyka	Celina Pezowicz
Jerzy Pokojski	Bogdan Posiadała	Janusz Sempruch	Andrzej Seweryn
Andrzej Stępniewski	Roman Szewczyk	Jerzy Świder	Iulian Tabara (RO)
Wojciech Tarnowski	Grzegorz Tora	Marek Trombski	Władysław Twaróg
Tadeusz Uhl	Anna Walicka	Edward Walicki	Jerzy Warmiński
Janusz Wawrzecki	Edmund Wittbrodt	Stanisław Wojciech	Marek Wojtyra
Stanisław Zawisłak	Stanislav Ziaran (SK)	Teresa Zielińska	Ludek Zalud (CZ)
Wiesław Żylski			

## PRZEDMOWA

Niniejsze opracowanie zawiera dwujęzyczne streszczenia referatów zgłoszonych na XXVI Międzynarodową Konferencję Teorii Maszyn i Układów Mechatronicznych (TMiUM'2018). Taka forma materiałów konferencyjnych została zapoczątkowana w roku 2014, kiedy założono, że wszystkie pełne referaty konferencyjne zostaną opublikowane w formie artykułów w tematycznych czasopismach. Wypełnienie takiego założenia wymaga od Autorów wzmożonej staranności w przygotowaniu referatów, ponieważ każda praca jest opiniowana przez dwóch recenzentów spośród członków Komitetu Naukowego Konferencji lub wyznaczonych bezpośrednio przez redaktorów poszczególnych czasopism.

Podobnie jak w poprzednich konferencjach tematyka nadesłanych prac obejmuje zagadnienia tradycyjnie przypisywane do teorii maszyn i mechanizmów, które współcześnie ewoluują w kierunku sterowania maszyn i urządzeń, robotyki, inżynierii biomedycznej. Taki kierunek badań jest wymuszany potrzebami praktyki i dynamicznym rozwojem w obszarze sensoryki, napędów, informatyki i metod sterowania. Zatem wiedza o projektowaniu układów mechanicznych, już od pierwszego etapu, powinna uwzględniać te elementy, które sprawiają, że współcześnie mówimy najczęściej o projektowaniu układów mechatronicznych. Konferencja jest forum, gdzie poprzez uczestnictwo w sesjach i dyskusjach, także kularowych, mamy możliwość wglądu w tematykę badań rozwijanych współcześnie w ośrodkach naukowych w kraju i za granicą.

Konferencja TMiUM ma już bardzo długą tradycję - organizowana jest co dwa lata przez różne zespoły naukowe. Obecna została zorganizowana przez zespół pod kierownictwem dra hab. inż. Jacka Bałchanowskiego z Katedry Inżynierii Biomedycznej, Mechatroniki i Teorii Mechanizmów Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej we współpracy z Polskim Komitetem Teorii Maszyn i Mechanizmów afiliowanym przy Międzynarodowej Federacji Promocji Nauki Mechanizmów i Maszyn (IFToMM) oraz Sekcją Teorii Maszyn i Mechanizmów Komitetu Budowy Maszyn Polskiej Akademii Nauk.

Podziękowania składam wszystkim Uczestnikom Konferencji, w szczególności Autorom nadesłanych referatów a także Członkom Komitetu Naukowego, w szczególności tym, którzy podjęli trud wnikliwego recenzowania prac przyczyniając się do wysokiego poziomu naukowego. Wszystkim Koleżankom i Kolegom życzę twórczych dyskusji, nawiązania nowych kontaktów i miłych spotkań w gronie przyjaciół.

*Prof. Antoni Gronowicz*  
Przewodniczący Komitetu Naukowego

Wrocław, wrzesień 2018 r.

## PREFACE

This study contains bilingual summaries of papers submitted for the XXVI International Conference on the Theory of Machines and Mechatronic Systems (TM&MS'2018). This form of conference materials was initiated in 2014, when it was assumed that all full conference papers will be published in the form of articles in thematic magazines. The fulfillment of such an assumption requires from the authors increased diligence in the preparation of papers, because each work is reviewed by two reviewers from among the members of the Scientific Committee of the Conference or directly designated by the editors of individual magazines.

As in previous conferences, the subject matter of the submitted works includes the problems traditionally attributed to the theory of machines and mechanisms that are currently evolving in the direction of machine and equipment control, robotics, and biomedical engineering. This direction of research is enforced by the needs of practice and dynamic development in the area of sensors, drives, information technology and control methods. Therefore, knowledge about the design of mechanical systems, from the first stage, should take into account those elements that make us talk most often about the design of mechatronic systems. The conference is a forum where, through participation in sessions and discussions, including collections, we have the opportunity to gain insight into the subject of research currently being developed in research centers in the country and abroad.

The TM&MS conference has a very long tradition - it is organized every two years by various scientific teams. The present was organized by the team under the direction of Jacek Bałchanowski Ph.D., D.Sc. from the Department of Biomedical Engineering, Mechatronics and Theory of Mechanisms of the Faculty of Mechanical Engineering of the Wrocław University of Technology in cooperation with the Polish Committee for Theory of Machines and Mechanisms affiliated with the International Federation for the Promotion of Mechanisms and Machines (IFTOMM) and the Section of Theory of Machines and Mechanisms of the Polish Machine Construction Committee Academy of Sciences.

I would like to thank all Participants of the Conference, in particular the Authors, and the members of the Scientific Committee, in particular those who have made the effort to thoroughly review the work, contributing to a high level of science. I wish all my Colleagues creative discussions, making new contacts and pleasant meetings with friends.

*Prof. Antoni Gronowicz*  
Chairman of the Scientific Committee

Wrocław, September 2018.

# Spis treści

Spis treści	VIII
<b>I Referat Plenarny</b>	
<b>The Invited Lecture</b>	<b>2</b>
CHALLENGES FOR MECHANISM DESIGN IN SERVICE SYSTEMS	
- <i>Marco Ceccarelli</i> . . . . .	3
<b>II Historia Teorii Maszyn i Mechanizmów</b>	
<b>History of Machine Theory and Mechanisms</b>	<b>11</b>
ZAGADNIENIA TEORII MECHANIZMÓW W PODRĘCZNIKU KONSTRUKCJI KAROLA STADTMÜLLERA	
THE ISSUES OF THE MECHANISM THEORY IN THE DESIGN HANDBOOK BY KAROL STADTMÜLLER	
- <i>Józef Jonak, Konrad Pylak</i> . . . . .	12
<b>III Problemy dydaktyki w nauczaniu Teorii Maszyn i Mechanizmów</b>	
<b>Issue of didactics in teaching Theory of Machines and Mechanisms</b>	<b>20</b>
BRAK LABORATORIÓW JAKO ISTOTNY CZYNNIK OGRANICZAJĄCY PO- ZIOM KSZTAŁCENIA INŻYNIERSKIEGO W UCZELNIACH PRYWATNYCH	
- <i>Janusz K. Wawrzecki</i> . . . . .	21
<b>IV Streszczenia</b>	
<b>Abstracts</b>	<b>29</b>
OCENA EFEKTYWNOŚCI NUMERYCZNEJ MODELI POŁĄCZEŃ IDEALNIE SZTYWNYCH I PODATNYCH W PRZYPADKU RAISERÓW	
NUMERICAL EFFECTIVENESS OF MODELS FOR STIFF AND FLEXIBLE CONNECTIONS OF RISERS	
- <i>Iwona Adamiiec-Wojcik, Lucyna Brzozowska, Łukasz Drąg</i> . . . . .	30



WPLYW PODATNOŚCI GIĘTNEJ I SKRĘTNEJ NA PRZEMIESZCZENIA I OBCIĄ- ŻENIA RISERÓW THE INFLUENCE OF BENDING AND TORSIONAL FLEXIBILITY ON THE DISPLACEMENTS AND LOAD OF RISERS - <i>Iwona Adamiec-Wójcik, Lucyna Brzozowska, Stanisław Wojciech</i> . . . . .	32
ZASTOSOWANIE METODY SZTYWNYCH ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH DO ANALIZY STATYCZNEJ ŻURAWIA Z WYSIĘGNIKIEM KRATOWNICO- WYM APPLICATION OF THE RIGID FINITE ELEMENT METHOD TO STATIC ANALYSIS OF LATTICE-BOOM CRANES - <i>Iwona Adamiec-Wojcik, Łukasz Drag, Marek Metelski, Stanisław Wojciech</i> . . . . .	34
PROJEKT I ANALIZA MONOLITYCZNEGO MIKROCHWYTAKA PROJECT AND ANALYSIS OF MONOLITHIC MICROGRIPPER - <i>Damian Brewczyński, Grzegorz Tora</i> . . . . .	36
SFORMUŁOWANIE I METODA ROZWIĄZANIA NOWEGO ZADANIA SYNTETY MECHANIZMÓW FORMULATION AND SOLUTION METHOD OF A NEW MECHANISM SYN- THESIS PROBLEM - <i>Jacek Buśkiewicz</i> . . . . .	38
DOBÓR OPTYMALNEJ LICZBY ZĘBÓW KÓŁ WALCOWYCH PRZEKŁADNI BI- PLANETARNEJ STOŻKOWEJ SELECTION OF THE OPTIMAL NUMBER OF TEETH FOR A BIPLANE- TARY BEVEL GEAR - <i>Adam Deptuła, Józef Drewniak, Marian Antoni Partyka</i> . . . . .	40
ZASTOSOWANIE DECYZYJNYCH DRZEW LOGICZNYCH ZE ZMIENNYMI KOMPLEKSOWYMI W ANALIZIE AUTOMATYCZNYCH SKRZYNEK PRZEKŁADNIOWYCH APPLICATION OF DECISION LOGIC TREES WITH COMPLEX VARIABLES IN ANALYSIS OF AUTOMATIC TRANSMISSION GEARBOXES - <i>Adam Deptuła, Marian A. Partyka, Agnieszka Tiszbirek</i> . . . . .	42
BADANIA EGZOSZIELETU RAMIENIA NAPĘDZANEGO AKTUATORAMI PMA DO REHABILITACJI STAWU ŁOKCIOWEGO METODĄ BMI STUDY OF EXOSKELETON ROBOT ARM DRIVEN BY PMAS FOR BMI RE- HABILITATION OF ELBOW JOINT - <i>Ryszard Dindorf, Piotr Woś</i> . . . . .	44

SYMULACJA DZIAŁANIA SYSTEMU ANTY-PRZECIĄŻENIOWEGO W ŻURAWIACH TYPU KNUCKLE-CRANE SIMULATION OF AUTOMATIC OVERLOAD PROTECTION SYSTEM IN KNUCKLE-BOOM CRANES - <i>Lukasz Drag, Marek Metelski, Stanisław Wojciech</i> . . . . .	46
ELECTRONIC CONTROL UNIT FOR A ROBOTIC SENIOR ASSISTANT FOR ELDERLY - <i>Michal Dzurilla, Marek Gašparík, Peter Šolek, Miloš Musil</i> . . . . .	48
ROBOTIC CUPLING FOR A PASSENGER CAR - <i>Marek Gašpaík, Peter Šolek, Michal Dzurilla</i> . . . . .	49
POZYCYJNO-SIŁOWE STEROWANIE MA NIPULATOREM W INTERAKCJI Z PODATNYM ŚRODOWISKIEM POSITION/FORCE CONTROL OF MANIPULATOR IN CONTACT WITH FLEXIBLE ENVIRONMENT - <i>Piotr Gierlak</i> . . . . .	51
CRANE CONTROL USING A HYBRID ESTIMATION OF STATE VECTOR - <i>Patrik Grosinger, Peter Šolek</i> . . . . .	53
WERYFIKACJA NUMERYCZNA TECHNIK PEDAŁOWANIA POD WZGLĘDEM KONTROLI KĄTA NACHYLENIA W STAWIE SKOKOWYM NUMERICAL VERIFICATION OF PEDALTING TECHNIQUES WITH REGARD TO CONTROL OF THE ANGLE IN ANKLE - <i>Artur Handke</i> . . . . .	55
IDENTYFIKACJA PARAMETRYCZNA ROBOTA KOŁOWEGO WHEELED MOBILE ROBOT PARAMETRIC IDENTIFICATION - <i>Zenon Hendzel, Paweł Penar</i> . . . . .	57
STEROWANIE SAMOORGANIZACJĄ ROJÓW ROBOTÓW KOŁOWYCH ROBOTIC SWARM SELF-ORGANIZATION CONTROL - <i>Zenon Hendzel, Jakub Wiech</i> . . . . .	59
MEASUREMENT OF ABDOMINAL RETRACTOR LOADING AND ITS EFFECTS ON THE SURGEONS ARM - <i>Branislav Hučko, Michal Čekan, František Horvát, Ondrej Chlebo, Michal Bachratý, Marek Čambal</i> . . . . .	61
BADANIA APLIKACYJNE I TECHNOLOGICZNE PLATFORMY „TRIFID“ - SYNERGIA KOOPERACJI W OBSZARZE B+R - <i>Roman Kaczyński, Adam Ławicki</i> . . . . .	63

REDUKCJA POZIOMU DRGAŃ PODCZAS FREZOWANIA POPRZEZ MINIMALIZACJĘ PRACY SIŁ SKRAWANIA	
REDUCTION OF VIBRATION LEVEL DURING MILLING BY MINIMISATION THE WORK OF CUTTING FORCES	
- <i>Krzysztof J. Kaliński, Marek A. Galewski, Michał R. Mazur, Natalia Morawska</i> . . .	64
ENERGETYCZNE CHARAKTERYSTYKI DYNAMICZNEJ DEGRADACJI STRUKTUR MECHANICZNYCH	
ENERGY CHARACTERISTICS OF DYNAMIC DEGRADATION OF MECHANICAL STRUCTURES	
- <i>Henryk Kaźmierczak, Krzysztof Zembrowski</i> . . . . .	66
ZROBOTYZOWANA OBRÓBKA W KORELACJI ZE SKANEREM 3D	
ROBOTIC MACHINING IN CORRELATION WITH A 3D SCANNER	
- <i>Krzysztof Kurc, Andrzej Burghardt, Dariusz Szybicki, Wojciech Łabuński</i> . . . . .	70
ANALIZA BEZWAHACZOWEGO MECHANIZMU ZAWIESZENIA KÓŁ POJAZDU	
ANALYSIS OF NON-ROCKER MECHANISM OF VEHICLE WHEEL SUSPENSION	
- <i>Marek Kwietniewski, Tadeusz Bil</i> . . . . .	72
OPRACOWANIE UKŁADU STEROWANIA ORAZ AKWIZYCJI DANYCH W URZĄDZENIU WSPOMAGANIA RUCHU KOŃCZYNY GÓRNEJ	
THE DEVELOPMENT OF CONTROL SYSTEM AND DATA ACQUISITION MECHANISM IN UPPER LIMB MOTION SUPPORTING DEVICE	
- <i>Bogusz Lewandowski, Przemysław Sperzyński, Sławomir Wudarczyk, Jacek Bałchanowski, Antoni Gronowicz</i> . . . . .	74
HAMILTONIAN BASED OPTIMAL DESIGN OF PLANAR MULTIBODY SYSTEMS	
- <i>Paweł Malczyk, Paweł Maciąg, Janusz Frączek</i> . . . . .	76
ZASTOSOWANIE BOND GRAFÓW DO ANALIZY PRZEKŁADNI ZĘBATEJ	
NUMERICAL STUDIES OF NONLINEAR GEARING MODELS USING BOND GRAPH METHOD	
- <i>Jerzy Margielewicz, Józef Wojnarowski, Stanisław Zawisła</i> . . . . .	77
KONCEPCJA I WSTĘPNE TESTY MOBILNEGO SYSTEMU AKWIZYCJI DANYCH PODCZAS CHODU NORDIC WALKING	
CONCEPT AND PRELIMINARY TESTS OF MOBILE DATA ACQUISITION SYSTEM FOR NORDIC WALKING GAIT ANALYSIS	
- <i>Artur Muraszkowski, Jarosław Szrek, Sebastian Mróz, Jacek Bałchanowski, Sławomir Wudarczyk, Marek Woźniewski, Ryszard Jasiński, Bogdan Pietraszewski, Tadeusz Niebudek</i> . . . . .	79

WYKRYWANIE USZKODZEŃ NARZĘDZI SKRAWAJĄCYCH W SYSTEMACH ZROBOTYZOWANYCH Z WYKORZYSTANIEM SKANERA 3D	
TECTION OF DAMAGE OF MACHINING TOOLS IN ROBOT SYSTEMS WITH THE USE OF A 3D SCANNER	
- <i>Paweł Obal, Andrzej Burghardt, Piotr Gierlak, Dariusz Szybicki, Krzysztof Kurc</i>	81
DECISION OF THE DIRECT POSITION PROBLEM OF THE JOINT RELATIVE MANIPULATION MECHANISM WITH FIVE DEGREES OF FREEDOM	
- <i>Pashchenko V. N., Rashoyan G. V., Meleshchenko D.I., Malyshev D.I., Kuzmina V.S.</i>	83
STEROWANIE STRUKTURĄ UŁOŻENIA WŁÓKIEN W KOMPOZYTACH Z WYKORZYSTYWANIEM GŁOWICY WYTŁACZAJACEJ W ADDITIVE MANUFACTURING	
STRUCTURE CONTROL OF FIBERS IN COMPOSITES WITH EXTRUSION HEAD IN ADDITIVE MANUFACTURING	
- <i>Artur Prusinowski, Roman Kaczyński</i>	84
THE INFLUENCE OF THE SHAPE OF VORTEX GENERATOR ON VORTEX FLOWMETER PARAMETERS	
- <i>Mariusz Rząsa, Beata Czapla-Niełacna</i>	86
ANALIZA NIEKONWENCJONALNYCH UKŁADÓW ZAWIESZENIA DO POPRAWY STATECZNOŚCI POJAZDÓW PRZEGUBOWYCH	
ANALYSIS OF UNCONVENTIONAL SUSPENSION SYSTEMS FOR STABILITY IMPROVEMENT OF ARTICULATED FRAME STEERING VEHICLES	
- <i>Gustaw Sierżputowski</i>	87
PORÓWNANIE STRATEGII POKONANIA PRZESZKODY TYPU PRÓG, PRZEZ ROBOTA MOBILNEGO	
COMPARISON OF THE STRATEGIES OF NEGOTIATION OF THRESHOLD TYPE OBSTACLE BY MOBILE ROBOT	
- <i>Przemysław Sperzynski, Jarosław Szrek, Bogusz Lewandowski, Antoni Gronowicz</i>	89
METODA STEROWANIA ROBOTEM KOŁOWO-KROCZĄCYM PODCZAS JAZDY	
CONTROL METHOD OF WHEELED-LEGGED ROBOT DURING DRIVING	
- <i>Przemysław Sperzyński, Sławomir Wudarczyk</i>	91
DYNAMICS AND CONTROL OF A HIGH-SPEED VEHICLE SUSPENSION SYSTEM MOVING IN REDUCED-PRESSURE CONDITIONS	
- <i>Natalia Strawa, Paweł Malczyk</i>	93
MODELOWANIE ODGRYZANIA I JEDNOSTRONNEGO ROZGRYZANIA WYBRANEGO PRODUKTU SPOŻYWCZEGO	
MODELING OF PROCESS OF BITING OFF AND UNILATERAL MASTICATION THE CHOSEN FOODSTUFF	
- <i>Przemysław Stróżyk, Jacek Bałchanowski</i>	94

UKŁAD LOKALNEJ NAWIGACJI ROBOTA MOBILNEGO Z WYKORZYSTANIEM WIZYJNEGO SYSTEMU OBSERWACYJNEGO LOCAL NAVIGATION MODULE FOR MOBILE ROBOT BASED ON THE VISION OBSERVATION SYSTEM - <i>Jarostaw Szrek, Artur Muraszkowski, Przemysław Sperzyński</i> . . . . .	96
GLOBALNE-DUALNE HEURISTYCZNE PROGRAMOWANIE DYNAMICZNE W STEROWANIU RUCHEM NADAŻNYM MOBILNEGO ROBOTA TRANSPORTOWEGO GLOBALISED-DUAL HEURISTIC DYNAMIC PROGRAMMING IN THE MOBILE TRANSPORT ROBOT TRACKING CONTROL - <i>Marcin Szuster</i> . . . . .	98
KALIBRACJA I WERYFIKACJA AUTORSKIEGO MODUŁU POMIAROWEGO PARAMETRÓW GEOMETRYCZNYCH ŁOPATEK SILNIKÓW TURBOODRZUTOWYCH CALIBRATION AND VERIFICATION OF AN ORIGINAL MODULE MEASURING TURBOJET ENGINE BLADES GEOMETRIC PARAMETERS - <i>Dariusz Szybicki, Andrzej Burghardt, Krzysztof Kurc, Paulina Pietruś</i> . . . . .	100
WPŁYW SIŁ POWSTAJĄCYCH PODCZAS FORMOWANIA ODKUWEK NA STAN KINEMATYCZNY MŁOTA MATRYCOWEGO INFLUENCE OF FORCES ARISING DURING FORMING OF FORGINGS ON KINEMATIC STATE OF DIE FORGING HAMMER - <i>Arkadiusz Trąbka</i> . . . . .	102
ANALIZA PORÓWNAWCZA RÓWNOLEGŁOWODOWYCH MECHANIZMÓW RCM UŻYWANYCH W ROBOTACH CHIRURGICZNYCH DEDYKOWANYCH DO LAPAROSKOPOWYCH OPERACJI MAŁOINWAZYJNYCH COMPARATIVE ANALYSIS OF RCM MECHANISMS BASED ON PARALLELOGRAM USED IN SURGICAL ROBOTS FOR LAPAROSCOPIC MINIMALLY INVASIVE SURGERY - <i>Roman Trochimczuk</i> . . . . .	104
WPŁYW WSPÓŁCZYNNIKÓW OPORU W WYCISKANYM FILMIE POROWATEGO ŁOŻYSKA SMAROWANEGO PŁYNEM DEHAVENA HINDRANCE FACTORS EFFECTS IN A SQUEEZE FILM OF THE POROUS BEARING LUBRICATED BY THE DEHAVEN FLUID - <i>A. Walicka, E. Walicki, P. Jurczak, J. Falicki</i> . . . . .	106

PRZEPŁYW PŁYNU SISO PRZEZ SYMETRYCZNIE ZAKRZYWIONE SZCZELINY LUB RURKI KAPILARNE FLOWS OF SISO FLUID THROUGH SYMMETRICALLY CURVED CAPILLARY FISSURES AND TUBES - <i>A. Walicka, P.Jurczak, J.Falicki</i> . . . . .	108
PRZEPŁYW PŁYNU DEHAVENA W SYMETRYCZNIE ZAKRZYWIONYCH SZCZELINACH LUB RURKACH KAPILARNYCH FLOWS OF DEHAVEN FLUID IN SYMMETRICALLY CURVED CAPILLARY FISSURES AND TUBES - <i>A. Walicka, J.Falicki, P.Jurczak</i> . . . . .	110
APPLICATIONS OF THE MOORE-PENROSE INVERSE IN MODELING OF MULTIBODY SYSTEMS WITH REDUNDANT CONSTRAINTS AND JOINT FRICTION - <i>Marek Wojtyra, Janusz Frączek, Marcin Pękal</i> . . . . .	112
PROJEKTOWANIE UKŁADU KINEMATYCZNEGO WYSIĘGNIKA WIERTNICY KINEMATIC DESIGN OF THE DRILLING RIG BOOM - <i>Sławomir Wudarczyk, Jacek Bałchanowski, Antoni Gronowicz</i> . . . . .	113

# **Część I**

## **Referat Plenarny**

### **The Invited Lecture**

## CHALLENGES FOR MECHANISM DESIGN IN SERVICE SYSTEMS<sup>1</sup>

**Marco Ceccarelli**

LARM: Laboratory of Robotics and Mechatronics, University of Cassino and South Latium, Italy  
e-mail: ceccarelli@unicas.it

**Abstract.** In this keynote paper challenges in design of service systems are discussed in terms of Innovation issues coming from Mechanism Design as they were and still are fundamental for achieving developments and technological transfer from Mechanism and Machine Science into novel successful mechanical designs of service systems. Examples illustrate concepts and experiences as inspiration for future works.

### 1. INTRODUCTION

In today modern society Innovation is understood as an activity of prior importance that is asked to produce technological developments with practical implementations for benefits both of their producers and users. In the last decades Science achievements have made possible developments of new systems (and vice versa! see for example [1]) in many fields with evolutions that have been faster than in the past. This continuous request/expectation has produced a certain obsession for innovations and has produced even competition in developing solutions with characters that are believed to be fundamental for further developments even doe service systems. Aspects and trends of innovation in multidisciplinary activity are today discussed and solicited from many viewpoints and sometimes some aspects are overestimated with respect to other ones as due to specific experience and expertise of the innovation actors as for example in underestimating mechanical aspects.

A very rich literature is available even from each aspect of the innovation activity. References are not included in this paper as per its general character and as based on a personal experience of the author.

Service systems are related to rapidly evolving areas in which solutions are developed for task purposes in assisting or substituting humans in non-industrial and diary-life activities, [2, 3]. Thus, in the fields of service systems challenges can be identified in new systems and solution with novel developments both in the structure design and operation performance, as outlined for example in [4]. These requires also new skills and experiences in research, design and practice by investigators and professionals even with new features making new community with common views.

Innovation challenges on service systems as per any other area are attached by a community for technical solutions in developing new solutions and systems for new requirements and demands whose practical implementation require a team work and multidisciplinary efforts.

However, it is remarkable to note that also within the IFToMM community great attention has been devoted to the matter since its beginning in 1969 by indicating the IFToMM activity with Constitution prescriptions for searching new directions and research trends. For example, the work

---

<sup>1</sup> niniejsza praca jest przedrukiem za zgodą redakcji artykułu wydanego w kwartalniku International Journal of Applied Mechanics and Engineering w vol. 3/2018



[5] is a short thoughtful discussion on what is required for innovation as coming from different actions but with a background of the author's expertise in MMS. MMS achievements are developed in theoretical, numerical, and design works so that once implemented in engineering practice or in science applications as in the case of service systems, they contribute to innovation or even they are innovation themselves. In this paper a synthetic presentation is attempted to clarify innovation mainly as related to technical aspects for the development of service systems that are linked to MMS and IFToMM community.

## 2. SERVICE SYSTEMS AND MECHANISM DESIGN

Service systems and service tasks can be defined as:

- a service system is a robot which operates semi or fully autonomously to perform services useful to the well-being of human and equipment, excluding manufacturing operations, [2, 3].
- a service action can be understood as a complex set of operations, that can achieve goals with a variety of aspects, in manipulation and transportation but also in dealing with interactions with environment and human beings as users or operators or assisted person.

Typical service systems are already experienced successfully for medical care, space exploration, demining operation, surveillance, entertainment, museum guide and many other no industrial applications, as for example presented in [2, 4]. Service systems give the possibility of new fields of applications, but new requirements and goals need to be carefully considered both in designing and operating specific solutions. Key problems for developing service systems for a successful acceptance and use by even non-technical users can be considered in terms of specific technical problems for low-cost user-oriented operation systems, but mainly in terms of implications for human-machine interactions.

One key point for service systems can be considered human-machine interaction and corresponding interfaces that can determine the success or failure of a service operation. Indeed, the mechanical design of human-machine interface can be considered a critical issue, but it is often included as an issue part of the overall design of mechanical solutions within servo-controlled operation and environment interaction. Beside comfort issues, aspects involving users are the most challenging since they include issues of education, training, acceptance, and appreciation from users, who are in general common people. Thus, it can take time that a good service system will achieve the success which is nevertheless strongly based on proper technology developments. This is the case for example for home cleaning robots which, although conceived and developed more than ten years ago, but only now can be sold successfully in the market worldwide for wide application in houses.

Mechanism design is an important step in design procedures for new service systems when considering the mechanical nature of the structure and task to be achieved. Mechanism design is related specifically to the development of the mechanical aspects concerning structure design and operation performance as based on considerations and calculations from the theory, design, and practice of mechanism science.

In this paper the discussion is centered on the aspects that are related to the key design issues both for the structure and operation with human-like capabilities and interactions when considering assigned tasks either in substituting or helping human operators with tele-operated/supervision modes or fully intelligent autonomous work. The paper presents aspects emphasizing the role of mechanism design in service developments as based on the fact that the action of service systems in performing their tasks, either in coordination or not with human operators, is of mechanical nature due to motion and force transmission goals of the operation. The challenges of mechanism design for service mechanism is presented both in terms of technical solutions and community activity, since each of them depends, impacts, and generates each other.

### 3. CHALLENGES

Challenges in service system developments are considered in achievements both for knowledge for science developments and solutions for practical applications to improve industrial activities and welfare of daily life. Novelty is a primary focus in challenging new achievements and this addresses a great attention to Innovation as related protection of intellectual property, technological transfer, and successful application.

Challenges for service systems can be considered from several viewpoints, either technical or social and financial ones as reported in a rich literature that is available even from each aspect of the innovation activity referring to surveys and trends. References are not included in this paper as per its character as mainly based on a personal experience of the author as in [5].

Today, Innovation is understood as a multidisciplinary activity to produce technological developments with practical implementations for benefits both of their producers and users for society improvements. Fig.1 summarizes the concept of innovation as produced and exploited by individual actors within a multidisciplinary frame of several different areas. The success of innovation requires that all these aspects will be properly developed and concur to the final implementation of an innovative product/idea in the usage by a large community or public. However, it is to note the innovation is strongly based on technical ideas/achievements, but its success is obtained thanks other non-technical factors, as pointed out in [5-7].

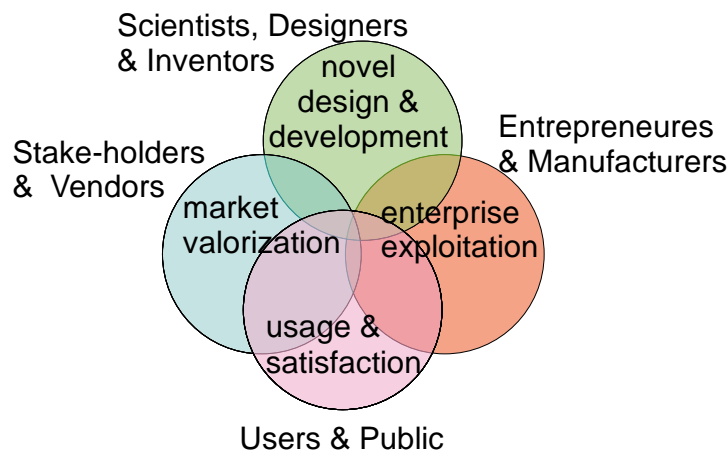


Fig. 1 A scheme for actors and areas in Innovation activity

Fig. 2 summarizes the main concepts and activities of the design process of service systems with a central role of mechanism design also as related to the challenges in Innovation expectations from a perspective giving a key role to the mechanical design matching operation and design issues also from the multidisciplinary (mechatronics) features.

The technical issues of an invention can be considered completed with the definition of the intellectual achievements to be protected either with patents or publications to perform a technological transfer as well as dissemination and cultural assessments with new formation outcomes. Those aspects can be also worked out during the next phase of production exploit with involvement of entrepreneurs and manufacturing frames. The innovation character is definitively assessed when the market valorization of the well-directed service solution is achieved successfully with large/proper sales of the innovative product after or because the users' acceptance and satisfaction for a public fruition with social and financial impacts of expected long duration.

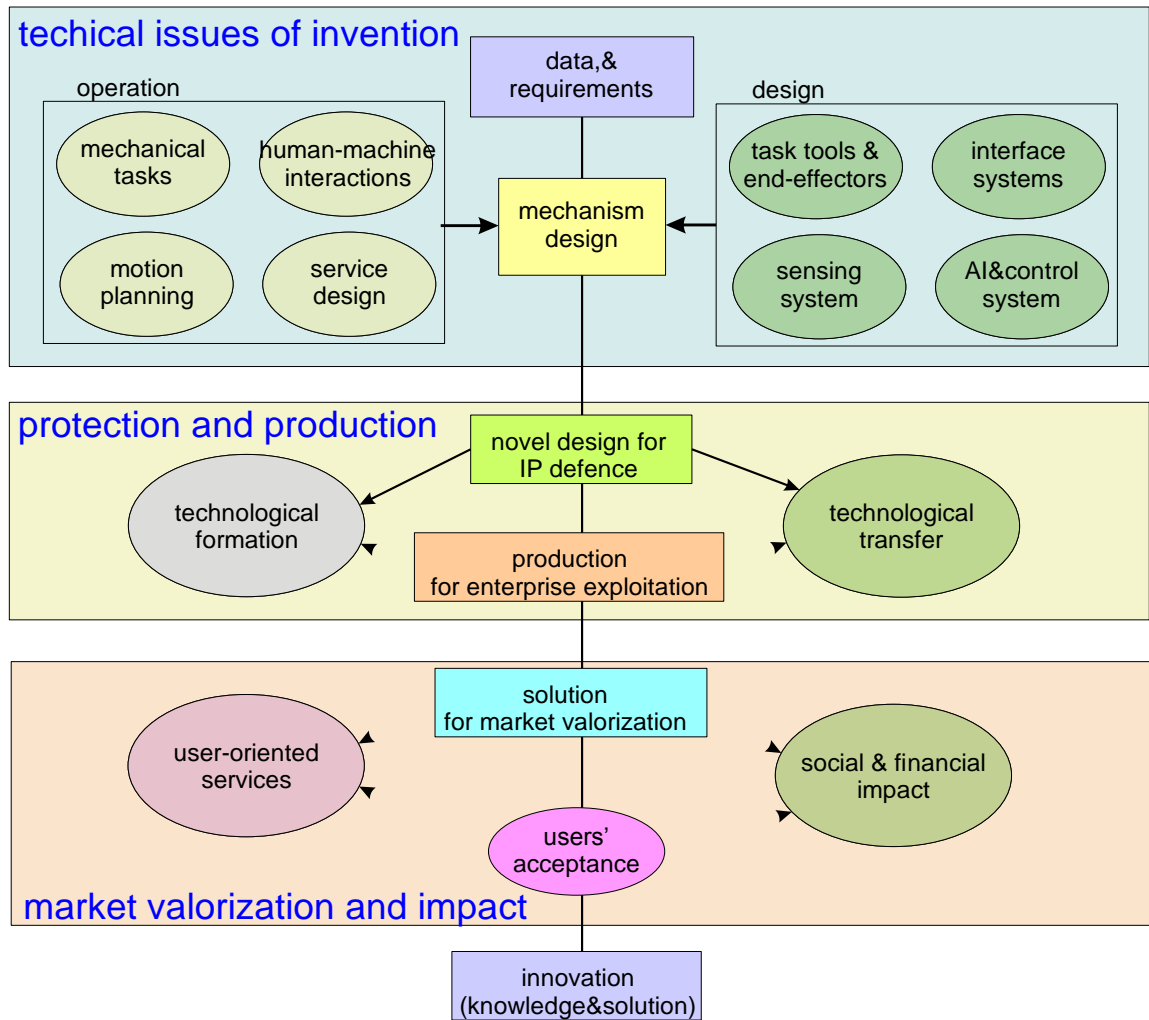


Fig. 2 A scheme of the activity in Robotics challenge activity centered on Mechanism Design

#### 4. EXAMPLES

Examples are reported to clarify the challenges and results as due to Mechanism Design for service systems, both in new solutions and community developments.

Fig. 3 refers to deployable mechanisms by indicating examples of the several solutions of the innovation success starting from a very-focused mechanical solution. The MMS theory of deployable mechanism is still a topic of intense research activity and new design solutions are continuously conceived with or without practical applications purposes, being an emblematic example of how much a technical (conceptual) mechanism achievement can be a complete innovation even at the level of a solution without a specific application.

The examples in Fig. 3 refer to different fields of applications of the same mechanism design with specific innovation solutions in different areas. The very different fields of application can indicate how a mechanism design can contribute to innovation and technological achievements with different applications demonstrating the richness and indeed great potentiality of mechanisms

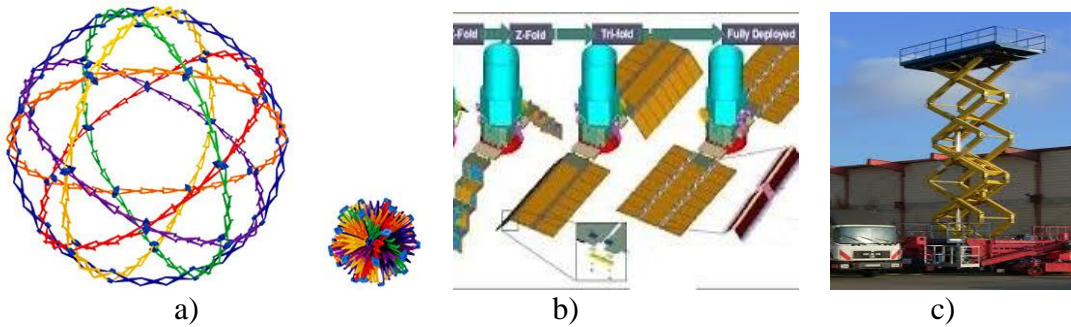


Fig.3 Deployable mechanisms in innovative applications: a) in toy design; b) for space antenna structures; c) in load lifters for transportation machinery.

Fig. 4 shows emblematic examples of humanoid robots as based on mechanism design: in Fig. 4 a) is the first humanoid Wabot-1 that was presented by prof. I. Kato at the first Romansy conference, [8], and in Fig. 4 b) is the LARMbot humanoid design by the author's team as based on several parallel mechanisms, [9].

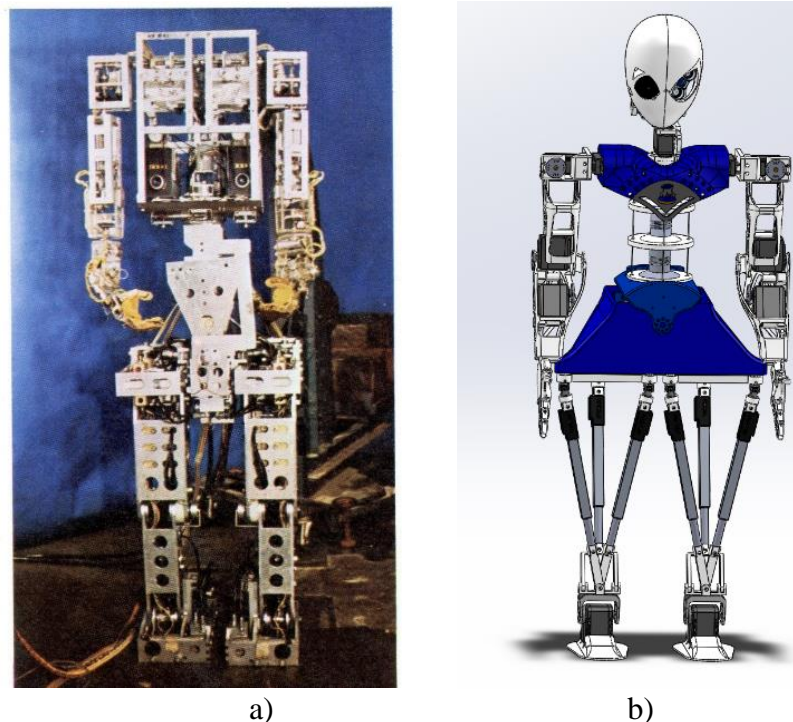


Fig. 4 Examples of mechanism design in humanoid robots: a) Wabot 1 humanoid in 1973, [8]; b) LARM bot design in 2017, [9]

Another example of mechanism significance in a development of a new service system in new application area is reported in Fig.5 from the author's team experience as related to a project for an assisting device in Cultural Heritage frames for inspection and intervention tasks. The innovative solution combining mobility capability in locomotion and small flight is designed as based on the leg systems with parallel architecture with a specific solution for smart walking.

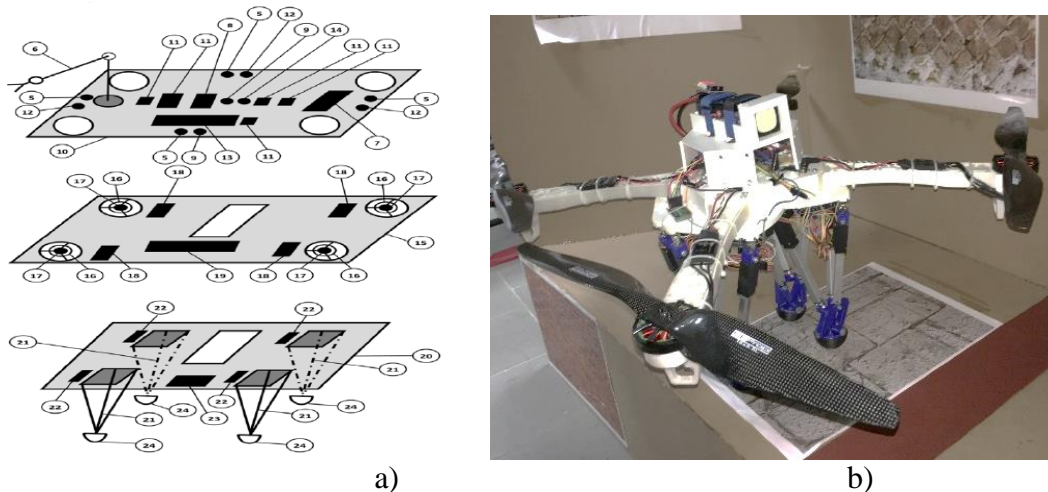


Fig.5 The Heritagebot Platform as designed at LARM in Cassino, [10]: a) the conceptual design; b) a prototype

Innovations is produced by inventors coming from a community and producing new figures in the community. Significance of innovation is produced and supported by the corresponding community and particularly significant can be considered the history and role of IFToMM in Engineering and MMS at large, [11].

The structure of IFToMM is summarized in Fig. 6 a) in terms of IFToMM bodies that are established in the IFToMM constitution ([www.iftomm.net](http://www.iftomm.net)). IFToMM mission is indicated in the article 1 of the constitution as finalized to provide leadership for cooperation and development of modern results in Mechanism and Machine Sciences at international levels. The mission statement indicates the aspects but also the practical scopes of implementation of the activity of the community in developments with technological transfers for the benefit of the society with clear aims toward innovation.

The bodies of IFToMM can be described as in Fig. 6 a) as General Assembly (GA): it is the supreme body of the Federation; Executive Council: the ten-elected officers manage the affairs of the Federation between the sessions of the General Assembly; Committees of the General Assembly (GACs): 3 GACs work specific duty dealing with Constitution, EC Nominating procedure, Honours and Awards; Technical Committees (TCs): 13 TCs are today active in the fields of Biomechanical Engineering, Computational Kinematics, Gearing and Transmissions, Linkages and Mechanical Controls, Micromachines, Multibody Dynamics, Reliability, Robotics and Mechatronics, Rotordynamics, Sustainable Energy Systems, Transportation Machinery, Tribology, and Vibrations; Permanent Commissions (PCs): 4 PCs are established on Communications, Publications and Archiving, Education, History of MMS, and Standardization of Terminology. The structure and goals for PCs and TCs are aimed at running activities in their specific fields of interest by attracting researchers and practitioners, including young individuals, and by promoting and developing the field as outlined in Fig. 6 b).

Since its foundation in 1969 IFToMM activity has grown in many aspects, as for example concerning the number of Member Organizations, the size and scale of conference events (with many other conferences, even on specific topics, at national and international levels, in addition to the MMS World Congress every 4 years), and the number and focus of technical committees working on specific discipline areas of MMS. All the IFToMM activities are stimulated and directed to innovation in MMS technical fields with a clear impact ultimately to the society welfare. IFToMM itself can be considered an innovation result when it is recognized as a product of new attention to a community working for technological developments of MMS.

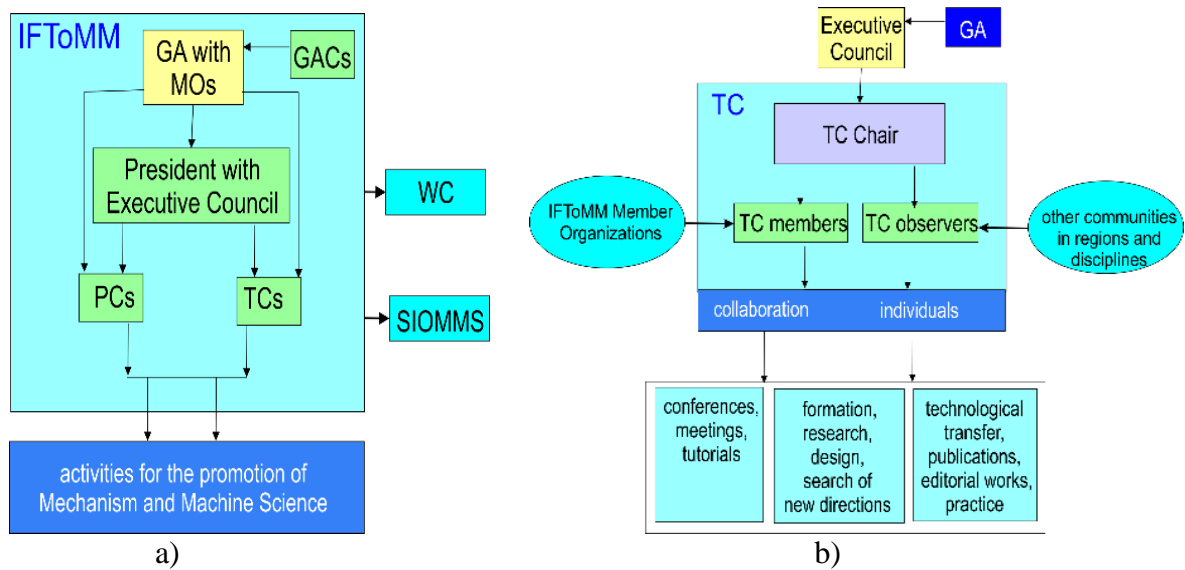


Fig.6 View Structure and activity of IFToMM: a) the overall scheme; b) a scheme for TCs

## 2. CONCLUSIONS

This paper shortly presents main aspects of Innovation challenges in developing service systems as related to Mechanism Design. Examples are illustrated to clarify the role and impact of mechanism design both in term of design solutions and community developments. The role of IFToMM is outlined as a worldwide community focusing and stimulating trends and innovation in the many fields of systems and their engineering aspects.

## REFERENCES

1. Ceccarelli M., An Outline of History of Mechanism Design in servicing Science, In Physics, Astronomy and Engineering: critical problems in the History of Science and Society – Proc. of SISFA 2012, The Scientia Socialis Press Siauliai, pp.1-10. ISBN 978-609-95513-0-2
2. Zelinsky (2008) Part F: Field and service robotics. In: Siciliano AB, Khatib O (eds) Springer handbook of robotics. Springer, Berlin.
3. IFR, International Federation of Robotics: service robots, 2010. <http://www.ifr.org/service-robots/>.
4. Ceccarelli M. (Ed.), Service Robots and Robotics: Design and Application, Engineering Science Reference (IGI Global), Hershey, 2012, ISBN 978-1-4666-0293-9.
5. Ceccarelli M., Innovation Challenges for Mechanism Design, Mechanism and Machine Theory, 125 (2018) 94–100. DOI 10.1016/j.mechmachtheory.2017.11.026
6. Ceccarelli M., Innovation of MMS with Inspiration from the Past, Int. J. of Applied Mechanics and Engineering, 2016, vol.21, No.3, pp. IX-XXII
7. Ceccarelli M., Figures and achievements in MMS as landmarks in history of MMS for inspiration of IFToMM activity. Mechanism and Machine Theory, 105, 2016, pp. 529-539.
8. Kobrinski I. et al (eds), First CISM-IFToMM ROMANSY (Udine 5-8 September 1973), Springer-Verlag Wien, 1974.
9. Ceccarelli M, Cafolla D, Russo M, Carbone G (2017) LARMBot Humanoid Design Towards a Prototype. MOJ int. Journal of Applied Bionics and Biomechanics 1 (2) 2017. DOI: 10.15406/mojabb.2017.01.00008

10. Ceccarelli M. et al., HeritageBot Service Robot assisting in Cultural Heritage, 2017 First IEEE International Conference on Robotic Computing, Taichung, Taiwan, 2017. pp.440-445. 978-1-5090-6724-4/17. DOI 10.1109/IRC.2017.84
11. Ceccarelli M., A short account of History of IFToMM and its role in MMS, Mechanism and Machine Theory, Vol. 89, 2015, pp.75-91
12. Bai S. and Ceccarelli M. (eds.), Recent Advances in Mechanism Design for Robotics, Mechanisms and Machine Science Vol. 33, Springer, Dordrecht, 2015.



**Marco Ceccarelli** received his Ph.D. in Mechanical Engineering from La Sapienza University of Rome, Italy, in 1988. He is Professor of Mechanics of Machines at the University of Cassino and South Latium, Italy, where he chairs LARM: Laboratory of Robotics and Mechatronics.

His research interests cover subjects of robot design, mechanism kinematics, experimental mechanics with special attention to parallel kinematics machines, service robotic devices, mechanism design, and history of machines and mechanisms whose expertise is documented by several published papers. He has been visiting professor in several universities in the world and since 2014 is is visiting professor at Beijing Institute of Technology. He is ASME fellow. Professor Ceccarelli serves in several Journal editorial boards and conference scientific committees. He is editor of the Springer book series on Mechanism and Machine Science (MMS) and History of MMS. Professor Ceccarelli is the President of IFToMM, the International Federation for the Promotion of MMS. He has started several IFToMM sponsored conferences including MEDER (Mechanism Design for Robotics) and MUSME (Multibody Systems and Mechatronics).

## **Część II**

**Historia Teorii Maszyn i Mechanizmów**

**History of Machine Theory and**

**Mechanisms**



## ZAGADNIENIA TEORII MECHANIZMÓW W PODRĘCZNIKU KONSTRUKCJI KAROLA STADTMÜLLERA<sup>1</sup>

### THE ISSUES OF THE MECHANISM THEORY IN THE DESIGN HANDBOOK BY KAROL STADTMÜLLER

Józef Jonak, Konrad Pylak

*Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn i Mechatroniki, Wydział Mechaniczny,  
Politechnika Lubelska,  
e-mail: konrad.pylak@pollub.pl*

**Streszczenie:** Pierwszy polski podręcznik podstaw konstrukcji maszyn dla inżynierów Karola Stadtmüllera zawiera również treści, włączane tradycyjnie do obszaru teorii mechanizmów. Praca przedstawia przegląd tych zagadnień i sposób ich ujęcia przez autora. Jest kolejną pozycją z cyklu poświęconego historii polskiej szkoły teorii maszyn i mechanizmów.

**Abstract:** The handbook by Karol Stadtmüller is the first Polish machine design handbook for engineers. It also contains issues which belong traditionally to the mechanism theory area. The paper presents a review of these issues and the way they were treated by the author. It is a successive publication from the series dedicated to the history of the Polish school of the mechanism and machine theory.

#### 1. WSTĘP

Karol Jan Stadtmüller urodził się we Lwowie w 1848 r. W 1867 r. ukończył lwowską Akademię Techniczną (od 1877 r. – Szkoła Politechniczna), a dalsze studia kontynuował w Szwajcarii w Zurychu, uzyskując w 1869 r. dyplom inżyniera w zakresie budowy maszyn. Następnie pracował przez kilka lat w różnych zakładach przemysłowych w Bernie, Berlinie i w Warszawie. W 1877 r. zamieszkał w Krakowie. Podjął pracę wykładowcy w tamtejszym C. K. Instytucie Techniczno-Przemysłowym (od 1881 r. – C. K. Wyższa Szkoła Przemysłowa), gdzie prowadził wykłady z zakresu budowy i konstrukcji maszyn oraz mechaniki stosowanej. Zmarł w 1918 r. w Krakowie. [4]

Stadtmüller jest autorem pierwszego w literaturze polskiej, inżynierskiego podręcznika podstaw budowy maszyn [1], [2], [3]. Rozwinięcie tematyki konstrukcji mechanicznych stanowią wydane w latach 1891–1897 i pomyślane jako kontynuacja omawianego dwutomowego podręcznika, tomy III–VI, które ukazały się pod tytułem „Konstrukcja i budowa maszyn”, z adekwatnymi tematycznymi podtytułami: „Wyciągi i żorawie”, „Pompy”, „Koła wodne i turbiny”, „Maszyny parowe” (por. [5], [8]). O takim kształcie koncepcji autora świadczy wzmianka w przedmowie do tomu pierwszego o przygotowywaniu do druku tomu drugiego. Ponadto w przedmowie do tomu drugiego autor stwierdził, iż tom ten jest dokończeniem dzieła z 1888 r. Nie wspomniał przy tym wtedy o zamiarze opracowywania dalszych tomów. Ponadto publikował również w polskich czasopiśmie

---

<sup>1</sup> niniejsza praca jest przedrukiem za zgodą redakcji artykułu wydanego w czasopiśmie Interdisciplinary Journal of Engineering Sciences w vol. VI nr 1 (2018)

technicznych tego okresu, w „Czasopiśmie Krakowskiego Towarzystwa Technicznego” oraz w lwowskim „Czasopiśmie Technicznym”.

Innym, ważnym wówczas obszarem działalności K. Stadmüllera były prace słownikowe. Okres jego działalności zawodowej to czas tworzenia nowej, polskiej terminologii technicznej. Zarówno kadra inżynierska studiująca na zagranicznych uczelniach, jak również transfer zagranicznej, głównie niemieckiej techniki, powodowały pojawianie się w języku polskim zapożyczonych, często zniekształconych terminów technicznych.

Z nekrologów, które opublikowała prasa techniczna [5], [6], [7], dowiadujemy się o jeszcze jednej dziedzinie twórczości Stadmüllera. Po jego śmierci został znaleziony rękopis obszernej (około 7 tysięcy stron) pracy „Bibliografia techniczna polska”. Według zamieszczonego ponad rok po śmierci nekrologu w „Przeglądzie Technicznym” [7] rękopis został przekazany przez syna Feliksowi Kucharzewskiemu do wykorzystania w pracy nad „Piśmiennictwem”.

## 2. OGÓLNA CHARAKTERYSTYKA PODRĘCZNIKA

W przedmowie do I tomu książki [1] autor napisał, że gdy rozpoczął wykłady z budowy maszyn w 1877 r., nie dysponował żadnym podręcznikiem polskim i starał się u władz o dofinansowanie edycji, aby dać swoim „uczniom podręcznik i wzbogacić literaturę techniczną polską”. Zwrócił uwagę na trudności językowe wobec różnorodności terminów stosowanych w Galicji i w Warszawie, braku literatury polskojęzycznej i trwających wciąż prac komisji słownikowych towarzystw technicznych. Jedną z dwóch osób, którym autor złożył podziękowanie za pomoc w wydaniu dzieła był Jan Nepomucen Franke, zasłużony profesor mechaniki Szkoły Politechnicznej we Lwowie, jej wielokrotny rektor i doktor h. c. Franke był jego rówieśnikiem, studiował także m.in. w Zurichu. Zmarł również w 1918 r.

Wybitny znawca polskiego piśmiennictwa technicznego, Feliks Kucharzewski, napisał o tomie pierwszym dzieła Stadmüllera: „Z wielkiem uznaniem przyjęto ten tom, do którego wydania austriackie ministerium oświaty udzieliło autorowi pomocy materialnej. Podnoszono zwłaszcza odsyłacze do czasopism specjalnych, podanie nazw części maszyn w czterech obcych językach, dość bogaty materiał zawarty w szkicach bardzo starannie wykonanych, wreszcie czysty i poprawny język, wolny od przekręconych nazw cudzoziemskich”[8]. Stadtmüller rzeczywiście skorzystał z rządowej dotacji; napisał w przedmowie: „Wydanie tej pierwszej pracy w języku polskim zawdzięczam głównie wsparciu Wysokiego Ministerstwa Oświaty, któremu niniejszem składam należne podziękowanie” [1].

Podręcznik Stadmüllera jest dziełem dwutomowym, ponadto każdy z tomów posiada atlas rysunków. Tom pierwszy liczy 220 stron. Autor wyróżnił w nim wstęp, w którym zestawił podstawowe wiadomości z mechaniki i wytrzymałości materiałów, przydatne w dalszym wykładzie. Pozostały materiał został zatytułowany „Części składowe maszyn”. Dział ten podzielił z kolei na części łączące (nity, sworznie, śruby, kliny) i części przenoszące ruch obrotowy. W tym ostatnim dziale wyróżnił czopy, osie, wały, pierścienie, sprzęgła, łożyska, koła czołowe (zębate), koła tarciove, pasowe, linowe i łańcuchowe, oprawy łożyskowe i transmisje. Rozdział poświęcony kołom zębatym jest najobszerniejszy. Tom drugi, liczący 115 stron, poświęcony został częściom, zamieniającym ruch prostoliniowy na obrotowy lub wahadłowy, a więc dźwigniom, korbom, mimośrodom, łącznikom, wahaczom, tłokom, dławikom i na końcu uzbrojeniu maszyn, a więc rurom i zaworom. Do każdego tomu został dołączony atlas z własnymi rysunkami autora [3].

### 3. ELEMENTY DYNAMIKI MASZYN

We wstępie do książki Stadtmüller podał krótkie repetytorium podstawowych wzorów, służących do obliczeń pracy, mocy i sprawności. Tak więc praca mechaniczna siły  $P$ , wyrażanej w kilogramach, działającej w kierunku przebywanej drogi liniowej  $s$ , równa jest iloczynowi  $Ps$ . Natomiast praca w sekundzie, obecnie nazywana mocą, to skutek mechaniczny lub efekt siły, równy  $Pv$ . Mierzono ją w metrokilogramach (w sekundzie), natomiast dla większych wartości skutku używano jednostki zwanej siłą konia, równej 75 metrokilogramów i dla tak wyrażonej wielkości rezerwowano oznaczenie  $N$ .

Kolejno autor wyprowadził znaną, używaną do wprowadzenia układu SI zależność między obciążeniem, mocą  $N$  i prędkością  $n$  w ruchu obrotowym. Obciążeniem był moment siły względem osi obrotu, oznaczony jako  $PR$ . Wówczas:

$$PR = 716,2 N/n$$

gdzie:  $P$  – w kilogramach,  $R$  – w metrach,  $N$  – w koniach,  $n$  – w obrotach na minutę.

Następnie został wyprowadzony wzór, który w istocie jest zapisem równoważności pracy i energii kinetycznej w odniesieniu do spadku z wysokości  $h$  ciała o masie  $M = P/g$  ( $P$  – ciężar,  $g = 9,81$  m na sekundę – przyspieszenie wolnego spadku):

$$Ph = \frac{1}{2} M v^2$$

Odnosnie pojęcia, zwanego dziś sprawnością, autor napisał, iż w wyniku oporów praca użyteczna jest pomniejszana o pracę straconą i tak podsumował rozważania: „Ponieważ praca użyteczna przedstawia właściwą korzyść, jaką otrzymujemy ze siły poruszającej, przeto przy konstrukcji każdej maszyny zważać należy głównie na to, ażeby praca użyteczna była jak największa, a zatem starać się o zmniejszenie wszelkich przeszkód ruchu. Środkiem do osiągnięcia tego celu jest możebna prostota mechanizmu i unikanie różnego rodzaju uderzeń, jakoteż wszelkich nagłych zmian ruchu”.

### 4. MODELE SPRZĘGIEŁ MECHANICZNYCH Z CZŁONAMI RUCHOMYMI

W rozdziale „Sprzęgacze” pierwszego tomu autor zajął się m.in. sprzęgłami ruchomymi, przedstawiając ich zastosowanie, istotne cechy i przykładową konstrukcję. Niektóre z nich są mechanizmami. Zalicza się do nich np. sprzęgło Oldhama, które jak wiadomo strukturalnie jest czworobokiem przegubowym z dwiema parami przesuwными. W tej konstrukcji „dwa krążki nakładowane łączy jedna płyta, posiadająca dwie listewki na krzyż ułożone, które wchodzi w odpowiednie rowki sąsiednich krążków”. Charakteryzując to połączenie Stadtmüller napisał, że „dozwala posunięcia mimośrodkowego osi geometrycznej, a pomimo tego przenosi ruch jednostajnie”. Kolejny mechanizm sprzęgła to przegub Cardana, dla którego autor podał ówczesne nazwy: sprzęgacz uniwersalny, klucz Hooke’a, klucz Cardana. Jest to sferyczny czworobok przegubowy.

Autor zwrócił uwagę na nierównomierność przekazywania ruchu, tym większą, im większy jest kąt między osiami wałów. Sposobem na uniknięcie niejednostajności jest użycie wałka pośredniego z dwoma takimi samymi przegubami, Wówczas „gdy jeden klucz przenosi ruch za prędko, drugi przenosi go za wolno, co może błąd wyrównać”.

## 5. KINEMATYKA PRZEKŁADNI ZĘBATYCH WALCOWYCH

Stadtmüller, nie używając pojęcia przekładni, stwierdził na wstępie rozdziału o kołach, że służą one do przenoszenia ruchu obrotowego, oraz że osie kół współpracujących mogą być równoległe (koła zwykle lub czołowe), przecinające się (stożkowe) lub skośne (hyperboloidalne lub ślimakowe). Natomiast biorąc pod uwagę sposób współpracy podzielił je na zębate i frykcyjne, stykające się bezpośrednio oraz na pasowe, linowe i łańcuchowe, wymagające dodatkowego członu. W kołach zębatych rozróżnił zazębienie zewnętrzne i wewnętrzne. Kinematykę kół określa przełożenie, które autor nazywał stosunkiem kół  $s$  i definiował jako stosunek ich promieni:

$$s = \frac{R}{R_1} = \frac{z}{z_1} = \frac{n_1}{n}$$

gdzie:  $R, R_1$  – promienie;  $z, z_1$  – liczby zębów;  $n, n_1$  – prędkości obrotowe kół współpracujących. Podał też wzory na odległości osi dla różnych zazębień.

Aby wprowadzić definicję kół podziałowych dla kół czołowych, autor najpierw zdefiniował tzw. koła stosunkowe. Są to dowolne dwa koła wykreślone ze środków kół zębatych, zachowujące stosunek promieni taki, jak w kołach rzeczywistych. Punkty na ich obwodach mają tę samą prędkość. Koła stosunkowe styczne do siebie to właśnie koła podziałowe. Wśród innych określił autor zdefiniował również podział (podziałkę)  $t$ . Jest to odległość środków dwu sąsiednich zębów, mierzona po kole podziałowym:  $2 R \pi = t z$ , stąd:

$$t = \frac{2R\pi}{z}$$

Stadtmüller nie używał jeszcze pojęcia modułu.

Po przedstawieniu obszernego podrozdziału na temat obliczeń wytrzymałościowych, autor przeprowadził studium kształtowania zarysów bocznych zębów z uwzględnieniem kinematyki zazębienia i podał praktyczne wskazówki na ten temat. Zastrzegłszy równość podziałek we współpracujących kołach i warunek ciągłego styku zarysów bocznych zębów obu kół podczas pracy, autor sformułował i udowodnił twierdzenie o tym, że wspólna normalna w punkcie styku zębów przechodzi przez punkt styczności kół podziałowych. Stwierdził też, że warunek ten spełniają różne krzywe, ale przede wszystkim cycloidy i rozwijające (ewolwenty) koła. Następnie postawił ogólne zadanie skonstruowania zarysu zębów koła współpracującego z innym kołem o danym zarysie zębów. Użył do tego wykreślnej metody obwiedniowej i podał trzy sposoby rozwiązania zadania.

Omawiając konstrukcję zazębienia cycloidalnego, autor zajął się najpierw zazębieniem wewnętrznym, następnie wewnętrznym. Podał też uproszczone sposoby konstrukcji, polegające na zastąpieniu cycloid łukami okręgów lub na ograniczeniu stopy zęba liniami prostymi. W dokładnym zazębieniu zewnętrznym zarys głowy zęba jest epicykloidą, a stopy – hipocykloidą. Krzywe te zakreśla punkt koła tworzącego, toczącego się po stronie zewnętrznej albo wewnętrznej koła podziałowego. Promień koła tworzącego zalecił autor przyjmować jako 0,875 część podziałki. Jak wykazał, odpowiada on najmniejszej liczbie zębów  $z = 11$ .

Zazębienie oparte na rozwijającej koła (ewolwencie), zalecił autor szczególnie dla kół stosowych, tzn. należących do zbioru (stosu) kół o tym samym podziale, albo jakbyśmy powiedzieli obecnie – o tym samym module. W dalszym ciągu podał praktyczne sposoby konstrukcji tej krzywej. Jednym z tych sposobów jest metoda uproszczona, którą przytoczył za Willisem.

Rozważania kinematyczne dotyczące kół walcowych zostały zakończone paragrafem zawierającym wnioski odnośnie wyboru zazębienia. Autor postulował tu ustalenie pewnych standardów, które ułatwiłyby konstrukcję kół. Przede wszystkim należałoby przyjąć jedną krzywą, najlepiej rozwijającą, a innych używać w sytuacjach wyjątkowych; liczbę zębów należałoby ograniczyć do pewnego ciągu wartości i przyjąć taki podział, aby stosunek podziałki i liczby  $\pi$  był liczbą całkowitą

(jest to wprowadzenie *implicite* pojęcia modułu). Wymienił także najważniejsze zalety ząbów ewolwentowych (niższy koszt, możliwość korekcji zarysów, mała wrażliwość na błędy ustawienia osi) i ząbów cykloidalnych (mniejsze tarcie i zużycie, mniejsza graniczna minimalna liczba zębów). Z obecnej perspektywy można stwierdzić, że wiele jego postulatów zostało wprowadzonych do praktyki, bowiem ząbienia ewolwentowe są stosowane powszechnie, zaś znormalizowane moduły ząbów są najczęściej liczbami całkowitymi lub półowymi.

## 6. INNE PRZEKŁADNIE ZĘBATE

Oddzielny paragraf poświęcił autor geometrii i kinematyce kół stożkowych. W modelu koła wyróżnił stożek główny i stożek pomocniczy. Stwierdził, że dla przełożenia obowiązują te same wzory, co dla kół walcowych. Koło podziałowe, będące podstawą stożka głównego, jest bazą pomiaru podziałki i grubości zęba. Natomiast stożek pomocniczy jest wyznaczany przez prostopadłe do tworzących stożka głównego. Autor wyprowadził wzory na zależności między promieniami stożków głównych i pomocniczych. Ruch względny stożków pomocniczych obu kół jest analogiczny do współpracy kół walcowych i w tym ruchu wykreśla się zarysy boczne zębów. Za najkorzystniejszy dla kół stożkowych autor uznał zarys ewolwentowy, zwłaszcza przy większej liczbie zębów.

W przekładni ślimakowej autor wyróżnił człon napędzający – ślimak, czyli śrubę oraz koło ślimakowe, które można traktować jako część mutry (nakrętki). Przeprowadził analizę, która dostarczyła wniosków odnośnie sprawności przekładni. Rozpatrując rozkład sił z udziałem tarcia otrzymał wzór na stosunek momentu  $M_1$  na kole do momentu  $m_1$  na ślimaku:

$$\frac{M_1}{m_1} = \frac{R}{r} \cdot \frac{1 - f \operatorname{tg} \alpha}{f + \operatorname{tg} \alpha} = \frac{1 - f \operatorname{tg} \alpha}{f + \operatorname{tg} \alpha} \operatorname{tg} \alpha \cdot z$$

gdzie:  $R$  i  $r$  – promienie: koła i ślimaka,  $f$  – współczynnik tarcia.

Natomiast ten stosunek bez udziału sił tarcia dla pojedynczego gwintu ślimaka wynosi:

$$\frac{M}{m} = \frac{2R\pi}{t} = z$$

Zakładając przykładowe konkretne wartości  $\operatorname{tg} \alpha = 0,1$  oraz  $f = 0,15$ , uzyskał sprawność bliską 40% (40% skutku użytecznego).

Wynik ten doprowadził autora do oczywistego wniosku, że ze względu na stopień wykorzystania energii napędu stosowanie tych przekładni nie jest korzystne. Jako wyjątek uznał urządzenia, gdzie można wykorzystać ich zalety, tzn. układy o dużym przełożeniu i małym obciążeniu, albo o krótkim czasie działania, albo też urządzenia wciągników, gdzie samohamowność ząbienia zastępuje hamulec.

Metodologia obliczeń konstrukcyjnych przekładni zębatych, zawarta w podręczniku Stadtmüllera, dotycząca zarówno zagadnień wytrzymałościowych, jak i kinematycznych, była tematem wcześniejszych prac zespołu. Same obliczenia to temat artykułu [9], natomiast w rozdziale monografii [10] odniesiono się również do sposobów rysunkowego przedstawiania konstrukcji przekładni. Aspekty terminologiczne konstrukcji kół zębatych zostały poruszone m.in. w artykule [11]. Pokazano, iż w tak ważnej wówczas sprawie polskiego słownictwa technicznego terminologia Stadtmüllera była odbiciem ówczesnego etapu rozwoju wiedzy i kluczowych pojęć stosowanego w końcu XIX w. paradygmatu konstrukcji maszyn.

## 7. MECHANIZMY DŹWIGNIOWE – STATYKA I KINEMATYKA

Wiek XIX jako okres powstawania wielkiego przemysłu maszynowego był czasem intensywnego rozwoju metodologii konstruowania i technologii wytwarzania maszyn oraz środków transportu. Proces ten stymulował poszukiwanie nowych źródeł napędu i mechanizmów przekazujących napęd do organów wykonawczych maszyn. Nie mniej jednak ważną rolę odgrywały wciąż maszyny parowe i ich osprzęt, mimo coraz szerszego stosowania silników spalinowych.

Prócz przekładni zębatach – jako mechanizmy przekazujące i przekształcające ruch i siły – szeroko stosowane były mechanizmy dźwigniowe. Były one istotnymi podukładami maszyn parowych i włókienniczych. Stadtmüller zajął się ich statyką i kinematyką w drugim tomie podręcznika [2], w dziale „Części przenoszące ruch prostoliniowy na obrotowy lub wahadłowy” (tu m.in. omówił dźwignie, korby i wahacze) oraz w dziale „Części składowe do ruchu prostoliniowego” (m.in. wodzidła, krzyżulce, sanki, lineawy).

Przedstawione statyczne obliczenia dźwigni sprowadzają się do znalezienia wypadkowej sił, działających na ramiona dźwigni kątowej o danych wymiarach. Autor określił korby jako dźwignie o jednym ramieniu, a jako ich zadanie w maszynach parowych podał zamianę ruchu prostoliniowego trzonu tłokowego na ruch obrotowy wału.

Kolejnym elementem mechanizmów korbowych był właśnie trzon, który można dziś nazwać łącznikiem lub korbowodem. Charakteryzując te elementy autor napisał: „Trzony służą do połączenia sztywnego punktów ruchomych” oraz: „Głównym przedstawicielem trzona jest trzon korbowy, łączący czop korby z wodzikiem, krzyżulcem, lub z wahaczem i służący do zamiany ruchu obrotowego na ruch prostoliniowy lub przeciwnie. Spośród członów mechanizmów korbowych autor wyróżnił jeszcze wahacze – dźwignie podparte w jednym punkcie, jednoramienne lub dwuramienne, realizujące ruch wahadłowy. Ich najczęstsze zastosowanie to układy niezbyt szybkich maszyn parowych stojących oraz pomp.

Części, realizujące ruch prostoliniowy, to tłoki, trzony tłokowe (tłoczyska) i krzyżulce. Natomiast ruch prostoliniowy innych elementów wymuszają wodzidła i kierownice czyli lineawy. Krzyżulce o różnej konstrukcji to elementy ślizgające się w prowadnicach lineawów, posiadające powierzchnie sankowe. Autor przeanalizował kierunki i zwroty sił, działających od strony trzonów korbowych na krzyżulce i poprzez ich sanki na lineawy. Potraktował je jako dane do dalszych obliczeń wytrzymałościowych i wskazówek technologicznych.

Wodzidłami nazywano wówczas układy kinematyczne, których zadaniem było „prowadzić punkt, linię albo część składową maszyny w przepisanej kolejności”, a więc realizować pewną zadaną trajektorię. Autor zajął się jedynie tymi wodzidłami, którymi są układy przegubowe, a ich trajektorie mają przybliżać odcinki prostych (później zaczęto je nazywać prostowodami). Omówił więc wodzidło z wahaczem, z dwoma łącznikami oraz równoległobok Watta. Analizując ich kinematykę i możliwości syntezy podał rozwiązanie zadania znalezienia brakujących wymiarów członów prostowodu dla przyjętych niektórych długości i współrzędnych punktów.

Nie dysponujemy atlasem do tomu drugiego podręcznika, w którym autor zamieścił rysunki opisane w tekście. Dlatego w celu lepszego zrozumienia tekstu autora posłużono się przykładowym zadaniem syntezy wodzidła, pochodzącym z współczesnego omawianemu podręcznikowi źródła. Jest nim podręcznik „Technik” [12]. Dział poświęcony kinematyce mechanizmów korbowych został w nim opracowany bardzo szeroko; także prostowodom poświęcono sporo miejsca.

Omówione przez Stadtmüllera zadanie konstrukcji wodzidła z wahaczem jest najbliższe podanemu w [12] zagadnieniu konstrukcji prostowodu lemniskatowego (Watta). Według założeń punkt łącznika  $B$  miał się poruszać po odcinku prostej, przy czym długość tego odcinka była wyznaczona przez zakres zmienności kąta położenia wahacza  $\varphi$ . Stadtmüller podał jedynie sposób znalezienia położenia na łączniku punktu  $B$  kreślącego trajektorię oraz punktu obrotu  $M_1$  i długości

$a_1$  drugiego wahacza, przy danych pozostałych wymiarach. Natomiast w „Techniku”, prócz takiego zadania, znajdujemy jeszcze inne jego wersje, np. poszukiwanie położenia punktów obrotu obu wahaczy  $M$  i  $M_1$  oraz kreślącego trajektorię punktu  $B$ , dla danych pozostałych wymiarów.

## 8. PODSUMOWANIE

Podręcznik Stadtmüllera to obszerne źródło informacji o konstrukcji i funkcjonowaniu maszyn, ale także o technikach wytwarzania ich elementów. Tak więc zasadnicza część dzieła dotyczy używanych wówczas sposobów wytrzymałościowego kształtowania części maszyn, sprawdzania poziomu obciążeń, doboru materiałów, stosowania sprawdzonych i zalecanych rozwiązań. Autor podał też niezbędne w procesie konstruowania wzory. Interesujące mogą się również okazać opisy niektórych stosowanych pod koniec XIX w. technologii. Jako wprowadzenie przedstawił w skrócie podejście do podstawowych pojęć i zasad mechaniki, ze szczególnym uwzględnieniem pracy, mocy, energii, sprawności, ich relacji i jednostek.

Problematyka, włączana dziś do klasycznych działów teorii mechanizmów, jest obecna w omawianym podręczniku w ograniczonym zakresie. Zagadnienia te występują głównie jako zadania składowe większych problemów konstrukcyjnych.

Zasługi Karola Stadtmüllera jako twórcy podręcznika podstaw konstrukcji są trudne do przecenienia. Jego wkład w powstawanie polskiej literatury z dziedziny inżynierii mechanicznej można śmiało określić jako wybitny. Był pierwszym inżynierem polskim, który stworzył od podstaw oryginalny podręcznik, będący kompendium dziewiętnastowiecznej wiedzy o konstrukcji maszyn. Dopiero kilkanaście lat później ukazał się przetłumaczony z niemieckiego „Technik”, a na kolejne podręczniki polskie trzeba było poczekać jeszcze kilkanaście czy kilkadziesiąt lat.

O ocenie jego osoby i roli jako twórcy literatury technicznej świadczy fragment jednego z nekrologów: „Ś. p. Stadtmüller był to pracownik mrówczej pracy i wytrwałości, cichy i skromny, nie szukał rozgłosu, dlatego poza ścisłym kołem inżynierów budowy maszyn mało był znany. Dobry ten, łagodnego i przyjemnego usposobienia i zacnego charakteru człowiek, niepospolicie zasłużył się polskiej technice, tak jako autor pierwszych podręczników z zakresu budowy maszyn, jak i jako skrzętny i niezmordowany pracownik na polu słownictwa technicznego, który w swym dziele tak w wydanej jak i niewydanej części nagromadził olbrzymi materiał. Wskutek tego zasłużył sobie w literaturze polskiej na wdzięczną i długą pamięć.” [5]

Niniejszy artykuł wpisuje się w cykl prac o początkach polskiej szkoły teorii mechanizmów. Ukazały się już prace poświęcone m. in. pierwszym ujęciom zagadnień z tej dziedziny, zawartym w podręczniku Franciszka Miechowicza [13], a wcześniej także pracy i działalności dydaktycznej profesora Politechniki Lwowskiej Witolda Aulichy oraz omówieniu pierwszego podręcznika teorii mechanizmów Wacława Moszyńskiego.

## LITERATURA

1. Stadtmüller K.: Podręcznik do konstrukcji maszyn dla inżynierów, mechaników i uczniów szkół technicznych. Tom I. Kraków 1888, s. 105–174.
2. Stadtmüller K.: Podręcznik do konstrukcji maszyn dla inżynierów, mechaników i uczniów szkół technicznych. Tom II. Kraków 1890, s. 5–79.
3. Stadtmüller K.: Atlas do konstrukcji i budowy maszyn. Tom I. Kraków 1888.
4. Piłatowicz J.: Stadtmüller Karol. W: Słownik biograficzny techników polskich. Federacja Stowarzyszeń Naukowo–Technicznych, Warszawa 2002, zeszyt 13, str. 149–151.
5. Ś. p. prof. Karol Stadtmüller. Czasopismo Techniczne. Organ PTP we Lwowie, Nr 16 R. 36 1918, s. 157–158.

6. Freudenson L.: Ś. p. Karol Stadtmüller. Czasopismo Krakowskiego Towarzystwa Technicznego, Nr 7–8 R. 2 1918, s. 61–62.
7. Ś. p. Karol Stadtmüller. Przegląd Techniczny, Nr 49–52 T. 57 1919, s. 214.
8. Kucharzewski F.: Piśmiennictwo Techniczne Polskie T.III – Mechanika. Przegląd Techniczny, Nr 40 Tom 51 1913, s. 524.
9. Pylak K., Schabowska K.: Obliczenia kół zębatach w pierwszym polskim podręczniku konstrukcji maszyn, W: Taranenko W. (red.): Podstawy informatyczne w organizacji produkcji, LTN Lublin 2009, s. 110–122.
10. Pylak K., Schabowska K.: Zarys metodyki obliczeń oraz wizualizacja przekładni zębatach w polskim piśmiennictwie technicznym do końca XIX wieku. Politechnika Lubelska, Lublin 2010, s. 72–87.
11. Pylak K., Schabowska K.: Kształtowanie się polskiej terminologii dotyczącej przekładni zębatach. Część II – wiek XIX. Kwartalnik Historii Nauki i Techniki, R. 58: 2013, nr 1, s. 125-148.
12. Technik. Podręcznik opracowany według niemieckiego pierwowzoru, wydawanego przez Stowarzyszenie „Hütte”. Tom I, Warszawa 1905. Dział piąty – Części maszyn, s. 423–648, Napęd korbowy, s. 551–576, Wodzilla, s. 569–576.
13. Jonak J., Machrowska A., Pylak K.: Problematyka teorii mechanizmów w pierwszym polskim podręczniku podstaw konstrukcji. W: Jonak J. (red.): Komputerowo wspomagane projektowanie maszyn. Cz. 2. Politechnika Lubelska, Lublin 2017, s. 8–20 (rozdział 1).



## **Część III**

**Problemy dydaktyki w nauczaniu Teorii  
Maszyn i Mechanizmów**

**Issue of didactics in teaching Theory of  
Machines and Mechanisms**

## **BRAK LABORATORIÓW JAKO ISTOTNY CZYNNIK OGRANICZAJĄCY POZIOM KSZTAŁCENIA INŻYNIERSKIEGO W UCZELNIACH PRYWATNYCH**

**Janusz K. Wawrzecki**

Akademia Humanistyczno Ekonomiczna, Kierunek Transport w Łodzi  
Łódź 90-212, ul. Sterlinga 26

**Streszczenie:** Referat zawiera opis tworzenia, organizacji i programu Laboratorium Podstaw Automatyki na Kierunku Transport AHE w Łodzi. Studia inżynierskie w uczelniach prywatnych mają charakter studiów zaocznych a studenci pracujący zawodowo posiadają pewną wiedzę praktyczną, laboratoria powinny przyczynić się do ugruntowania umiejętności i poszerzenia ich wiedzy. Trudności finansowe uczelni prywatnych, brak zaplecza technicznego i nadzoru nie powinny hamować rozwoju kształcenia studentów a tym bardziej jakości kształcenia. Aby zapobiec ujemnym skutkom wynikającym z powyższych przyczyn podjęta została inicjatywa utworzenia Laboratorium Podstaw Automatyki. Zaproponowana została koncepcja funkcjonowania laboratorium, program, organizację zajęć i wyposażenie. W taki sposób powstało niżej opisane Laboratorium PA.

### **1. KSZTAŁCENIE INŻYNIERSKIE W WARUNKACH UCZELNI PRYWATNYCH**

Studia inżynierskie w uczelniach prywatnych mają charakter studiów zaocznych w trybie akademickim a bardzo często w trybie praktycznym. O ile w pierwszym przypadku wymagane jest zatrudnienie pracowników samodzielnych wg kryterium minimum ministerialnego o tyle w drugim przypadku kształcenia obsadę dydaktyczną ten wymóg nie obowiązuje. Decyduje to o obniżeniu poziomu jakości kształcenia. Kolejnym systemem kształcenia to studiowanie w PUW. Ten rodzaj studiów przez internet wygodny dla studiujących ale nie konieczne dla prowadzących zajęcia wykładowców. Przygotowanie odpowiednie wykładów oraz ćwiczeń i czas przeznaczony na konsultacje internetowe przy braku laboratoriów objętych obowiązkiem odbycia zajęć we własnej uczelni stanowić może dalsze obniżenie jakości kształcenia przy bardzo małej wiedzy ogólnej przyszłych inżynierów.

### **2. WPLYW BRAKU LABORATORIÓW NA POZIOM KSZTAŁCENIA**

Problem niskiego poziomu nauczania inżynierskiego w uczelniach prywatnych wynika głównie z ograniczonych lub braku możliwości prowadzenia zajęć praktycznych w laboratoriach celem uzupełnienia wiedzy teoretycznej studenta. Organizacja i wyposażenie laboratoriów takich jak np. miernictwa warsztatowego, badań wytrzymałości materiałów, automatyki, robotyki wymagają znacznych nakładów finansowych na jakie uczelnie nie stać. Nie ma także możliwości pozyskania, lub są ograniczone z funduszy pozauczelnianych.

Studenci studiów zaocznych jakich kształcimy pracują na co dzień zawodowo jako kierowcy samochodów transportowych, pracownicy magazynów, czasami o dużym stopniu automatyzacji pracy, studiuje też pracownicy komunikacji miejskiej. Oczekują oni wiedzy uzupełniającej ich umiejętności praktyczne. Uczelnie bez nowoczesnych laboratoriów nie jest w stanie tego uczynić.

### 3. JAK POWSTAŁO LABORATORIUM PODSTAW AUTOMATYKI NA KIERUNKU TRANSPORT W AHE W ŁODZI

Inicjatorem i pomysłodawcą a także wykonawcą Laboratorium Podstaw Automatyki był Autor. Zaproponował koncepcję funkcjonowania laboratorium, program, organizację zajęć i wyposażenie. Były one punktem wyjścia do tworzenia laboratorium spełniającego podstawową funkcję w kształceniu inżynierskim. Na podstawie programu i planu, władze uczelni przydzieliły salę oraz sprzęt komputerowy i meble do ośmiu stanowisk studenckich i jednego stanowiska dla obsługi zajęć.



Rys. 1. Widok Laboratorium PA

Stanowiska do ćwiczeń nr 2, nr.6 i nr. 8 wykonane zostały przez autorów wszystkich instrukcji J. Wawrzeckiego i B. Jagiełło z Politechniki Łódzkiej. Programy komputerowe opracowane zostały przez Autora napisane zostały przez programistę Łukasza Wiznera z IT w AHE. Programy zostały napisane w środowisku programistycznym Microsoft Visual Studio 2010 z .NET Framework 4.0 w języku programowania C#. Program realizuje operacje w układach regulacji automatycznej przyciskami uruchamianymi przez wykonującego ćwiczenie. Podstawę obsługi programu stanowi MENU zawierające przyciski do otwarcia wszystkich aplikacji sygnałów i drukowania sprawozdania.

Program C4CHWYTAK napisany został w środowisku programistycznym w języku programowania C#. wykorzystującym pakiet Delphi będącym narzędziem programistycznym jako implementacja języka Pascal. Delphi należy do klasy tzw. systemów szybkiego tworzenia aplikacyjnego RAD (ang. Rapid Application Development) wykorzystując tzw. komponenty tworzące bibliotekę VCL (ang. Visual Component Library).

### 4. TEMATYKA ĆWICZEŃ

Zajęcia w Laboratorium PA poprzedzone są wykładem wprowadzającymi i sporządzeniem list poszczególnych grup ćwiczeniowych. Wprowadzenie do Laboratorium Podstaw Automatyki ma więc określone znaczenie. Celem wykładu wprowadzającego jest zapoznanie studentów z programem i obowiązującym regulaminem Laboratorium Podstaw Automatyki, zasadami bezpiecznego wykonywania ćwiczeń w laboratorium oraz ze sposobami wykonywania pomiarów, obliczeń i opracowania sprawozdania z ćwiczenia .

W programie znajdują się ćwiczenia mające określone znaczenie, które obejmuje:

1. Tworzenie wykresów sygnałów próbnych w automatyce - ćwiczenia komputerowe
2. Badanie charakterystyk skokowych członów podstawowych w kolejności:  
Człony proporcjonalny i inercyjny, ćw. 2a.:  
Człony całkujący, różniczkujący i oscylacyjny, ćw. 2b.
3. Projektowanie krzywki jako programu układu regulacji automatycznej – ćwiczenie komputerowe.
4. Dobór wymiarów chwytaka robota przemysłowego (paletyzującego) do przenoszenia opakowań - ćwiczenia komputerowe.
5. Badanie stabilności układu regulacji automatycznej - ćwiczenie komputerowe.
6. Badanie układu regulacji automatycznej ciśnienia w oponie pojazdu wielkogabarytowego.
7. Regulacja dwupołożeniowa temperatury pieca.
8. Badanie układu sterowania silnikiem DC.

Ostatnie dwa ćwiczenia mogą być prowadzone zamiennie.

## 5. ORGANIZACJA ZAJĘĆ W LABORATORIUM PA

Zajęcia w Laboratorium PA odbywają się w dwóch seriach następujących kolejno po cztery ćwiczenia. Zgodnie z programem Laboratorium PA w semestrze przypada do wykonania osiem ćwiczeń. Ćwiczenia wykonywane są w czterech grupach po 3 (łącznie na zajęciach 12) osoby pod opieką dydaktyczną prowadzącego ćwiczenia. Do każdego ćwiczenia studenci wykonują pomiary, obliczenia i drukują sprawozdania po jednym na grupę. W przypadku ćwiczeń komputerowych dokonują rozwiązań problemu wg programu i drukują sprawozdanie uzupełniając je niezbędnymi obliczeniami i wnioskami. Na każdym zajęciach student oceniany jest z wiadomości potrzebnych do danego ćwiczenia i nabytych umiejętności praktycznych. Sprawozdanie studenci oddają po zakończeniu ćwiczenia. Na zajęciach ostatnich dokonuje się wpisu zaliczenia do karty zaliczeń (indeksu).

## 6. STANOWISKA LABORATORYJNE I PROGRAMY

Celem ćwiczenia 1. jest zapoznanie praktycznie z sygnałami próbnymi (zakłócającymi) automatyki oraz ich tworzenie przez program C1SYGNAŁY na komputerze PC i porównanie ich z sygnałami z generatora. Do typowych sygnałów próbnych zaliczamy takie sygnały jak:

- funkcja skoku jednostkowego,
- funkcja impulsowa,
- funkcja harmoniczna,
- funkcja potęgowa.

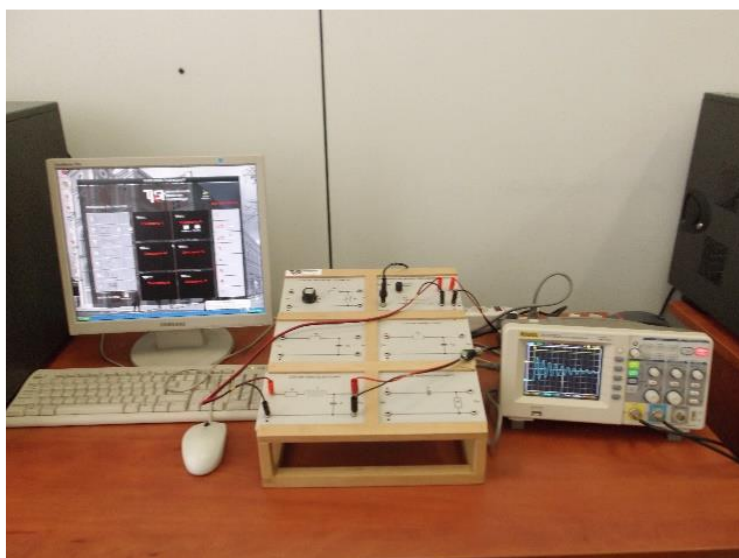
Wybór losowy przez program C1SYGNAŁY określonego sygnału powoduje jednoczesne ukazanie się na ekranie i w sprawozdaniu wraz z podstawowymi danymi do obliczeń. Poszczególne wykresy sygnałów mogą być drukowane również osobno niezależnie od sprawozdania. Dla poszczególnych funkcji opisujących sygnały oblicza się wartości współczynników stałych.



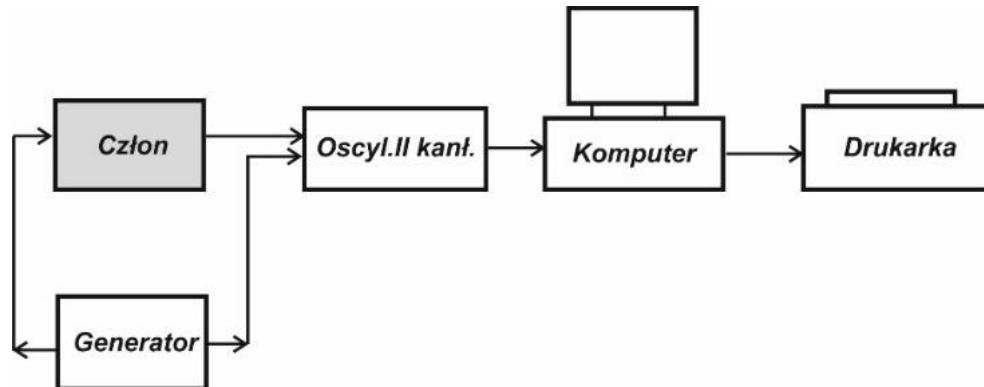
Rys. 2. Widok stanowiska pomiarowego

Celem ćwiczenia 2. jest zapoznanie studentów z budową członów podstawowych proporcjonalnego i inercyjnego oraz całującego, różniczkującego i oscylacyjnego zbudowanych z elementów elektrycznych oraz z przebiegami odpowiedzi tych członów na wymuszenie skokowe zwanych charakterystykami skokowymi.

Po wyznaczeniu charakterystyk skokowych oblicza się dla poszczególnych członów odpowiednio współczynniki wzmocnienia, stałe czasowe oraz okres i współczynnik tłumienia w przypadku członu oscylacyjnego.



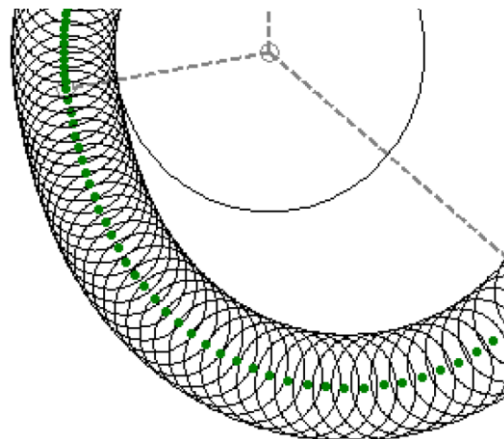
Rys. 3. Widok układu pomiarowego



Rys. 4. Schemat blokowy układu do badania charakterystyk skokowych członów

Celem ćwiczenia 3. jest zaprojektowanie krzywki mechanicznej, posługując się programem C3KRZYWKA, jako zadajnika stałego programu działania serwomechanizmu lub do sterowania rozrzędem silnika spalinowego.

Program realizuje operacje wyznaczania zarysu krzywki, jako programu układu sterowania automatycznego, przyciskami uruchamianymi przez wykonującego ćwiczenie, który decyduje o przebiegu obliczeń i zakończeniu projektowania. Sprawozdanie uzupełnia się obliczeniami wartości czasów obrotu krzywki według prawa ruchu i wyznacza się okres obrotu krzywki.



Rys. 5. Zarys krzywki wygenerowany przez komputer

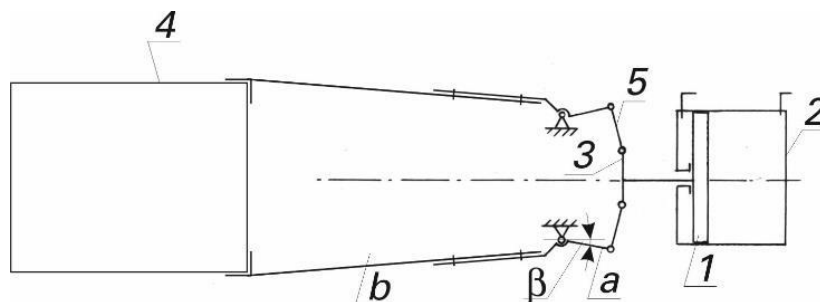
Celem ćwiczenia 4. jest dobranie wymiarów chwytaka dźwigniowego pneumatycznego do przenoszenia artykułów handlowych w opakowaniach tekturowych z taśmy na palety magazynowe z wykorzystaniem programu C4CHWYTAK na komputerze PC.

Program realizuje operacje obliczenia siły chwytu opakowania przez szczęki robota przy dobranych parametrach chwytaka i danym ciśnieniu sprężonego powietrza zasilającego jego silnik pneumatyczny. Program o nazwie C4CHWYTAK przeznaczony jest do optymalizacji wymiarów chwytaka. Nastawy wszystkich parametrów ustawia się suwakami uruchamianymi przez wykonującego ćwiczenie.

Po zaprojektowaniu wymiarów chwytaka oblicza się minimalną siłę chwytu na podstawie wykresu siły chwytu zależnie od rozwarcia chwytaka.



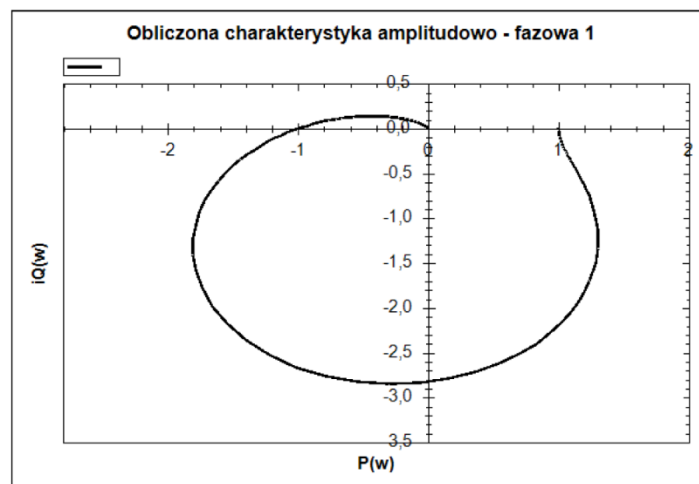
Rys. 6. Widok stanowiska do ćwiczenia 4



Rys. 7. Schemat kinematyczny chwytaka dwuszcękowego, w którym wyróżniono: silnik pneumatyczny 2. z tłokiem 1., człony chwytaka 3., 5. i a. oraz szczęki b., 4. oznacza obiekt transportowany

Celem ćwiczenia 5. jest badanie stabilności układu regulacji automatycznej o podanym schemacie blokowym i danych parametrach członów przy zastosowaniu kryterium Nyquista. Do badania stosuje się program C5STABILNOŚĆ.

Program realizuje operacje wyznaczania stabilności układu regulacji automatycznej przyciskami uruchamianymi przez wykonującego ćwiczenie, który jak poprzednio decyduje o przebiegu obliczeń i ich zakończeniu oraz podaniu wniosków. W wyniku obliczeń powstaje charakterystyka amplitudowo – fazowa oraz obliczana jest wartość zapasu stabilności.

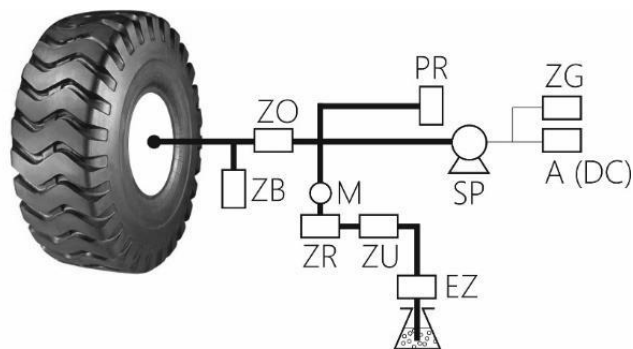


Rys. 8. Charakterystyka amplitudowo - fazowa wygenerowana przez komputer

Celem ćwiczenia 6. jest regulacja ciśnienia w zbiorniku jest doprowadzenie tego ciśnienia do wymaganej wartości odpowiadającego ciśnieniu w oponie pojazdu i utrzymanie go w określonym zakresie ciśnień. Wykorzystano w tym celu presostat dwupołożeniowy typu KP firmy Danfoss. Zasada działania układu regulacji ciśnienia przedstawiona została na rys. 10. W ćwiczeniu wykonuje się wykres ciśnienie w funkcji czasu oraz oblicza się średnią moc pobierana przez silnik sprężarki.

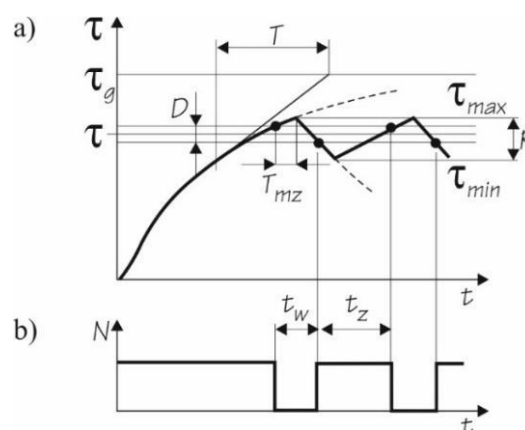


Rys.9 . Widok stanowiska pomiarowego



Rys.10. Schemat ideowy układu regulacji ciśnienia w oponie. Oznaczenia: ZB - zawór bezpieczeństwa ZO - zawór odcinający, ZR - zawór regulacyjny ZU - zawór upustowy, EZ - elektroza-wór NO SP – sprężarka, PR - presostat ZG – zegar, A - amperomierz DC M – manometr

Celem ćwiczenia 7. jest poznanie zasad regulacji dwupołożeniowej temperatury na przykładzie regulacji temperatury pieca elektrycznego oporowego.





Rys. 11. Przebieg zmian: a) temperatury  $\tau$  pieca w czasie  $t$ , b) mocy znamionowej pieca oporowego

Oba przebiegi studenci wykonują ręcznie a także obliczają parametry  $D$ ,  $T$ ,  $N$ .

Celem ćwiczenia 8. jest badanie sterowania silnikiem DC. Stanowisko jak na rys. 12. posiada układ pomiarowy prędkości obrotowej silnika czujnikiem indukcyjnym oraz układ pomiarowy napięcia prądu zasilającego silnik z regulatora napięcia.



Rys.12. Stanowisko układu sterowania silnikiem elektrycznym DC

## 7. WNIOSKI

1. Nowoczesne laboratoria są podstawą jakości kształcenia inżynierskiego w uczelniach wyższych,
2. Trudności finansowe uczelni prywatnych, brak zaplecza technicznego i nadzoru nie mogą hamować rozwoju kształcenia studentów,
3. Szybki rozwój techniki i technologii w różnych dziedzinach powinien być wynikiem między innymi wzrostu poziomu wykształcenia inżynierów wnoszących innowacyjność,
4. Z kilkuletniego doświadczenia wynika, że Laboratorium PA nawet na poziomie podstawowym stworzonym bez nakładów finansowych spełnia należycie swoją rolę.

## LITERATURA

1. Wawrzecki J., Podstawy Automatyki – wykład dla Kierunku Transport. Wyd. AHE Łódź 2012.
2. Wawrzecki J., Jagiełło B., Laboratorium Podstaw Automatyki. Wyd. wewn. AHE Łódź 2014.

Janusz K. WAWRZECKI prof. nadz.dr hab.inż. b. prof. Wydziału Mechanicznego Politechniki Łódzkiej. Obecnie prof. Akademii Humanistyczno Ekonomicznej w Łodzi, Kierunek Transport, Wydział Informatyki, Zarządzania i Transportu, Katedra Systemów Transportowych.

# **Część IV**

## **Streszczenia**

## **Abstracts**

## OCENA EFEKTYWNOŚCI NUMERYCZNEJ MODELI POŁĄCZEŃ IDEALNIE SZTYWNYCH I PODATNYCH W PRZYPADKU RAISERÓW

Iwona Adamiec-Wojcik<sup>1</sup>, Lucyna Brzozowska<sup>2</sup>, Łukasz Drąg<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Zarządzania i Transportu,

**e-mail:** i.adamiec@ath.bielsko.pl

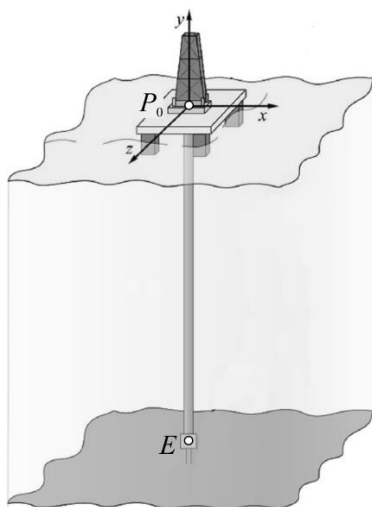
*Słowa kluczowe: metoda segmentów, model dynamiki risera, połączenie sztywne i podatne*

### Wprowadzenie

Łączenie członów podatnych między sobą i z ostoją, wymaga odpowiedniego sformułowania i opisu matematycznego, a w konsekwencji wpływa na efektywność numeryczną modeli dynamiki rozważanych układów. Najczęściej stosuje się jedno z dwóch podejść. W pierwszym z nich, połączenie jest modelowane jako idealnie sztywne. Wymaga to sformułowania odpowiednich równań więzów, oraz powoduje, że w równaniach dynamiki pojawiają się reakcje więzów. Przy sprowadzeniu równań więzów do postaci przyspieszeniowej, wymagane jest również zastosowanie metody stabilizacji równań więzów (przemieszczeń i prędkości). W drugim, często stosowanym podejściu, połączenie modeluje się jako podatne, poprzez układ sprężyn i tłumików translacyjnych i rotacyjnych. W tym przypadku nie trzeba formułować równań więzów. Pojawiają się jednak problemy z oszacowaniem wartości współczynników sprężyn i tłumików w połączeniu podatnym. Małe wartości tych współczynników, powodują duże odkształcenia względne; duże prowadzą do konieczności wielokrotnego zmniejszania kroku całkowania równań ruchu analizowanych układów.

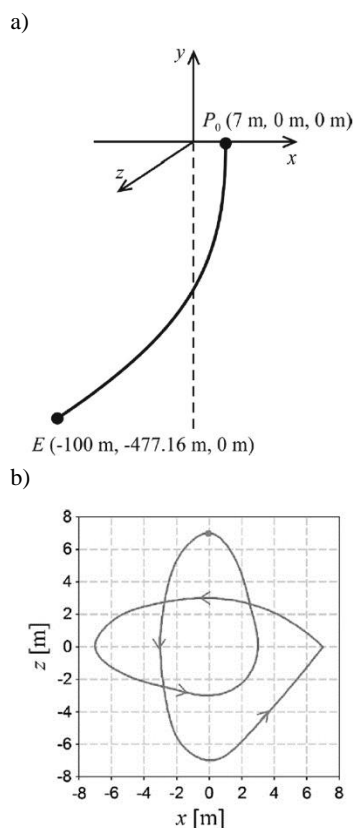
### Problem badawczy i metoda badawcza

W pracy przedstawiono przestrzenny model dynamiki risera o podatności giętej, otrzymany metodą segmentów [1], oraz wyniki symulacji numerycznych, przy obu wspomnianych wyżej modelach połączenia risera z wellhead (rys. 1).



Rys. 1 Schemat rozważanego układu

Założono, że riser jest wstępnie wygięty jak na rys. 2a. Jego górny koniec  $P_0$  porusza się w płaszczyźnie poziomej w sposób przedstawiony na rys. 2b.



Rys. 2 Analizowany przypadek a) wygięty riser, b) trajektoria górnego końca

### Wnioski i podsumowanie

Pokazano wpływ przyjętego modelu połączenia i współczynników (stabilizujących w metodzie Baumgarta dla więzów sztywnych) oraz sztywności i tłumienia (dla więzów podatnych), na krok całkowania i jakość wyników.

### Bibliografia

1. Adamiec-Wójcik I., Wojciech S.: Application of the finite segment method to stabilisation of the force in a riser connection with a wellhead, *Nonlinear Dynamics*, 2018, DOI/10.1007/s11071-018-4294-y.

## NUMERICAL EFFECTIVENESS OF MODELS FOR STIFF AND FLEXIBLE CONNECTIONS OF RISERS

Iwona Adamiec-Wojcik<sup>1</sup>, Lucyna Brzozowska<sup>2</sup>, Łukasz Drąg<sup>3</sup>  
<sup>1</sup> University of Bielsko-Biała, Faculty of Management and Transport,

**e-mail:** i.adamiec@ath.bielsko.pl

*Keywords:* finite segment method, dynamics model of a riser, flexible and rigid connections

### Introduction

Connection of links among them and with the base requires suitable formulation and mathematical description and as a consequence influences numerical effectiveness of dynamic models of systems considered. Two approaches are usually used. In the first one, the connection is modelled as ideally stiff. To this end constraint equations have to be formulated and thus constraint reactions occur in the equations of motion. When constraint equations are formulated in the acceleration form some methods of stabilisation of the constraint equations (for displacements and velocities) have to be applied. The second approach the connection is modelled as flexible by means of the system of rotational and translational springs and dampers. In this case the constraint equations do not have to be formulated yet, there are problems in defining values of stiffness and damping coefficients of the connection. When the values of these coefficients are small, large relative deformations occur which consecutively means that the integration step when integrating the equations of motion have to be several times smaller.

### Research problem and research methodology

In the paper we present the spatial dynamic model of the riser with bending flexibility obtained by means of the finite segment method [1]. Numerical simulations are carried out for both models of the connection between the riser and the wellhead (Fig. 1).

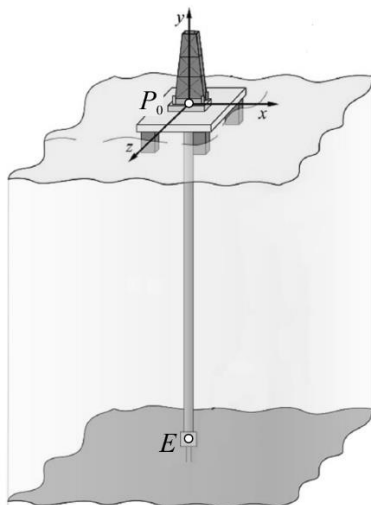


Fig. 1 Scheme of the riser

### Results

For analysis it is assumed that the riser is initially bent as in Fig.2a, and its upper end  $P_0$  moves in the horizontal plane in the way presented in Fig. 2b.

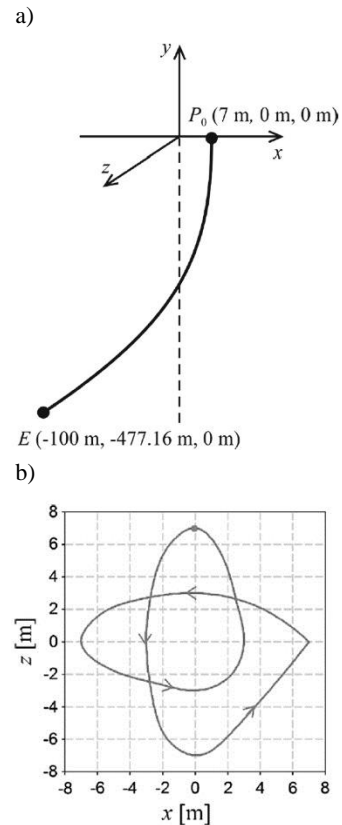


Fig. 2 The case analysed a) initially bent riser, b) trajectory of its upper end.

### Conclusions

The influence of the connection model assumed as well as of stabilising coefficients' values in Bugmart method for the rigid connection and of stiffness and damping coefficients for flexible connections on integration step and results of simulations is discussed.

### References

1. Adamiec-Wójcik I., Wojciech S.: Application of the finite segment method to stabilisation of the force in a riser connection with a wellhead, *Nonlinear Dynamics*, 2018, DOI/10.1007/s11071-018-4294-y.

## WPLYW PODATNOŚCI GIĘTNEJ I SKRĘTNEJ NA PRZEMIESZCZENIA I OBCIĄŻENIA RISERÓW

Iwona Adamiec-Wójcik<sup>1</sup>, Lucyna Brzozowska<sup>2</sup>, Stanisław Wojciech<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Zarządzania i Transportu,

e-mail: i.adamiec@ath.bielsko.pl

*Słowa kluczowe: metoda segmentów, drgania giętne i skrętne, współrzędne złączowe, riser*

### Wprowadzenie

W pracy omówiono zastosowanie metody segmentów (MS) do analizy drgań giętnych i skrętnych riserów. Przedstawiono sformułowanie metody przy zastosowaniu współrzędnych złączowych, umożliwiające analizę drgań własnych i wymuszonych ruchem bazy (statku bądź platformy), przy uwzględnieniu oddziaływania środowiska wodnego. Przeprowadzono walidację modelu oraz przedstawiono wpływ geometrii risera i prądów morskich na przemieszczenia i naprężenia w wybranych przekrojach.

W przypadku riserów, trudności w modelowaniu i numeryczne spowodowane są potrzebą uwzględniania dużych ugięć oraz oddziaływaniem środowiska wodnego. Aby uwzględnić oddziaływanie środowiska wodnego trzeba wziąć pod uwagę: ruchy bazy wywołane falowaniem morza, wpływ prądów morskich, siły wyporu oraz oporu hydrodynamicznego i wzrostu masy wywołanego wodą stowarzyszoną.

Niniejsza praca jest rozwinięciem modeli zamieszczonych w artykule [1], w którym przedstawiono sformułowania MS we współrzędnych złączowych, umożliwiającą analizę drgań wywołanych zginaniem, lecz pominięto analizę drgań skrętnych.

### Problem badawczy i metoda badawcza

W MS, podobnie jak w metodzie sztywnych elementów skończonych (MES) [2], podstawowa idea sformułowania polega na podziale podatnego członu na sztywne elementy skończone (ses przyjmujących cechy masowe) i elementy sprężysto-tłumiące (est przyjmujących własności sprężystości i tłumienia). Ruch kolejnych segmentów jest opisywany zazwyczaj jako ruch względem elementu poprzedzającego. Do opisu tego ruchu stosuje się kąty Eulera, zakładając zgodność przemieszczenia w punkcie połączenia segmentów. Prowadzi to do uwzględnienia współrzędnych opisujących ruch segmentu  $i$  tego, od współrzędnych uogólnionych wszystkich elementów, które go poprzedzają oraz współrzędnych wybranego punktu segmentu początkowego.

W wyniku podziału ruch członu podatnego, opisuje  $m=3+3(n+1)$  współrzędnych uogólnionych, będących składowymi wektora:

$$\mathbf{q} = [\mathbf{r}_0 \ \alpha_0 \ \alpha_1 \ \dots \ \alpha_i \ \dots \ \alpha_n]^T \quad (1)$$

gdzie:  $\mathbf{r}_0 = [x_0 \ y_0 \ z_0]^T$ ,

$$\alpha_i = [\psi_i \ \gamma_0 \ z_0]^T = [\alpha_{i,1} \ \alpha_{i,2} \ \alpha_{i,3}]^T.$$

Nieliniowe równania risera można zapisać w postaci:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} = -\mathbf{h} + \mathbf{Q}^{(g)} + \mathbf{Q}^{(w)} + \mathbf{Q}^{(H)} = \mathbf{f} \quad (2)$$

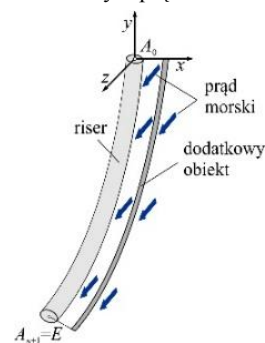
gdzie:  $\mathbf{Q}^{(g)}$ ,  $\mathbf{Q}^{(w)}$  – siły ciężkości i wyporu,

$\mathbf{Q}^{(H)}$  – siły oporu hydrodynamicznego,

$\mathbf{f}$  – wektor sił pochodzących od est i energii kinetycznej.

### Wyniki

Analizę drgań giętnych i skrętnych przeprowadzono dla risera o długości  $L = 500$  m i średnicy zewnętrznej  $D_z = 0,3$  m przedstawionego na rys. 1. Równoległe do głównego raisera umieszczono dodatkowy obiekt, którego celem jest skręcanie risera, pod wpływem sił wywołanych prądami morskimi i oporem hydrodynamicznym. W obliczeniach uwzględniono masę dodatkowego obiektu, natomiast pominięto jego parametry sztywnościowe. Założono, że skręcanie górnego końca raisera (a więc segmentu 0) jest ograniczone sprężyną o zadanej sztywności. Szczegółowo analizowano przemieszczenia risera wywołane bocznym prądem morskim.



Rys. 1 Rozważany riser

### Wnioski i podsumowanie

W pracy zamieszczono walidację modelu risera, która polegała na porównaniu ugięć statycznych obliczonych według własnego modelu z wynikami otrzymanymi przez innych autorów [3]. Otrzymano dobrą zgodność własnych wyników obliczeń z innymi wynikami modelowania, potwierdzając tym samym przydatność proponowanej metody MS do analizy drgań giętnych i skrętnych członów podatnych.

### Bibliografia

1. Adamiec-Wójcik I., Wojciech S.: Application of the finite segment method to stabilisation of the force in a riser connection with a wellhead, *Nonlinear Dynamics*, 2018, DOI/10.1007/s11071-018-4294-y.
2. Wittbrodt, E., Adamiec-Wójcik, I., Wojciech, S.: *Dynamics of Flexible Multibody Systems, Rigid Finite Element Method*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2006.
3. Chai Y.T., Varyani K.S., Barltrop N.D.P. Three-dimensional Lump-Mass formulation of a catenary riser with bending, torsion and irregular seabed interaction effect, *Ocean Engineering* (29) 2002, pp. 1503-1525.

## THE INFLUENCE OF BENDING AND TORSIONAL FLEXIBILITY ON THE DISPLACEMENTS AND LOAD OF RISERS

Iwona Adamiec-Wójcik<sup>1</sup>, Lucyna Brzozowska<sup>2</sup>, Stanisław Wojciech<sup>3</sup>

<sup>1</sup> University of Bielsko-Biala , Faculty of Management and Transport,

**e-mail:** i.adamiec@ath.bielsko.pl

*Keywords: finite segment method, bending and torsional vibrations, joint coordinates, riser*

### Introduction

The paper discusses an application of the finite segment method (FSM) to analysis of bending and torsional vibrations of risers. The formulation presents the use of joint coordinates. The method enables analysis of free and forced vibrations caused by the movement of the base (platform or vessel) when the water environment is considered. The model is validated and the influence of the geometry of the riser and sea currents on displacements and stress at chosen cross-sections is presented.

Large displacements and sea water influence cause difficulties in modelling of risers. In order to take into account the sea environment the following have to be considered: base motion caused by sea waves, sea currents, lift and hydrodynamic forces as well as additional mass caused by added water.

This paper presents further development of models presented in [1], where the formulation of the finite segment method by means of joint coordinates are discussed. However the analysis in [1] is concerned only with bending vibrations whereas torsional vibrations are omitted.

### Research problem and research methodology

The basic idea of the FSM as well as of the rigid finite element method (RFEM) [2] is the discretisation of a flexible link into rigid finite elements (rfe) assuming mass features and spring-damping elements (sde) reflecting flexible and damping features of the link. The motion of consecutive elements is usually described with respect to the preceding element. To this end the Euler's angles with the assumption of displacement continuity at the points of segments' connection is are used. Such an approach means that the coordinates describing the motion of segment  $i$  are dependent on generalised coordinates of all preceding elements and coordinates of the chosen point of the first segment.

As a result of discretisation, the motion of the flexible link is described by  $m = 3 + 3(n + 1)$  generalised coordinates, which are components of the following vector:

$$\mathbf{q} = [\mathbf{r}_0 \ \alpha_0 \ \alpha_1 \ \dots \ \alpha_i \ \dots \ \alpha_n]^T \quad (1)$$

where:  $\mathbf{r}_0 = [x_0 \ y_0 \ z_0]^T$ ,

$$\alpha_i = [\psi_i \ \gamma_0 \ z_0]^T = [\alpha_{i,1} \ \alpha_{i,2} \ \alpha_{i,3}]^T.$$

Nonlinear equations of motion of the riser can be written in the following form:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} = -\mathbf{h} + \mathbf{Q}^{(g)} + \mathbf{Q}^{(w)} + \mathbf{Q}^{(H)} = \mathbf{f} \quad (2)$$

where:  $\mathbf{Q}^{(g)}$ ,  $\mathbf{Q}^{(w)}$  are the forces of gravity and uplift pressure,

$\mathbf{Q}^{(H)}$  are hydrodynamic drag forces,

$\mathbf{f}$  is the vector of forces resulting from sdes and kinetic energy.

### Results

Analysis of bending and torsional vibrations is carried out for the riser with length  $L = 500$  m and external diameter  $D_z = 0,3$  m shown in Fig.1. An additional object placed parallel to the main riser due to hydrodynamic drag forces and sea currents causes torsional deformation of the riser. Additional mass of the object is taken into account but its stiffness parameters are omitted. It is assumed that torsion of the upper end of the riser (segment 0) is constrained by a spring with given stiffness coefficient. Displacements of the riser caused by lateral sea current are analysed in details.

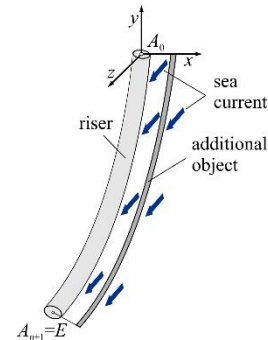


Fig. 1 Model of the riser

### Conclusions

The model of the riser is validated by means of comparison of static deflections obtained using the model described with those presented by other authors [3]. Good compatibility of results is obtained which makes the model useful for analysis of bending and torsional vibrations of flexible links.

### References

1. Adamiec-Wójcik I., Wojciech S.: Application of the finite segment method to stabilisation of the force in a riser connection with a wellhead, *Nonlinear Dynamics*, 2018, DOI/10.1007/s11071-018-4294-y.
2. Wittbrodt, E., Adamiec-Wójcik, I., Wojciech, S.: *Dynamics of Flexible Multibody Systems, Rigid Finite Element Method*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2006.
3. Chai Y.T., Varyani K.S., Bartrop N.D.P. Three-dimensional Lump-Mass formulation of a catenary riser with bending, torsion and irregular seabed interaction effect, *Ocean Engineering* (29) 2002, pp. 1503-1525.

## ZASTOSOWANIE METODY SZTYWNYCH ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH DO ANALIZY STATYCZNEJ ŻURAWIA Z WYSIĘGNIKIEM KRATOWNICOWYM

Iwona Adamiec-Wojcik<sup>1</sup>, Łukasz Drąg<sup>1</sup>, Marek Metelski<sup>2</sup>, Stanisław Wojciech<sup>1</sup>

<sup>1</sup>University of Bielsko-Biala, Faculty of Management and Transport,

<sup>2</sup>Protea sp z o.o., Galaktyczna 30a, 80-299 Gdansk, Poland

e-mail: i.adamiec@ath.bielsko.pl

*Słowa kluczowe: metoda sztywnych elementów skończonych, analiza statyczna, wysięgnik kratownicowy, podatność układów linowych*

### Wprowadzenie

Żurawie z wysięgnikami kratownicowymi wykorzystywane są do podnoszenia i przemieszczania ładunków często w niekorzystnych warunkach spowodowanych ruchami bazy (np. morskich). Ze względu na swoją konstrukcję są przykładem wiotkich struktur, dla których analiza stabilności i wybożenia jest szczególnie istotna. Stąd istnieje uzasadnione zapotrzebowanie na efektywne dedykowane modele do analizy statycznej wspomagające prace projektowe.

Modele i programy do analizy statycznej żurawia z wysięgnikiem kratownicowym przedstawione w niniejszym artykule zostały wykonane na zlecenie firmy Protea. Program umożliwia analizę statyczną żurawia w zależności od zdefiniowanej konfiguracji dla różnych położen wysięgnika.

### Problem badawczy i metoda badawcza

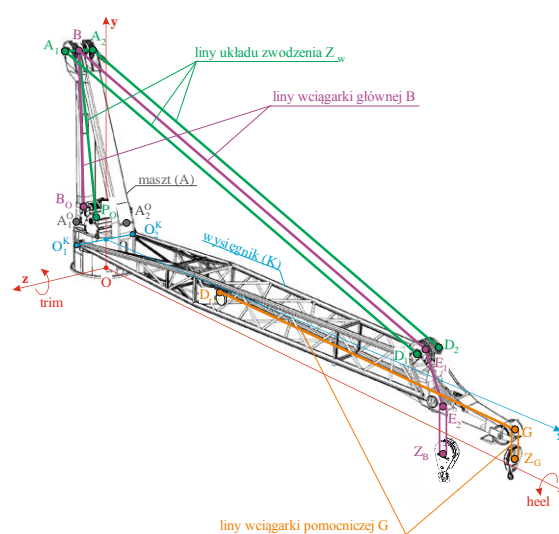
Tematem artykułu jest analiza statyczna żurawia z wysięgnikiem kratownicowym o udźwigu do 700mT. Na rys.1 przedstawiono model żurawia przyjęty do dalszych rozważań.

Wysięgnik kratownicowy potraktowano jako układ sekcji kratownic przestrzennych. Założono, że osnową kratownicy są cztery belki nośne połączone prętami. Do modelowania zarówno wysięgnika jak i masztu żurawia wykorzystano metodę sztywnych elementów skończonych [1]. Ponadto uwzględniono trzy układy linowe łączące wciągarkę, maszt i wysięgnik: układ zwodzenia ( $Z_w$ ), wciągarkę główną (B) oraz pomocniczą (G). Modele tych układów otrzymano w podobny sposób, dodając do równań równowagi wysięgnika i masztu, wyrażenia, otrzymane poprzez wprowadzenie pochodnych energii odkształcenia sprężystego lin.

Równania równowagi rozważanego układu wyprowadzono z równań Lagrange'a II rodzaju, które w zadaniu statyki mają postać:

$$\frac{\partial V_s}{\partial q_k} + \frac{\partial V_g}{\partial q_k} = Q_k \quad (1)$$

gdzie  $V_s$  - energia odkształcenia sprężystego,  $V_g$  - energia potencjalna sił ciężkości,  $Q_k$  - siły uogólnione pochodzące od sił zewnętrznych (obciążeni i reakcji więzów),  $q_k$  -  $k$ -ta współrzędna uogólniona.



Rys. 1 Schemat ogólny żurawia

### Wyniki

Model i program komputerowy poddano walidacji poprzez porównanie wyników własnych z otrzymanymi w pakiecie ROBOT. Porównywano siły i naprężenia w wybranych prętach wysięgnika, przemieszczenia końca wysięgnika oraz siły w układach linowych. Uwzględniono siły grawitacji, kąty pochylecia bazy żurawia *heel* i *trim* oraz odchylenie ładunku *offlead* i *sidelead*, a także przyspieszenia wywołane falowaniem morza. Różnice w wartościach sił, naprężeń i przemieszczeń nie przekraczają 3%.

Warto zauważyć że uzyskano dobrą zgodność wyników pomimo znaczących różnic w modelach własnym i sformułowanym w pakiecie ROBOT.

### Wnioski i podsumowanie

W wyniku prac powstało skuteczne narzędzie do obliczeń w zakresie statyki żurawi. Zastosowano oryginalną, polską metodę sztywnych elementów skończonych do dyskretyzacji podatnych elementów belkowych żurawia.

### Bibliografia

1. Wittbrodt E., Adamiec-Wójcik I., Wojciech S.: Dynamics of flexible multibody systems – rigid finite element method, Berlin, Springer, 2006

## APPLICATION OF THE RIGID FINITE ELEMENT METHOD TO STATIC ANALYSIS OF LATTICE-BOOM CRANES

Iwona Adamiec-Wojcik<sup>1</sup>, Łukasz Drąg<sup>1</sup>, Marek Metelski<sup>2</sup>  
<sup>1</sup>University of Bielsko-Biała, Faculty of Management and Transport,  
<sup>2</sup>Protea sp z o.o., Galaktyczna 30a, 80-299 Gdansk, Poland

e-mail: i.adamiec@ath.bielsko.pl

*Keywords: rigid finite element method, static analysis, lattice-boom crane, flexibility of ropes*

### Introduction

Lattice-boom cranes are often used when large and heavy items have to be lifted. Due to their structure cranes with lattice-booms are examples of slender structures for which analysis of stability and buckling is especially important. Thus, an efficient model for static analysis which incorporates all necessary parameters of the crane helps the engineers at the design stage.

The models and programs for static analysis of a lattice-boom crane presented in the paper are the results of a project developed for Protea. The program enables the user to analyse lifting performance of the crane in several configurations. These are defined by means of a radius crane.

### Research problem and research methodology

In the paper the nonlinear model of a lattice-boom crane with lifting capacity up to 700mT for static analysis is presented (Fig.1).

The main structure of the lattice-boom consists of sections connected consecutively, which are treated as spatial truss sections. The rigid finite element method [1] is used for discretisation of the lattice-boom and the mast. Three rope systems which connect winches, column, and boom with a load are modelled: luffing mechanism (Z<sub>w</sub>), main lifting system (B) and auxiliary lifting mechanism (G). All three models are obtained in a similar way by adding derivatives of spring deformation energy of the ropes to the equilibrium equations.

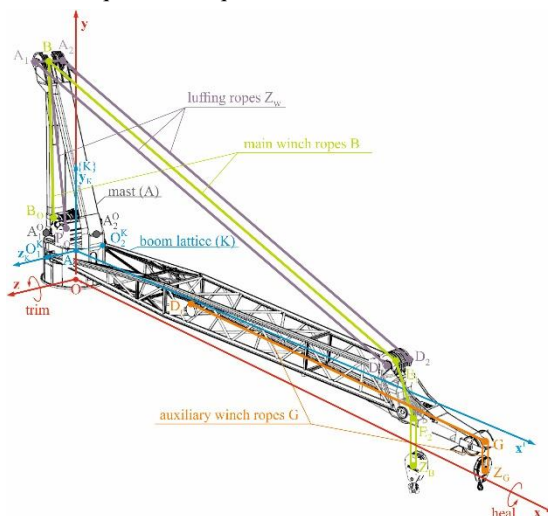


Fig. 1 Lattice-boom crane

The equilibrium equations of the crane are derived from the Lagrange equations in the following form:

$$\frac{\partial V_s}{\partial q_k} + \frac{\partial V_g}{\partial q_k} = Q_k \quad (1)$$

where  $V_s$  is the energy of spring deformation of the system,  $V_g$  is potential energy of gravity forces,  $Q_k$  are generalised forces resulting from external forces (loads and constraint reactions),  $q_k$  is  $k$ -th generalised coordinate.

### Results

In order to validate the model and subsequent programme, numerical simulations have been carried out and the results obtained have been compared with those from the ROBOT commercial software package based on the finite element method. Comparison is concerned with forces and stresses in chosen rods as well as deflections of the boom and forces in ropes. The influence of base inclination due to both *heel* and *trim* angles, of the deviation of the load (*offlead* and *sidelead*) and of the accelerations caused by waves, wind and gravity forces is taken into account. Numerical simulations have been carried out for three different values of crane radius. Differences in values of forces, stress and deflections are less than 3%.

It is important to note that the compatibility of results is satisfactory despite the differences in models. For example, in the authors' model the flexibility of the base is not taken into account unlike in the ROBOT model; the model presented takes into consideration flexibility and the transmission ratio while in ROBOT the rope systems are modelled as beams.

### Conclusions

In many applications the rigid finite element method was used to discretize beam-like links and plates. This new approach for modelling truss structures proves that the method can be used even for broader applications. The model and program developed have been validated by comparison of the authors' own results with those obtained from commercial software. Good compatibility of results has been achieved and this enables further research in dynamics of such cranes to be undertaken.

### References

1. Wittbrodt E., Adamiec-Wójcik I., Wojciech S.: Dynamics of flexible multibody systems – rigid finite element method, Berlin, Springer, 2006.



## PROJEKT I ANALIZA MONOLITYCZNEGO MIKROCHWY TAKA

Damian Brewczyński<sup>1</sup>, Grzegorz Tora<sup>1</sup>  
<sup>1</sup> Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny,

e-mail: damian.brewczynski@mech.pk.edu.pl, tora@mech.pk.edu.pl

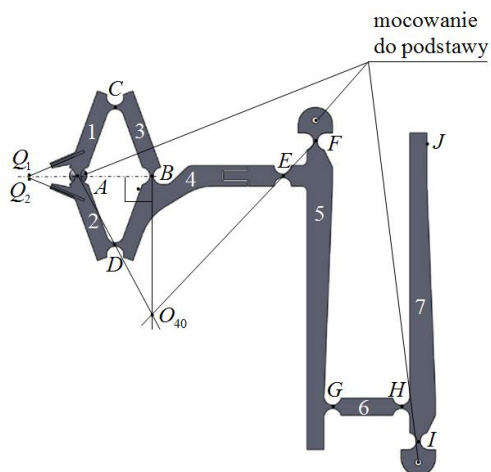
Słowa kluczowe: mikrochwytak, analiza kinematyczna, badania prototypu

### Wprowadzenie

Artykuł przedstawia projekt, opis kinematyki i badania mikrochwytaka wykonanego w technologii monolitu. W konstrukcji monolitycznej celowo zaprojektowane przewężenia odkształcają się, co odpowiada ograniczonym obrotom ogniów. Ruch zacisku końcówek szczęk powinien być wykonywany prostopadłe i symetrycznie do osi symetrii części zaciskowej i powinien liniowo zależeć od przemieszczenia ogniwa napędowego. Mały zakres ruchu, opory odkształceń i mała trwałość przewężeń mechanizmu monolitycznego jest ceną wyeliminowania luzów i realizacji płynnego ruchu w mikroskali.

### Problem badawczy i metoda badawcza

Celem publikacji jest doświadczalna weryfikacja teoretycznego przełożenia i symetrii ruchu szczęk opracowanej monolitycznej konstrukcji mikrochwytaka z napędem ręcznym. Mechanizm, przedstawiony na rys.1, składa się z układu zacisku szczęk (ogniwa 1, 2, 3, 4) oraz układu redukującego przemieszczenie ogniwa poruszanego dłonią operatora. Przewidziano dwa stopnie redukcji złożone z ogniwa 4, 5, 6, 7 wykorzystujące dźwignię jednostronną. Napęd ręczny przemieszcza punkt  $J$  na dźwigni 7. Wykorzystano chwilowe środki obrotu w celu uzyskania symetrycznego i prostopadłego ruchu dwóch końców zacisku względem jego osi symetrii. Mechanizm wykonano z PLA w technologii druku 3D.

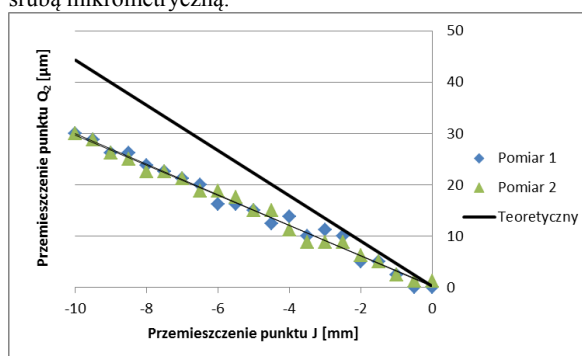


Rys. 1. Monolityczny mechanizm mikrochwytaka

### Wyniki

Teoretyczne wartości przemieszczeń punktów  $Q_1$  i  $Q_2$ , przedstawione na rys.2 zestawiono z przemieszczeniami uzyskanymi przez pomiar przy użyciu mikroskopu cyfrowe-

go o powiększeniu 200, w funkcji przemieszczenia punktu  $J$ , ruch którego został wymuszony i jednocześnie zmierzony śrubą mikrometryczną.



Rys. 2. Przemieszczenie punktu dolnej szczęki  $Q_2$  w funkcji przemieszczenia punktu  $J$  dźwigni 7

### Wnioski i podsumowanie

Teoretyczne przełożenia dotyczące punktów szczęk chwytaka zawierają iloczyny mieszane występujące w licznikach i mianownikach wyrażeń na przełożenia, pokazując wpływ względnych ustawień kątowych wersorów na wartości przełożenia. Podobnie można ocenić taki wpływ wymiarów dźwigni tworzących mechanizm chwytaka. Mały zakres ruchu mechanizmu powoduje, że formalnie zmienne funkcje przełożenia mają praktycznie stałą wartość. Stwierdzono zbliżony do liniowego charakter zmian zmierzonych przemieszczeń punktów szczęk chwytaka, przy czym ich wartości są wyraźnie niższe od teoretycznych. Największe procentowe odchylenie środka pomiędzy punktami szczęk chwytaka od linii trendu, odniesione do maksymalnego rozwarcia szczęk, opisuje symetrię ruchu i wyniosło 1,8 %. Zastosowanie PLA jest wygodne w wykonaniu i nadaje się do prototypowych konstrukcji, których zadaniem jest jakościowe potwierdzenie własności mechanizmu. Kolejnym etapem prac będzie wykonanie monolitu ze stali i wprowadzenie regulacji położeń stałych przewężeń, co umożliwi kompensację błędów wykonania.

### Bibliografia

1. Vijayasai A.P. and others Haptic controlled three degree-of-freedom microgripper system for assembly of detachable surface-micromachined MEMS. Sensors and Actuators, A 179, 2012.
2. Chace M.A. Development and application of vector mathematics for kinematic analysis of three-dimensional mechanisms. Doctor dissertation, University of Michigan, 1964.

## PROJECT AND ANALYSIS OF MONOLITHIC MICROGRIPPER

Damian Brewczyński<sup>1</sup>, Grzegorz Torę<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Cracow University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering,

e-mail: damian.brewczynski@mech.pk.edu.pl, tora@mech.pk.edu.pl

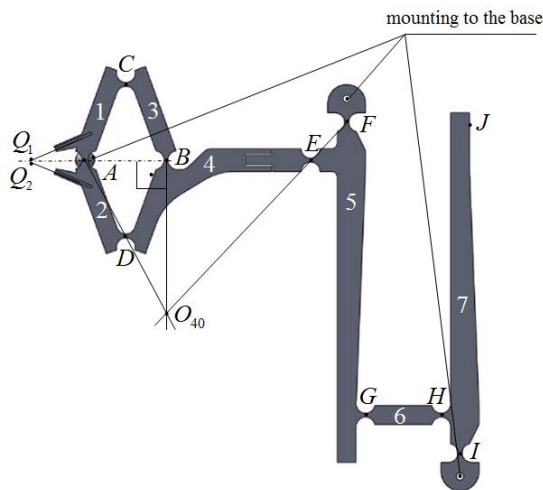
*Keywords: microgripper, kinematic analysis, prototype testing*

### Introduction

The paper presents project, kinematic description and research of microgripper created in monolithic technology. In monolithic construction constrictions were purposely design which corresponds to the limited rotation of links. The movement of the jaw clamps should be performed perpendicularly and symmetrically to the axis of symmetry of the clamping part and should linearly depend on the movement of the drive link. A small range of motion, resistance to deformation and low durability of constrictions of the monolithic mechanism is the price of eliminating slack and achieving smooth motion in the microscale.

### Research problem and research methodology

The purpose of the publication is the experimental verification of theoretical transmission ratio and movement symmetry of the developed monolithic construction microgripper jaws with manual drive. Mechanism (Fig.1.) consists of jaw clamping system (links 1, 2, 3, 4) and a system that reduces the displacement of the link moved by the operator's hand. There are two reduction levels consisting of links 4, 5, 6, 7 using a one-sided lever. The manual drive moves the point J on the lever 7. Temporary centers of rotation were used to obtain symmetrical and perpendicular movement of the two ends of the clamp in relation to its axis of symmetry. The mechanism was made of PLA in 3D printing technology.

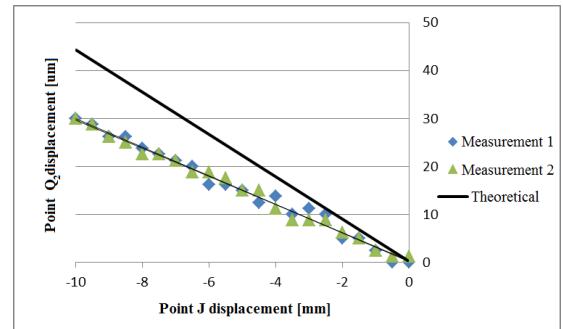


Rys. 1. Monolithic microgripper mechanism

### Results

Theoretical values of point displacements  $Q_1$  and  $Q_2$ , (Fig.2.) compiled with displacements obtained by measurement using a digital microscope with a magnification of 200, as a function of the displacement of the J point,

the motion of which was forced and simultaneously measured by a micrometer screw.



Rys. 2. Movement of the point  $Q_2$  of the lower jaw as a function of the point J on lever 7 displacement

### Conclusions

The theoretical ratios concerning the gripper jaws points contain mixed products appearing in nominator and denominators of ratios equation show the influence of relative angular settings of the unit vectors on the ratios. Similarly, we can assess the influence of the dimensions of the levers forming the gripper mechanism. The small range of movement of the mechanism causes that the formally variable gear functions have practically a constant value. It has been found that changes in the measured displacements of gripper jaws are similar to the linear ones, but their values are clearly lower than the theoretical ones. The highest percentage deviation of the center between the points of the gripper jaws from the trend line, referred to the maximum opening of the jaws, describes the symmetry of movement is equal 1.8%. The use of PLA is convenient and suitable for prototype constructions whose task is to qualitatively confirm the properties of the mechanism. The next stage of work will be the performance of a monolith made of steel and the introduction of the regulation of the positions of permanent constrictions, which will enable compensation of manufacturing errors.

### References

1. Vijayasaia A.P. and others Haptic controlled three degree-of-freedom microgripper system for assembly of detachable surface-micromachined MEMS. Sensors and Actuators, A 179, 2012.
2. Chace M.A. Development and application of vector mathematics for kinematic analysis of three-dimensional mechanisms. Doctor dissertation, University of Michigan, 1964.

## SFORMUŁOWANIE I METODA ROZWIĄZANIA NOWEGO ZADANIA SYNTEZY MECHANIZMÓW

Jacek Buśkiewicz<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Poznańska, Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania

e-mail: jacek.buskiewicz@put.poznan.pl

Słowa kluczowe: czworobok przegubowy, synteza mechanizmów, wyrównoważanie

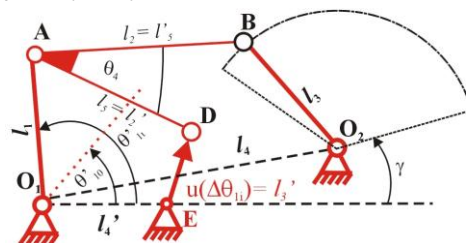
### Wprowadzenie

Artykuł przedstawia autorską metodę rozwiązania problemu projektowania mechanizmów mających zastosowanie na przykład w układach wyrównoważonych grawitacyjnie. Wciąż poszukiwane są nowe rozwiązania konstrukcyjne do realizacji złożonych ruchów maszyn, które nie wymagają stosowania złożonych układów mechanicznych sterowanych elektronicznie. W obszarze syntezy mechanizmów wyróżnia się trzy główne zadania [1]: synteza mechanizmu kierującego (prowadzącego punkt członu po zadanej trajektorii), synteza mechanizmu prowadzącego człon przez określone położenia oraz synteza mechanizmu, w którym położenia dwóch ogniw obrotowych są w pewnym zakresie ruchu ze sobą skojarzone. Praktyczne potrzeby narzucają często konieczność sformułowania i rozwiązania nowego zagadnienia.

### Problem badawczy i metoda rozwiązania

Można wyróżnić dwie grupy metod rozwiązywania zadania syntezy mechanizmu kierującego. W pierwszej z nich problem zdefiniowany jest przy pomocy pełnej liczby zmiennych projektowych potrzebnych do opisanie rozwiązania. Nacisk kładzie się wtedy na rozwijanie algorytmów optymalizacyjnych. Drugą grupę stanowią te metody, w których dąży się do zmniejszenia liczby zmiennych projektowych. Niniejsza praca prezentuje redukującą liczbę zmiennych projektowych metodę poszukiwania mechanizmu prowadzącego punkt w szczególności sposób. Metoda zostanie zaprezentowana na przykładzie czworoboku przegubowego. W omawianym zagadnieniu syntezy poszukuje się wymiarów mechanizmu, aby odległość punktu członu od pewnego punktu ostoi zmieniała się według zadanego równania  $u(\theta)$  wyrażonego w funkcji położenia kąтового członu czynnego. Problem nie polega zatem na generowaniu krzywej łącznikowej, gdyż nie można jednoznacznie zdefiniować krzywej spełniającej narzucony warunek. Genezę problemu stanowi projektowanie mechanizmów wyrównoważonych grawitacyjnie [2]. Wyrównoważenie uzyskuje się poprzez zastosowanie sprężyn, pracujących w taki sposób, że całkowita energia potencjalna układu nie zmienia się. Przy zastosowaniu jednej sprężyny jej długość wyraża się równaniem  $u(\theta)$ . Rozwiązanie prezentowanego w pracy problemu polega na zastosowaniu metody syntezy mechanizmu kierującego (generatora toru odcelowanego) do quasi-czworoboku przegubowego, w którym długość obrotowego członu biernego nie jest stała, lecz zmienia zgodnie z narzuconą funkcją  $u(\theta)$ . Na rysunku 1 jest to układ kinematyczny  $O_1ADE$ . Poszukuje się natomiast punktu B łącznika kreślącego łuk okręgu. Do rozwiązania zagadnienia można zasto-

sować metodę opisaną w pracy [3]. Po rozwiązaniu tego zadania, właściwym czworobokiem przegubowym jest układ członów  $O_1ABO_2$ , gdzie długość członu obrotowego  $BO_2$  jest promieniem łuku okręgu, natomiast punkt podparcia członu  $O_2$  jest środkiem tego łuku. Liczba zmiennych projektowych wynosi 6.



Rys. 1. Czworoboki przegubowe: pomocniczy  $O_1ADE$ , oraz wynikowy  $O_1ABO_2$

### Wyniki

Metodę przetestowano dla kilku wybranych funkcji i przy określonych ograniczeniach narzuconych na rozmiary mechanizmu. Poniżej zaprezentowano rozwiązanie dla funkcji

$$u(\theta) = (0.0427 - 0.0104087\theta)^{1/2}, \quad 0 < \theta \leq \pi,$$

którego położenie początkowe definiują współrzędne węzłów:  $O_1(0,0)$ ,  $O_2(0.2,0)$ ,  $A(-0.095,-0.417)$ ,  $B(0.298,-0.339)$ ,  $D(0.1745,-0.168)$ ,  $E(0.1706,0.0419)$ . Wtedy  $|DE|$  przybliża  $u(\theta)$  z średnim błędem euklidesowym  $E = 0.0021$ .

### Wnioski i podsumowanie

Opracowano efektywną metodę syntezy mechanizmu spełniającego postawione zadanie poprzez modyfikację istniejącej metody syntezy toru odcelowanego. Otrzymane wyniki wskazują na możliwość zastosowania metody w syntezie mechanizmów wyrównoważonych grawitacyjnie. Istnieje jednak potrzeba dogłębnej analizy wyników uzyskanych dla konkretnych zastosowań w celu oceny skuteczności metody.

### Bibliografia

1. Erdman A.G., Sandor G.N., Kota S.S., Mechanism Design: Analysis & Synthesis. 4th Ed. (Web Enhanced), Volume I, Prentice-Hall, 2001
2. Agrawal A., Agrawal S.K., Design of gravity balancing leg orthosis using non-zero free length springs, Mechanism and Machine Theory 40, 693–709, 2005.
3. Buśkiewicz J., Reduced number of design parameters in optimum path synthesis with timing of four-bar linkage, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 56, 1, 43-55, Warsaw 2018.

## FORMULATION AND SOLUTION METHOD OF A NEW MECHANISM SYNTHESIS PROBLEM

Jacek Buśkiewicz<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Poznan University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Management

e-mail: jacek.buskiewicz@put.poznan.pl

*Keywords: mechanism synthesis, four-bar linkage, balancing*

### Introduction

The article presents a new method for solution of the mechanism synthesis problem, which originates from designing gravity balanced mechanisms. New technical structures performing required motion without using complex mechanical systems controlled electronically are still searched for. There exist three main tasks of mechanism synthesis [1]: synthesis of path generator, synthesis of motion generator, and synthesis of function generator. Practical needs impose frequently the necessity to formulate and solve a new mechanism synthesis task.

### Research problem and methodology

The two groups of the synthesis methods of path generators are distinguished. The former ones define the problem by means of all design parameters required to fully describe solution and they are focused on developing and enhancing probabilistic optimization algorithms. The latter ones aim at reducing the number of optimized design parameters. The paper presents the method reducing the number of optimized design parameters in searching for a mechanism a point of which moves in a particular way. The method was introduced and presented on the example of a four-bar linkage. In this synthesis problem the dimensions and orientation of the mechanism are searched for such that the distance of a coupler point from a certain frame point changes in accordance with prescribed formula  $u(\theta)$  expressed in terms of active link angular position. Then, the problem fails to deal with coupler curve generation, as one can not unambiguously define the curve satisfying the imposed condition. The problems originates from designing gravity balanced mechanisms [2]. The balancing is obtained by applying springs working in such a way that the total potential energy of the system is constant. When one spring only is applied the length of the spring may be computed from the law of the potential energy conservation and expressed by formula  $u(\theta)$ . To solve the problem a synthesis method of path generator with timing is applied to a quasi four-bar linkage in which the length of the rotational passive link is not constant but it varies according to function  $u(\theta)$  (this value is associated with the spring length). It is kinematic chain  $O_1ADE$  shown in figure 1. Point B, which traces a circular arc, is searched for. The method described in paper [3] can be utilized to solve the task. When the foregoing problem is solved, the appropriate four-bar linkage is the linkage  $O_1ABO_2$ , in which the length of passive rotating link  $BO_2$  equals to the circular arc radius and ground pivot

$O_2$  is located at the arc centre. The number of design parameters equals to 6.

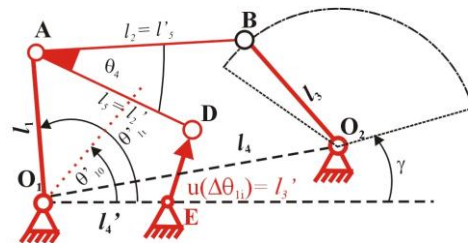


Fig. 1. The four-bar linkages: auxiliary  $O_1ADE$  and obtained  $O_1ABO_2$

### Results

The method was verified on the example of a few chosen functions with constraints imposed on the mechanism geometry. The solution for the following function expressed non-dimensionally:

$$u(\theta) = (0.0427 - 0.0104087\theta)^{1/2}, 0 < \theta \leq \pi,$$

is presented The initial position of the mechanism satisfying the requirements is specified by the coordinates:  $O_1(0,0)$ ,  $O_2(0.2,0)$ ,  $A(-0.095,-0.417)$ ,  $B(0.298,-0.339)$ ,  $D(0.1745,-0.168)$ ,  $E(0.1706,0.0419)$ . Then, the distance  $|DE|$  approximates  $u(\theta)$  with the average Euclidian error  $E = 0.0021$ .

### Conclusions

The synthesis method of the mechanism meeting the required performance was elaborated by modification of the existing method of path synthesis. The results obtained indicate the possibility of application of the method in the synthesis of gravity balanced mechanisms. Nonetheless, there is the need of the in-depth analysis of the results obtained for particular practical examples.

### References

1. Erdman A.G., Sandor G.N., Kota S.S., Mechanism Design: Analysis & Synthesis. 4th Ed. (Web Enhanced), Volume I, Prentice-Hall, 2001
2. Agrawal A., Agrawal S.K., Design of gravity balancing leg orthosis using non-zero free length springs, Mechanism and Machine Theory 40, 693–709, 2005.
3. Buśkiewicz J., Reduced number of design parameters in optimum path synthesis with timing of four-bar linkage, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 56, 1, pp. 43-55, Warsaw 2018.

## DOBÓR OPTYMALNEJ LICZBY ZĘBÓW KÓŁ WALCOWYCH PRZEKŁADNI BIPLANETARNEJ STOŻKOWEJ

Adam Deptuła<sup>1</sup>, Józef Drewniak<sup>2</sup>, Marian Antoni Partyka<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Opolska, Wydział Inżynierii Produkcji i Logistyki, Katedra Inżynierii Wiedzy

<sup>2</sup> Akademia Techniczno- Humanistyczna Bielsko- Biała, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Katedra Budowy Maszyn

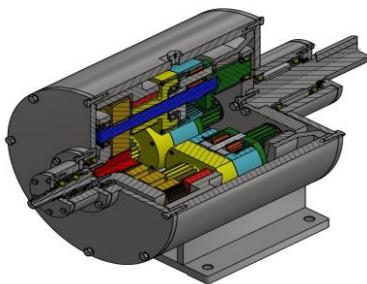
<sup>3</sup> Politechnika Opolska, Wydział Inżynierii Produkcji i Logistyki, Katedra Inżynierii Wiedzy

e-mail: a.deptula@po.opole.pl

Słowa kluczowe: przekładnia biplanetarna stożkowa, optymalizacja, drzewa decyzyjne

### Wprowadzenie

W artykule przedstawiono metodę doboru optymalnej liczby zębów kół walcowych przekładni biplanetarnej stożkowej. Przekładnia biplanetarna, czyli przekładnia planetarna podwójna, składa się z dwóch przekładni planetarnych [1, 2, 3]. Na rysunku 1 przedstawiono przykładowy przekrój 3D sprzężonej walcowej przekładni biplanetarnej.



Rys. 1. Przekrój sprzężonej walcowej przekładni biplanetarnej [3]

Charakterystyczną cechą tej przekładni jest to, że satelity przekładni wewnętrznej wykonują ruch złożony obracając się wokół trzech osi – własnej, centralnej mechanizmu planetarnego i centralnej głównej przekładni obiegowej.

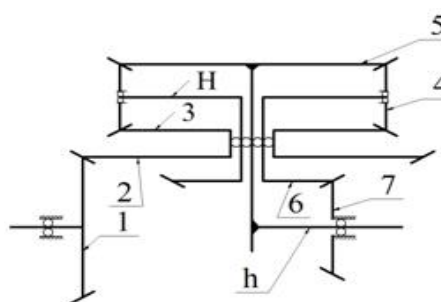
### Problem badawczy i metoda badawcza

Problem badawczy dotyczy przekładni biplanetarnej stożkowej przedstawionej na rysunku 2. Zgodnie z definicją przełożenia kinematycznego przełożenie  $i_{1,h}^7$  (od zębniaka 1 do jarzma h, przy kole 7 nieruchomym) tej przekładni wynosi:

$$i_{1,h}^7 = \left( \frac{n_1}{n_h} \right)_{n_7=0} \quad (1)$$

Po zastosowaniu odpowiednich przekształceń otrzymuje się wzór na przełożenie przekładni biplanetarnej:

$$i_{1,h}^7 = \left( \frac{n_1}{n_h} \right)_{n_7=0} = 1 + 2 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_7}{z_6} \quad (2)$$



Rys. 2. Schemat kinematyczny przekładni biplanetarnej stożkowej

W celu doboru optymalnej liczby zębów zastosowano algorytm generowania drzew decyzyjnych oraz metodę systematycznego przeszukiwania.

### Wyniki

W dowolnym etapie optymalizacji można sporządzić drzewo, wybierając optymalne decyzje. Następnie można dołączyć do drzewa wierzchołki, które reprezentują optymalne odpowiedzi przekładni na zmiany wartości arytmetycznych parametrów (np. konstrukcyjnych) [4].

### Wnioski i podsumowanie

Liczby zębów z zakresów otrzymanych wartości, spełniają zbiór rozwiązań dopuszczalnych. Poszukiwanie „z nawrotem” polega na systematycznym poszukiwaniu z przechodzeniem od liczby zębów na  $i$ - tym kole do liczby zębów na  $j$ - tym kole.

### Bibliografia

1. Cyplakow Ju.,S: Biplanetary mechanisms. Mas'instroenie Moskwa 1968
2. Kluczny R.: Projekt przekładni biplanetarnej walcowej. Praca dyplomowa magisterska ATH Bielsko-Biała 2016
3. Deptuła A, Drewniak J., Partyka M.A, Kądziołka T.: Algorytm doboru optymalnej liczby zębów kół walcowych przekładni biplanetarnej, Autobusy – Technika. Eksploatacja. Systemy Transportowe, 12/2017, str. 802-806
4. Deptuła A, Zastosowanie struktur rozgrywających parametrycznie w analizie przekładni planetarnej zamodelowanej grafem konturowym, XLV Konf. Zast. Mat., Zakopane 2016, Inst. Mat. PAN, Warszawa 2016

## SELECTION OF THE OPTIMAL NUMBER OF TEETH FOR A BIPLANETARY BEVEL GEAR

Adam Deptuła<sup>1</sup>, Józef Drewniak<sup>2</sup>, Marian A. Partyka<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Opole University of Technology, Faculty of Production Engineering and Logistics, Department of Knowledge Engineering

<sup>2</sup> University of Bielsko- Biała, Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science, Department of Mechanical Engineering

<sup>3</sup> Opole University of Technology, Faculty of Production Engineering and Logistics, Department of Knowledge Engineering

e-mail: a.deptula@po.opole.pl

Keywords: *biplanetary bevel gear, optimization, decision trees*

### Introduction

This article presents the algorithm for the selection of the optimal number of teeth for biplanetary bevel gear. The biplanetary gear, or planetary gearbox, consists of two planetary gears [1, 2, 3]. Figure 3 shows the example gearbox coupled in section 3D.

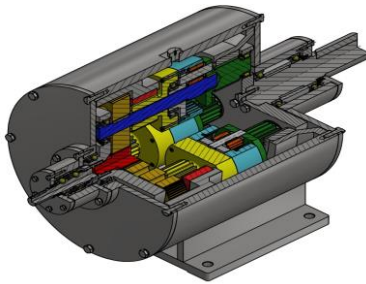


Fig. 1. Cross-section of a coupled cylindrical biplanetary gear

The characteristic feature of this transmission is that the internal gear satellites make a complex motion rotating around three axes – their own central planetary mechanism and the central main gearing. This transmission property is mainly used in working parts of mining combines and agricultural machines as well as in differential mechanisms of complex mechanical drives.

### Research problem and research methodology

The research problem concerns the biplanetary bevel gear shown in Figure 2. According to the definition of the kinematic ratio  $i_{1,h}^7$  (from pinion 1 to yoke h, with fixed wheel 7) the transmission ratio is:

$$i_{1,h}^7 = \left( \frac{n_1}{n_h} \right)_{n_7=0} \quad (1)$$

After applying the appropriate transformations, a formula for the translation of a biplanetary transmission is obtained:

$$i_{1,h}^7 = \left( \frac{n_1}{n_h} \right)_{n_7=0} = 1 + 2 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_7}{z_6} \quad (2)$$

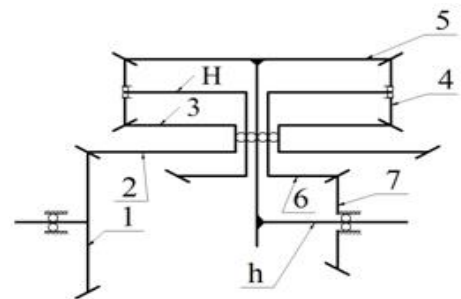


Fig. 2. The kinematic scheme of a biplanetary bevel gear

In order to select the optimal number of teeth, the algorithm for generating decision trees and the method of systematic search was used

### Results

At any stage of optimization, you can make a tree by choosing the optimal decisions. Then you can attach vertices to the tree, which represent optimal system responses to changes in arithmetic values of construction parameters, etc. [4].

### Conclusions

Teeth numbers from the ranges of values obtained, meet the set of acceptable solutions. The search "with backtrack" is based on a systematic search with the transition from the number of teeth on the  $i$ - th wheel to the number of teeth on the  $j$ -th wheel.

### References

1. Cyplakow Ju.,S: Biplanetary mekhanizmy. Mas'instroenie Moskwa 1968
2. Kluczny R.: Projekt przekładni biplanetarnej walcowej. Praca dyplomowa magisterska ATH Bielsko-Biała 2016
3. Deptuła A, Drewniak J., Partyka M.A, Kądziołka T.: Algorytm doboru optymalnej liczby zębów kół walcowych przekładni biplanetarnej, Autobusy – Technika. Eksploatacja. Systemy Transportowe, 12/2017, str. 802-806
4. Deptuła A, Zastosowanie struktur rozgrywających parametrycznie w analizie przekładni planetarnej zamodelowanej grafem konturowym, XLV Konf. Zast. Mat., Zakopane 2016, Inst. Mat. PAN, Warszawa 2016

## ZASTOSOWANIE DECYZYJNYCH DRZEW LOGICZNYCH ZE ZMIENNYMI KOMPLEKSOWYMI W ANALIZIE AUTOMATYCZNYCH SKRZYNEK PRZEKŁADNIOWYCH

Adam Deptuła<sup>1</sup>, Marian A. Partyka<sup>1</sup>, Agnieszka Tiszbierek<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Opolska, Wydział Inżynierii Produkcji i Logistyki, Katedra Inżynierii Wiedzy

e-mail: a.deptula@po.opole.pl

Słowa kluczowe: przekładnia biplanetarna stożkowa, optymalizacja, drzewa decyzyjne

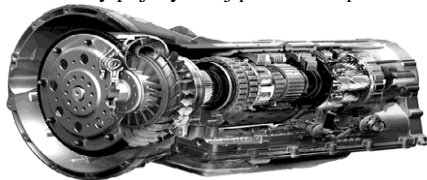
### Wprowadzenie

W artykule omówiono możliwość zastosowania decyzyjnych drzew logicznych ze zmiennymi kompleksowymi do analizy automatycznych skrzynek przekładniowych.

Cel modelowania automatycznych skrzynek biegów grafami może być wszechstronny, a mianowicie: wyznaczenie przełożenia poszczególnych biegów, analiza prędkości i przyspieszeń poszczególnych elementów obrotowych. W dalszym etapie można zastosować metody grafów rozgrywających parametrycznie, decyzyjnych drzew logicznych ze zmiennymi kompleksowymi oraz systemów informatycznych do analizy schematów funkcjonalnych wybranych biegów przekładni [1, 2, 3].

### Problem badawczy i metoda badawcza

Analiza automatycznych skrzynek przekładniowych jest podobna do analizy pojedynczej przekładni planetarnej [4]

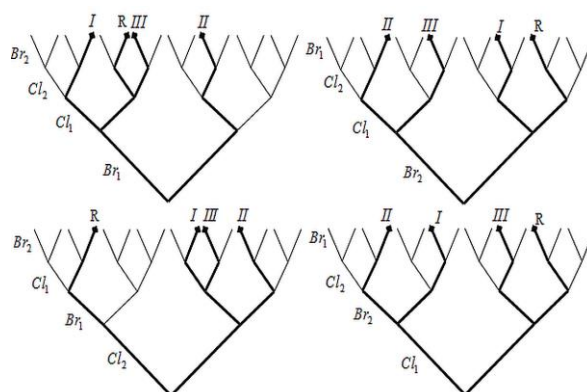


Rys. 1. Schemat modelowy przykładowej automatycznej skrzynki przekładniowej

Analizę automatycznych skrzynek przekładniowych prowadzi się dla każdego biegu oddzielnie [3]. Wyznaczenie rangi ważności sekwencji poszczególnych ustawień może być przeprowadzone z uwzględnieniem logicznych drzew decyzyjnych. W pracy przekładni przyjmuje się, że sprzęgło  $Cl$  i hamulec  $Br$  mogą przyjmować dwa stany 1 i 0 (1-aktywny, 0- pasywny). Wobec czego istnieją 4 zmienne decyzyjne:  $Cl_1$ ,  $Cl_2$ ,  $Br_1$ ,  $Br_2$  – dwuwartościowe. W sensie kombinatorycznym istnieje 16 kombinacji (stanów): 0000, 0001, 0010, 0011, 0100, 0101, 0110, 0111, 1000, 1001, 1010, 1011, 1100, 1101, 1110, 1111

### Wyniki

W pracy [4] w analizie permutacyjnej wygenerowano 24 logiczne drzewa. W rozpatrywanej przekładni, drzewa logiczne decyzyjne opisują sekwencje elementów sterujących. Jednocześnie wskazują na ciągłość automatycznego układu sterowania przy osiąganiu kolejnych biegów z jednakową rangą ważności dla parametrów  $Cl$  i  $Br$ . Aktualnie w pracy uwzględniono zmienne kompleksowe.



Rys. 2. Przykładowe logiczne drzewa decyzyjne

### Wnioski i podsumowanie

Otrzymane wyniki wskazują na potrzebę dalszej analizy przekładni automatycznych z zastosowaniem metod wielowartościowych drzew decyzyjnych oraz aplikacji informatycznych systemów decyzyjnych. Pozwala to na uogólnienie i rozszerzenie podejścia algorytmicznego, ponadto w przyszłości pozwoli na dalsze analizy i syntezy, jak np. sprawdzenie izomorfizmu projektowanych rozwiązań, wyznaczenie rangi ważności parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych analizowanych przekładni [4].

### Bibliografia

1. Hsu C.H, Lam K.T., Lin Y.L, 1994, Automatic synthesis of displacement for planetary gear trains, Math., Comput., Modelling, Vol. 19, No. 11, pp. 67- 81
2. Deptuła A., Drewniak J., Partyka M.A., 2017, Analiza przekładni planetarnej zamodelowanej grafem konturowym z uwzględnieniem metody struktur rozgrywających parametrycznie, Mechanik 7/2017, ISSN 0025- 6552, str. 640- 642.
3. Drewniak J., Zawiślak S., 2010, Graph methods in kinematical analysis of multi-speed epicyclic gears, International Journal of Applied Mechanics and Engineering, vol. 17 (3), p. 791-798.
4. Deptuła A., Zawiślak S., Partyka M.A.: Zastosowanie decyzyjnych drzew logicznych i grafów zależności w analizie automatycznych skrzynek przekładniowych, Autobusy – Technika. Eksploatacja. Systemy Transportowe, 12/2017, str. 808-814.

## APPLICATION OF DECISION LOGIC TREES WITH COMPLEX VARIABLES IN ANALYSIS OF AUTOMATIC TRANSMISSION GEARBOXES

Adam Deptuła<sup>1</sup>, Marian A. Partyka<sup>1</sup>, Agnieszka Tiszbierek<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Opole University of Technology, Faculty of Production Engineering and Logistics, Department of Knowledge Engineering

e-mail: a.deptula@po.opole.pl

Keywords: *biplanetary bevel gear, optimization, decision trees*

### Introduction

The article discusses the possibility of using decision logical trees with complex variables for the analysis of automatic gearboxes. The purpose of modeling automatic gearboxes with graphs can be versatile, namely: determining the gear ratio of individual gears, analyzing the speed and acceleration of individual rotating elements. In a further step, it is possible to use the graph method that perform parametric, decision logical trees and information systems to analyze functional schemes of selected gear or planetary gearbox, consists of two planetary gears [1, 2, 3].

### Research problem and research methodology

The analysis of automatic gearboxes is similar to the analysis of a single planetary gear [4]:

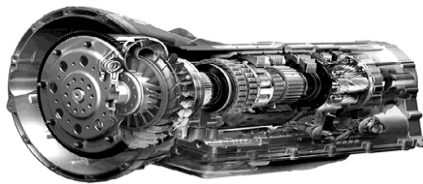


Fig. 1. Model drawing an exemplary automatic gearboxes

The analysis of automatic gearboxes is carried out separately for each run [3]. Setting the rank of sequence validity of individual settings can be performed taking into account logical decision trees. In the work of the gear unit, it is assumed that the clutch  $Cl$  and the brake  $Br$  can take two states 1 and 0 (1- active, 0- passive). Therefore, there are 4 divalnet decision variables:  $Cl_1$ ,  $Cl_2$ ,  $Br_1$ ,  $Br_2$ . In the combinatorial sense there are 16 combinations (states): 0000, 0001, 0010, 0011, 0100, 0101, 0110, 0111, 1000, 1001, 1010, 1011, 1100, 1101, 1110, 1111.

### Results

In work [4], 24 logical trees were generated in the permutation analysis. In the considered transmission, logical trees decide decisively the sequences of control elements. At the same time, they indicate the continuity of the automatic control system when achieving next gears with equal importance for parameters  $Cl$  and  $Br$ . Currently, complex variables are included in the work. Figure 2 shows examples of logical trees with given bunk systems.

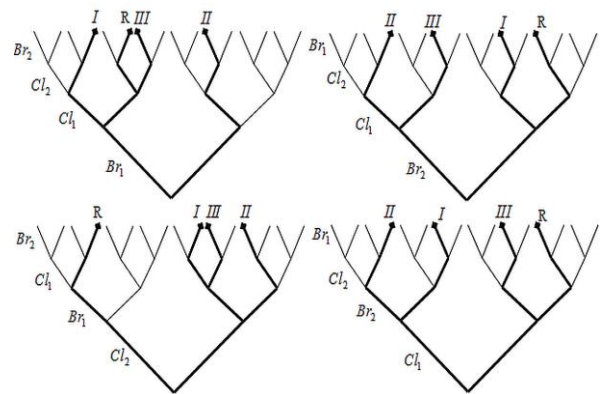


Fig. 2. Examples of logical decision trees

### Conclusions

The obtained results indicate the need for further analysis of automatic transmissions using the methods of multi-valued decision trees and applications of information decision systems. Thanks to this, it is possible to extend the algorithmic approach, furthermore in the future it will be possible to further analyze and synthesize, eg check the isomorphism of the proposed solutions, determine the importance of design parameters and / or operating parameters of the analyzed gears [4].

### References

1. Hsu C.H, Lam K.T., Lin Y.L, 1994, Automatic synthesis of displacement for planetary gear trains, *Math., Comput., Modelling*, Vol. 19, No. 11, pp. 67-81
2. Deptuła A., Drewniak J., Partyka M.A., 2017, Analiza przekładni planetarnej zamodelowanej grafem konturowym z uwzględnieniem metody struktur rozgrywających parametrycznie, *Mechanik 7/2017*, ISSN 0025- 6552, str. 640- 642.
3. Drewniak J., Zawisłak S., 2010, Graph methods in kinematical analysis of multi-speed epicyclic gears, *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, vol. 17 (3), p. 791-798.
4. Deptuła A., Zawisłak S., Partyka M.A.: Zastosowanie decyzyjnych drzew logicznych i grafów zależności w analizie automatycznych skrzynek przekładniowych, *Autobusy – Technika. Eksploatacja. Systemy Transportowe*, 12/2017, str. 808-814.



## BADANIA EGZOSZKIELETU RAMIENIA NAPĘDZANEGO AKTUATORAMI PMA DO REHABILITACJI STAWU ŁOKCIOWEGO METODĄ BMI

Ryszard Dindorf<sup>1</sup>, Piotr Woś<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn

<sup>2</sup> Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn

e-mail: dindorf@tu.kielce.pl

*Słowa kluczowe: aktory PMA, robot egzoszkietowy, interfejs BMI, bezpośrednie sprzężenie wizualne*

### Wprowadzenie

W artykule skoncentrowano się na przedstawieniu opracowania modelu i stanowiska testowego jednoosiowego egzoszkietu ramienia do rehabilitacji ruchowej łokcia. Proponowany egzoszkiet ramienia napędzany pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi (PMA) powinien być noszony na bocznej stronie przedramienia i zapewnić naturalne zakres ruchów łokcia (zginanie/prostowanie). Nowatorskie rozwiązanie bezprzewodowego systemu WNCI do sterowania biosygnalami egzoszkietu ramienia może przyczynić się do większej motywacji treningu rehabilitacyjnego z interfejsem mózg-maszyna (BMI) z uwagi na bezpośrednią wizualną informację zwrotną (DVF) w czasie rzeczywistym.

### Problem badawczy i metoda badawcza

Warunkiem wykorzystania systemu BMI do rehabilitacji neurologicznej konieczna jest analiza procesu sterowania robotem egzoszkietowym (rys. 1).

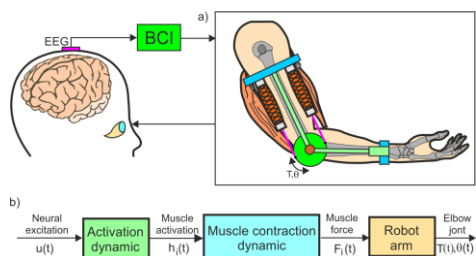
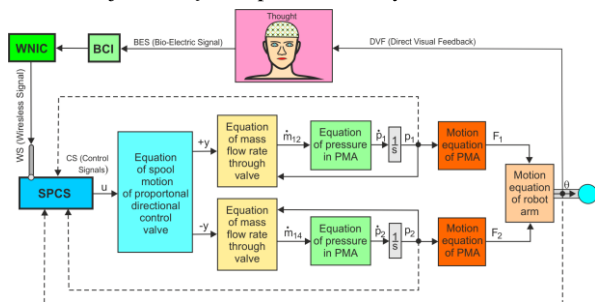


Fig. 1. Model rehabilitacji metodą BMI (a) i schemat blokowy sterowania egzoszkietem ramienia (b)

### Wyniki

Ideę bezprzewodowego sterowania egzoszkietem ramienia z wykorzystaniem sygnałów bioelektrycznych (BES) do rehabilitacji metodą BMI pokazano na rys. 2.



Rys. 2. Układ sterowanie egzoszkietem ramienia

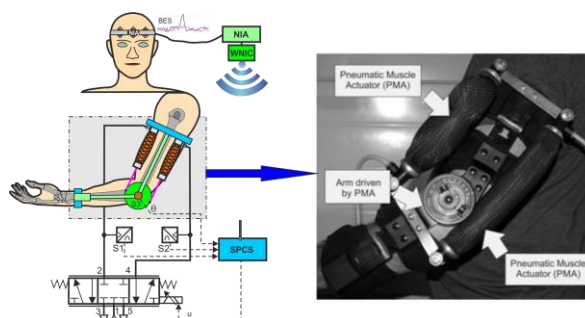


Fig. 3. Stanowiska badawczego egzoszkietu ramienia

Do rozwiązania problemu sterowania jednoosiowym egzoszkietem ramienia zastosowano metodę filtrowania sygnału bioelektrycznego za pomocą algorytmów STFT, aby uzyskać określony główny kierunek sygnałów wymuszających. Przedstawiono wyniki sterowania nadążnego podczas zginania i prostowania egzoszkietem ramienia napędzanego przez PMA. Pokazano również proces zmiany ciśnienia w poszczególnych PMA podczas zginania i prostowania egzoszkietu ramienia.

### Wnioski i podsumowanie

Podczas rehabilitacji neurologicznej niezbędna jest aktywna mobilizacja, w której pacjent zmusza się do poruszania łokciem poprzez aktywność swojego mózgu. Zamiast używania zaawansowanych technicznie przyrządów pomiarowych do biosprzężenia zastosowano bezpośrednią informację zwrotną (DVF) opartą na ludzkim oku. Informacja zwrotna DVF podczas rehabilitacji robotów może zwiększyć motywację pacjenta w treningu rehabilitacyjnym. Sterowanie zginaniem i prostowaniem egzoszkietem ramienia na podstawie wygenerowanych biosygnali jest trudnym zadaniem. Rola biosprzężenia w terapii rehabilitacyjnej jest kluczowa dla przywrócenia motoryki ludzkiej ręki. Współzależny system sterowania, obejmujący kontrolę aktywności mózgu i sterowanie egzoszkietem ramienia, jest kluczowe do pokonania trudności terapii rehabilitacyjnej [1], [2].

### Bibliografia

1. Furukawa J.: Multi-channel bio-signal-based human movement estimation for assistive robot control. Ph.D. thesis, Osaka University, Osaka 2016.
2. Kim J.H.: Brain-machine interface in robot-assisted neurorehabilitation for patients with stroke and upper extremity weakness – the therapeutic turning point. Brain Neurorehabilitation. No.9, 2016, pp.1-10.

## STUDY OF EXOSKELETON ROBOT ARM DRIVEN BY PMAS FOR BMI REHABILITATION OF ELBOW JOINT

Ryszard Dindorf<sup>1</sup>, Piotr Woś<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Kielce University of Technology, Faculty of Mechatronics and Engineering,

<sup>2</sup> Kielce University of Technology, Faculty of Mechatronics and Engineering,

e-mail: dindorf@tu.kielce.pl

*Keywords: pneumatic muscle actuator, exoskeleton robot, brain machine interface, direct visual feedback*

### Introduction

This paper focused on the development of a model and test bench of a 1-DoF exoskeleton robot to rehabilitate the elbow movements. The proposed exoskeleton robot driven by pneumatic muscle actuators (PMAs) is supposed to be worn on the lateral side of forearm and provide naturalistic range movements of elbow (flexion/extension). The innovative solution of the wireless network interface controller (WNIC) for biosignal control of the exoskeleton robot arm can contribute to greater motivation of rehabilitation training with the brain-machine interface (BMI) due to direct visual feedback (DVF) in real time.

### Research problem and research methodology

A prerequisite for using the BMI system for neurological rehabilitation is the analysis of the exoskeleton robot control process (Fig. 1).

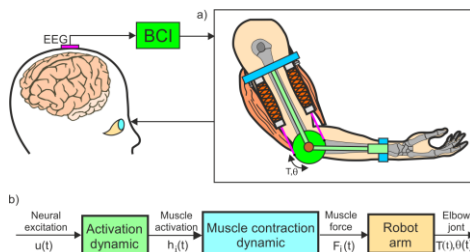


Fig. 1. Model of BMI rehabilitation (a) and block diagram of exoskeleton robot arm process control (b)

### Results

The idea of wireless control of a exoskeleton robot with use of bioelectric signals (BES) for BMI rehabilitation are shown in fig. 2.

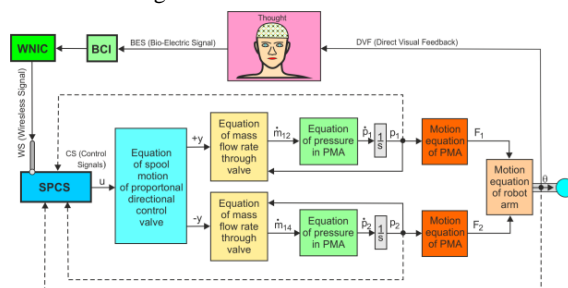


Fig. 2. Control system of exoskeleton robot arm

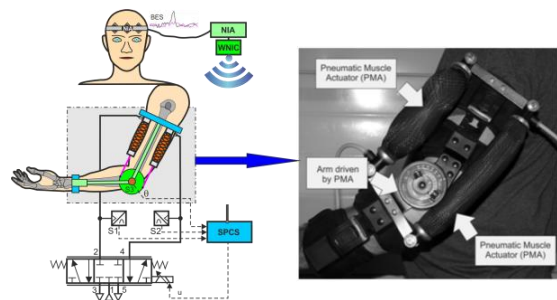


Fig. 3. The test stand of exoskeleton robot arm

To solve this problem, a unique part of the signal is minimized by using digital smoothing algorithms STFT that emphasize the main direction in which the bioelectric signal travels. The follow-up control results during flexing and extending the exoskeleton robot arm driven by PMAs are depicted. Also was show the process of changes the pressure values in individual PMAs when flexing and extending the exoskeleton robot arm.

### Conclusions

During neurological rehabilitation, active mobilization is necessary in which the patient is forced themselves to move his elbow through the activity of the brain. Instead of using technically advanced measuring instruments for biofeedback, DVF (Direct Visual Feedback) relies on the human eye was used. DVF (Direct Visual Feedback) during rehabilitation robot therapy can increase the patient's motivation in rehabilitation training. The role of biofeedback in rehabilitation therapy is vital to restore movement of human arm. The flexion/extension control of exoskeleton robot arm based on the generated EEG biosignals is a difficult task. The shared control system consisting of brain activity control and exoskeleton robot control is one key to make a breakthrough the difficulties of rehabilitation therapy [1], [2].

### References

1. Furukawa J.: Multi-channel bio-signal-based human movement estimation for assistive robot control. Ph.D. thesis, Osaka University, Osaka 2016.
2. Kim J.H.: Brain-machine interface in robot-assisted neurorehabilitation for patients with stroke and upper extremity weakness – the therapeutic turning point. Brain Neurorehabilitation. No.9, 2016, pp.1-10.

## SYMULACJA DZIAŁANIA SYSTEMU ANTY-PRZECIĄŻENIOWEGO W ŻURAWIACH TYPU KNUCKLE-CRANE

Łukasz Dług<sup>1</sup>, Marek Metelski<sup>2</sup>, Stanisław Wojciech<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Zarządzania i Transportu,

<sup>2</sup> Protea Sp. z o. o., ul. Galaktyczna 30A, 80-299 Gdańsk

**e-mail:** ldrag@ath.bielsko.pl

*Słowa kluczowe:* modelowanie dynamiki, żuraw typu Knuckle-Crane, AOPS

### Wprowadzenie

Żurawie typu Knuckle-Crane (KC) są stosowane m. innymi jako urządzenia pomocnicze przy budowie rurociągów transportujących ropę z dna mórz do zbiorników znajdujących się na platformach czy statkach. Cechują się one dużą manewrowością. Ich projektowanie wymaga uwzględnienia sytuacji nagłych przeciążeń żurawia wywołanych przez poderwanie ładunku, czy jego zahaczenie o burtę statku dostawczego. Układ napędowy musi na takie nagłe przeciążenia reagować w sposób określany przez normy. Miarą przeciążenia jest zazwyczaj współczynnik obciążenia dynamicznego określający stosunek aktualnej siły dynamicznej w linie do nominalnej (wynikającej z ciężaru ładunku) siły statycznej. Współczynnik ten powinien pozostawać w ściśle określonym przedziale [1]. Przedstawiono wyniki walidacji modelu oraz symulacji komputerowych obrazujących działanie układu anti-przeciążeniowego AOPS (*Automatic Overload Protection System*).

### Problem badawczy i metoda badawcza

W pracy przedstawiono model dynamiki żurawia typu KC i opracowany dla potrzeb firmy Protea program komputerowy, umożliwiający symulacje, których celem jest zapewnienie właściwego doboru parametrów układu anti-przeciążeniowego. Przejrzysty model żurawia typu KC uwzględnia podatność giętną i skrętną obu wysięgników, podatność wzdłużną siłowników oraz układu linowego – Rys. 1. Dokonano podziału obu wysięgników na elementy sztywne i odkształcalne metodą sztywnych elementów skończonych (MSES) [2]. Położenie poszczególnych elementów tworzących wysięgniki opisuje wektor współrzędnych uogólnionych:

$$\mathbf{q}^{(s)} = [\mathbf{q}_0^{(s)T} \quad \dots \quad \mathbf{q}_i^{(s)T} \quad \dots \quad \mathbf{q}_n^{(s)T}]^T, \quad (1)$$

gdzie:  $n$  – liczba sztywnych elementów skończonych (ses),

$\mathbf{q}_i^{(s)} = [x_i^{(s)} \quad y_i^{(s)} \quad z_i^{(s)} \quad \psi_i^{(s)} \quad \theta_i^{(s)} \quad \varphi_i^{(s)}]^T$  – wektor współrzędnych uogólnionych każdego ses,

$x_i^{(s)}, y_i^{(s)}, z_i^{(s)}, \psi_i^{(s)}, \theta_i^{(s)}, \varphi_i^{(s)}$  – położenie i kąty obrotu Eulera ses  $i$  w lokalnym układzie współrzędnych  $\{ \}$ .

Siłowniki modelowane są jako dwa elementy sztywne (ses) połączone jednym elementem sprężysto-tłumiącym (est). Wektora współrzędnych uogólnionych pojedynczego siłownika zawiera następujące składowe:

$$\mathbf{q}_l^{(c)} = [x_l^{(c)} \quad y_l^{(c)} \quad z_l^{(c)} \quad \psi_l^{(c)} \quad \theta_l^{(c)} \quad \Delta_l^{(c)}]^T \text{ dla } l = 1, 2, \quad (2)$$

gdzie:  $x_l^{(c)}, y_l^{(c)}, z_l^{(c)}, \psi_l^{(c)}, \theta_l^{(c)}$  – wielkości mające identyczną interpretację jak w przypadku wysięgników,

$\Delta_l^{(c)}$  – wydłużenie/skrócenie siłownika  $l$ .

Współczynniki sztywności siłowników zależą od ich aktualnej długości.

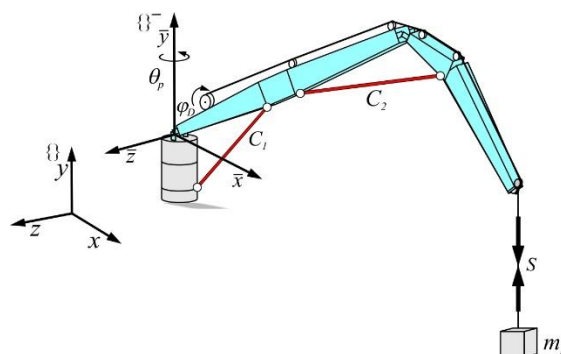
Po uwzględnieniu (1) i (2), wektor współrzędnych uogólnionych żurawia Knuckle-Crane może być zapisany w postaci:

$$\mathbf{q} = [\mathbf{q}_0^{(s)T} \quad \mathbf{q}_1^{(c)T} \quad \mathbf{q}_2^{(c)T} \quad \theta_p \quad \mathbf{r}_L^T \quad \varphi_D]^T \quad (3)$$

gdzie:  $\mathbf{r}_L = [x_L \quad y_L \quad z_L]^T$  – współrzędne położenia ładunku,

$\theta_p$  – kąt obrotu kolumny żurawia,

$\varphi_D$  – kąt obrotu bębna wciągarki.



Rys. 1 Model żurawia typu Knuckle-Crane

### Wyniki

W pracy analizowano wartości współczynnika przeciążenia w linie przy włączonym i wyłączonym układzie AOPS uzyskane w symulacji podnoszenia ładunku i sytuacji nadzwyczajnej, zaczepienia ładunku o burtę statku dostawczego. Ponadto analizowano siły i naprężenia w podkładach.

### Wnioski i podsumowanie

Oryginalnym pomysłem pracowników Protei, który umożliwił zmniejszenie siły w układzie linowym oraz redukcję naprężeń wysięgników w sytuacjach przeciążeń, jest rozwiązanie bazujące na układzie zaworów sterujących ciśnieniem, wywołujące zmianę momentu napędowego wciągarki.

### Bibliografia

1. DNV: Standard for Certification No. 2.22. Lifting Appliances. Det Norske Veritas, 2011.
2. Dług, Ł. Modelowanie lin, riserów i żurawi metodą sztywnych elementów skończonych. Wydawnictwo Naukowe ATH, Bielsko-Biała, 2017.

## SIMULATION OF AUTOMATIC OVERLOAD PROTECTION SYSTEM IN KNUCKLE-BOOM CRANES

Łukasz Dług<sup>1</sup>, Marek Metelski<sup>2</sup>, Stanisław Wojciech<sup>3</sup>

<sup>1</sup> University of Bielsko-Biala, Faculty of Management and Transport, Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biala

<sup>2</sup> Protea Sp. z o. o., Galaktyczna 30A, 80-299 Gdańsk

e-mail: ldrag@ath.bielsko.pl

Keywords: dynamics modelling, knuckle-boom crane, AOPS

### Introduction

Knuckle-boom cranes are often used as auxiliary devices for construction of submarine pipelines which transport gas or oil from sea bottom to platforms or vessels. Their feature is large manoeuvrability. While designing these cranes some situations of sudden overloads due to for example rising the load or hooking on the broadside of the supply vessel have to be considered. The drive system has to react to such situations according to procedures defined by standards. Overloading is usually measured by dynamic overload coefficient describing the ratio between actual dynamic force in a rope and the nominal static force resulting from the weight of the load. This coefficient has to be kept within strictly defined interval [1]. The results of validation of the model and computer simulations showing how AOPS (*Automatic Overload Protection System*) performs will be presented.

### Research problem and research methodology

The paper presents the model of the knuckle-boom crane and the computer programme developed for Protea. The program enables computer simulations to be carried out so that the proper parameters of the overload system can be chosen. Spatial model of the knuckle-boom crane takes into account bending and torsional flexibility of both booms, longitudinal flexibility of hydraulic cylinders and the rope system (Fig.1). Both booms are discretised into rigid and deformable elements by means of the rigid finite element method (RFEM) [2]. Position of each element of the booms is described by the following generalised coordinate vector:

$$\mathbf{q}^{(s)} = [\mathbf{q}_0^{(s)T} \quad \dots \quad \mathbf{q}_i^{(s)T} \quad \dots \quad \mathbf{q}_n^{(s)T}]^T, \quad (1)$$

where:  $n$  – number of the rigid finite elements (rfe),

$\mathbf{q}_i^{(s)} = [x_i^{(s)} \quad y_i^{(s)} \quad z_i^{(s)} \quad \psi_i^{(s)} \quad \theta_i^{(s)} \quad \varphi_i^{(s)}]^T$  – vector of generalised coordinates of rfe  $i$ ,

$x_i^{(s)}, y_i^{(s)}, z_i^{(s)}, \psi_i^{(s)}, \theta_i^{(s)}, \varphi_i^{(s)}$  – position and rotation ZYX Euler angles of rfe  $i$  in local coordinate system  $\{ \}$ .

Cylinders are modelled as two rigid elements (rfe) connected by one spring-damping element (sde). The vector of generalised coordinates of a single cylinder is as follows:

$$\mathbf{q}_l^{(c)} = [x_l^{(c)} \quad y_l^{(c)} \quad z_l^{(c)} \quad \psi_l^{(c)} \quad \theta_l^{(c)} \quad \Delta_l^{(c)}]^T \text{ for } l = 1, 2, \quad (2)$$

where:  $x_l^{(c)}, y_l^{(c)}, z_l^{(c)}, \psi_l^{(c)}, \theta_l^{(c)}$  – quantities having the same meaning as for booms,

$\Delta_l^{(c)}$  – elongation/shortening of cylinder  $l$ .

Stiffness coefficients of cylinders depend on their actual length.

Having taken into account (1) and (2) the vector of generalised coordinates of the knuckle-boom crane can be written as follows:

$$\mathbf{q} = [\mathbf{q}_0^{(s)T} \quad \mathbf{q}_1^{(c)T} \quad \mathbf{q}_2^{(c)T} \quad \theta_p \quad \mathbf{r}_L^T \quad \varphi_D]^T, \quad (3)$$

where:  $\mathbf{r}_L = [x_L \quad y_L \quad z_L]^T$  – coordinates of the load position,

$\theta_p$  – rotation angle of the crane column,

$\varphi_D$  – rotation angle of the drum winch.

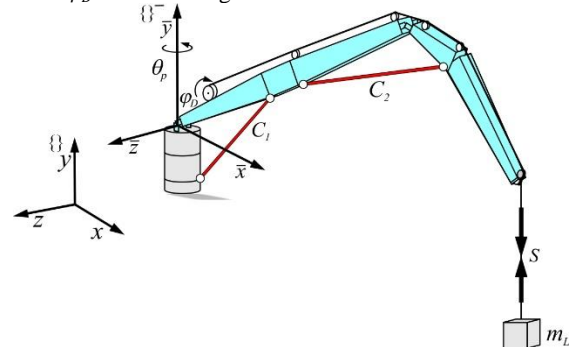


Fig. 1 Model of the knuckle-boom crane

### Results

The paper will present analysis how the value of dynamic overload coefficient in the rope changes when AOPS system is on and off. Simulations are carried out for lifting and lowering the load as well as for unexpected situations when the load hooks on the broadside of a supply vessel. Forces and stress in crane subsystems are analysed.

### Conclusions

The solution based on the system of valves controlling pressure, which results in the change of drive torque of the winch is an original idea of engineers from Protea. This solution enables the force in the rope and stress in the booms to be reduced while overload occurs.

### References

1. DNV: Standard for Certification No. 2.22. Lifting Appliances. Det Norske Veritas, 2011.
2. Dług, Ł. Modelowanie lin, riserów i żurawi metodą sztywnych elementów skończonych. Wydawnictwo Naukowe ATH, Bielsko-Biala, 2017.

## ELECTRONIC CONTROL UNIT FOR A ROBOTIC SENIOR ASSISTANT FOR ELDERLY

Ing. Michal Dzurilla<sup>1</sup>, Ing. Marek Gašparík PhD.<sup>2</sup>, prof. Ing. Peter Šolek CSc.<sup>3</sup>, prof. Ing. Miloš Musil CSc.<sup>4</sup>  
 Division of Mechatronics, Faculty of Mechanical Engineering in Brtislava, Slovak University of Technology  
**e-mail:** michal.dzurilla@stuba.sk

*Keywords: Microprocessor, PWM signal, I2C, Electric motors*

### Introduction

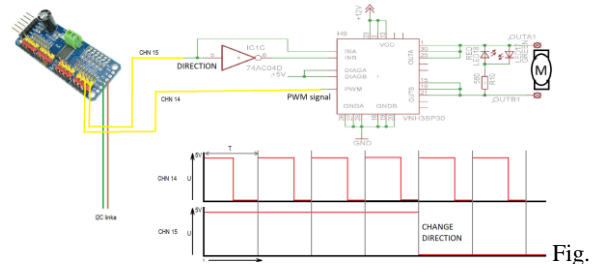
In this article we will solve the electro-mechanical base movements of a raised robotic trolley designed to help patients and seniors. Thanks to the robot's ability to fold into a smaller form and work as a walking robot, the robot has many mechanical parts to break through. This movement generates electric motors. To be able to control every single motor and change the rotation direction, several conductors and especially many control pins from the microprocessor would be needed.

### Research problem and research methodology

The robot has 6 basic moves, such as moving the robot in space, lifting the operative platform for the patient, tipping the platform, and ejecting the back legs. These movements must be continuously controlled and change the direction of movement. But these are just basic moves, the robot of these moves will do far more. If they were to control the microprocessor directly, they would need a lot because they had limited timer counts. Therefore, we chose another solution using a 16-channel PWM signal generator. We have expanded this specialized processor with logic and H-bridges and designed a single unit that can control many electric motors with I2C communications. Because these modules can be connected because they are on one communication line but are marked with different addresses.

### Results

The use of a 16-channel generator with added electronics has proven useful. Always every second PWM signal was used as logic 0 or logical unit. This signal was then split into two branches, one branch going directly to the H-bridge, which changes the polarity at the motor terminals. the second branch goes into the H-bridge, but the signal goes through the negator. It changes the signal value to the opposite. a minimum of 3 pins is required to control the H-bridge and two of them are designed to change the polarity. The third pin is a PWM signal that determines how fast the motor will be, for example, a rotator. This way, it is possible to control 8 DC motors with one PWM generator. And of course, these devices can still be added with a different address.



1. Control scheme with the two leads

Figure 1 shows the principle of how this method works. It was necessary to modify the H-bridge polarity method, because at full PWM signal there was a slight drop in voltage to 0, causing H-bridge polarity to reverse. However, this problem was simply solved by adding a capacitor between the PWM signal and the ground. The capacitor found voltage drops and the H-bridge worked as it did and without error.

### Conclusions

We then put the theoretical studies into practice and we created a prototype control electronics based on the above-mentioned principle. We also designed our own electronic board, but before we want to make it, we must pass the electronics by tests on the prototype board. The control electronics is located on the robot and works successfully on the drive wheels and works really fast, and the change in the direction of rotation is very flexible. We gradually add additional electronic elements. However, these are more than 8, so it will be necessary to connect to this control board more and connect it to the I2C bus

### References

1. Gašparík M, Černý M., Design and production of a unit that enables the user to control a vehicle through the use of a smartphone., In Applied Mechanics and Materials, 2015.
2. Gašparík M, Šolek P., Design the robot as security system in the home., The 6th International Conference on Modelling of Mechanical and Mechatronic Systems, 2014
3. Matthew S, Haoyong Y, Steven D., Robotic Personal Aids for Mobility and Monitor-ing for the Elderly, IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering, 2006

## ROBOTIC CUPLING FOR A PASSENGER CAR

ING. MAREK GAŠPAÍK, PHD., PROF. ING. PETER ŠOLEK, CSC., ING. MICHAL DZURILLA  
 Division of Mechatronics, Faculty of Mechanical Engineering STU in Bratislava

**e-mail:** marek.gasparik@stuba.sk

*Keywords:* clutch, gearbox, clutch control, strain gauge, accelerometer, gyroscope, PID regulator, inductive sensor, electro-hydraulic cylinder, measuring chain, microcomputer, PCB, LabView

### Introduction

Automatic clutch may be seen as the latest achievement of the modern times, however this is not always the case. The history of automatic and semi-automatic transmission is as extensive as the history of the car itself. Nowadays there are many different solutions for clutch control in cars with manual transmission. The clutch control system described in this paper is particularly unique with very specific properties. There is a similar device to the aforementioned which allows automatic control of the clutch pedal and is mainly used for physically disabled drivers. However, this concept has never been selected for mass production.

### Research problem and research methodology

Electro-hydraulic cylinder will be connected to the original hydraulic clutch system without impairing its functionality. This will enable the driver to select the mode in between the conventional pedal clutch control and an automatic intelligent clutch control. This part of the article discusses the different measurement methods of input parameters of the control system and different ways of controlling the clutch mechanism. The next part of the article is focused on measurement of the force applied directly to the gear shift stick when shifting gears manually. The subsequent parts will address the measurement of the gear shift stick position, measuring chain principle, processing of the measured values. The following part of an article is going to be focused on the design of a control unit for controlling the clutch mechanism.

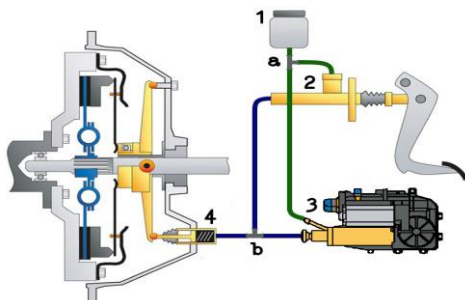


Fig. 1 Hydraulic system, 1- fluid reservoir, 2- master clutch cylinder, 3- electromechanical clutch roller, 4- auxiliary clutch cylinder, a-b- parallel connection to the original system

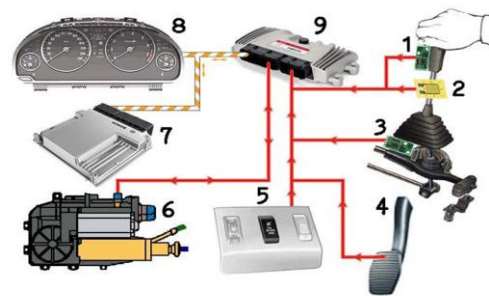


Fig. 2 Electronic system 1,3- Accelerometer, 2-strain gauge, 4-clutch pedal, 5-way control 6- electromechanical clutch cylinder, 7-engine ECU, 8-display panel 9-ECU clutch system,

### Results

The fit was mounted and tested in the BMW E34 535 model year 1988. The installation was very simple as expected. The electronically hydraulic cylinder was connected via T to the original hydraulic clutch system, as shown at the beginning of the documentation on Fig. 1. The clutch system control unit was connected by means of a digital I / O interface and an electrical circuit diagram to specific points in the cabling. In Fig. 7 we can see the mechanical attachment of the electrohydraulic cylinder and the main control unit. From the following Fig. 8, the ease of application of the wireless metering radiation lever is evident.



Fig. 3. Installation of electrohydraulic clutch cylinder and main control unit: 1-Liquid container for automatic clutch, 2- Liquid container for manual clutch, 3- Connecting the electrohydraulic cylinder to the original clutch system, 4- Connecting the wiring to communicate with the car, 5- Electrohydraulically coupled cylinder



Fig. 4. Graphic representation of the gravity force distribution on the gear lever

Work has become a contribution to a better understanding of the power interactions in gear shifting in the vehicle. A measurement system of the device designed to measure the force effects and the human hand accelerators acting on the gear lever in its direct movement was designed. It dealt with the issue of evaluation and processing of measured data from different types of sensors. Measured values from strain gauges, accelerometers, and inductive sensors were converted into digital form and subsequently continued to work with these values.

A 3D model of the gear lever was designed in a modeling program that was completed with a 3D printer into the final product. The solved problems in the field of mechanical system control, application of digital logic and digital controller connected to wireless communication brought automation and controllability of the device. The tuning of the control program confirmed the set target for the device. In addition to the prototype, complete electrical designs were designed that were directly linked to the design of printed circuit boards. The joints were made to the real state, with all electronic components installed. The joints were made to the real state with all the electronic components installed. Made technical proposals, they worked flawlessly to verify their functionality.

## Conclusions

Based on the lessons learned and the facts presented in this document, the law was further concerned with testing the resulting device in real operation and tuning the entire design so that it is also suitable for series production. The real-time equipment tested handled the clutch mechanism reliably. Transmission of the gears was smooth and smooth. The driver response response to the vehicle was good.

## References

1. Mercedes-Benz Ponton Hydrak Automatic Clutch, Created: October 18, 2002 / Jeff Miller, © www.mbzponton.org Wiśniewski J.,
2. WEBSTER, J.G.: Themeasurement,instrumentation, and sensorshandbook. CRC press LLC,1999
3. Gearshift Control for Automated Manual Transmissions, IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS, VOL. 11, NO. 1, FEBRUARY 2006
4. Precise Position Tracking Control Based on Adaptive Neuron PID Algorithm for Automatic Clutch Driven by DC Motor, IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), September 3-5, 2008, Harbin, China

5. Control of Electromagnetic Clutch during Vehicles Start, IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), September 3-5, 2008, Harbin, China
6. Fuzzy Control of Clutch for Automatic Mechanical Transmission Vehicle Starting, IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), September 3-5, 2008, Harbin, China
7. Variable Impedance Magnetorheological Clutch Actuator and Telerobotic Implementation, The 2009 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems October 11-15, 2009 St. Louis, USA
8. A Joystick Car Drive System with Seating in a Wheelchair, Masayoshi Wada\*1,Member, IEEE and Fujio Kameda\*2 \*1 Dept. of Human-Robotics, Saitama Institute of Technology, JAPAN E-mail: [mwada@ieee.org](mailto:mwada@ieee.org)
9. The research of the automatic control system of mini car clutch, Qingping Shi Department of Automation Wuhan University of Technology Wuhan, P. R.China
10. Design and Modeling of a Clutch Actuator System With Self-Energizing Mechanism,Jinsung Kim, Student Member, IEEE, and Seibum B. Choi, Member, IEEE
11. Research on Control Strategy of Automatic Clutch During Vehicle Launching\*,2012 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety July 24-27, 2012. Istanbul, Turkey

## POZYCYJNO-SIŁOWE STEROWANIE MA NIPULATOREM W INTERAKCJI Z PODATNYM ŚRODOWISKIEM

Piotr Gierlak

Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa

e-mail: pgierlak@prz.edu.pl

Słowa kluczowe: sterowanie hybrydowe, robotyka, sieci neuronowe

### Wprowadzenie

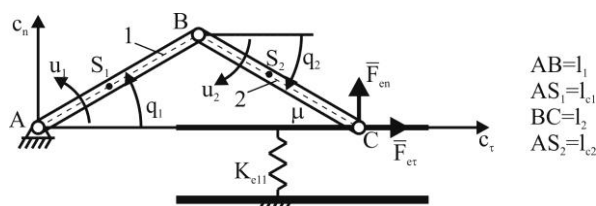
Liczba aplikacji przemysłowych, w których roboty wchodzi w kontakt ze środowiskiem i gdzie ma to zasadniczy wpływ na jakość realizacji zrobotyzowanych procesów stale zwiększa się. Są to m.in. zrobotyzowane procesy obróbki mechanicznej takie jak, szlifowanie, polerowanie czy zatepianie krawędzi [2]. Z tego względu istotnym zagadnieniem jest modelowanie i sterowanie robotami w interakcji ze środowiskiem, szczególnie jeśli uwzględnia się rzeczywiste cechy środowiska takie jak np. podatność czy tłumienie. Sam problem modelowania układu manipulator-podatne środowisko jest złożony, a najsłabszym punktem modelu jest część związana ze środowiskiem oraz z modelem kontaktu manipulatora z powierzchnią. Znaczącym utrudnieniem w modelowaniu środowiska jest zmienność i niepewność lub wręcz nieznanomość jego parametrów. Przyczyną tego jest złożoność geometryczna struktur, z którymi manipulator wchodzi w interakcję. Związana jest z tym zmienna sztywność, tłumienie i rozkład masy w różnych obszarach struktury. Ponadto kształt powierzchni środowiska może być niedokładnie znany co dodatkowo zwiększa niepewność opisu układu [1].

### Problem badawczy i metoda badawcza

W pracy zaprezentowano problem sterowania pozycyjno-siłowego manipulatorem w kontakcie ze środowiskiem[5], przy czym uwzględniono jego najistotniejszą cechę, jaką jest podatność. Sam problem sterowania pozycyjno-siłowego polega na realizacji ruchu końcówki manipulatora po powierzchni środowiska z jednoczesnym wywieraniem zadane go nacisku na tę powierzchnię [3, 4]. Prędkość ruchu końcówki i siła docisku wynikają z parametrów procesu technologicznego. W przypadku podatnego środowiska dochodzi do jego odkształcania pod wpływem siły nacisku, co ma istotny wpływ na realizację celu sterowania. Z tego względu dla poprawy jakości procesu, w algorytmie sterowania uwzględnia się odkształcalność powierzchni kontaktu. W pracy do realizacji sterowania kompensującego nieliniowości układu zastosowano sztuczne sieci neuronowe, dzięki czemu nie jest konieczna znajomość struktury i parametrów modelu manipulatora ani środowiska.

### Wyniki

Jako przykład ilustrujący działanie systemu sterowania manipulatorem w kontakcie z podatnym środowiskiem, wybrano dwuczłonowy planarny manipulator pozostający w kontakcie z płaską powierzchnią (rys. 1).



Rys. 1. Schemat manipulatora dwuczłonowego i środowiska

### Wnioski i podsumowanie

Zaprezentowany algorytm sterowania manipulatorem z uwzględnieniem kontaktu z podatnym środowiskiem jest niewrażliwy na niedokładności modelowania zarówno parametryczne jak i strukturalne. Jest to uzyskane dzięki właściwościom aproksymacyjnym sztucznych sieci neuronowych zastosowanych do kompensacji nieliniowości układu. Zastosowany opis dynamiki układu i sterowania nim w przestrzeni zadaniowej związanej z powierzchnią środowiska jest bardzo korzystny w praktycznych aplikacjach, w których nadrzędnym celem jest realizacja zadania ruchu manipulatora z jednoczesnym dociskiem mającym służyć realizacji wybranego procesu.

### Bibliografia

- Burghardt A., Kurc K., Szybicki D., Muszyńska M., Nawrocki J.: Software for the robot-operated inspection station for engine guide vanes taking into consideration the geometric variability of parts. *Tehnicki Vjesnik-Technical Gazette*, Vol. 24, Issue 2, pp.349-353, 2017.
- Burghardt A., Szybicki D., Kurc K., Muszyńska M., Mucha J.: Experimental Study of Inconel 718 Surface Treatment by Edge Robotic Deburring with Force Control. *Strength Mater*, Vol. 49, Issue 4, pp.594-604, 2017.
- Gierlak P.: Hybrid position/force control in robotised machining. *Solid State Phenomena* Vol. 210, pp. 192-199, 2014.
- Gierlak P.: Hybrid position/force control in robotised machining. *Solid State Phenomena* Vol. 210, pp. 192-199, 2014.
- Vukobratović M., Ekalo Y., Rodič A.: How to Apply Hybrid Position/Force Control to Robots Interacting with Dynamic Environment. In: Bianchi G., Guinot J.-C., Rzymkowski C. (Eds.) *Romansy*, Vol. 14. pp.249–258, Vienna 2002



## POSITION/FORCE CONTROL OF MANIPULATOR IN CONTACT WITH FLEXIBLE ENVIRONMENT

Piotr Gierlak

Rzeszow University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics,

e-mail: pgierlak@prz.edu.pl

Keywords: hybrid control, robotics, neural network

### Introduction

The number of industrial applications, in which robots come in contact with the environment and where it has a significant influence on the robotised processes realisation quality, is constantly increasing. The aforementioned processes include a/o robotised mechanical processing such as grinding, polishing, or edge deburring [2]. Therefore, modelling and control of robots in interaction with the environment becomes crucial, particularly if actual features of the environment are taken into accounts such as flexibility or damping. Manipulator-flexible environment system modelling is a complex issue, and the weakest point of the model is partially connected to the environment and model of manipulator's contact with the surface. A significant difficulty in environment modelling it's the changeability and lack of certainty or knowledge of its parameters, resulting from the geometrical complexity of structures with which the manipulator interacts, related to changing stiffness, damping, and mass balance in various parts of the structure. Moreover, environment surface shape may be not known in detail, which additionally increases system description uncertainty [1].

### Research problem and research methodology

The paper presents the issue of manipulator position/force control in contact with an environment [5], taking into consideration its crucial feature which is flexibility. The issue of position/force control itself consists of the realisation of manipulator end-effector motion on the environment surface with the simultaneous appliance of set pressure on the surface [3, 4]. End-effector motion speed and pressure force result from technological process parameters. In the case of a deformable environment, its deformation occurs under pressure, which has a significant influence on control purpose realisation. Thus, in order to improve control quality, control algorithm takes into consideration the contact surface flexibility. The paper used artificial neural networks [14] to realise control compensating system non-linearity, thanks to which it is not necessary to know the structure and the parameters of the manipulator and environment models.

### Results

A two-link planar manipulator in contact with a flat surface was selected as an example presenting work of control system of the manipulator in contact with a flexible environment (fig. 1).

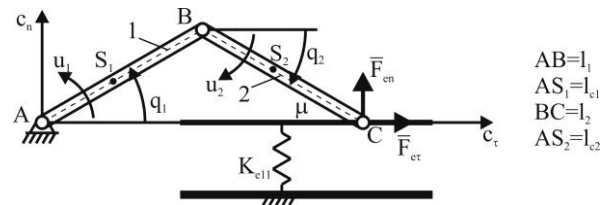


Fig. 1. The scheme of the 2-degrees-of-freedom manipulator with environment

### Conclusions

Presented in the paper manipulator control algorithm which takes into account contact with flexible environment presented is unsusceptible to modelling imprecisions, both in terms of parameters and structure. It is possible thanks to approximative features of artificial neural networks used for compensation of system nonlinearity. Utilised system dynamics description and its control in a task space related to the environment space is very beneficial in practical applications, for which the main purpose is the realisation of the task of manipulator motion with a simultaneous pressure, utilised in process realisation.

### References

- Burghardt A., Kurc K., Szybicki D., Muszyńska M., Nawrocki J.: Software for the robot-operated inspection station for engine guide vanes taking into consideration the geometric variability of parts. *Tehnicky Vjesnik-Technical Gazette*, Vol. 24, Issue 2, pp.349-353, 2017.
- Burghardt A., Szybicki D., Kurc K., Muszyńska M., Mucha J.: Experimental Study of Inconel 718 Surface Treatment by Edge Robotic Deburring with Force Control. *Strength Mater*, Vol. 49, Issue 4, pp.594-604, 2017.
- Gierlak P.: Hybrid position/force control in robotised machining. *Solid State Phenomena* Vol. 210, pp. 192-199, 2014.
- Gierlak P.: Hybrid position/force control in robotised machining. *Solid State Phenomena* Vol. 210, pp. 192-199, 2014.
- Vukobratović M., Ekalo Y., Rodič A.: How to Apply Hybrid Position/Force Control to Robots Interacting with Dynamic Environment. In: Bianchi G., Guinot J.-C., Rzymkowski C. (Eds.) *Romansy*, Vol. 14. pp.249-258, Vienna 2002

## CRANE CONTROL USING A HYBRID ESTIMATION OF STATE VECTOR

Patrik Grosinger<sup>1</sup>, Peter Šolek<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Slovak University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Applied Mechanics and Mechatronics

e-mail: patrik.grosinger@stuba.sk

Keywords: crane control, analog state vector estimation, analog derivator

### Introduction

Crane is in practice a very often used equipment. Its operation is not easy and brings many risks. Improper handling may result in the swinging load and consequently in a crash.

Although the crane is not a particularly complex device, it is not controllable by conventional methods. There are a number of problems with control. One of them is a significant change of parameters during operation. If the feedback loop is at one parameter in a stable area, when they change, the controller may become actuator and the system oscillates. Another problem is the state vector estimate that is needed for LQ or PPM method control. It is clear that it is not possible to directly measure the derivations of state variables. This article discusses the digital-analogue estimation of individual derivations by means of operational amplifiers in the circuit as analog derivatives. These derivatives work in conjunction with the microcomputer, resulting control is hybrid.

### Research problem and research methodology

First, you need to analyze the planar dynamic crane model. From this model is further developed to define the state description and control proposal. The subject of the article is not to investigate the robustness of the proposed control, but to design a state vector estimation that is independent of the knowledge of the system parameters. Therefore, in crane model experiments, when changing parameters, the manual gain coefficients of the controller were changed, but the analog circuit settings used to estimate the state vector did not change. The planar crane model is at first sight reality remote, but that's not the case. It is suitable as a replacement for bridge, portal and tower cranes. The planar model of the crane is in Fig.1.

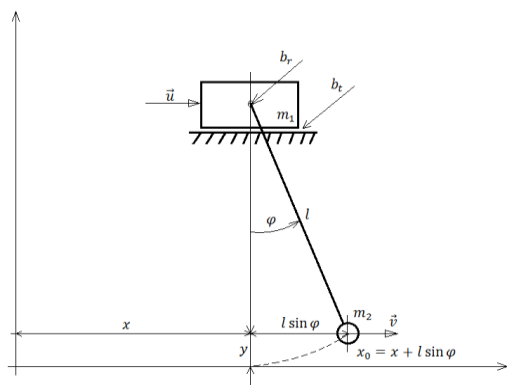


Fig. 1. Planar crane model

The model is described by a system of linear differential equations.

Experimental device is a realization of a planar dynamic model. Thus, it is not possible to move the trolley after two axes, but only after one Fig.2. Trolley movement is provided by a DC motor controlled by pulse-width modulation through the H-bridge.

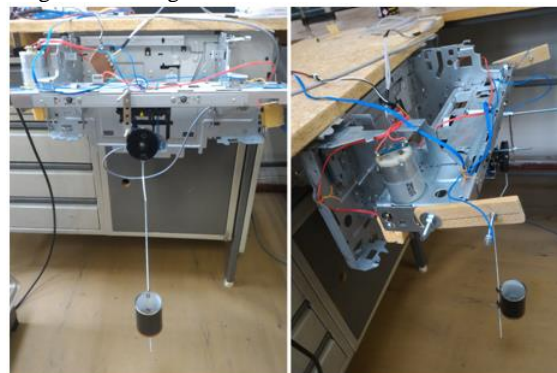


Fig. 2. Experimental crane model

The distance of the trolley is measured from the left extreme position. This model is detected using a resistance wire that touches the part of the trolley for that purpose. The signal then enters the filtering and amplifying circuit. Consequently, the trolley position is converted to a corresponding voltage of 0.3 ÷ 4.5 V. The pendulum rotation angle is measured by a low cost rotational encoder operating on the principle of electromagnetic induction CALT P3022. It is equipped with two ball bearings with very low friction resistance. The pendulum is mounted directly on this sensor. The CALT P3022 has a voltage analogue output which is implemented with a 12-bit DA converter with a zero order shape circuit. Standard 8-bit microcomputers are mostly equipped with a 10-bit AD converter. This also produces a noise in the range of  $\pm 1$  output value of the AD converter, even with a stable analogue input signal. This is only about 0.1% of the total range. The problem occurs with a numerical derivation, which is defined:  $\dot{x}(k) \cong \frac{1}{T} (x(k) - x(k-1))$ . If the sampling period of the mechanical process is equal to 0.01 s, or if the transducer error is  $\pm 1$  of the whole range, the derivative estimation is loaded with a  $\pm 100$  deviation.

This work proposes an analog approach to estimating unknown derivations. For this purpose there is a modified derivative involvement that filters undesired noise and only

derives the carrier component of the signal. The connection is on Fig.3.

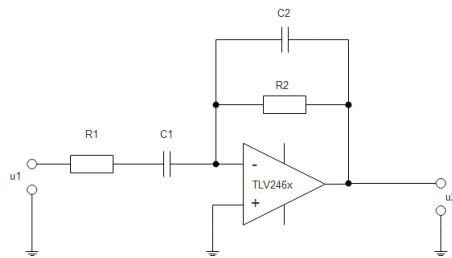


Fig.3. Analog derivator with noise filtering

The capacitor  $C_1$  and the resistor  $R_2$  provide the input signal derivation  $u_1$  and the capacitor  $C_2$  with the resistor  $R_1$  provide filtration. From Fig.3 the transfer function can be derived from the differentiator:

$$A(s) = \frac{u_2(s)}{u_1(s)} = - \frac{R_2 C_1 s}{(R_1 C_1 s + 1)(R_2 C_2 s + 1)}$$

In above relation of the products  $R_2 C_1$ , it expresses the amplification of the derivator. In the denominator of the expression there are members providing the filtration of the components of the higher frequency signal.

The simplified block diagram of the controlled system is in Fig.5. "System" means a mechanical device with a DC motor and measuring members providing analogue voltage signals that are proportional to the displacement of the trolley and the angle of rotation. The microcomputer uses five AD convertors, four on the state vector and one on the desired position.

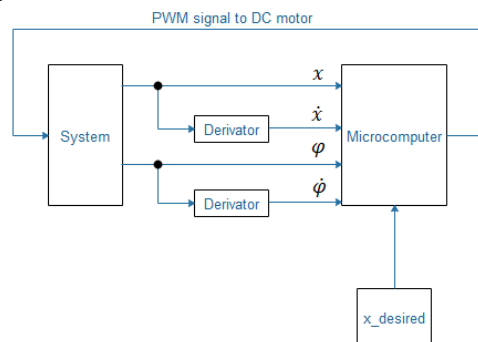


Fig.5. Simplified block diagram of controlled system

## Results

For the implementation of analog circuits, a test panel was used. The circuits were stable and no more pronounced noise or drift was visible when measuring the oscilloscope. The noise caused by unshielded test engagement was virtually unrecognizable. The device worked smoothly without any jerky, since the individual derivations were directly measured by the AD converter.

## Conclusions

A low cost microcomputer and two special operational amplifiers have been able to perform the state vector control. When changing the parameters, it was necessary to recalculate the controller gain matrix, but the analog vector state estimate still gave the correct values.

## References

1. Smoczek, Jaroslaw, Fuzzy crane control with sensorless payload deflection feedback for vibration reduction, ACADEMIC PRESS LTD- ELSEVIER SCIENCE LTD, 24-28 OVAL RD, LONDON NW1 7DX, ENGLAND, MAY 2014
2. Smoczek, J.; Szpytko, J.; Evolutionary algorithm-based design of a fuzzy TBF predictive model and TSK fuzzy anti-sway crane control system, PERGAMON-ELSEVIER SCIENCE LTD, THE BOULEVARD, LANGFORD LANE, KIDLINGTON, OXFORD OX5 1GB, ENGLAND, FEB 2014
3. Smoczek, Jaroslaw; Szpytko, Janusz, Fuzzy Logic-based Adaptive Control System Prototyping for Laboratory Scaled Overhead Crane, IEEE, 345 E 47TH ST, NEW YORK, NY 10017 USA, AUG 2013
4. Ranjbari, Lejla; Shirdel, Amir H.; Aslahi-Shahri, M.; Anbari, S.; Ebrahimi, A.; Darvishi, M.; Alizadeh, M.; Rahmani, Rasoul; Seyedmehmoudian, M., Designing precision fuzzy controller for load swing of an overhead crane, SPRINGER, 233 SPRING ST, NEW YORK, NY 10013 USA, OCT 2015
5. Ngo, Quang Hieu; Ngo, Phong Nguyen; Chi, Ngon Nguyen; Tran, Thanh Hung, Hong, Keum-Shik, Fuzzy Sliding Mode Control of Container Cranes, INST CONTROL ROBOTICS & SYSTEMS, KOREAN INST ELECTRICAL ENGINEERS, BUCHEON TECHNO PARK 401-1506, 193 YAKDAE-DONG WONMI-GU, BUCHEON, GYEONGGI-DO 420-734, SOUTH KOREA, APR 2015
6. Ngo, Quang Hieu; Ngo, Phong Nguyen; Ha, Quang Phuc, Active Control of an Offshore Container Crane, IEEE, 345 E 47TH ST, NEW YORK, NY 10017 USA, 2015
7. Wang, Lifu; Zhang, Hongbo; Kong, Zhi, Anti-swing Control of Overhead Crane Based on Double Fuzzy Controllers, IEEE, 345 E 47TH ST, NEW YORK, NY 10017 USA, MAY 2015
8. Starek L.: Kmitanie s riadením. Bratislava Slovakia, Nakladateľstvo STU, 2009
9. Kabeš K.: Operační zesilovače v automatizační technice. Praha Czechoslovakia, Nakladatelství technické literatury, 1988
10. Dostál J.: Operační zesilovače. Praha Czech Republic, Ben - technická literatura, 2005
11. Dostál J.: Operational amplifiers. Massachusetts USA, Butterworth-Heinemann, 1993
12. Tewari A.: Modern Control Design With MATLAB and SIMULINK, West Sussex, England, John Wiley & Sons, LTD, 2002

### WERYFIKACJA NUMERYCZNA TECHNIK PEDALOWANIA POD WZGLĘDEM KONTROLI KĄTA NACHYLENIA W STAWIE SKOKOWYM

Artur Handke<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny

e-mail: artur.handke@pwr.edu.pl

*Słowa kluczowe: układ człowiek-rower, badanie numeryczne, staw skokowy*

#### Wprowadzenie

W artykule zawarto wstępne wyniki badań numerycznych mających na celu weryfikację istniejących technik pedalowania z naciskiem na wykorzystanie kąta ustawienia stopy względem ramy roweru.

W kolarstwie profesjonalnym jak i amatorskim można spotkać się z wieloma technikami pedalowania [2]. Układ mechaniczny, który przenosi napęd z ludzkich kończyn dolnych do korby roweru posiada 1 stopień swobody w postaci obrotu korby. Z drugiej strony struktura kinematyczna układu ruchowego człowieka w połączeniu z rowerem może posiadać znacząco zwiększoną liczbę stopni swobody [1].

Fakt ten umożliwia właśnie zmieniać sposób pracy kończyn dolnych podczas kręcenia korbą tak aby poprawić jakość jazdy lub zwiększyć sprawność pracy mięśni [3].

#### Cel badań i metoda badawcza

Cel badawczy podejmowany w artykule został sformułowany poprzez rozbudowę opracowanego w środowisku ADAMS modelu numerycznego układu człowiek-rower.

Kontrola techniki pedalowania jest czynnością złożoną i wymaga współgrania 3 głównych stawów - biodrowego, kolanowego oraz skokowego. Przy założeniu równoległości głównych osi obrotów tych stawów istnieje możliwość matematycznego powiązania kątów w tych stawach z położeniem kątowym korby. Jednakże mając na uwadze wyraźny przestrzenny charakter układu kinematycznego człowiek-rower, za te zależności odpowiada opracowany model numeryczny (Rys. 1).



Rys. 1. Model numeryczny układu człowiek-rower w środowisku ADAMS

W badaniu sprawdzano wpływ zmiany kąta stawu skokowego w danej fazie obrotu korby, na obciążenia głównych stawów kończyny dolnej. Badaniu podlegały obie kończyny dolne, natomiast kończyny górne odpowiadały za ustalenie położenia tułowia względem układu odniesienia ramy roweru.

#### Wyniki badań

Przeprowadzone badania skupiono na określeniu maksymalnych momentów obciążających stawy biodrowe, kolanowe oraz skokowe w płaszczyźnie strzałkowej w zależności od wybranej techniki pedalowania. Finałem badań było określenie zależności pomiędzy kątem ustawienia stopy w funkcji położenia kątownego korby dla zminimalizowania obciążenia głównych stawów.

#### Wnioski i podsumowanie

Uzyskane wyniki sugerują, że dla określonego celu optymalizacji można znaleźć zależność funkcyjną między kątem pozycji stopy a położeniem kątowym korby dla obu kończyn dolnych. Wnioski potwierdzają konieczność dalszych badań z wykorzystaniem opracowanego modelu numerycznego. Ze względu na liczebność parametrów opisujących omawiany system człowiek-rower, możliwe jest zbadanie innych zjawisk towarzyszących jeździe na rowerze. Umożliwi to opracowanie nowych technik pedalowania, znalezienie optymalnej postawy rowerzysty podczas jazdy lub modyfikację konstrukcji roweru.

#### Bibliografia

1. Handke A., Bałchanowski J., Modeling of the constrain of the foot with the bicycle pedal while driving with a constant cadence, Proceedings of the 14th International Scientific Conference: Computer Aided Engineering, 2018
2. Kosecki D., Trening Rowerowy, Wydawnictwo Buchmann, 2016
3. Cannon D.T., Kolkhorst F.W., Cipriani D.J., Effect of pedaling technique on muscle activity and cycling efficiency, European Journal of Applied Physiology, Vol. 99, Issue 6, pp 659–664, 2007

## NUMERICAL VERIFICATION OF PEDALING TECHNIQUES WITH REGARD TO CONTROL OF THE ANGLE IN ANKLE

Artur Handke<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Wrocław University of Science and Technology, Faculty of Mechanical Engineering,

**e-mail:** artur.handke@pwr.edu.pl

*Keywords:* human-bike system, numerical studies, ankle joint

### Introduction

The article contains preliminary results of numerical tests aimed at verifying existing pedaling techniques with an emphasis on using the angle of the foot to the bicycle frame.

In professional and amateur cycling you can meet many pedaling techniques [2]. The mechanical system that transfers the drive from the human lower limbs to the crank of the bicycle has 1 degree of freedom in the form of a crank rotation. On the other hand, the kinematic structure of the human motion system in combination with a bicycle may have a significantly increased number of degrees of freedom [1].

This fact makes it possible to change the way the lower limbs work when pedaling to improve the quality of the ride or increase the efficiency of muscle activity [3].

### Aim of the research and research methodology

The research objective taken in the article was formulated by extending the model of the numerical human-bicycle system developed in the ADAMS environment.

Control of the pedaling technique is a complex activity and requires the co-ordination of the 3 main joints - hip, knee and ankle joints. Assuming the parallelism of the main axis of rotation of these joints, it is possible to mathematically link the angles in these joints to the angular position of the crank. However, bearing in mind the distinctive spatial character of the human-bicycle kinematic system, the developed numerical model corresponds to these relationships (Fig. 1).



Fig. 1. Numerical model of the human-bicycle system developed in ADAMS

The study examined the impact of changes in the angle of the ankle in a given phase of the crank rotation, on the loads of the main joints of the lower limb. Both lower limbs were subject to examination, while upper limbs were responsible for the position of the trunk in relation to the reference coordinate system of the bicycle frame.

### Results

The research was focused on determining the maximum torques loading hip, knee and ankle joints in the sagittal plane depending on the chosen technique of pedaling. The final test was to determine the relationship between the angle of the foot's position as a function of the angular position of the crank to minimize the load on the main joints..

### Conclusions

Obtained results suggest that for a specific optimization purpose, it is possible to find a functional relationship between the angle of the foot position and the angular position of the crank for both lower limbs. The applications confirm the necessity to conduct further research using the developed numerical model. Due to the multiplicity of parameters describing the discussed man-bicycle system, it is possible to examine other phenomena accompanying cycling. This will give the opportunity to develop new pedaling techniques, find the optimal posture of a cyclist while riding, or modify the design of the bicycle.

### References

1. Handke A., Bałchanowski J., Modeling of the constrain of the foot with the bicycle pedal while driving with a constant cadence, Proceedings of the 14th International Scientific Conference: Computer Aided Engineering, 2018
2. Kosecki D., Trening Rowerowy, Wydawnictwo Buchmann, 2016
3. Cannon D.T., Kolkhorst F.W., Cipriani D.J., Effect of pedaling technique on muscle activity and cycling efficiency, European Journal of Applied Physiology, Vol. 99, Issue 6, pp 659–664, 2007

## IDENTYFIKACJA PARAMETRYCZNA ROBOTA KOŁOWEGO

Zenon Hendzel<sup>1</sup>, Paweł Penar<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa

e-mail: ppenar@prz.edu.pl

Słowa kluczowe: robot mobilny, identyfikacja parametryczna, sterowanie

### Wprowadzenie

W pracy porównano dwie metody identyfikacji parametrycznej: algorytm wsadowy oraz rekurencyjną metodę najmniejszych kwadratów (RLS). Wybrane algorytmy zastosowano do identyfikacji mobilnego robota kołowego (MRK).

W klasycznym ujęciu procesu identyfikacji parametrycznej obiektu dynamicznego realizowane są następujące etapy [1]: modelowanie, eksperyment oraz zebranie danych pomiarowych, przetwarzanie danych, estymacja parametrów modelu i weryfikacja modelu. W niniejszej pracy zrealizowano wymienione etapy bazując na pomiarze wektora stanu MRK, kątów obrotu własnego kół napędzających oraz ich prędkości kątowych.

### Identyfikacja

Korzystną postacią zapisu dynamiki ruchu mobilnego robota kołowego ze względu na zagadnienia sterowania i identyfikacji jest forma wektorowo-macierzowa dana zależnością [2]:

$$\mathbf{M}(\mathbf{a})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{a}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}(\mathbf{a}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{U}$$

gdzie  $\mathbf{a}$  to wektor identyfikowanych parametrów,  $\mathbf{q} = [\alpha_1, \alpha_2]^T$  to wektor kątów obrotów kół napędzających robota mobilnego a  $\mathbf{U} = [M_1, M_2]^T$  to wektor momentów napędzających te koła. Kompletność modelu matematycznego robota kołowego, opisanego powyższą zależnością wymaga wyznaczenia wartości elementów wektora  $\mathbf{a}$ , co ma miejsce w procesie identyfikacji który jest oparty o dane z eksperymentu pomiarowego. Podobnie jak w pracy [3], przyjętym kryterium identyfikacji parametrów MRK jest błąd mocy układu sił pomiędzy modelem i obiektem rzeczywistym. Sam proces identyfikacji został zrealizowany za pomocą dwóch procedur: metody wsadowej, która jest algorytmem off-line i rekurencyjnej metodę najmniejszych kwadratów, która należy do metod on-line.

### Eksperyment

W celu zidentyfikowania parametrów modelu robota mobilnego Pioneer-2DX wykonano dwa eksperymenty pomiarowe przemieszczania się wybranego punktu H MRK po zadanym torze ruchu opisanym równaniami:

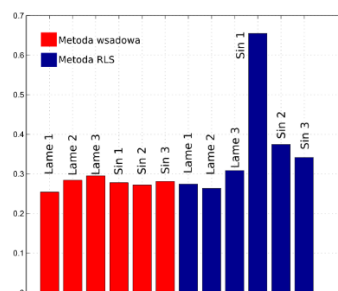
- $y_H + 0.3\sin(3x_H) = 0$
- $x_H^4 + y_H^4 = 0$

W każdym eksperymencie a i b wykonano po cztery przejazdy. Z pierwszych trzech (oznaczonych: *Lame 1*, *Lame 2*, *Lame 3*, *Sin 1*, *Sin 2*, *Sin 3*) wyznaczono parametry modelu MRK, które wykorzystano w symulacjach numerycznej.

Wyznaczony w symulacji wektor stanu zestawiono z pomierzonym wektorem stanu MRK uzyskanym w czwartym przejeździe po krzywej *Lame*. Wskaźniki jakości służące do ich porównania mają postać

$$\varepsilon_j = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\alpha_{sym}^{(i,j)} - \alpha_{wer}^{(i,j)})^2}, \dot{\varepsilon}_j = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\dot{\alpha}_{sym}^{(i,j)} - \dot{\alpha}_{wer}^{(i,j)})^2}, j = 1, 2$$

gdzie  $\alpha_{sym}, \dot{\alpha}_{sym}$  to kąty obrotu i prędkości kątowe kół napędowych MRK w symulacji,  $\alpha_{wer}, \dot{\alpha}_{wer}$  to parametry kinematyczne MRK uzyskane z weryfikacji,  $N$  to liczba dyskretnych próbek pomiarowych,  $i$  to indeks próbki a  $j$  to indeks numeru koła napędowego.



Na wykresie przedstawiono średnie wartości wyznaczonych wskaźników jakości. Są one najmniejsze w przypadku identyfikacji wykonanej metodą wsadową dla danych z przejazdu oznaczonego jako *Lame 1*. Wartości ocen wektora  $\mathbf{a}$  w tym przypadku to:

$$\hat{\mathbf{a}} = [0.235, 0.0541, 0.1177, 0.0002, 3.2094, 3.2094]^T$$

### Podsumowanie

W artykule przedstawiono dwie procedury identyfikacji parametrycznej mobilnego robota kołowego: metodę wsadową i metodę RLS. Uzyskany wektor ocen parametrów modelu matematycznego MRK będzie podstawą do projektowania optymalnych algorytmów sterowania, w tym gier różniczkowych o sumie zerowej.

### Bibliografia

- J. Swevers, W. Verdonck, J. de Schutter: *Dynamic model identification for Industrial Robots*, IEEE Control Systems, vol 27, no 5, 2007
- M. Giergiel, Z. Hendzel, W. Żylski: *Modelowanie i sterowanie mobilnych robotów kołowych*, PWN 2002
- M. Nawrocki: *Identyfikacja manipulatorów na przykładzie robota Scorbot (rozprawa doktorska)*, 2010
- Soderstrom T., Stoica P: *Identyfikacja systemów*, PWN, 1997

## WHEELED MOBILE ROBOT PARAMETRIC IDENTIFICATION

Zenon Hendzel<sup>1</sup>, Paweł Penar<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa

e-mail: ppenar@prz.edu.pl

Keywords: *wheeled mobile robots, parametric identification, control*

### Introduction

The paper compares two methods of parametric identification: batch algorithm and the recursive least squares (RLS) method. The selected algorithms were used to identify the parameters of a wheeled mobile robot (WMR).

Classical approach of the process of parametric identification dynamic object consists of following steps [1]: modeling, experiment design and data acquisition, signal processing, parameter estimation and validate model. This study was carried out based on said steps using measurements of the WMR state vector, angle of a self-turn the drive wheels and their angular velocity.

### Identification

Due to the control and identification issues a favorable form of WMR dynamic is a vector-matrix form given as [2]:

$$\mathbf{M}(\mathbf{a})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{a}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}(\mathbf{a}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{U}$$

where  $\mathbf{a}$  is the vector of the identified parameters,  $\mathbf{q} = [\alpha_1, \alpha_2]^T$  is the vector of rotation angles of the robot's driving wheels and  $\mathbf{U} = [\mathbf{M}_1, \mathbf{M}_2]$  is the vector of torques that drive the robot wheels. Completeness of the mathematical model of a WMR, described by the above equation, requires determining the value of the elements of the  $\mathbf{a}$  vector. It takes place in the identification process which is based on data from the measurement experiment. Similarly to work [3], the applied criterion for identifying WMR parameters is the power of force system error between the model and the real object. The identification process itself was implemented using two procedures: a batch method, which is an off-line algorithm and a RLS method, which belongs to the on-line methods.

### Experiment

In order to identify the parameters of the Pioneer-2DX mobile robot model, two measurement experiments were carried out. Movement of the characteristic WMR point H point on a given desired trajectory described by the following equations:

$$a) \quad y_H + 0.3\sin(3x_H) = 0$$

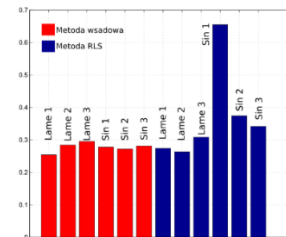
$$b) \quad x_H^4 + y_H^4 = 0$$

In each experiment a and b four passings were made. From the first three (marked: Lane 1, Lane 2, Lane 3, Sin 1, Sin 2, Sin 3) the parameters of the WMR model were determined and later used in numerical simulations.

The state vector determined in the simulation was compared with the measured WMR state vector obtained in the fourth pass on the Lane curve. The quality indicators used for their comparison have the form

$$\varepsilon_j = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\alpha_{sym}^{(i,j)} - \alpha_{wer}^{(i,j)})^2}, \hat{\varepsilon}_j = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\dot{\alpha}_{sym}^{(i,j)} - \dot{\alpha}_{wer}^{(i,j)})^2}, j = 1, 2$$

where  $\alpha_{sym}, \dot{\alpha}_{sym}$  are the rotation angles and angular velocities of the WMR drive wheels in the simulation,  $\alpha_{wer}, \dot{\alpha}_{wer}$  are the WMR kinematic parameters obtained from the verification, N is the number of discrete measurement samples, i is the sample index, j is the index number of the drive wheel.



The figure presents the average values of the determined quality indicators. They are the smallest in the identification made by the batch method for data from the route marked as Lane 1. The values of the parameters vector approximation  $\mathbf{a}$  in this case are:

$$\hat{\mathbf{a}} = [0.235, 0.0541, 0.1177, 0.0002, 3.2094, 3.2094]^T$$

### Summary

The article presents two procedures for parametric identification of a WMR: batch method and RLS method. The obtained parameters vector approximation of the WMR mathematical model will be the basis for the design of optimal control algorithms, including zero-sum differential games.

### References

1. J. Swevers, W. Verdonck, J. de Schutter: *Dynamic model identification for Industrial Robots*, IEEE Control Systems, vol 27, no 5, 2007
2. M. Giergiel, Z. Hendzel, W. Żylski: *Modeling and control of wheeled mobile robots (in polish)*, PWN 2002
3. M. Nawrocki: *Identification of manipulator on the Scorbot robot example* (thesis), 2010
4. Soderstrom T., Stoica P: *System identification*, PWN, 1997

## STEROWANIE SAMOORGANIZACJĄ ROJÓW ROBOTÓW KOŁOWYCH

Zenon Hendzel<sup>1</sup>, Jakub Wiech<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Katedra Mechaniki Stosowanej i Robotyki

e-mail: j.wiech@prz.edu.pl

Słowa kluczowe: Robotyka roju, roboty mobilne, samoorganizacja, sterowanie formacją

### Wprowadzenie

Artykuł opisuje algorytm rozproszonego sterowania kinematyką typu proporcjonalno-różniczkującego PD w samoorganizacji rojów nieholonomicznych robotów kołowych na przykładzie robotów dwukołowych. Rozproszone sterowanie PD umożliwia generację zadanej trajektorii ruchu robota w celu osiągnięcia kolektywnego zachowania roju takiego jak agregacja oraz osiągnięcie zadanej formacji. Sterowanie formacją umożliwia osiągnięcie wspólnego celu dla wszystkich robotów wchodzących w skład roju w uporządkowany sposób, często skuteczniej niż w przypadku rojów bez tego typu zachowań. Jednymi z zastosowań rojów z sterowaniem formacją to: przeszukiwanie i pokrycie nieznanego terenu, usuwanie smug oleju, przemieszczanie się roju po zadanej trajektorii, manipulowanie obiektami itp. Istniejące metody samoorganizacji rojów można podzielić na trzy główne kategorie: wzorujące się na przyrodzie (zwierzętach społecznych), inspirowane zjawiskami fizycznymi oraz oparte na teorii stabilności i algorytmach optymalizacyjnych. Jedną z metod inspirowaną zjawiskami fizycznymi jest metoda wirtualnych sprężyn i tłumików. Wyobrażając sobie, że roboty są połączone ze sobą za pomocą wirtualnej sprężyny i tłumika wymuszających ruch robotów, rój ostatecznie zgrupuje się wokół punktu lub przy odpowiednim dobraniu współczynników sprężyny i tłumika, rój sformuje formację. Rozproszone sterowanie PD jest uogólnieniem metody wirtualnych modeli stosowanych w sterowaniu rojami robotów.

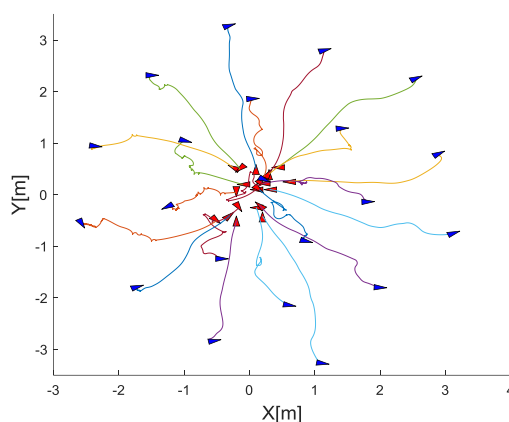
### Problem badawczy i metoda badawcza

Problemem badawczym jest opracowanie algorytmu samoorganizacji roju robotów nieholonomicznych, tak by rój był w stanie utworzyć formację równo oddalonych robotów o zadanej odległości od siebie. Ponadto algorytm sterowania powinien umożliwiać agregację roju przez zmianę współczynników algorytmu sterowania. Algorytm sterowania został zainspirowany metodą wirtualnych sprężyn i tłumików i został opracowany z dowodem stabilności wyznaczonym za pomocą teorii stabilności Lapunowa. Obliczenia zostały potwierdzone symulacjami.

### Wyniki

Jako ocenę wydajności algorytmu sterowania przeprowadzono dwie symulacje z rojem mającym 21 robotów. Roboty początkowo były losowo rozstawione z losowymi kierunkami. Zadana odległość między robotami została ustawiona na 1.5[m], co doprowadziło do rozproszenia robotów i utworzenia formacji. Agregację roju można uzyskać ustawiając pożądaną odległość  $\delta$  na 0. Rzeczywiste roboty są ograniczone przez ich rozmiar, aby uniknąć kolizji w punkcie agregacji roboty zatrzymują się w jego otoczeniu, w tym

celu wartość  $\delta$  została ustawiona na 0.15[m] czyli średnicę jednego robota.



Rys. 1. Samoorganizacja roju 21 robotów

Symulacje pokazują, że rój samoorganizuje się w formację złożoną głównie z trójkątów równobocznych o długości równej 1.5 [m] (rys.1) oraz grupują się wokół punktu agregacji.

### Wnioski i podsumowanie

Dzięki metodzie rozproszonego sterowania PD rój jest w stanie osiągnąć formację złożoną z trójkątów równobocznych oraz osiągnąć założone otoczenie punktu agregacji. W przypadku roju 21 robotów widać, że niektóre odległości między robotami na zewnętrznej krawędzi formacji są mniejsze niż 1.5 [m], czego można uniknąć, ustawiając inne wartości  $k_p$  i  $k_D$ . Przyszłe badania będą dotyczyły generowania optymalnych zadanych trajektorii ruchu. Ponadto przyszłe prace mogą obejmować zagadnienia podążania za liderem i omijaniem przeszkód.

### Bibliografia

1. J. Wiech, J., Eremeyev, V.A., Giorgio I.: Virtual spring damper method for nonholonomic robotic swarm self-organization and leader following, *Continuum Mechanics and Thermodynamics*, pp. 1-12, Springer, 2018
2. Giergiel, J., Zylski, W.: Description of motion of a mobile robot by Maggie's equations. *J. Theor. Appl. Mech.* Vol 43, Issue 3, pp. 511-521, 2005
3. Lewis, F. L., Jagannathan, S., Yesildirek, A.: *Control of Robot Manipulators and Nonlinear Systems*, Tylor & Frncjjs, London, 1999



## ROBOTIC SWARM SELF-ORGANIZATION CONTROL

Zenon Hendzel<sup>1</sup>, Jakub Wiech<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Rzeszow University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics, Department of Applied Mechanics and Robotics,

e-mail: j.wiech@prz.edu.pl

*Keywords: Swarm robotics, mobile robots, self-organization, formation control*

### Introduction

The article describes a method of self-organization of a swarm of nonholonomic robots using distributed proportional-derivative control. Kinematics control with distributed PD enables generation of desired robot trajectory and enables achieving collective behavior of a robotic swarm such as aggregation and formation creation. In case of robotic swarms, formation control enables achieving collective goals in orderly fashion, very often more efficiently than without behaviors of this type. One of the applications of swarms with formation control is area coverage, oil plume removal, swarm transport, object manipulation, etc. Existing methods of swarm self-organization can be divided into three main categories: bio mimicking (social animals), inspired by physics phenomena and based on stability theory and optimization algorithms. One of the methods inspired by physics phenomena is the method of virtual springs and dampers. Imagining that robots are connected with each other by a virtual spring and damper forcing them to move, the swarm will eventually aggregate to one point or with careful adjustment of virtual parameters the swarm will establish a formation. Distributed control PD is a generalization of virtual models used in controlling robotic swarms.

### Research problem and research methodology

The research problem is to develop an algorithm for self-organization of a swarm of nonholonomic robots, so that the swarm is able to form a formation of equally spaced robots by a given distance from each other. In addition, the control algorithm should enable swarm aggregation by changing the coefficients of the control algorithm. The control algorithm was inspired by the method of virtual springs and dampers and was developed with the proof of stability determined by the Lyapunov stability theory. Presented method is evaluated by simulations.

### Results

Two simulations with swarm of 21 robots (Fig. 1) were performed as performance evaluations. The robots were initially randomly distributed with random headings. The desired distance between the robots was set at 1.5 [m], resulting in the scattering of robots and creation of formation. The swarm aggregation can be achieved by setting the desired distance between robots  $\delta$  to 0. All robots converge to a single point. The real robots are limited by their size, to avoid collisions, the desired

distance  $\delta$  was set to 0.15[m] which is the robot diameter.

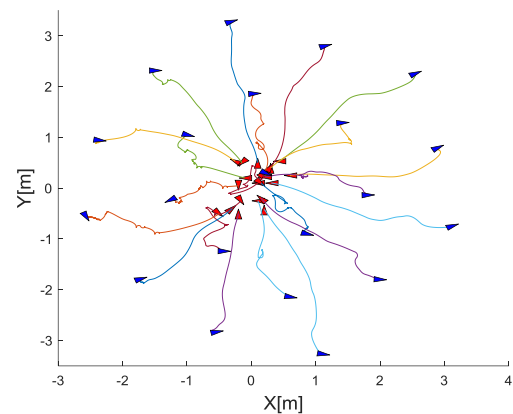


Fig. 1. Swarm self-organization of 21 robots

The simulations show that the swarm self-organize into formation consisting mostly of equilateral triangles of length equal 1.5[m] (Fig. 1), and aggregate around single point.

### Conclusions

Thanks to the distributed PD control method, the swarm is able to achieve equilateral triangle formation as well as aggregate around single point. In the case of a 21-robot swarm we can see that some of the distances between robots on the outer edge of the formation are smaller than 1.5[m] which could be avoided by setting different values of  $k_P$  and  $k_D$ . It is of interest in future works to address the problem of generating the optimal desired robot trajectories. Moreover, future works will address swarm leader following and obstacle avoidance.

### References

1. J. Wiech, J., Eremeyev, V.A., Giorgio I.: Virtual spring damper method for nonholonomic robotic swarm self-organization and leader following, *Continuum Mechanics and Thermodynamics*, pp. 1-12, Springer, 2018
2. Giergiel, J., Zylski, W.: Description of motion of a mobile robot by Maggie's equations. *J. Theor. Appl. Mech.* Vol 43, Issue 3, pp. 511-521, 2005
3. Lewis, F. L., Jagannathan, S., Yesildirek, A.: *Control of Robot Manipulators and Nonlinear Systems*, Tylor & Frnacjis, London, 1999

## MEASUREMENT OF ABDOMINAL RETRACTOR LOADING AND ITS EFFECTS ON THE SURGEONS ARM

BRANISLAV HUČKO<sup>1</sup>, MICHAL ČEKAN<sup>1</sup>, FRANTIŠEK HORVÁT<sup>1</sup>, ONDREJ CHLEBO<sup>1</sup>, MICHAL BACHRATÝ<sup>1</sup>, MAREK ČAMBAL<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Institute of Applied Mechanics and Mechatronics, Faculty of Mechanical Engineering, Slovak University of Technology in Bratislava, Bratislava, Slovakia

<sup>2</sup> The 1st surgery clinic, Faculty of Medicine, Comenius University in Bratislava, Bratislava, Slovakia

e-mail: branislav.hucko@stuba.sk

*Keywords: measurement, abdominal retractor, isometric condition, muscle fatigue*

### Introduction

Open cavity or deep surgery is a common practice in surgical intervention. The successful execution of such operations requires the use of various instrumentation which has evolved to facilitate particular interventions. Common apparatus are surgical retractors intended to move or prevent soft tissues and/or organs from obstructing the surgeon during intervention. These retractors come in many forms and configurations. In many situations, the retractor is held in place by an assistant surgeon. This can involve considerable effort from the assisting surgeon, particularly if the operation may take a long time. Currently, there have not been significant contributions regarding the forces involved with the use of such devices. Understanding these forces could assist surgeons in planning for surgery and also contribute to the design of new retractors and investigate their effects on soft tissues and organs. This article attempts to measure the loading of the retractor and quantify the effort the assistant surgeon must put forth over a fixed interval during the gallbladder surgery.

### Research problem and research methodology

After consulting medical staff at the faculty of medicine the 1st surgical unit in Bratislava Slovakia, it was decided that a Mikulicz deep surgery retractor, see Fig. 1, would be modified to incorporate a miniature, high-precision force transducer which would record data during surgical intervention. The same modification has been done on the Fritsch retractor as well.

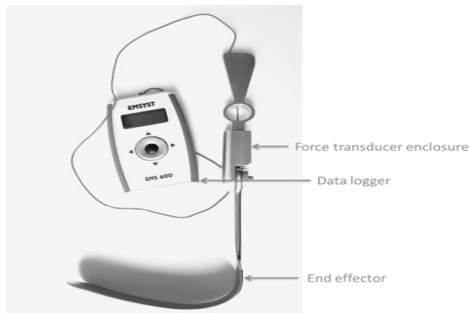


Fig.1. Modified deep surgery retractor (end effector) incorporating a force transducer (enclosure) and data logging unit EMS 600

The force transducer was strategically mounted to measure axial loading between the handle and blade.

The chosen transducer has an effective measuring range of 2 – 200 N and is powered by a remote data logger (EMS600) recording at a rate of 10 Hz over 100 sec. intervals. The data was then transferred to a PC via an SD card. The device was calibrated by suspending OIML R111:2004 compliant, class M2 weights from the end of the force transducer fixed to a purpose built vice. Measurements were taken during the operation of the gallbladder.

Several measurements were performed during a gallbladder surgery where the Mikulicz and Fritsch retractors were used to hold the inner organs and the skin by a female assistant.

The typical measurement time sequence can be observed in Fig. 2 below.

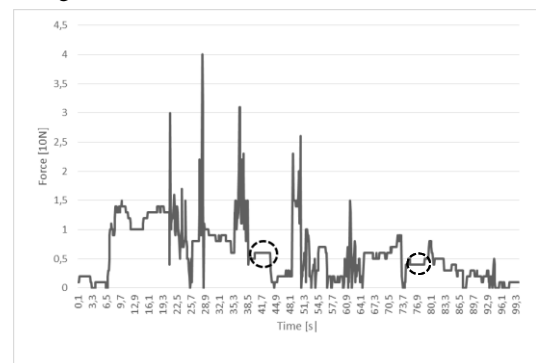


Fig.2. Axial force measured between the blade and handle of the Miculicz deep surgery retractor.

From data obtained from the above mentioned measurements, a standard statistical analysis was performed resulting in an average loading of 6,06 N with a maximum measured value of 40 N and a standard deviation of 5,07 N and coefficient of variation of 83,7%. This maximum measured force corresponds to the maximum pulling force female fingers can produce [1]. Due to the balance between the externally measured force (holding force) and the muscle tension, we can predict that if the static external force exerts longer than usual relaxation time without any movement then we will assume that isometric conditions are satisfied. Any movement of

fingers will be registered by the sensitive force transducer.

Muscle fatigue is defined as the loss of a muscle's ability to generate force. It can be a result of vigorous exercise, but abnormal fatigue may be caused by barriers or interference with the different stages of muscle contraction too.

### Results

Due to these results and the limit Rohment curve for static endurance vs. relative exertion [3, 5], we can propose the quantification of muscle fatigue which can be calculated in the sense of Miner's rule for cumulative damage [4]. It states that if there are  $k$  different isometric exertion levels with the corresponding maximum time at the  $i$ -th level is  $t_i^{max}$  and its real duration is  $t_i$ , then the damage fraction is

$$C = \sum C_i = \sum \frac{t_i}{t_i^{max}}$$

$C_i$  is the fraction of life consumed by exposure to the cycles at different exertion levels. In general, when the damage fraction reaches 1, the failure occurs.

Muscles must resist external forces when holding the retractor, see Fig. 2. The static work (with constant applied force) means that ATP molecules are missing and the cross bridges between myosin and actin filaments are not building. All dynamical processes (the flow of ATP molecules and calcium ions) cease if the duration of the constant external load is longer than 1-2 seconds. Identifying the constant portions of the curve with durations longer than 3 seconds – the dashed black circles in Fig.2 are places where muscle fatigue starts to accumulate.

### Conclusions

In this paper a load measuring apparatus integrated into abdominal retractors and its methodology have been presented. The measured forces offer new knowledge in the field of surgery and may be useful in the design of new retractors and fixing frames as well as in the investigation of tissue loading during surgical intervention. A new way of muscle fatigue assessment has also been proposed. Effort required holding the retractor is quantified mathematically for the surgeons' forearm and the approximation of muscle fatigue can be evaluated with respect to the duration of surgical intervention. To verify the proposed muscle fatigue assessment, referential clinical measurements of muscle potentials for isometric conditions should be made.

### Acknowledgement

The authors hereby express their gratitude for the financial support of APVV-15-0757 and KEGA 060STU-4/2016 projects.

### References

1. Astin, A.D.: Finger force capability: measurement and prediction using anthropometric and myoelectric measures, MSc.Thesis submitted to the Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, 1999

2. C. R. Ethier - C. A. Simmons: Introductory Biomechanics, From Cells to Organisms, Cambridge University Press, New York, 2007
3. Herman, I.P.: Physics of the Human Body, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2007
4. Schijve, J.: Fatigue of Structures and Materials, Kluwer Academic Publishers, New York 2001
5. D.B. Chaffin, G.B.J. Andersson: Occupational Biomechanics, Wiley, New York 1984

### BADANIA APLIKACYJNE I TECHNOLOGICZNE PLATFORMY „TRIFID“ - SYNERGIA KOOPERACJI W OBSZARZE B+R

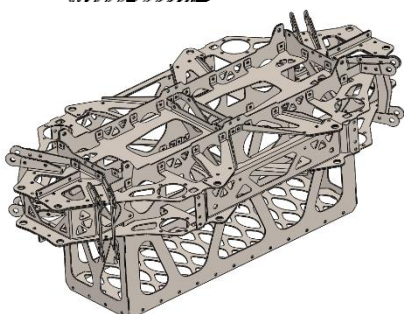
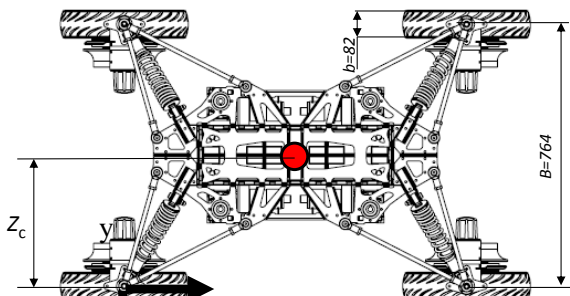
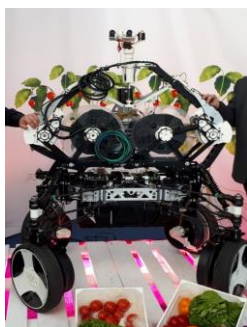
Roman Kaczyński<sup>1</sup>, Adam Ławicki<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok, Polska  
<sup>2</sup> White Hill Sp. z o.o., ul. Żurawia 71 lok 3.08, 15-540 Białystok

e-mail: prorektor.rozwojul@pb.edu.pl

#### Wprowadzenie

W artykule zaprezentowano projekt systemu Trifid, który składa się z autonomicznej platformy z robotem zbierającym i przekazującym dane o roślinach do układu informatycznego analizującego obraz i wspierającego decyzję o zastosowaniu odpowiedniej interwencji.



Rys.1. Widok robota, konstrukcja podwozia i zawieszenia oraz korpus główny platformy *Trifid*

Wykorzystanie nowatorskiej metody pozyskiwania i analizy informacji o stanie roślin uprawianych w szklarniach oraz

zastosowanie autonomicznej platformy do poruszania się robotów po szklarni to innowacyjne rozwiązanie na skalę światową. Zastosowanie takiego systemu będzie przełomowym przejściem od analizy roślin przez ekspertów w szklarniach (przez człowieka) do ciągłej obserwacji i badań roślin przez roboty.

Platforma zbudowana jest z podstawy, na której montowane są dodatkowe napędy sterujące pracą mechanizmu podnoszenia platformy do zakładanej wysokości 6m. Bezpośrednio na podstawie zamontowany jest także nieruchomy segment, który współpracuje z pięcioma segmentami ruchomymi. Posuw pionowy (podnoszenie platformy) realizowany jest za pomocą pięciu par przekładni pasowych na zasadzie tarcia między pasem, a prowadnicami segmentów. Obciążenie elementów przekładni wynika z masy segmentów podnoszonych przez poszczególne przekładnie. Ze względu na fakt, że we wszystkich przekładniach platformy zastosowano identyczne elementy to obliczenia wykonano tylko dla przekładni najbardziej obciążonej. Na szczycie platformy zamontowano system wizyjny.

Analizę numeryczną metodą elementów skończonych przeprowadzono wykorzystując parametry techniczne pojazdu oraz dokumentację rysunkową sporządzoną w systemie SolidWORKS. Wykonano obliczenia przemieszczeń oraz naprężeń w korpusie nośnym pojazdu oraz wspornika piasty koła. Wyniki – zredukowane według hipotezy Hubera-Misesa naprężenia na zewnętrznych (brzegowych) powierzchniach

### REDUKCJA POZIOMU DRGAŃ PODCZAS FREZOWANIA POPRZEZ MINIMALIZACJĘ PRACY SIŁ SKRAWANIA

Krzysztof J. Kaliński, Marek A. Galewski, Michał R. Mazur, Natalia Morawska  
Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, Katedra Mechaniki i Mechatroniki

e-mail: kkalinsk@o2.pl

*Słowa kluczowe: wirtualne prototypowanie wspomagane eksperymentem, drgania, frezowanie, siła skrawania*

#### Wprowadzenie

W artykule przedstawiono nową metodę nadzorowania drgań podczas frezowania czołowego wielkogabarytowych przedmiotów podatnych. Opracowana metoda znacząco różni się od powszechnie spotykanej w literaturze światowej [1-5], gdzie w celu poszukiwania optymalnego stanu drgań bierze się pod uwagę zjawiska obserwowane na kierunku grubości warstwy skrawanej. Podejście jest to skuteczne w przypadku dominacji drgań samowzbudnych typu *chatter*, które podczas frezowania przedmiotów wielkogabarytowych występują niezwykle rzadko. Dominującym kierunkiem drgań jest kierunek szerokości warstwy skrawanej, co ma istotny wpływ na jakość wykonania wyrobu.

#### Problem badawczy i metoda badawcza

Proponowana metoda polega na wyznaczeniu optymalnego docisku mocowania na podstawie szybkiej analizy modalnej przedmiotu. Wymaga ona zapewnienia powtarzalnych warunków mocowania przedmiotu obrabianego, np. poprzez możliwość pomiaru momentu dokręcenia śrub mocujących kluczem dynamometrycznym. Dotychczasowe podejście całkowitego luzowania i ponownego zaciskania kolejnych podpór [6] ma mniejsze znaczenie praktyczne, z uwagi na ryzyko niespełnienia warunku powtarzalności mocowania.



Rys. 1. Testowy przedmiot obrabiany – mocowanie na stole obrabiarki

Obiektem badań był testowy przedmiot obrabiany 449250, zainstalowany na portalowym centrum obróbkowym MIKOMAT 20V w PHS HYDROTOR S.A. w Tucholi (rys. 1). Badano drgania względne w umownym punkcie styku narzędzia z przedmiotem podczas frezowania czołowego powierzchni o długości 1778 mm, w kierunku szerokości warstwy skrawanej.

Oszacowanie funkcji pracy sił skrawania na kierunku szerokości warstwy umożliwia prognozowanie optymalnej konfiguracji zamocowania przedmiotu obrabianego.

#### Wyniki

Przeprowadzone badania pozwoliły na opracowanie procedury umożliwiającej zredukowanie poziomu drgań o ok. 35% oraz skrócenie czasu jednostkowego obróbki o 50%.

W celu dokonania oceny trafności prognozowania optymalnych warunków mocowania przedmiotu, rejestrowano sygnały przyspieszeń drgań podczas procesu frezowania czołowego powierzchni korpusu 449250.

#### Wnioski i podsumowanie

Uzyskane wyniki pomiarów drgań narzędzie-przedmiot w procesie frezowania czołowego, ocenianego na podstawie wartości RMS (ang. *Root Mean Square*) drgań w dziedzinie czasu i wartości częstotliwości dominujących szczytów w widmie amplitudowym, potwierdzają trafność prognozowania optymalnych warunków mocowania przedmiotu z wykorzystaniem powyższego warunku.

#### Bibliografia

1. Tomków J., Wibrostabilność obrabiarek, 1997.
2. Mané L., Gangol V., Bouzgarrou B. C., Ray P., Stability-based spindle speed control during flexible workpiece high-speed milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2007, p. 184-194.
3. Kaliński K. J., Galewski M.A.: Chatter vibration surveillance by the optimal-linear spindle speed control. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2011, 25, s. 383-399.
4. Kaliński K. J., Galewski M. A.: Optimal spindle speed determination for vibration reduction during ball-end milling of flexible details. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 2015, 92, s. 19-30.
5. Munoa J., Beudaert X., Dombovari Z., Altintas Y., Budak E., Brecher C., Stepan G.: Chatter suppression techniques in metal cutting. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 2016, 65, s. 785-808.
6. Kaliński K., Galewski M., Mazur M., Morawska N., Optimisation of clamping stiffness during milling of high-dimensional structures with use of techniques of experiment-aided virtual prototyping. W: *Actual Problems of Modern Science*, 2017, p. 495-502.

#### Podziękowania

Pracę zrealizowano w ramach zadań finansowanych ze środków projektu TANGO1/266350/NCBR/2015. Badania doświadczalne na portalowym centrum obróbkowym MIKOMAT 20V wykonano, dzięki współpracy z PHS HYDROTOR S.A. w Tucholi.

### REDUCTION OF VIBRATION LEVEL DURING MILLING BY MINIMISATION THE WORK OF CUTTING FORCES

Krzysztof J. Kaliński, Marek A. Galewski, Michał R. Mazur, Natalia Morawska  
Gdansk University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering – Gdansk, Poland

e-mail: kkalinsk@o2.pl

*Keywords: experiment-aided virtual prototyping, vibration, face milling, cutting force*

#### Introduction

In this paper is presented a novel way of vibration suppression problems during milling of high-dimensional workpieces. The developed method is different from commonly found in the world literature [1-5], where in order to find optimal level of vibration, the phenomena observed in the direction of the thickness of the cutting layer are taken into account. This approach is useful in the case of dominance of *chatter* vibration, which occur rarely during milling of high-dimensional structures. The dominant direction of vibrations is the direction of the width of the cutting layer, which has a significant impact on quality of the product.

#### Research problem and research methodology

The proposed method is based on determining the optimal clamping stiffness by rapid modal analysis of the object. It requires providing repetitive condition for fixing the workpiece, e.g. by measuring the fastening screws tightening torque with the use of dynamometric spanner. The previous approach of total un-clamping and re-clamping of successive screws [6] is of less practical importance, due to the risk of failure mounting repeatability.



Fig. 1. Research object – assembly

The object of the research was a high-dimensional workpiece installed on the MIKROMAT 20V portal machining centre at PHS HYDROTOR S.A in Tuchola (Fig. 1). Relative oscillation was investigated at a conventional contact point of the tool and the workpiece during face milling of the front horizontal and vertical guideways length 1778.5 mm, along the width of the cutting layer.

The estimation of the work of cutting forces in the direction of the width of the cutting layer makes it possible to predict the optimal configuration of the workpiece clamping.

#### Results

The conducted research allowed to develop a procedure of reduce the vibration level by approx. 35% and reduce the machining unit time by 50%.

In order to assess the accuracy of providing the optimal conditions for fixing the object, the signals of acceleration of vibrations during the milling process of the surface of the workpiece 449250 were recorded.

#### Conclusions and summary

The obtained results of tool-workpiece vibrations in the face milling process, evaluated on the basis of the RMS (*Root Mean Square*) value of vibrations in time domain and frequency of the dominant peaks in the amplitude spectrum, confirm the accuracy of predicting optimal conditions for fixing the workpiece.

#### References

1. Tomków J., Wibrostabilność obrabiarek, 1997.
2. Mané L., Gangol V., Bouzgarrou B. C., Ray P., Stability-based spindle speed control during flexible workpiece high-speed milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2007, p. 184-194.
3. Kaliński K. J., Galewski M.A.: Chatter vibration surveillance by the optimal-linear spindle speed control. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2011, 25, s. 383-399.
4. Kaliński K. J., Galewski M. A.: Optimal spindle speed determination for vibration reduction during ball-end milling of flexible details. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 2015, 92, s. 19-30.
5. Munoa J., Beudaert X., Dombovari Z., Altintas Y., Budak E., Brecher C., Stepan G.: Chatter suppression techniques in metal cutting. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 2016, 65, s. 785-808.
6. Kaliński K., Galewski M., Mazur M., Morawska N., Optimisation of clamping stiffness during milling of high-dimensional structures with use of techniques of experiment-aided virtual prototyping. *W: Actual Problems of Modern Science*, 2017, p. 495-502.

#### Acknowledgments

The research has been performed as a part of the tasks financed by the TANGO1/266350/NCBR/2015 project. Experimental investigations on the MIKROMAT 20V portal machining centre were made thanks to cooperation with PHS HYDROTOR S.A. in Tuchola.

### ENERGETYCZNE CHARAKTERYSTYKI DYNAMICZNEJ DEGRADACJI STRUKTUR MECHANICZNYCH

Henryk Kaźmierczak, Krzysztof Zembrowski  
Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych Poznań

e-mail: kazmhennr@pimr.poznan.pl

*Słowa kluczowe: proces degradacji, mobilność dynamiczna, wektor wymuszeń macierz gęstości widmowej mocy*

#### Wprowadzenie

Procesy niszczenia materiałów konstrukcyjnych i struktur mechanicznych mają wymiar energetyczny. Toteż problem opracowania metody miar niszczenia strukturalnego i zmian właściwości wytrzymałościowych materiałów konstrukcyjnych rozwiązywany może być metodami energetycznymi [1]. Zagadnienie to obejmuje definicję energetycznych miar niszczenia strukturalnego systemu mechanicznego i opis metody badania zmian właściwości wytrzymałościowych materiałów konstrukcyjnych oraz doskonalenie technik pomiarowych w tym zakresie. Energetyczne miary wyężenia konstrukcji oparto na szacowaniu miar energii zmian sztywności (naprężeń) struktury i oddzielnie na miarach rozpraszania energii tarciami wewnętrznymi.

W badaniach energetycznych charakterystyk trwałości zmęczeniowej maszyn stosowana jest metoda podatności dynamicznej do budowy analitycznego modelu systemu i metoda eksperymentalnej analizy modalnej do identyfikacji charakterystyk dynamicznych maszyn oraz metoda rozkładu mocy obciążeń dynamicznych [2]. W eksperymentach czynnych procesu niszczenia struktur mechanicznych opracowane metody energetyczne pozwalają wyznaczać charakterystyki funkcyjne i estymaty amplitudowe degradacji strukturalnej próbek materiałów w pełnym zakresie degradacji: od fazy nukleacji (zarodkowania) przez fazę stabilnych odkształceń niesprężystych aż do gwałtownego wzrostu odkształceń i jednego dominującego pęknięcia. Charakterystyki procesu degradacji (mobilności dynamiczne, impedancje oraz części rzeczywiste i urojone mocy obciążeń degradujących) rejestrowane są wówczas w całym zakresie żywotności próbek materiałów [2].

#### Problem badawczy i metoda badawcza

Zagadnienie oceny stanu dynamicznego i trwałości maszyny, poddanej wielowieżściowemu wektorowi wymuszeń zewnętrznych, sprowadzające się do śledzenia procesu degradacji, oparte jest na metodzie analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych [1].

Niech na system mechaniczny działa wektor wymuszeń  $\mathbf{F}_k(t, \Theta)$ ,  $k=1, 2, \dots, n$ . Przyjmując wyznaczalność wektora wymuszeń  $\mathbf{F}_k(t, \Theta)$  i wektora prędkości drgań  $\mathbf{V}_i(t, \Theta)$ , będącego wektorem odpowiedzi w punktach  $i=1, 2, \dots, r$  systemu zdefiniowano macierz rozkładu mocy obciążeń  $\mathbf{N}_{ik}(t, \Theta) = \mathbf{V}_i(t, \Theta) \mathbf{F}_k^{Tr}(t, \Theta)$ ,  $i \geq k$ .

$Tr$  – symbol transformowania wektora (macierzy).

Macierz gęstości widmowych mocy obciążeń dynamicznych jest wyznaczana jako iloczyn macierzy mobilności dynamicznych i macierzy gęstości widmowych mocy wymuszeń zewnętrznych; ma postać:

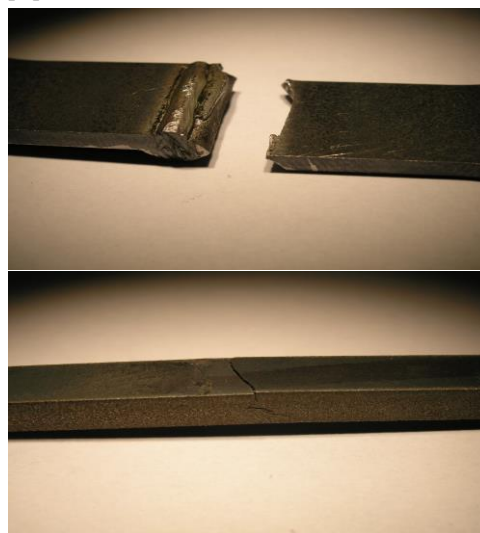
$$\{G_{N_{ik}}(j\omega, \Theta)\} = \mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta) \cdot \mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta),$$

gdzie:  $\mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta)$  – macierz mobilności dynamicznej systemu,

$\mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta)$  – macierz gęstości widmowych wymuszeń.

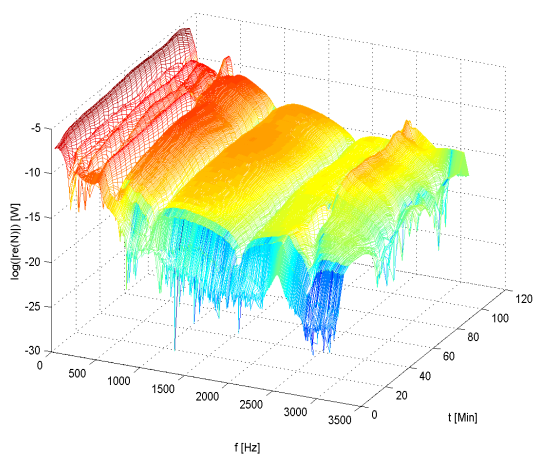
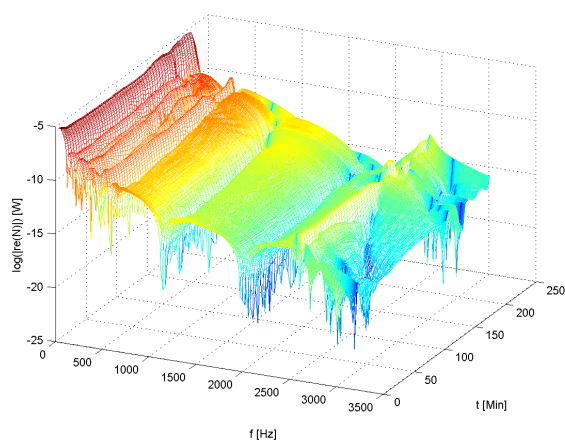
#### Wyniki

Badania porównawcze wytrzymałości zmęczeniowej próbek stali konstrukcyjnych o przekroju 4mm x 6mm i długości 45 mm oraz spawanych próbek o tych samych wymiarach realizowano na mechatronicznym stanowisku badawczym. Wyznaczono charakterystyki procesu niszczenia strukturalnego próbek wyciętych (cięcie wodne) z blach stalowych wzdłuż i poprzecznie do kierunku walcowania.



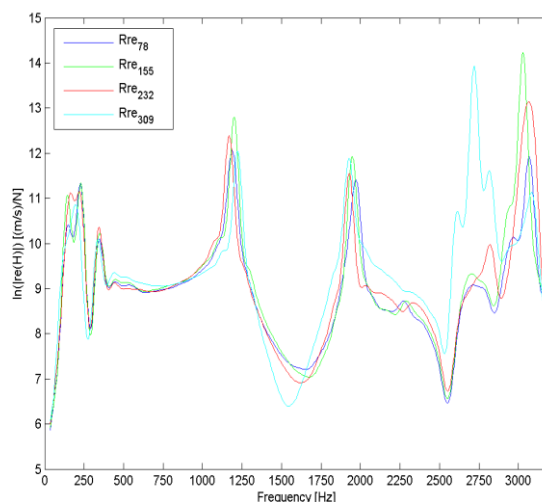
Rys. 1. Zdjęcia pękniętych zmęczeniowo próbek stali konstrukcyjnej: pełnej i próbek spawanych

Proces niszczenia, aż do pęknięcia, trwał od kilku do ponad dwudziestu godzin: próbek jednolitych dłużej, próbek spawanych krócej (rys. 1). Na osi pionowej charakterystyk procesu degradacji strukturalnej zamieszczonych poniżej zaznaczono odpowiednie jednostki mocy obciążeń dynamicznych  $\mathbf{N}(f, n)$  oraz ich części rzeczywistych (Re) i



Rys. 2. Wykresy mocy sił tłumienia  $reN(f, t)$  w funkcji czasu degradowania próbki stalowej i próbki po jej zespawaniu (rys. dolny)

części urojonych ( $Im$ ), Natomiast na osiach poziomych trójwymiarowych wykresów odpowiednio: oś częstotliwości w hercach oraz oś czasu procesu degradowania w minutach. Skalowanie osi czasu w minutach zastąpiono ilością  $n$  impulsów, jakim została poddana każda z badanych próbek materiału. Analizując zamieszczone charakterystyki należy zwrócić uwagę na logarytmiczną lub liniową skalę amplitud poszczególnych wielkości fizycznych. Wykresy widm gęstości widmowych części rzeczywistych mocy obciążeń opisują proces degradacji strukturalnej, wynikającej ze zmian struktury wewnętrznej (tłumienia) badanych materiałów, natomiast wykresy widm gęstości widmowych części urojonych mocy obciążeń degradujących opisują zmiany sztywności próbki aż do jej pęknięcia. Wykresy mocy obciążeń  $N(t)$  są nieliniowymi charakterystykami procesu degradowania badanych próbek. Objawem procesu degradacji obiektu są zmiany jego własności dynamicznych (np. zmiany mobilności dynamicznych i impedancji mechanicznych) w funkcji liczby wprowadzanych do obiektu dawek energii degradującej. Zmiany (obniżanie, wzrost) częstotliwości  $f$  modów charakterystyk dynamicznych potwierdzają występowanie zmian struktury wewnętrznej (tłumienie) i sztywności dynamicznych obiektu (rys. 3). Wzrost częstotliwości modu jest symptomem umacniania się struktury.



Rys.3. Zmiany części rzeczywistych mobilności dynamicznej  $reH(f)$

### Wnioski i podsumowanie

Korzyścią w modelowaniu energetycznym układu mechanicznego jest opis modelu przez moc, będącą wielkością fizyczną podlegającą składaniu, w tym również składaniu w dziedzinie częstotliwości. W wyniku syntezy otrzymuje się estymaty amplitudowe mocy obciążeń. Mogą być one badane w funkcji czasu ewolucji systemu, będąc symptomami stanu systemów mechanicznych w diagnostyce eksploatacyjnej, w badaniach trwałościowych maszyn w warunkach eksploatacyjnych oraz w badaniach wytrzymałościowych (badania niszczące na stanowisku badawczym). Analiza modelu rozkładu mocy obciążeń ułatwia interpretację zachowań dynamicznych systemów mechanicznych, szczególnie w zakresie wzajemnych oddziaływań między subsystemami;

### Bibliografia

1. Kaźmierczak H.: Analysis of dynamic load power distribution in mechanical systems. Publishing House of Poznań University of Technology, Poznań 2001, Studies 363.
2. Kaźmierczak H., ENERGY CHARACTERISTICS OF DYNAMIC DEGRADATION OF MECHANICAL STRUCTURES, 2016, IIAE Poznań ISBN 978-83-940788-4-3, p 200.
3. Kaźmierczak H., The dynamic characteristics of mechanical structures destruction, Journal of Vibroengineering 2016, Vol 18, NoP92243-2294, p. 5230-5238....



## ENERGY CHARACTERISTICS OF DYNAMIC DEGRADATION OF MECHANICAL STRUCTURES

Henryk Kaźmierczak, Krzysztof Zembrowski  
Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych Poznań

e-mail: kazmhnr@pimr.poznan.pl

*Keywords: Degradation processes, dynamic mobilities, external excitation, matrix of power spectral density*

### Introduction

Destruction processes in constructional materials and mechanical structures are of energy nature. Therefore the issue of preparing a methodology for the measurement of structural degradation and strength changes in constructional materials can be solved through energetic methods. The issue covers the definition of energetic measures for structural degradation of a mechanical system and a methodology description for research into strength properties of constructional materials, as well as the improvement of measurement techniques in this area. The energetic measures of structural efforts were based on the assessment of the energy of rigidity changes (stress) in a structure and, separately, on measures of energy dissipation through internal friction. In testing energetic characteristics of fatigue durability of machines, the dynamic susceptibility method is used for the creation of an analytical system model and the experimental modal analysis method is used for the identification of machine dynamic characteristics; the method of power distribution of dynamic loads is used too [1]. In active experiments of mechanical structure destructions, the energetic methods developed render it possible to determine functional characteristics and amplitude estimates for the structural degradation of material samples in their full range of degradation: from the phase of nucleation, through the phase of stable inelastic deformations and to a sudden growth of deformations and one dominant cracking. Degradation process characteristics (dynamic mobilities, impedances and real and imaginary parts of degradation loading powers) are then registered in the whole range of durability of material samples. [1].

### Research problem and research methodology

The assessment of the technical state of machines, which consists in the monitoring of the degradation evolution trend, is based on the energy processor model. Let the mechanical system be influenced by the excitation vector  $\mathbf{F}_k(t, \Theta)$ ,  $k = 1, 2, \dots, n$ . Assuming the determinability of the excitation vector  $\mathbf{F}_k(t, \Theta)$  and the vibration rate vector  $\mathbf{V}_i(t, \Theta)$ , being the response vector at points  $i = 1, 2, \dots, r$  of the system, the load power distribution matrix has been defined as follows [1]:

$$\mathbf{N}_{ik}(t, \Theta) = \mathbf{V}_i(t, \Theta) \mathbf{F}_k^{Tr}(t, \Theta), \quad i \geq k$$

$Tr$  – vector (matrix) transformation symbol.

The matrix of power spectral density of dynamic load powers is determined as the product of a matrix of dynamic mobility and a matrix of power spectral density of external excitation actions and is defined as follows:

$$\{G_{N_k}(j\omega, \Theta)\} = \mathbf{H}_{V_k}(j\omega, \Theta) \cdot \mathbf{G}_{F_k F_k}(\omega, \Theta),$$

where:  $\mathbf{H}_{V_k}(j\omega, \Theta)$  – the matrix of the dynamic mobility of the system,

$\mathbf{G}_{F_k F_k}(\omega, \Theta)$  – the matrix of the spectral density of excitations.

### Results

Comparative studies of the fatigue strength of constructional steel samples with a cross-section of 4x6 mm and a length of 45 mm and welded samples having the same dimensions (Fig. 1) were carried out on a mechatronic test stand.

The characteristics of the structural destruction process of metal sheet samples cut (water jet cutting) along and across rolling direction were determined. Destruction to the point of fracture formation took several to over twenty hours: duration time was longer for solid samples and shorter for welded ones (Fig. 2). Relevant units of dynamic load power and their real and imaginary parts were marked on a vertical axis representing structural degradation characteristics.

However, the horizontal axes of three-dimensional graphs were used to represent the frequency axis in Hertz and the degradation time axis in minutes, respectively. The minute scaling of the time axis was replaced with the number  $n$  of the impulses brought to bear on each tested material sample. When analysing such characteristics, the logarithmic or linear scales of amplitudes of individual physical parameters should be noted. The graphs of the spectra of spectral densities of the real parts of load power describe the structural degradation process resulting from changes in the internal structure (damping) of the tested materials. On the other hand, the graphs showing the spectra of spectral densities of the imaginary parts of degradation load powers describe changes in sample rigidity up to a fracture point. Load power graphs  $N(t)$  are non-linear characteristics of degradation of the tested samples.

When analysing the graphs of the spectra of spectral densities of the real parts of load power describing the structural degradation process of individual samples, note should be taken changes in the components of such

spectra and the new induced components of the function of the number  $n$  of degrading impulses.

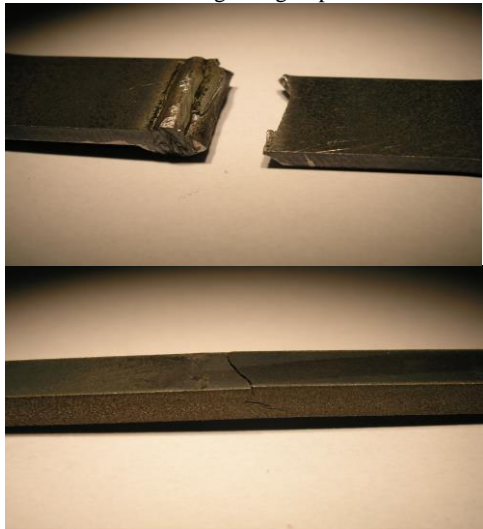


Fig. 1. Photographs of fatigue cracked constructional steel samples: a solid sample and a welded sample [2]

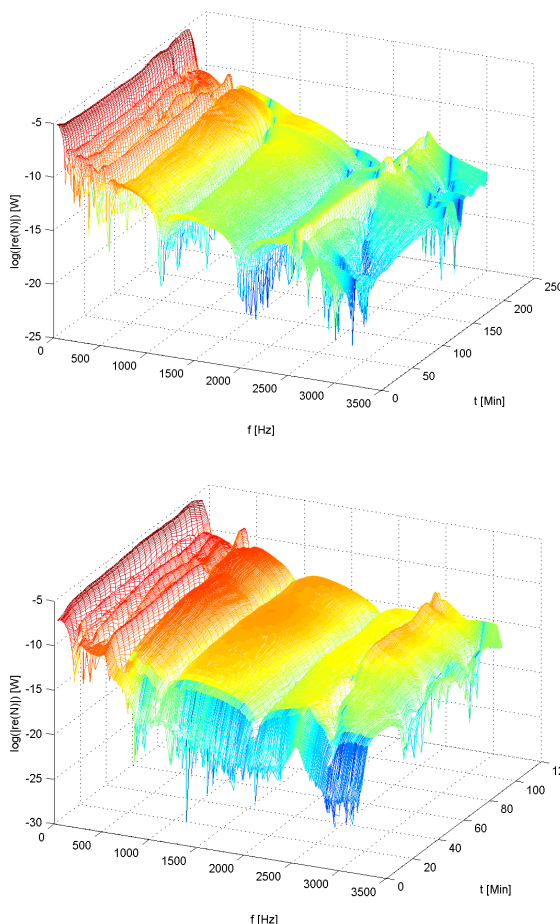


Fig. 2 Graphs representing damping force powers  $Re[N(f, t)]$  as a function of steel sample degradation time and a sample following fracture and its welding (figure below)[2]

A symptom of object degradation are changes in its dynamic properties (e.g. variations in dynamic mobilities and mechanical impedances) presented as a function of the number of degrading energy impacts applied to the object. Changes (decreases, increases) in the frequency  $f$  of dynamic characteristic modes confirm the occurrence of alterations in the internal structure (damping) and the dynamic stiffness of an object (Fig. 3.). An increase in mode frequency is a symptom of the strengthening of a structure.

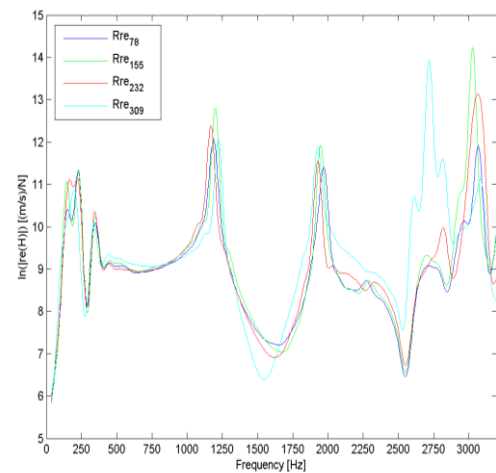


Fig. 3. Changes in the real parts of dynamic mobilities

## Conclusions

The advantage of energy modelling of a mechanical system is that it describes the model through power which, being a composition physical value, is also composed in the domain of frequencies. As a result of synthesis, amplitude estimates of load power are obtained. They can be studied as a function of system evolution time, being symptoms of the condition of mechanical systems in operating diagnostics, during lifetime tests of machines carried out under operating conditions as well as during strength tests (destructive testing on a test bench). Analysis of the load power distribution helps interpret dynamic behaviour of mechanical systems, especially when it comes to interactions between sub-systems..

## References

1. Kaźmierczak H.: Analysis of dynamic load power distribution in mechanical systems. Publishing House of Poznań University of Technology, Poznań 2001, Studies 363.
2. Kaźmierczak H., ENERGY CHARACTERISTICS OF DYNAMIC DEGRADATION OF MECHANICAL STRUCTURES, 2016, IIAE Poznań ISBN 978-83-940788-4-3, p 200.
3. Kaźmierczak H., The dynamic characteristics of mechanical structures destruction, Journal of Vibration Engineering 2016, Vol 18, NoP92243-2294, p. 5230-5238.

## ZROBOTYZOWANA OBRÓBKA W KORELACJI ZE SKANEREM 3D

Krzysztof Kurc<sup>1</sup>, Andrzej Burghardt<sup>1</sup>, Dariusz Szybicki<sup>1</sup>, Wojciech Łabuński<sup>1</sup>

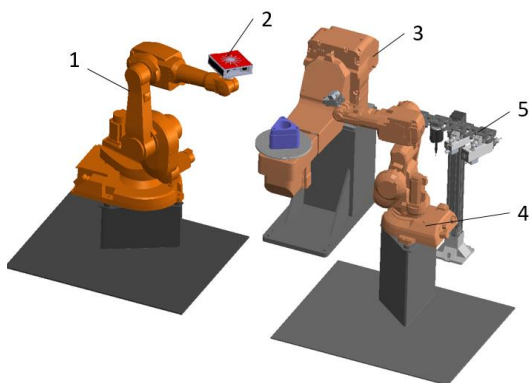
<sup>1</sup> Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa

e-mail: kkurc@prz.edu.pl

*Słowa kluczowe: robot, komunikacja, automatyczna wymiana danych, skaner optyczny 3D*

### Wprowadzenie

W artykule przedstawiono autorski sposób komunikacji i automatycznej wymiany danych w zrobotyzowanej stacji obróbczej (Rys. 1) składającej się z dwóch robotów (1),(4), pozycjonera (3), zmieniarke narzędzi (5) i skanera optycznego 3D (2). Zadaniem pierwszego z robotów (1), który wyposażono w optyczny skaner 3D (2) jest uzyskanie chmury punktów detalu (odlew) zamocowanego na stole pozycjonera (3).



Rys. 1. Projekt stacji zrobotyzowanej

Po digitalizacji detalu uzyskana chmura punktów zostaje dopasowana (porównywana) z wzorcowym detalem w postaci pliku CAD w oprogramowaniu Atos Professional. W oprogramowaniu tym w miejscach wybranych na detalu uzyskano naddatki odlewnicze. Wartości tych naddatków i ich współrzędne zostały zapisane w skrypcie i przesłane do kontrolera robota za pomocą protokołu TCP/IP. Drugi z robotów (4) wyposażony w dodatek Force Control z możliwością pobrania różnych narzędzi obróbczych (5) otrzymuje przesłany naddatek i jego współrzędne.

### Problem badawczy i metoda badawcza

Komunikacja urządzeń i wymiana danych pomiędzy nimi jest obecnie jednym z kluczowych etapów projektowania i budowy stacji zrobotyzowanych według idei przemysłu 4.0 jako zbiorcze pojęcie oznaczające integrację inteligentnych maszyn, systemów oraz wprowadzanie zmian w procesach produkcyjnych mających na celu zwiększanie wydajności wytwarzania oraz wprowadzenie możliwości elastycznych. Obróbka skrawaniem i szlifowanie mogą być przykładami procesów, które wymagają wspólnej komunikacji wielu elementów stacji w taki sposób, aby wymiana informacji między urządzeniami przebiegała szybko i bez zakłóceń.

### Wyniki

W celu realizacji procesu szlifowania konieczne jest zdefiniowanie naddatku, który ma zostać usunięty. Przy pomocy operacji geometrycznych na chmurze punktów wyznaczono naddatki (odległości) powstałe w wyniku zestawienia z wzorcem CAD.

```
import gom
import os
import socket

#D1
MCAD_ELEMENT=gom.script.inspection.create_distance_by_2_points (
MCAD_ELEMENT=gom.script.inspection.inspect_dimension (
#D2
MCAD_ELEMENT=gom.script.inspection.create_distance_by_2_points (
MCAD_ELEMENT=gom.script.inspection.inspect_dimension (
#D3
MCAD_ELEMENT=gom.script.inspection.create_distance_by_2_points (
MCAD_ELEMENT=gom.script.inspection.inspect_dimension (
```

Rys. 2. Skrypt z nagranyimi naddatkami

W ten sposób przygotowano procedury wykonywane dla sześciu punktów (Rys. 2) np. D1, D2, D3. Zostały one zarejestrowane w skrypcie przy pomocy opcji nagrywania. Kolejnym etapem jest przesłanie otrzymanych odległości do kontrolera robota za pomocą protokołu TCP/IP w celu dalszej automatycznej korekcji ścieżki.

### Wnioski i podsumowanie

W artykule przedstawiono autorskie rozwiązanie związane z komunikacją i wymianą danych w zrobotyzowanej stacji. Proces w początkowej fazie został utworzony w świecie wirtualnym to jest w oprogramowaniu Robot Studio i Atos Professional zgodnie z koncepcją Fabryka 4.0, która zakłada, że przed powstaniem fizycznego produktu, możliwe będzie wytworzenie jego modelu w świecie wirtualnym. Pozwoliło to zoptymalizować proces i znacznie ograniczyć koszty. Proces wirtualny został zweryfikowany na stanowisku rzeczywistym przeprowadzając w sposób automatyczny na wybranym detalu skanowanie następnie wykrywanie naddatków, nagranie skryptu i przesłanie ich do kontrolera robota.

### Bibliografia

- Burghardt A., Szybicki D., Kurc K., Muszyńska M.: Optimization of Process Parameters of Edge Robotic Deburring with Force Control. International Journal of Applied Mechanics and Engineering, 21(4), pp.987-995, 2016.
- Burghardt A., Kurc K., Szybicki D., Łabuński W.: Zastosowanie skanera 3D do korekcji TCP manipulatora przemysłowego. Modelowanie Inżynierskie, 33(64), pp.10-16, 2017.

## ROBOTIC MACHINING IN CORRELATION WITH A 3D SCANNER

Krzysztof Kurc<sup>1</sup>, Andrzej Burghardt<sup>1</sup>, Dariusz Szybicki<sup>1</sup>, Wojciech Łabuński<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Rzeszow University of Technology, The Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics

e-mail: kkurc@prz.edu.pl

Keywords: robot, communication, automatic data exchange, 3D optical scanner

### Introduction

The article presents an original method of communication and data exchange in a robotic machining station consisting (Fig. 1) of two robots (1),(4), a positioner (3), tool changerand (5) a 3D optic scanner (2). The task of one of the robots (1), equipped with the 3D optic scanner (2), was to receive points cloud of a detail (mould) attached to the positioner table (3).

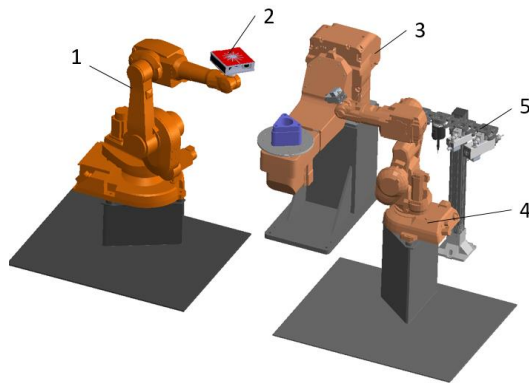


Fig. 1. Robotic station design

After detail digitalisation, received points cloud is adjusted to (compared with) a model detail in a form of CAD file in the Atos Professional software. In the software, casting material excesses were received in places selected on the detail. Values of the excesses and their coordinates were saved in the script and sent to the robot controller using TCP/IP protocol. The other of robots (4), equipped with the Force Control addition and option of obtaining various processing tools (5), receives sent excess and its coordinates.

### Research problem and research methodology

Communication and data exchange between devices is currently one of the crucial stages of robotic stations design and construction, according to the idea of industry 4.0, as an umbrella term meaning integration of smart devices and systems, and implementing changes into production processes in order to increase production capacity and introduce flexible options. Cutting and grinding are examples of processes which require shared communication of numerous station elements in a way so that information exchange is quick and uninterrupted.

### Results

In order to realise grinding process, it is necessary to define material excess, which should be removed. Using

geometrical actions on the points cloud, the largest excesses (distances) created due to comparison with the CAD model sample were determined.

```
import gom
import os
import socket

#D1
MCAD_ELEMENT=gom.script.inspection.create_distance_by_2_points (

MCAD_ELEMENT=gom.script.inspection.inspect_dimension (
#D2
MCAD_ELEMENT=gom.script.inspection.create_distance_by_2_points (

MCAD_ELEMENT=gom.script.inspection.inspect_dimension (
#D3
MCAD_ELEMENT=gom.script.inspection.create_distance_by_2_points (

MCAD_ELEMENT=gom.script.inspection.inspect_dimension (
```

Fig. 2. Script with recorded excesses

Processing procedures were prepared this way for six points (fig. 2) for example. D1, D2, D3. They were recorded in the script using recording options. The next stage is sending received distances over to the robot controller using the TCP / IP protocol for automatic path correction.

### Conclusions

The article presents an original method of communication and data exchange in a robotic station. In the initial stage, the process was created in the virtual reality, that is, Robot Studio and Atos Professional software according to the concept of Industry 4.0 which assumes that before the creation of the physical project, it will be possible to create its model in the virtual reality. It allowed to optimise the process and considerably decreases its costs. The virtual process was verified on a real station by conducting automatic scanning of a selected detail, then excesses' detection, script recording, and sending it to the robot controller.

### References

1. Burghardt A., Szybicki D., Kurc K., Muszyńska M.: Optimization of Process Parameters of Edge Robotic Deburring with Force Control. International Journal of Applied Mechanics and Engineering, 21(4), pp.987-995, 2016.
2. Burghardt A., Kurc K., Szybicki D., Łabuński W.: Zastosowanie skanera 3D do korekcji TCP manipulatora przemysłowego. Modelowanie Inżynierskie, 33(64), pp.10-16, 2017.

## ANALIZA BEZWAHACZOWEGO MECHANIZMU ZAWIESZENIA KÓŁ POJAZDU

Marek Kwietniewski<sup>1</sup>, Tadeusz Bil<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Koszalińska, Wydział Mechaniczny, Katedra Automatyki Mechaniki i Konstrukcji.

<sup>2</sup> Politechnika Koszalińska, Wydział Mechaniczny, Katedra Automatyki Mechaniki i Konstrukcji.

e-mail: mkwietniewski@op.pl

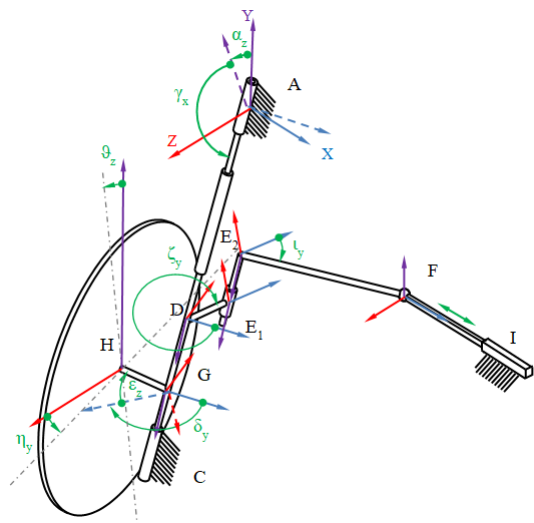
Słowa kluczowe: Zawieszenie kół, MacPherson, konstrukcja, mechanizm

### Wprowadzenie

Zaletą zawieszenia typu kolumna MacPherson jest zwarta i prosta konstrukcja. Wadą jest zmiana kątów skrętu i pochylenia kół w czasie jego pracy. Aby zminimalizować niezamierzone zmiany położenia kół należy odpowiednio dobrać parametry drążków kierowniczych wahacza i kolumny. Odpowiednie wyznaczenie parametrów poprzez zastosowanie optymalizacji pozwala na znaczne zmniejszenie niepożądanych zmian kąta pochylenia, oraz skrętu koła. Optymalizację można zastosować do projektowania nowego zawieszenia oraz poprawy już istniejącego.

### Problem badawczy i metoda badawcza

Przegub kulisty jest połączeniem o trzech stopniach swobody. Przegub taki można zastąpić trzema połączeniami o jednym stopniu swobody i uzyskać mechanizm, którego opis matematyczny zawiera więcej niezależnych parametrów a co za tym idzie więcej możliwości. Analizę położenia punktów charakterystycznych zrealizowano przy pomocy przekształceń jednorodnych.



Rys. 1. Bezwahaczowe zawieszenie pojazdu

W porównaniu z kolumną MacPhersona zrezygnowano z wahacza, a dolne połączenia zawieszenia z nadwoziem zrealizowane jest za pomocą przegubu cylindrycznego (punkt C). Górne mocowanie zawieszenia do nadwozia zrealizowane jest za pomocą przegubu obrotowego. Obie te zmiany zapewniają skręt, oraz ruch resorowania. Aby zapewnić sterowanie kątem skrętu koła, a jednocześnie uniezależnić kąt skrętu koła od ruchu resorowania jeden z przegubów łączących drążki kierownicze jest zrealizowany w

postaci przegubu cylindrycznego o osi równoległej do osi amortyzatora (punkt E<sub>1</sub>).

### Wyniki

Przeprowadzona analiza pozwoliła opracować nowy model zawieszenia. Nowe zawieszenie charakteryzuje się tym, że ruch amortyzacji nie powoduje niezamierzonej zmiany kąta skrętu koła. W nowym zawieszeniu znacząco zmniejszono również zmianę kąta pochylenia koła wynikającej z ruchu amortyzacji.

### Wnioski i podsumowanie

W artykule wykazano, że w zawieszeniu typu MacPherson działanie kolumny obciążone jest błędami. W wyniku ruchu amortyzacji występuje niezamierzony skręt koła, co może skutkować nieprzewidzianą przez kierowcę zmianą kierunku jazdy samochodu. W celu wyeliminowania tej niedogodności zaproponowano nowy typ zawieszenia w którym przeguby kuliste zastąpiono przegubami cylindrycznymi. Zmieniono również mocowanie górne amortyzatora. W zaproponowanym zawieszeniu całkowicie wyeliminowano wpływ ruchu amortyzacji na kąt skrętu koła, zachowując jednocześnie zwartą budowę zawieszenia.

### Bibliografia

1. D. A. Mantaras, P. Luque i C. Vera, „Development and validation of a three-dimensional kinematic model for the McPherson steering and suspension mechanisms,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 39, pp. 603-6019, 2004..
2. H. Habibi, K. H. Shirazi i M. Shishesaz, „Roll steer minimization of McPherson-strut suspension system using genetic algorithm method,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 43, pp. 57-67, 2008.
3. H. G. Lee, C. J. Won i J. W. Kim, „Design Sensitivity Analysis and Optimization of McPherson Suspension Systems, Proceedings of the World Congress on Engineering,” WCE, tom II, 2009.
4. T. Bil Kinematic analysis of a universal spatial mechanism containing a higher pair based on tori, *MECHANISM AND MACHINE THEORY* vol. 46, 2011, str.412 -424. doi:10.1016/j.mechmachtheory. 2010.12.002

## ANALYSIS OF NON-ROCKER MECHANISM OF VEHICLE WHEEL SUSPENSION

Marek Kwietniewski<sup>1</sup>, Tadeusz Bil<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Koszalin University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Automation of Mechanical Engineering and Construction

<sup>2</sup> Koszalin University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Automation of Mechanical Engineering and Construction

e-mail: mkwietniewski@op.pl

*Key words: wheel suspension, MacPherson, structure, mechanism*

### Introduction

The advantage of a MacPherson column type suspension is a compact and simple structure. The disadvantage is a change to the steering angle and camber during its operation. To minimize the unintended changes to the location of the wheels, the parameters of the steering rods of the rocker and column need to be properly selected. Owing to an adequate determination of the parameters through optimization, it is possible to significantly reduce undesirable changes to the camber angle and the steering angle. This optimization may be used while designing a new suspension and correcting an existing one.

### Research problem and research method

A spherical joint is a joint with three degrees of freedom. This type joint can be replaced with three connections with one degree of freedom and a mechanism can be obtained whose mathematical description contains more independent elements and, what follows from this, more possibilities. An analysis of the locations of characteristic points was conducted with the aid of homogeneous conversions.

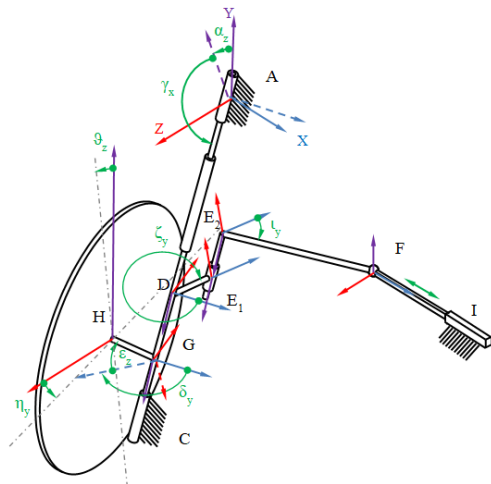


Fig. 1. Non-rocker wheel suspension

As compared to the MacPherson column, the rocker was not used, and the lower connection of the suspension with the body is realized with the aid of a cylindrical joint (point C). The upper suspension mounting to the body is realized with the aid of a rotary joint. Both these changes provide steering angle and suspension movement. In order to provide control of the steering angle,

while at the same time to make the steering angle independent from suspension movement, one of the joints that connects the steering rods is realized in the form of a cylindrical joint with an axis that is parallel to the axis of the damper (point E<sub>1</sub>).

### Results

Owing to the analysis conducted, it was possible to develop a new model of suspension. The new suspension is characterized in that the damper movement does not cause any unintended change to the steering angle. Furthermore, in the new suspension, the change was significantly reduced of the camber angle that is the result of the damper movement.

### Conclusions

It was demonstrated in the article that in a MacPherson type suspension, the work of the column is affected by error. As a result of the damper movement, there occurs an unintended steering angle, which may be followed by a change in the driving direction, not predicted by the driver. In order to eliminate this inconvenience, a new type of suspension was proposed, where spherical joints were replaced with cylindrical joints. The upper mounting of the damper was altered, as well. In the suspension proposed, the impact of the damper movement on the steering angle was completely eliminated, while the compact structure of the suspension was maintained.

### References

1. D. A. Mantaras, P. Luque i C. Vera, „Development and validation of a three-dimensional kinematic model for the McPherson steering and suspension mechanisms,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 39, pp. 603-6019, 2004..
2. H. Habibi, K. H. Shirazi i M. Shishesaz, „Roll steer minimization of McPherson-strut suspension system using genetic algorithm method,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 43, pp. 57-67, 2008.
3. H. G. Lee, C. J. Won i J. W. Kim, „Design Sensitivity Analysis and Optimization of McPherson Suspension Systems, Proceedings of the World Congress on Engineering,” WCE, tom II, 2009.
4. T. Bil Kinematic analysis of a universal spatial mechanism containing a higher pair based on tori, *MECHANISM AND MACHINE THEORY* vol. 46, 2011, str.412 -424. doi:10.1016/j.mechmachtheory. 2010.12.002

## OPRACOWANIE UKŁADU STEROWANIA ORAZ AKWIZYCJI DANYCH W URZĄDZENIU WSPOMAGANIA RUCHU KOŃCZYNY GÓRNEJ

Bogusz Lewandowski, Przemysław Sperzyński, Sławomir Wudarczyk, Jacek Bałchanowski, Antoni Gronowicz

<sup>1</sup>Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczny, Katedra Inżynierii Biomedycznej Mechatroniki i Teorii Mechanizmów

e-mail: bogusz.lewandowski@pwr.edu.pl

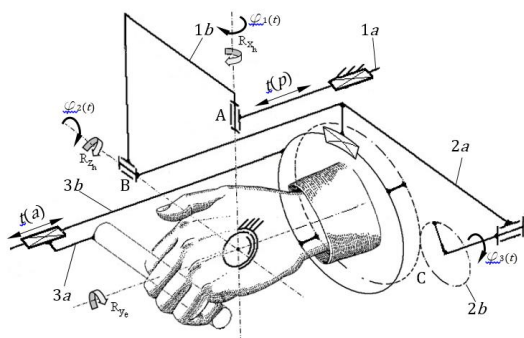
Słowa kluczowe: wspomaganie ruchu, sterowanie, akwizycja danych

### Wprowadzenie

W artykule przeanalizowano istniejące rozwiązania, począwszy od pierwszych systemów takich jak MIT-Manus[1], czy Bi-Manu-Track, przez bardziej złożone egzoszkielety [2], skończywszy na systemach ADL[3]. Wykazano celowość badań nad nowym systemem charakteryzującym się budową modułową, wspomagającego rehabilitację segmentów kończyny górnej, w tym artykule – ręki. Zaprezentowano układ sterowania opracowanego urządzenia oraz wyniki eksperymentu.

### Synteza urządzenia

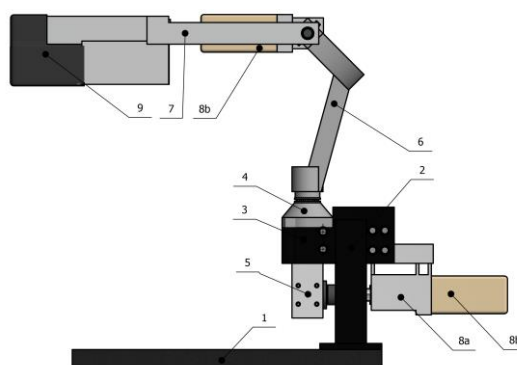
W celu prawidłowego wspomaganie ruchu, w pierwszej kolejności opracowano koncepcję urządzenia wspomagającego ruch. Następnie opracowano jego strukturę (rys.1) oraz w wyniku syntezy geometrycznej – wymiary. W kolejnym etapie wykonano badania symulacyjne, w których zbadano koncepcję układu, zakresy ruchów oraz możliwości pomiaru [4]. Dobrano napędy oraz pozostałe części mechaniczne. Ostatecznie opracowano stanowisko pomiarowe (rys.2). W artykule skupiono się głównie budowie układu sterowania, oraz opracowanemu algorytmowi sterowania.



Rys. 1. Jeden z opracowanych schematów urządzenia

### Układ sterowania

Układ sterowania składa się z pięciu głównych modułów, których opis zawarto w artykule. Przedstawiono również sposób przepływu informacji oraz przewidywane tryby pracy stanowiska. Zaprezentowano pierwsze wyniki eksperymentu dla jednego z trybów.



Rys. 2. Model stanowiska pomiarowego

### Wnioski i podsumowanie

Zaproponowana koncepcja pomiaru sił z jakimi pacjent działa na uchwyt została potwierdzona w badaniach symulacyjnych, wskazujących na możliwość rozseparowania sygnałów od poszczególnych składowych.

Istnieje możliwość zmniejszenia czasu reakcji urządzenia poprzez zastosowanie jednostki sterującej z większą mocą obliczeniową oraz innej magistrali komunikacyjnej.

Konieczne jest zbadanie zagadnienia kompresji danych oraz wyselekcjonowania tych niezbędnych do prawidłowego zdiagnozowania potencjalnego pacjenta.

### Bibliografia

- Hogan N, Krebs HI, Chamarong J, Sharon A, inventors; Massachusetts Institute of Technology, assignee. Interactive robotic therapist. US patent 5,466,213. 1995.
- Sanchez, R.J., Jr., Wolbrecht, E., Smith, R.; Liu, J., Rao, S., Cramer, S., Ahman, T., bobrow, J.E., Reinkensmeyer, D.J., "A pneumatic robot for re-training arm movement after stroke: rationale and mechanical design", Rehabilitation Robotics, 2005. ICORR 2005, p. 5005004.
- Ismail H. E, Volkan P., "A Multi-functional Rehabilitation Device to Assist Forearm/Wrist and Grasp Therapies", International Conference, EuroHaptics 2010, Amsterdam, July 8-10, 2010, pp 283-290.
- Lewandowski B., Sperzyński P.G., Bałchanowski K. J. 335200Engineering Mechanics 2018 : 24th international conference : extended abstracts, May 14-17, 2018, Svratka, Czech Republic / ed. Cyril Fischer and Jiří Náprstek. Prague : Institute of Theoretical and Applied Mechanics of the Czech Academy of Sciences, cop. 2018. s. 497-500.

## THE DEVELOPMENT OF CONTROL SYSTEM AND DATA ACQUISITION MECHANISM IN UPPER LIMB MOTION SUPPORTING DEVICE

Bogusz Lewandowski, Przemysław Sperzyński, Sławomir Wudarczyk, Jacek Bałchanowski, Antoni Gronowicz

<sup>1</sup> Wrocław University of Science and Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Biomedical Engineering, Mechatronics and Theory of Mechanisms

e-mail: bogusz.lewandowski@pwr.edu.pl

Keywords: robotic-assisted movements, rehabilitation, control algorithms

### Introduction

In the introduction, the aspect of importance of the rehabilitation process is broached. Rehabilitation supporting devices, starting from MIT-Manus [1], Bi-Manu-Track through exoskeletons[2] and ending with ADL[3] system were analyzed. The analysis of structures and functionality provided by the existing rehabilitation supporting systems led to a conclusion that the purposeful direction of research was the design of a modular system for the upper limb.

### Type and dimensional synthesis

After developing the conception of the device, through all its requirements, a type and dimensional synthesis was conducted. Two kinematic schemes were presented, where the grip is mounted in front and in the back of a hand (Fig. 1.).

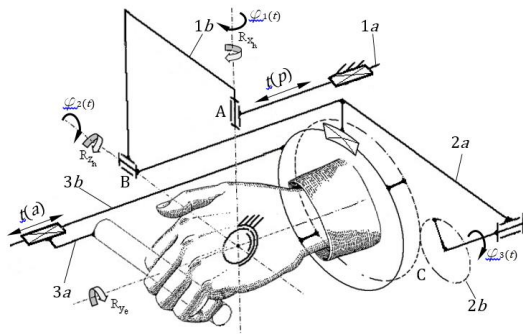


Fig. 1. One of the developed kinematic schemes of the device

In the next step the simulation research were carried out [4]. Actuators and other mechanical parts were adjusted. Finally the prototype of the device was developed (Fig. 2). The article focuses mainly on the construction of the control system and the developed control algorithm. The first results of the experiment for one of the modes are also presented.

### Prototype of the device and algorithm testing

The control algorithm consists of five main modules, the description of which is included in the article. The information flow as well as the expected work modes are also presented.

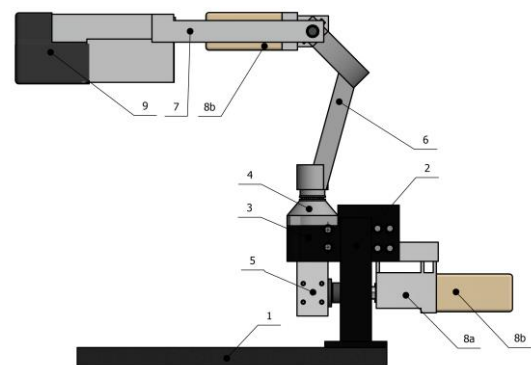


Fig. 2. Model of the prototype

### Conclusions and summary

The proposed concept of measuring of the forces with which the patient operates on the grip has been confirmed in simulation tests, indicating the possibility of separating signals from individual components. It is possible to reduce the device response time by using a control unit with more computing power and another communication bus. It is necessary to investigate the issue of data compression and selection of those necessary to correctly diagnose a potential patient

### References

1. Hogan N, Krebs HI, Chamarong J, Sharon A, inventors; Massachusetts Institute of Technology, assignee. Interactive robotic therapist. US patent 5,466,213. 1995.
2. Sanchez, R.J., Jr., Wolbrecht, E., Smith, R.; Liu, J., Rao, S., Cramer, S., Ahman, T., bobrow, J.E., Reinkensmeyer, D.J., "A pneumatic robot for re-training arm movement after stroke: rationale and mechanical design", Rehabilitation Robotics, 2005. ICORR 2005, p. 5005004.
3. Ismail H. E, Volkan P., "A Multi-functional Rehabilitation Device to Assist Forearm/Wrist and Grasp Therapies", International Conference, EuroHaptics 2010, Amsterdam, July 8-10, 2010, pp 283-290.
4. Lewandowski B., Sperzyński P.G., Bałchanowski K. J. 335200Engineering Mechanics 2018 : 24th international conference : extended abstracts, May 14-17, 2018, Svratka, Czech Republic / ed. Cyril Fischer and Jiří Náprstek. Prague : Institute of Theoretical and Applied Mechanics of the Czech Academy of Sciences, cop. 2018. s. 497-500.



## HAMILTONIAN BASED OPTIMAL DESIGN OF PLANAR MULTIBODY SYSTEMS

Paweł Malczyk, Paweł Maciąg, Janusz Frączek  
 Institute of Aeronautics and Applied Mechanics,  
 Faculty of Power and Aeronautical Engineering,  
 Warsaw University of Technology,  
 Nowowiejska 24, 00-665 Warsaw, Poland

e-mail: [pmalczyk@meil.pw.edu.pl](mailto:pmalczyk@meil.pw.edu.pl)

*Keywords: Hamilton's canonical equations, sensitivity analysis, optimization, adjoint, multibody dynamics*

### Introduction

Optimization methods and tools are commonly exploited in early design stage of many various systems encompassing, e.g.: industrial or space robots, mechanisms, multi-purpose vehicles or bio-mechanical systems. Systematic design improvements of multibody systems (MBS) for large number of design variables and complex performance indices are rather difficult to obtain without a suitable optimization strategy and algorithms. There are many efficient gradient based optimization algorithms (e.g. sequential quadratic programming) that allow one to find at least local optimum design for a given problem. Nevertheless, such methods require efficient generation of design derivatives of objective function and constraint equations, which may be set in the form of differential-algebraic equations for a given multibody system. Therefore, a reliable and efficient procedures for gradient calculation are indispensable steps in the development of general purpose multibody design tools.

### Hamilton's canonical equations

In this work we model the dynamic behavior of a rigid body MBS by using a variation of Hamilton's canonical equations of motion (EOM). The classical canonical equations are supplemented by velocity-level constraint equations. Such framework gives several numerical advantages as pointed out here [1], [2]. The EOM used here can be written in the form of an index-2 differential-algebraic equations (DAE):

$$\begin{aligned} \mathbf{M}\dot{\mathbf{q}} + \Phi_{\mathbf{q}}^T \boldsymbol{\sigma} &= \mathbf{p}^* \\ \Phi_{\mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} &= \mathbf{0} \\ \dot{\mathbf{p}}^* &= \mathbf{Q} + \Phi_{\mathbf{q}}^T \boldsymbol{\sigma} \end{aligned} \quad (1)$$

where  $\mathbf{q} \in R^n$  is a vector of  $n$  dependent (absolute) coordinates,  $\Phi \in R^n$  is a vector of nonlinear holonomic constraint equations,  $\Phi_{\mathbf{q}} \in R^{m \times n}$  is a Jacobian matrix. The quantity  $\boldsymbol{\sigma} \in R^m$  represents a vector of  $m$  Lagrange multipliers that enforce velocity level constraint equations and  $\mathbf{p}^* \in R^n$  are augmented momenta.

### The adjoint method in the Hamiltonian framework

The optimal design process may be formulated as finding a set of design variables  $\mathbf{b} \in R^k$  (e.g. masses, spring or damper coefficients, etc.) such that the cost function:

$$J = S(t_f, \mathbf{q}(t_f), \mathbf{p}^*(t_f)) + \int_0^{t_f} h(t, \mathbf{q}, \mathbf{p}^*, \mathbf{b}) dt \quad (2)$$

is minimized under the assumption that design variables may be subjected to a variety of DAE constraints (1). The quantity  $S$  is a terminal cost and the second term in Eq. (2) involves an integral measure over some period of motion.

There are multiple ways of calculating a gradient of a cost function. Both finite difference method and direct differentiation method are simple to implement, yet quite inefficient from a numerical point of view. A tremendous asset of the adjoint method investigated here, and originally developed in optimal control theory, is the fact that its computational efficiency does not depend on the number of design variables. This property fills the gap which arises from the concepts listed above [3], [4].

### Contribution

The goal of the paper is to present a novel Hamiltonian based approach for finding design sensitivities of multibody systems through the use of the adjoint method. Derivations of the adjoint equations are presented in a systematic and algorithmic manner. Explicit formulae for the calculation of a gradient of a cost functional are also included in the paper. The equations of motion for MBS are formulated as a system of Hamiltonian based DAEs that has to be solved numerically forward in time. The adjoint method requires determination and numerical solution of the adjoint equations backwards in time. Sample planar multibody system is presented in the paper that demonstrates the validity of the proposed approach.

### References

1. Chadaj, K., Malczyk, P., Frączek, J.: A Parallel Recursive Hamiltonian Algorithm for Forward Dynamics of Serial Kinematic Chains, IEEE Transactions on Robotics, Vol. 33(3), 2017.
2. Chadaj, K., Malczyk, P., Frączek, J.: A parallel Hamiltonian formulation for forward dynamics of closed-loop multibody systems, Multibody System Dynamics, Vol. 39(1), 2017.
3. Nachbagauer, K., Oberpeilsteiner, S., Sherif, K., Steiner, W.: The use of the adjoint method for solving typical optimization problems in multibody dynamics. J. of Computational and Nonlinear Dynamics, 10(6), 2015.
4. Maciąg P., Malczyk P., Frączek J.: Optimal design of multibody systems using the adjoint method, In Proc. of the 14th International Conf. on Dynamical Systems - Theory and Applications, Łódź, December 11-14, 2017.

**ZASTOSOWANIE BOND GRAFÓW DO ANALIZY PRZEKŁADNI ZĘBATEJ**

Jerzy Margielewicz<sup>1</sup>, Józef Wojnarowski<sup>2</sup>, Stanisław Zawiaślak<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Śląska w Gliwicach, Wydział Transportu,

<sup>2</sup> Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Nowym Sączu,

<sup>3</sup> Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki

e-mail: jerzy.margielewicz@polsl.pl

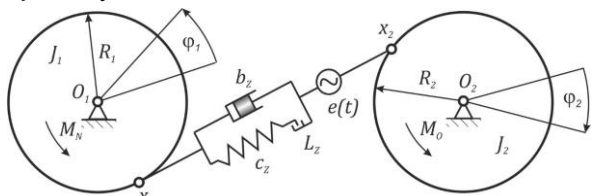
*Słowa kluczowe: chaos, drgania nieliniowe, bifurkacje*

**Wprowadzenie**

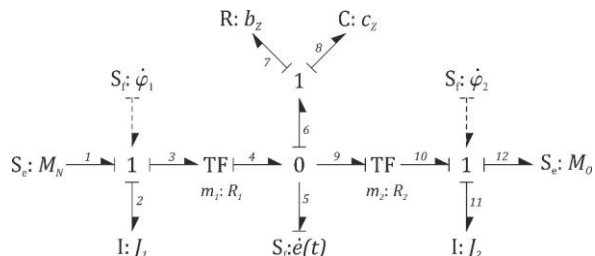
Artykuł przedstawia zastosowanie bond grafów do modelowania przekładni zębatej jednostopniowej. Na podstawie modelu grafowego (Fig. 2) wyprowadzono układ równań opisujących dynamikę przekładni – równania ruchu. Prawidłowa współpraca kół zębatach zapewniona jest przez luz międzyzębny, który między innymi odwzorowuje się nieciągłym elementem z tzw. strefą martwą. Tak zbudowany model prowadzi do możliwości analizy drgań chaotycznych mogących zachodzić w analizowanej przekładni.

**Problem badawczy i metoda badawcza**

Przedmiotem badań modelowych zamieszczonych w niniejszej pracy jest jednostopniowa przekładni zębata o zębach prostych. Dynamikę przekładni odwzorowano za pośrednictwem drgającego układu mechanicznego o dwóch stopniach swobody. Sformułowany model fenomenologiczny (rys. 1) złożony jest z dwóch nieodkształcalnych tarcz o promieniach  $R_1$  i  $R_2$ , których właściwości inercyjne dane są masowymi momentami bezwładności  $J_1$  i  $J_2$ .



Rys. 1. Schemat rozważanej przekładni z wprowadzonymi oznaczeniami



Rys. 2. Bond graf reprezentujący przekładnię z rysunku 1

Tarcze obracają się względem sztywno podpartych osi  $O_1$  i  $O_2$ . Koła zębata sprzężone są za pośrednictwem równoległego połączenia elementu sprężystego modelującego sztywność zazębienia  $c_z$  i dyssypacyjnego odwzorowującego straty energii współpracujących kół zębatach  $b_z$ . Ponadto w sformułowanym modelu fenomenologicznym uwzględniono luz międzyzębny  $L_z$  oraz błąd współpracy kół zębatach  $e(t)$ . Ruch przekładni wywołany jest zewnętrznym

momentem napędowym  $M_N$ , ponadto na przekładnię oddziałuje moment obciążenia  $M_O$ .

**Rezultaty**

W pracy przedstawiono wiele analiz odnoszących się do możliwych drgań chaotycznych w rozważanej przekładni. Wyniki przedstawiono graficznie dla wielu wskaźników np. wykładnika Lapunowa (Fig. 3).

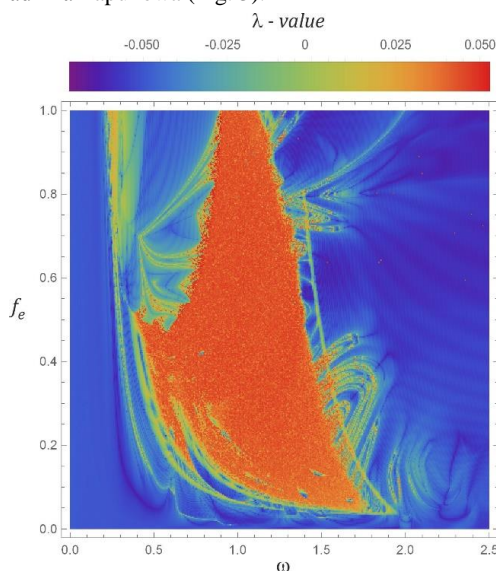


Fig. 3. Kolorowy diagram rozkładu współczynnika Lapunowa dla parametrów  $h=0.12$ ,  $\alpha=0.065$ ,  $f_{av}=0.044$ ,

Analizowano także diagram bifurkacji, atraktory oraz inne wskaźniki i charakterystyki, które szeroko zestawiono i omówiono w pełnym tekście pracy.

**Wnioski**

Przedstawione analizy badań numerycznych odnoszące się do dziedziny czasu oraz częstotliwości potwierdzają, że system jest czuły na nieznaczne zmiany wybranych parametrów, zatem producenci powinni zwrócić uwagę na omawiane zjawiska i zapewnić właściwe wymiary oraz luz międzyzębny. Potwierdzają to także prace innych autorów [1]. Szerszą listę cytowanych prac podano w oryginale.

**Literatura**

1. Luo Y., Tam D.: Dynamics Modeling of Planetary gear set considering meshing stiffness based on bond graph, Procedia Engineering, 24 (2011), 850-855.

## NUMERICAL STUDIES OF NONLINEAR GEARING MODELS USING BOND GRAPH METHOD

Jerzy Margielewicz<sup>1</sup>, Józef Wojnarowski<sup>2</sup>, Stanisław Zawisłak<sup>3</sup>  
<sup>1</sup> Silesian University of Technology in Gliwice, Faculty of Transport  
<sup>2</sup> University ....., Faculty .....,  
<sup>3</sup> Institute .....

e-mail: jerzy.margielewicz@polsl.pl

Keywords: chaos, nonlinear vibrations, bifurcations

### Introduction

The present paper describes an applications of bond graphs for modelling of a one-stage gear box. Based on the derived bond-graph model (Fig. 2), the system of differential equations was written representing equations of motions. Correct cooperation (meshing) of geared wheels is assured via an inter-tooth clearance which here was modelled via discontinuous element so called dead zone which is not usually considered. Such prepared model allows for an analysis of chaotic vibrations which could take place in the considered gear.

### Research problem and research methodology

In the present paper, a one-stage cylindrical gear is the subject of its model investigations. Dynamic behavior of the gear is analyzed based on the model of vibrating mechanical system of two degree of freedom.

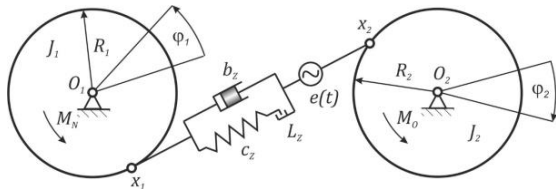


Fig. 1. Scheme of the considered gear

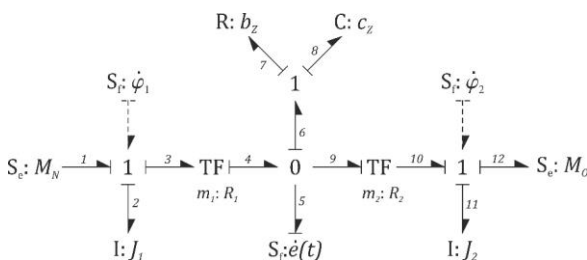


Fig. 2. Bond graph representing the gear from the above figure

The formulated model (Fig. 1) consists of two non-deformable discs of radiuses  $R_1$  and  $R_2$ , respectively. Their inertial properties are represented by inertial mass moments  $J_1$  and  $J_2$ . The discs rotate around the stiffly supported axis  $O_1$  and  $O_2$ . The toothed wheels are coupled by means of the parallelly connected of two elements i.e. elastic one - modelling stiffness of tothing  $c_z$  and dissipative one – modelling the energy losses of the

co-working geared wheels  $b_z$ . Additionally, in the formulated phenomenological model, an inter-meshing teeth clearance  $L_z$  and so called transmission cooperation error (or just transmission error) of toothed wheels  $e(t)$ . Motion of the gear is powered by an external drive moment  $M_N$ , additionally the gear is loaded by the loading moment  $M_o$ .

### Results

Several versatile analysis of chaotic vibrations were analyzed via adequate notions and indicators e.g. Lapunov exponent (Fig. 3).

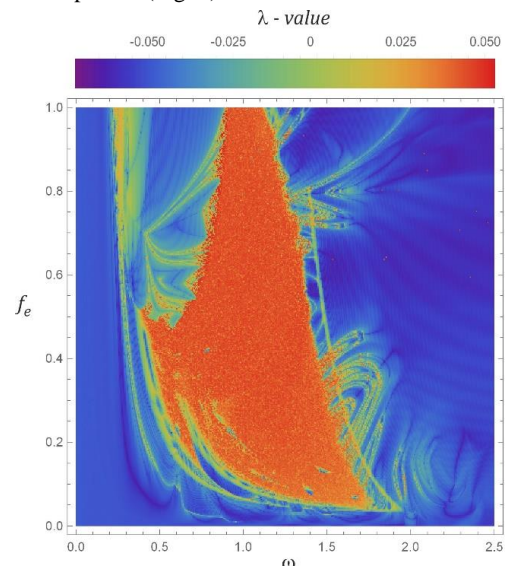


Fig. 3. Color map of distribution of the Lapunov exponent  $h=0.12$ ,  $\alpha=0.065$ ,  $f_{av}=0.044$ ,

Bifurcations diagrams, attractors and many others are given in the original full text of the paper.

### Conclusions

The obtained results of investigations related to domain of time and frequency, proved that the system shows sensivity due to changes of the initial conditions for the chosen parameters. The similar problems were reported by other authors [1].

### References

1. Luo Y., Tam D.: Dynamics Modeling of Planetary gear set considering meshing stiffness based on bond graph, Procedia Engineering, 24 (2011), 850-855.

### KONCEPCJA I WSTĘPNE TESTY MOBILNEGO SYSTEMU AKWIZYCJI DANYCH PODCZAS CHODU NORDIC WALKING

Artur Muraszkowski<sup>1</sup>, Jarosław Szrek<sup>1</sup>, Sebastian Mróz<sup>1</sup>, Jacek Bałchanowski<sup>1</sup>, Sławomir Wudarczyk<sup>1</sup>, Marek Woźniewski<sup>2</sup>, Ryszard Jasiński<sup>2</sup>, Bogdan Pietraszewski<sup>3</sup>, Tadeusz Niebudek<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczny,

<sup>2</sup> Akademia Wychowania Fizycznego, Wydział Fizjoterapii,

<sup>3</sup> Akademia Wychowania Fizycznego, Wydział Wychowania Fizycznego,

e-mail: artur.muraszkowski@pwr.edu.pl

*Słowa kluczowe: pomiary, czujniki inercyjne, Nordic Walking*

#### Wprowadzenie

Jedną z nowszych metod rehabilitacji jest zlecenie pacjentom ćwiczeń z wykorzystaniem techniki i kijów Nordic Walking (NW). Technika ta zwiększa aktywność mięśni górnej części ciała, zwiększa zużycie tlenu o 20% oraz wydatek energetyczny a jednocześnie zmniejsza obciążenie poszczególnych mięśni i stawów (Hagen M, 2011). Używa się jej przy rehabilitacji pacjentów po zawałach i innych chorobach układu krążeniowo-oddechowego (Morgulec-Adamowicz, 2011). Zwiększa mobilność ludzi z chorobą Parkinsona, jest też używana do poprawy kondycji fizycznej i ogólnego rozwoju i wzmacniania mięśni.

Dodatковым zjawiskiem jest biofeedback, który znacząco przyspiesza proces rekonwalescencji i zwiększa efekty przeprowadzanych ćwiczeń (Tate, 2010). Z powodzeniem jest wykorzystywany w przypadku osób z zaburzeniami postawy ciała spowodowanymi chorobami układu ruchu, nerwowego lub na skutek chorób wewnętrznych (Allum JH, 2005). Obecnie diagnostyka tego rodzaju metod rehabilitacji odbywa się w odpowiednio wyposażonych salach z optycznym układem pomiarowym. Jest ona dobra przy określaniu schorzeń i okresowej poprawy w trakcie rehabilitacji. Jednak nie nadaje się do codziennej użytku ze względu na wykorzystywanie skomplikowanej aparatury w ściśle określonych warunkach, mających niewiele wspólnego z rzeczywistymi warunkami w których odbywa się większa część rehabilitacji.

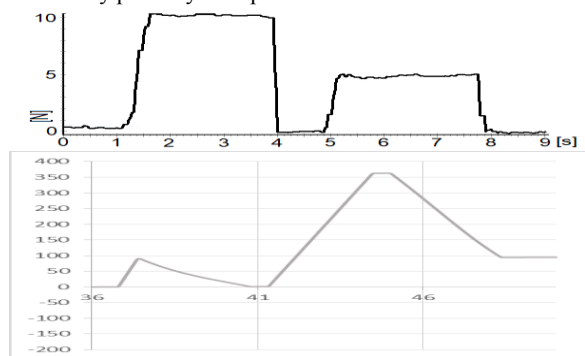
#### Problem badawczy i metoda badawcza

Wykonano prototyp mechatronicznego kija NW, który jest dostępny w sklepach sportowych. Wyposażono go w dwa dziewięcioosiowe czujniki inercyjne (trójosiowy żyroskop, akcelerometr i magnetometr). Zamontowano również w stopce kija, na specjalnie zaprojektowanym mocowaniu, czujnik nacisku mierzący siłę wzdłuż osi kija. Ponadto kij posiada czujnik kontaktowy w rękojeści oraz czujniki odległości, dwa optyczne i dwa ultradźwiękowe, po jednym czujniku z każdego rodzaju przy stopce i rękojeści. Wymieniony wyżej zestaw czujników posłuży w badaniach do wykrywania niepoprawnej metody chodu i ułatwi jego korekcję. Dane będą również zapisywane na urządzeniu w celu późniejszej ich analizy przez specjalistów.

#### Wyniki

Przeprowadzono testy sygnałów z czujników inercyjnych, nacisku, kontaktowego, odległości. Na rys. 1. przedstawiono przykładowe charakterystyki siły nacisku mierzonej przez

czujnik umieszczony w stopce kija i kąt kija na płaszczyźnie zmierzony przez żyroskop.



Rys. 1 Charakterystyki mierzonych sygnałów: siły nacisku kija – powyżej, kąta kija – poniżej, w funkcji czasu.

#### Wnioski i podsumowanie

Otrzymane pomiary mają wystarczającą dokładność aby zastosować opisany system pomiarowy do badań osób wykonujących chód Nordic Walking. Przedstawiony system może być używany zarówno w laboratorium jak i w warunkach rzeczywistych podczas codziennych ćwiczeń, nie wymaga dodatkowego sprzętu stacjonarnego. Do dalszych badań wykonany zostanie drugi kij NW i będą one obejmowały pomiary rzeczywistego chodu NW.

Badania te zostały zrealizowane ze środków Narodowego Centrum Nauki w Polsce w ramach projektu OPUS 12 nr 2016/23/B/ N/Z7/03310.

#### Bibliografia

1. Allum JH, C. M. (2005). A speedy solution for balance and gait analysis: angular velocity measured at the centre of body mass. *Current Opinion in Neurology*, 18(1), strony 15-21
2. Hagen M, H. E. (2011). Lower and upper extremity loading in nordic walking in comparison with walking and running. *J Appl Biomech*, 27(1), strony 22-31
3. Morgulec-Adamowicz, N. M. (2011, June). Nordic Walking - A New Form of Adapted Physical Activity (A Literature Review). *Human Movement*, 12(2), strony 124-132
4. Tate, J. J. (2010, August). Real-time kinematic, temporospatial, and kinetic biofeedback during gait retraining in patients: a systematic review. *Physical Therapy*, 90(8), strony 1123-1134

## CONCEPT AND PRELIMINARY TESTS OF MOBILE DATA ACQUISITION SYSTEM FOR NORDIC WALKING GAIT ANALYSYS

Artur Muraszkowski<sup>1</sup>, Jarosław Szrek<sup>1</sup>, Sebastian Mróz<sup>1</sup>, Jacek Bałchanowski<sup>1</sup>, Sławomir Wudarczyk<sup>1</sup>, Marek Woźniewski<sup>2</sup>, Ryszard Jasiński<sup>2</sup>, Bogdan Pietraszewski<sup>3</sup>, Tadeusz Niebudek<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Wrocław University of Science and Technology, Faculty of Mechanical Engineering

<sup>2</sup>University School of Physical Education, Faculty of Physiotherapy

<sup>3</sup>University School of Physical Education, Faculty of Physical Education

**e-mail:** artur.muraszkowski@pwr.edu.pl

*Keywords: measurement, inertial sensors, Nordic Walking*

### Introduction

One of the newer methods of rehabilitation is commissioning patients an exercise with the use of Nordic Walking technique and poles (NW). This technique increases the activity of the muscles of the upper body, increases the consumption of oxygen by 20% and energy expenditure simultaneously reduces the load on individual muscles and joints (Hagen M, 2011). It is used in the rehabilitation of patients after heart attacks and other cardiovascular and respiratory diseases (Morgulec-Adamowicz, 2011). It increases the mobility of people with Parkinson's disease, it is also used to improve the physical condition and overall development and strengthening of muscles. An additional phenomenon is biofeedback, which significantly speeds up the process of convalescence and increases the effects of exercises (Tate, 2010). It is successfully used in the case of people with postural disorders caused by diseases of the motor system, nervous system or as a result of internal diseases (Allum JH, 2005). Currently, the diagnosis of this type of rehabilitation methods takes place in appropriately equipped rooms with an optical measuring system. It is good in determining the patient physical condition and periodic improvement during rehabilitation. However, it is not suitable for everyday use due to the complex equipment and strictly defined operating conditions.

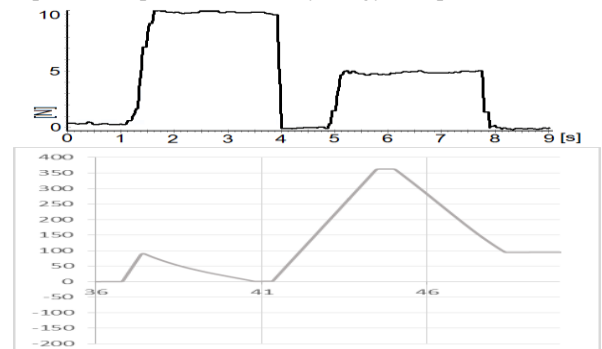
### Research problem and research methodology

A prototype of the NW mechatronic pole was made, which is available in sports stores. It is equipped with two nine-axis inertial sensors (three-axis gyroscope, accelerometer and magnetometer). Pressure sensor measuring the force along the axis of the pole was also mounted on the foot of the pole on a specially designed mounting. In addition, the pole is equipped with a contact sensor in the handle and distance sensors, two optical and two ultrasound sensors, one sensor of each type at the foot and the handle. The aforementioned set of sensors will be used in research to detect an incorrect gait technique and facilitate its correction. The data will also be saved on the device for later analysis by specialists.

### Results

Signal tests of inertial, contact, pressure and distance sensors were performed. Fig. 1 presents exemplary characteristics of the pressure force measured by the

sensor placed in the foot of the pole and the angle of the pole in the plane measured by the gyroscope.



Rys. 1 Characteristics of measured signals: force of pole pressure on ground – up, pole orientation – low.

### Conclusions

Obtained measurements have sufficient accuracy to use the described measurement system for testing persons performing Nordic Walking gait. The presented system can be used both in the laboratory and in real conditions during everyday exercises, it does not require any additional stationary equipment. A second NW pole will be created for further testing, which will include NW real walking measurements.

This research is supported by National Science Centre (NCN) under the project Opus 12 no 2016/23/B/NZ7/03310.

### References

1. Allum JH, C. M. (2005). A speedy solution for balance and gait analysis: angular velocity measured at the centre of body mass. *Current Opinion in Neurology*, 18(1), strony 15-21
2. Hagen M, H. E. (2011). Lower and upper extremity loading in nordic walking in comparison with walking and running. *J Appl Biomech*, 27(1), strony 22-31
3. Morgulec-Adamowicz, N. M. (2011, June). Nordic Walking - A New Form of Adapted Physical Activity (A Literature Review). *Human Movement*, 12(2), strony 124-132
4. Tate, J. J. (2010, August). Real-time kinematic, temporospatial, and kinetic biofeedback during gait retraining in patients: a systematic review. *Physical Therapy*, 90(8), strony 1123-1134

### WYKRYWANIE USZKODZEŃ NARZĘDZI SKRAWAJĄCYCH W SYSTEMACH ZROBOTYZOWANYCH Z WYKORZYSTANIEM SKANERA 3D

Paweł Obal<sup>1</sup>, Andrzej Burghardt<sup>1</sup>, Piotr Gierlak<sup>1</sup>, Dariusz Szybicki<sup>1</sup>, Krzysztof Kurc<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa,

e-mail: andrzejb@prz.edu.pl

*Słowa kluczowe: robot przemysłowy; stan narzędzia; wykrywanie uszkodzeń; czujnik siły; analiza obrazu*

#### Wprowadzenie

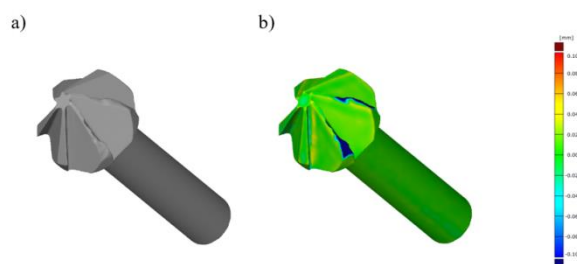
Rozwój robotyki pozwala na implementację rozwiązań zrobotyzowanych w coraz szerszym obszarze techniki. Istnieje spora grupa procesów technologicznych, które są trudne do realizacji. Związane jest to głównie z dokładnością i powtarzalnością trajektorii. Przykładem takiego procesu jest obróbka skrawaniem. Roboty mogą wykonywać obróbkę nie wymagającą dużej dokładności w porównaniu do maszyn CNC, jak szlifowanie czy gratowanie. Jednym z problemów zrobotyzowanej obróbki skrawaniem jest kompensacja zużycia narzędzi oraz wykrywanie uszkodzeń. Ocenę stopnia zużycia narzędzia można przeprowadzić na podstawie pomiaru kształtu geometrycznego. W pracy zaproponowano metodę pomiaru stanu narzędzi z wykorzystaniem skanera 3D.

#### Problem badawczy i metoda badawcza

Stopniowe zużycie oraz uszkodzenia narzędzi mają wpływ na dokładność wykonywanej obróbki. Na podstawie pomiarów geometrycznych narzędzia można określić czy nadaje się do dalszej eksploatacji lub dobrać wartości współczynników korekcyjnych trajektorii robota. Do pomiaru geometrii zaproponowano metodę wykorzystującą skaner 3D z oprogramowaniem Atos Professional. Zrobotyzowana kontrola geometrii realizowana jest za pomocą manipulatora ABB IRB 1600 z zainstalowanym skanerem 3D Atos Core 135. Manipulator pozwala na dowolne spozycjonowanie i zorientowanie skanera 3D przed mierzonym obiektem w przestrzeni roboczej w sposób automatyczny. Trójwymiarowy skaner optyczny pozyskuje dane geometryczne z istniejącego obiektu fizycznego. Dane te są wykorzystywane do budowy wirtualnego trójwymiarowego modelu zeskanowanego obiektu. Oprogramowanie ATOS Professional pozwala na wykonanie pomiaru odchyłek pomiędzy modelem CAD, a danymi geometrycznymi uzyskanymi w trakcie pomiaru. Dostarczone przez producenta narzędzia informatyczne lub wykonane samemu w postaci plików skryptowych programy pozwalają na akwizycję i dokumentowanie szeregu istotnych parametrów.

#### Wyniki

W środowisku programowym ATOS Professional napisano program skanujący i wykrywający uszkodzenia ostrzy frezów skrawających oraz ściernic trzpieniowych. Napisane oprogramowanie dla fazownika diagnozuje uszkodzenia ostrzy narzędzia skrawającego stosując klasyfikator „Surface Profile” (rys. 1.) oraz wysyła dane do kontrolera robotów informując o zdatności lub nie stosowanego narzędzia.



Rys. 1. Fazownik, a) pomiar (mesh) – frez, b) mapa odchyłek pomiędzy pomiarem frez, a wzorcem

Ponadto napisano oprogramowanie dla ściernic, również identyfikujące uszkodzenia stosując jeden z klasyfikatorów „Surface Cylinder” które posiada możliwość komunikacji z kontrolerem robotów i uzyskanie informacji o wartości klasyfikatora w założonych granicach tolerancji a tym samym o zdatności lub nie pobranej ściernicy. Elementy ściernic mające cylindryczny kształt wymagają specyficznego podejścia. Klasyfikując zdatność takiego narzędzia uwzględniono dwa istotne aspekty geometryczne: oś cylindra oraz zewnętrzną powierzchnię tworzącą.

#### Wnioski i podsumowanie

W artykule zaproponowano metodę automatycznego wykrywania uszkodzeń narzędzi w stacjach zrobotyzowanych realizowane z wykorzystaniem skanera 3D. Rozwiązania przedstawione na przykładzie fazownika i ściernicy można łatwo zaimplementować do diagnostyki innych rodzajów narzędzi, np. wiertel, frezów, tarcz ściernych

#### Bibliografia

- Gierlak, P., Burghardt, A., Szybicki, D., Szuster, M., & Muszyńska, M. (2017). On-line manipulator tool condition monitoring based on vibration analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 89, 14-26.
- Burghardt, A., Kurc, K., Szybicki, D., Muszyńska, M., & Szczęch, T. (2017). MONITORING THE PARAMETERS OF THE ROBOT-OPERATED QUALITY CONTROL PROCESS. *ADVANCES IN SCIENCE AND TECHNOLOGY-RESEARCH JOURNAL*, 11(1), 232-236.

### DETECTION OF DAMAGE OF MACHINING TOOLS IN ROBOT SYSTEMS WITH THE USE OF A 3D SCANNER

Paweł Obal<sup>1</sup>, Andrzej Burghardt<sup>1</sup>, Piotr Gierlak<sup>1</sup>, Dariusz Szybicki<sup>1</sup>, Krzysztof Kurc<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa,

e-mail: andrzejb@prz.edu.pl

*Keywords: industrial robot; tool condition; damage detection; force sensor; image analysis*

#### Introduction

The development of robotics allows the implementation of robotic solutions in an increasingly broad field of technology. However, there is a large group of technological processes that are difficult to do by robots. This is related mainly to the repeatability of the trajectory performed by the robot. An example of such process is machining. Due to the insufficient stiffness of robots compared to CNC machining tools, robots can perform machining that does not require high accuracy, such as grinding or deburring. One of the problems of robot machining is the compensation of tool wear and the detection of its damage. The assessment of the degree of tool wear can be made based on geometric shape measurement. The paper proposes a method of measuring the condition of milling tools using a 3D scanner.

#### Research problem and research methodology

Gradual wear and damage of the tools affect the accuracy of the machining. Based on the geometric measurements of the tool you can determine if it is suitable for further use and fit the values of the robot's trajectory correction factors. A method using a 3D scanner was proposed for geometry measurements with the ATOS Professional software. The robot-assisted geometrical inspection was performed with the ABB IRB 1600 robot manipulator equipped with the ATOS Core 135 3D scanner and the ATOS Professional control and measurement software suite. The ABB IRB 1600 facilitates any automatic positioning of the 3D scanner in front of the inspected part within the working space. The 3D optical scanner unit captures the geometrical data of a real-life physical object. The data is processed into a virtualised, 3D model of the scanned object. The ATOS Professional software permits measurement of deviations between CAD model data and the respective actual 3D coordinates to provide full-field measurement data. The data represents the geometric surface deviations from the CAD model data and contain a full information about the scanned object by which ATOS Professional automatically determines other detailed data.

#### Results

A software program for scanning and detection of chamfering tool tooth damage was developed in ATOS Professional. The software developed for the chamfering tool could recognise machining tool tooth damage with a classifier "Surface Profile" (Fig. 1.) and send the classification result (the tool condition qualification, deter-

mining the tool's feasibility for use) to the robot's controller.

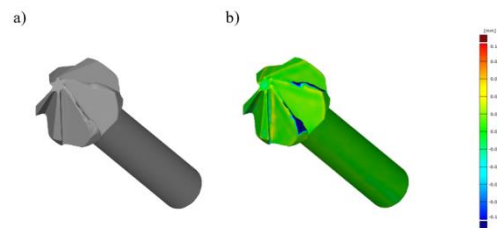


Fig. 1. Chamfering tool: a) chamfering tool - mesh, b) map of deviations between the chamfering tool mesh and the CAD model

Software written for grinding wheels also detect damage with the classifier "Surface Cylinder" and send the classification value to the robot's controller to state whether a grinding pin was feasible for machining or not. The grinding pins were cylindrical and required a specific approach to damage detection. Two major geometric aspects required consideration to classify the tool condition: the cylinder centreline and the outer pitch-surface generator.

#### Conclusions

This paper proposes methods of automatic tool damage detection in cutting tools operated on robotic machining stations, where the detection is based on a 3D scanner, which had originally been used for inspect of machined workpieces. The solutions presented with the examples of a chamfering tool and a grinding pin can be easily implemented for damage diagnostics of other types cutting tool, including drill bits, milling cutters, grinding wheels, or compliant ceramic fibre tooling.

#### References

- Gierlak, P., Burghardt, A., Szybicki, D., Szuster, M., & Muszyńska, M. (2017). On-line manipulator tool condition monitoring based on vibration analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 89, 14-26.
- Burghardt, A., Kurc, K., Szybicki, D., Muszyńska, M., & Szczęch, T. (2017). MONITORING THE PARAMETERS OF THE ROBOT-OPERATED QUALITY CONTROL PROCESS. *ADVANCES IN SCIENCE AND TECHNOLOGY-RESEARCH JOURNAL*, 11(1), 232-236.

## DECISION OF THE DIRECT POSITION PROBLEM OF THE JOINT RELATIVE MANIPULATION MECHANISM WITH FIVE DEGREES OF FREEDOM

Pashchenko V. N.<sup>1</sup>, Rashoyan G. V.<sup>2</sup>, Meleshchenko D.I.<sup>1</sup>, Malyshev D.I.<sup>3</sup>, Kuzmina V.S.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> KF MSTU. N.E. Bauman, Kaluga, Russia.

<sup>2</sup> Institute of Engineering Science. Blagonravov RAS, Moscow, Russia.

<sup>3</sup> Belgorod State Technological University. V.G. Shukhova, Belgorod, Russia.

e-mail: rl\_bgtu@intbel.ru

*Keywords: Direct positional problem, relative manipulation mechanism, generalized coordinates, parallel structure mechanism, output link of the joint relative manipulation mechanism.*

### Introduction

The creation of high-performance technological equipment used in the field of machining and measurement is one of the directions for the development of machine building. The approach is based on the principle of using mechanisms of parallel structure, which have a number of advantages over traditional manipulation mechanisms [1-3].

### Research problem and research methodology

One of the mechanisms of joint relative manipulation with five degrees of freedom is considered (Fig.1). The mechanism consists of two modules (mechanisms of a parallel structure). The joint relative manipulation mechanism output link is the mobile platform of the upper mechanism. The basic reference frame of the joint relative manipulation mechanism is connected with the base of the lower mechanism. The lower module is designed as a rotary mechanism and is intended for installation of the processed object (part). Since the mechanism is made in the form of a single spatial structure, and the kinematic pairs are arranged so that the output link of the upper module (the six-link mechanism) can move along one of the horizontal axes and rotate about the vertical axis, and the output link of the lower module (rotary mechanism) can move along the vertical and one of the horizontal axes, and rotate around the other horizontal axis, the degrees of freedom are thus distributed between the modules in two and four, respectively. Finding an analytical solution of the direct kinematics problem for the whole joint relative manipulation mechanism as a whole is a rather complicated task, because, firstly, the system includes two parallel structure mechanisms; secondly, the position and orientation of the output link of the entire mechanism is determined in the mobile coordinate system output link of one of the mechanisms, the position and orientation of which is determined in the basic fixed coordinate system.

### Results

To verify the correctness of the task, experiments were carried out. The small discrepancies between the calculated and experimental data confirmed the correctness of the proposed solution of the direct positional problem.

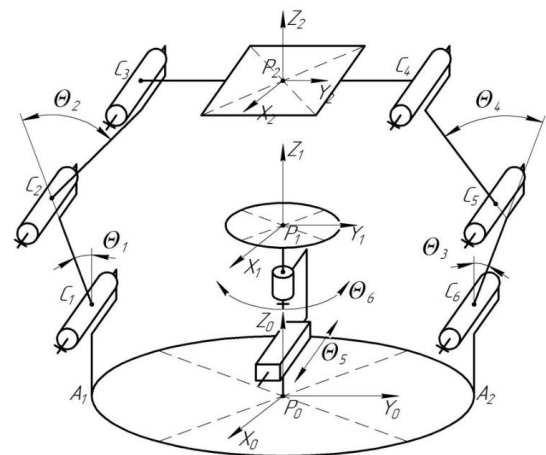


Fig. 1. The structure of the joint relative manipulation mechanism

### Conclusions

Thus, this paper proposed the solution of the direct problem of position for a variation of the joint relative manipulation mechanism with five degrees of freedom.

### References

1. Glazunov V.A., Chunikhin A.D.: Development of research on the mechanisms of parallel structure // Problems of machine building and machine reliability. 2014. № 3. P. 37-43.
2. V.A. Glazunov A.B. Lastochkin, K.A. Shalyukhin P.O. Danilin.: To the analysis and classification of devices of relative manipulation // Problems of mechanical engineering and reliability of machines. 2009. № 4. pp.81-85.
3. Rybak L.A., Chichvarin A.V., Erzhukov V.V.: Effective methods for solving the kinematics and dynamics problems of a parallel robot machine / M.:Fizmatlit. 2011. pp. 148.



### STEROWANIE STRUKTURĄ UŁOŻENIA WŁÓKIEN W KOMPOZYTACH Z WYKORZYSTYWANIEM GŁOWICY WYTŁACZAJĄCEJ W ADDITIVE MANUFACTURING

Artur Prusinowski, Roman Kaczyński  
Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny,

e-mail: prusinowskiart@gmail.com

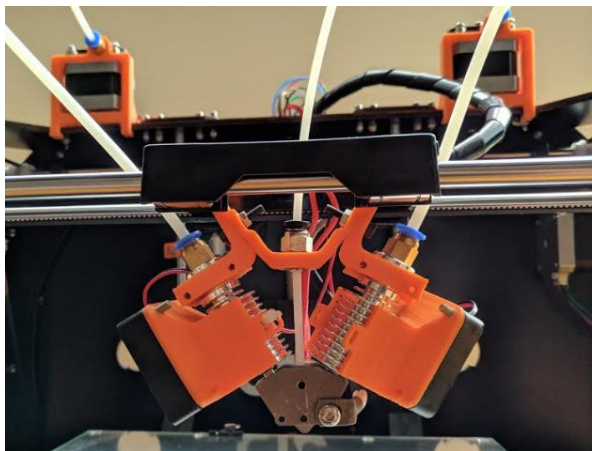
Słowa kluczowe: Additive Manufacturing, RFPC, Fused Deposition Modelling

#### Wprowadzenie

Przyczyną powstania pracy jest niezadowalający stan wiedzy o zużyciu ściernym kompozytów z materiałem matrycowym w postaci termoplastycznych tworzyw sztucznych oraz materiałem wzmacniającym w postaci krótkich i ukierunkowanych włókien węglowych możliwym do wykorzystania w technologiach druku przestrzennego. W pracy skupiono się na przedstawieniu sposobu uzyskania kompozytu polimerowego z wzmocnieniem w postaci krótkich włókien ułożonych wzdłuż kierunku wytłaczania. Przewidziano możliwość wykorzystania danego materiału jako budulca w druku 3D. Pokazano proponowaną budowę głowicy wytłaczającej gotowej do implementacji w istniejących urządzeniach oraz sposób łączenia materiału matrycowego ze wzmocnieniem oraz metodą układania włókien w osnowie polimerowej.

#### Problem badawczy i metoda badawcza

Badanie wpływu ułożenia krótkich włókien w kompozytach polimerowych wymogło konieczność opracowania metody wytwarzania danych kompozytów w jak najmniej pracochłonny a zarazem jak najbardziej pewny i powtarzalny sposób. Rysunek 1 przedstawia zaprojektowaną głowicę wytłaczającą która pozwala na uzyskanie danego kompozytu na etapie wytwarzania detalu na urządzeniu do wytwarzania addytywnego.

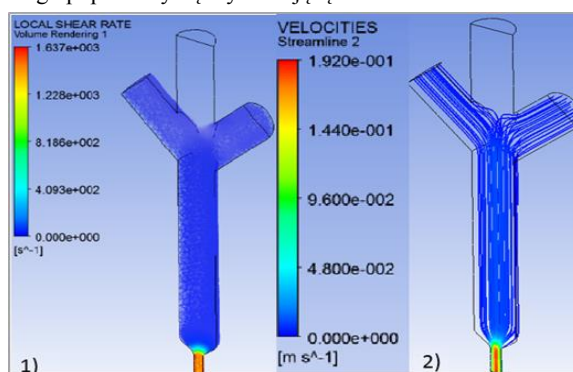


Rys. 1 Prototyp głowicy wytłaczającej do technologii FDM

#### Wyniki

Przeprowadzono analizy numeryczne kluczowych elementów układu. Została wykonana analiza rozkładu ciepła w

głowicy wytłaczającej z wymuszonym obiegiem chłodzenia powietrzem oraz symulację przepływu materiału matrycowego poprzez dyszę wytłaczającą.



Rys. 2 Lokalna szybkość ścinania materiału przy przepływie przez dyszę wytłaczającą

Wykonane symulacje komputerowe wykazały poprawność konstrukcji i zgodność projektu głowicy wytłaczającej z założeniami konstrukcyjnymi. Dodatkowo, pomimo dobrych wyników analizy numerycznej zauważono cechy układu, które można udoskonalić przy niewielkich zmianach w samej konstrukcji.

#### Wnioski i podsumowanie

Przedstawiono projekt głowicy wytłaczającej wykorzystującej technologię druku przestrzennego FDM umożliwiającą uzyskanie wymaganych kompozytów. Otrzymane wyniki wskazują na potrzebę dalszych prac zmierzających do wykonania i przebadania grupy kompozytów polimerowych ze wzmocnieniem krótkich włókien różnego typu możliwych do użycia w technologiach Additive Manufacturing.

#### Bibliografia

1. Akinci A., et al. (2014), Friction and wear behaviours of zirconium oxide reinforced PMMA composites, Composites Part B: Engineering, 56, 42-47.
2. Boparai K., et al. (2016), Wear behavior of FDM parts fabricated by composite material feed stock filament, Rapid Prototyping Journal, 22(2), 350-1357.
3. Gardner J., et al. (2016), 3-D printing of multifunctional carbon nanotube yarn reinforced components, Additive Manufacturing, 12, 38-44.
4. Wilczewska I., Kaczyński R., (2009), Identification of friction and wear parameters of carbon fiber polymers in different working environments - in Polish, Acta Mechanica et Automatica, 3(2), 106-110.

## STRUCTURE CONTROL OF FIBERS IN COMPOSITES WITH EXTRUSION HEAD IN ADDITIVE MANUFACTURING

Artur Prusinowski, Roman Kaczyński  
Bialystok University of Technology, Mechanical Faculty,

e-mail: prusinowskiart@gmail.com

Keywords: Additive Manufacturing, RFPC, Fused Deposition Modelling

### Introduction

The purpose of this research is unsatisfactory state of knowledge of the abrasive wear of composites with thermoplastic polymer as matrix material and reinforcing material in the form of short and focused carbon fibers that can be used in additive manufacturing technologies. The paper focuses on presenting the method of obtaining a polymer composite with reinforcement in the form of short fibers arranged along the direction of extrusion. The possibility of using a given material as a building material in 3D printing is foreseen. The proposed construction of an extrusion head ready for implementation in existing devices and a method of joining a matrix material with reinforcement and a method of laying fibers in a polymer matrix is shown.

### Research problem and research methodology

Studying the effect of short fiber lay in polymer composites required the need to develop a method of producing given composites in the least time-consuming and as sure as possible and repeatable way. Figure 1 shows a designed extrusion head that allows a given composite to be obtained at the stage of producing a detail on an additive manufacturing machine.

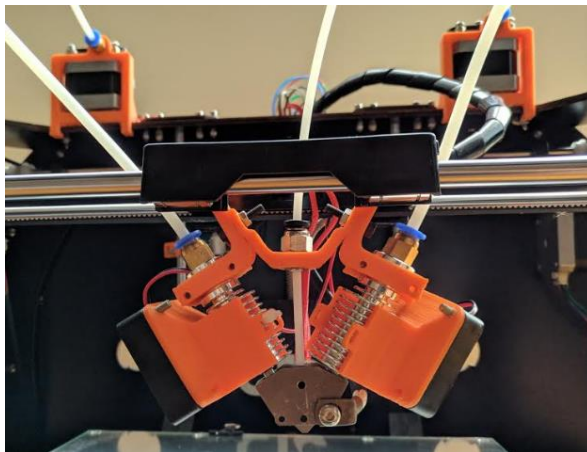


Fig. 1 Prototype of the extrusion head for FDM

### Results

Numerical analyzes of key elements of the system were carried out. An analysis of the heat distribution in the extrusion head with forced air cooling circulation and the simulation of the matrix material flow through the extrusion nozzle was performed.

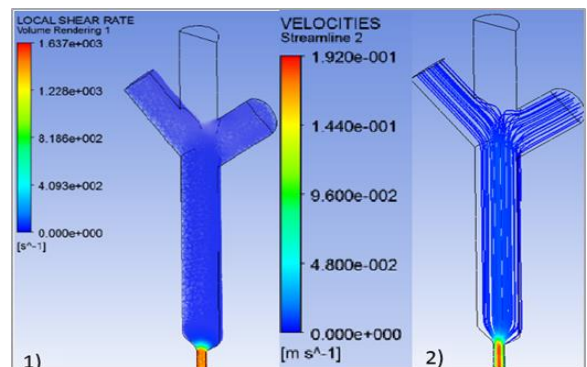


Fig. 2 Local shear rate flowing through extrusion die

Completed computer simulations showed correctness of construction and design compliance of the extrusion head with design assumptions. In addition, despite the good results of numerical analysis, features of the system have been noticed, which can be improved with small changes in the structure itself.

### Conclusions

A design of an extrusion head using FDM spatial printing technology to obtain the required composites was presented. The obtained results indicate the need for further work aimed at making and testing a group of polymer composites with the reinforcement of short fibers of various types that can be used in Additive Manufacturing technologies.

### References

1. Akinci A., et al. (2014), Friction and wear behaviours of zirconium oxide reinforced PMMA composites, *Composites Part B: Engineering*, 56, 42-47.
2. Boparai K., et al. (2016), Wear behavior of FDM parts fabricated by composite material feed stock filament, *Rapid Prototyping Journal*, 22(2), 350-1357.
3. Gardner J., et al. (2016), 3-D printing of multifunctional carbon nanotube yarn reinforced components, *Additive Manufacturing*, 12, 38-44.
4. Wilczewska I., Kaczyński R., (2009), Identification of friction and wear parameters of carbon fiber polymers in different working environments - in Polish, *Acta Mechanica et Automatica*, 3(2), 106-110.

## THE INFLUENCE OF THE SHAPE OF VORTEX GENERATOR ON VORTEX FLOWMETER PARAMETERS

Mariusz Rzaśa<sup>1</sup>, Beata Czapla-Nielacna<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Department of Thermal Engineering and Industrial Facilities, Faculty of Mechanical Engineering, Opole University of Technology

e-mail: m.rzasa@po.opole.pl

*Keywords: vortex flowmeter, computational fluid dynamics, vortex shedder*

### Introduction

Vortex flowmeters are measuring devices with a potential application in measurement of various densities and viscosities of liquids. The principle of operation of a vortex flowmeter is based on the formation of regular vortices, whose frequency is a function of the flow. Vortices are produced by a vortex shedder, the shape of which has a direct effect on the sensitivity and range of the flowmeter [1,2]. The main part of vortex flowmeter is vortex shedder which has a significant impact on the characteristic features and metrological properties of the flow meter [3]. A very important aspect of a vortex shedder is that regular vortices need to be generated. There is no universal vortex shedder design that has been developed so far. Hence the study into of the influence of the shape of the vortex shedder on the parameters of the flow meter forms a vital topic. The present paper reports the results of the numerical analysis of the influence of the design of selected surfaces of the vortex shedder on selected parameters of the vortex flowmeter.

### Research problem and research methodology

The aim of the research is to determine the effect of the shape of an individual surface of the vortex shedder on the frequency, pressure and stability of the formation of vortices. A cylinder shaped shedder with the diameter  $d=20$  mm was taken as the reference shape. This cylinder was divided into eight symmetrical parts, four of which form a rake surface and the other four form a runoff surface. Additionally, the elongations were introduced into the cylinder. In order to determine the impact of individual surfaces of the vortex shedder on the parameters of von Karman vortex street, some modifications were introduced to the original symmetrical surface design. Consequently, three types of designs were obtained. The first group consists of shapes in which changes to the rake surface were made. The second group subsumes the shapes resulting from changes in the runoff surface. The third group with elongations and slots into cylinder. However, it was ensured that all the shapes maintained the same characteristic dimensions.

### Results

In order to determine the effect of the shape of vortex shedder on the type of generated vortices, simulations were carried out for different flow velocities (0.5m/s, 1m/s, 2m/s). The equations of the mathematical model were solved by the finite volume method using ANSYS Fluent. The Turbulence  $k-\omega$  SST model was used for the determination of two-dimensional velocity field and unsteady flow at a time step of the order of  $10^{-4}$  to  $10^{-5}$ . Computations were performed for two assumptions: the

assumption that at the inlet channel there was a uniform distribution of speed and assuming rheological parameters of the liquid as corresponding to water with an elongated surface of flow around

The research was carried out to determine the impact of changes in the shape of rake, runoff surface and surface with elongation on the stability of vortex street.

Figure 1 shows sample results of the effect of rake surface modification on the amplitude of pressure changes for a vortex shedder.

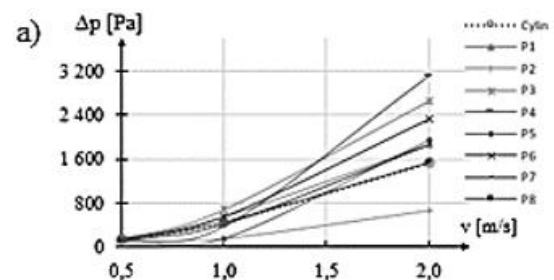


Fig. 1. The effect of rake surface modification on the amplitude of pressure changes for a vortex shedder.

### Conclusions

The paper reports the results of numerical studies regarding the impact of changes in surface of flow around vortex shedder on the parameters of von Karman vortex street. Based on the conducted research it was found that modifications of the rake surface lead to the strengthening of pressure amplitude, but they also cause destabilization of the process of creating vortices for higher velocities of the fluid flow. An increase of the drag coefficient improves the properties of the flow meter in the lower measuring range, but it will narrow its range.

### References

1. Venugopal A., Agrawal A., Prabhu S.V. 2011. Review on vortex flowmeter—Designer perspective, Sensors and Actuators A Physical, India
2. Pankanin G. 2005. The Vortex Flowmeter – various methods of investigating phenomena, Measurement Science and Technology, Vol. 16
3. Butt U. Egbers C. 2013. Aerodynamic Characteristics of Flow over Circular cylinders with patterned surface, J. Materials, Mechanics, Manufacturing, vol 1, No. 2

## ANALIZA NIEKONWENCJONALNYCH UKŁADÓW ZAWIESZENIA DO POPRAWY STATECZNOŚCI POJAZDÓW PRZEGUBOWYCH

Gustaw Sierzputowski  
Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny,  
Katedra Inżynierii Maszyn Roboczych i Pojazdów Przemysłowych

e-mail: gustaw.sierzputowski@pwr.edu.pl

Słowa kluczowe: pojazd sterowany przegubowo, niekonwencjonalne zawieszenie terenowe, stateczność wywrotna

### Wprowadzenie

Pojazdy kołowe sterowane poprzez przegubową ramę (np. ładowarki, wozy odstawcze), ze względu na zmienną geometrię i położenie środka ciężkości, mocno narażone są na utratę stateczności wywrotnej. Mimo wielu niebezpiecznych wypadków wywrotu [1], producenci nie rezygnują z tej metody sterowania, która oferuje bezkonkurencyjną manewrowość i prostotę (trwałość) konstrukcji. Próbuje się przy tym polepszać stateczność wywrotną zastępując układy zawieszenia typowe dla tej klasy pojazdów (wahliwa oś kół jezdnych, wahliwy człon o poziomej osi obrotu) rozwiązaniami niekonwencjonalnymi. Pełna systematyka omawianych rozwiązań niekonwencjonalnych oraz eksperymentalne wykazanie ich wpływu na stateczność wywrotną zawarto w rozprawie doktorskiej [2] - stanowiącej najpewniej pierwsze takie opracowanie w dostępnej literaturze naukowej.

Choć istnieje wiele sposobów na polepszenie stateczności wywrotnej, większość z nich skutkuje pogorszeniem innych ważnych właściwości eksploatacyjnych pojazdu przegubowego. Za pozbawioną tej wady uznać można proponowaną ingerencję w mechanizm układu zawieszenia zależnego.

### Problem badawczy i metoda badawcza

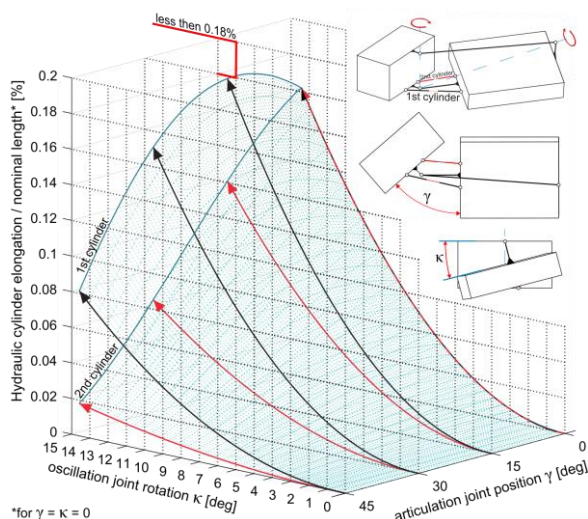
Podjęto się kinematycznej analizy grupy mechanizmów przestrzennych do realizacji skrętu i pełniących rolę układu zawieszenia w niekonwencjonalnych układach podwoziowych (np. [3]) stosowanych w kołowych pojazdach przegubowych. W celu ustalenia trajektorii ruchu przeszywnionych wariantów mechanizmów z dwoma siłownikami hydraulicznymi, uwzględniono podatności w układach hydraulicznych i skorzystano z równań równowagi statycznej.

Do symulacyjnych badań skuteczności analizowanych rozwiązań, wykorzystano opracowaną i zweryfikowaną eksperymentalnie metodę oceny stateczności wywrotnej dowolnych pojazdów czterokołowych [2].

### Wyniki

Korzystając z wyprowadzonych zależności matematycznych, dokonano, dla badanej grupy układów zawieszenia, ilościowej oceny zjawiska niezamierzonego skrętu na nierównym terenie oraz zdolności pokonywania nierówności podłoża. Przeanalizowano również przeszywnione warianty mechanizmów zawieszenia (przykład na rysunku 1).

Zaprezentowano wyniki optymalizacji parametrów geometrycznych niekonwencjonalnego układu zawieszenia przykładowego pojazdu w aspekcie maksymalizacji jego stateczności wywrotnej w warunkach quasi-statycznych.



Rys. 1. Zmiana długości siłowników hydraulicznych w zakresie podatności układu hydraulicznego w funkcji obrotu  $\kappa$  [°] wokół wirtualnej osi wahań przy różnych skrętach  $\gamma$  [°] pojazdu (dla przykładowego mechanizmu zawieszenia).

### Wnioski i podsumowanie

Rozważane niekonwencjonalne układy zawieszenia zauważalnie polepszają stateczność wywrotną pojazdu i umożliwiają zachowanie wysokiej mobilności oraz zmniejszenie zjawiska znoszenia – w przeciwieństwie do innego rozwiązania niekonwencjonalnego, przegubu wahań o pochylonej osi obrotu.

Stosowanie dwóch siłowników skrętu w badanych, niekonwencjonalnych mechanizmach zawieszenia pojazdów przegubowych, wprowadza dodatkowe właściwości sprężysto-tłumiące. Planowane są dalsze badania nad wpływem tych właściwości na dynamiczną stateczność wywrotną.

### Bibliografia

1. Dershem B. R., Ewig T. P., Flower M. Linkage arrangement. Caterpillar Inc, US patent 8555746, 2013.
2. Sierzputowski G. Metoda modelowania stateczności pojazdu kołowego o dowolnej strukturze układu podwoziowego, Rozprawa doktorska, 2017.
3. McCann M. Heavy equipment and truck-related deaths on excavation work sites. Journal of Safety Research. Vol. 73, p. 511-517. 2006.

## ANALYSIS OF UNCONVENTIONAL SUSPENSION SYSTEMS FOR STABILITY IMPROVEMENT OF ARTICULATED FRAME STEERING VEHICLES

Gustaw Sierzputowski  
Wrocław University of Science and Technology, Faculty of Mechanical Engineering,  
Department of Off-Road Machine and Vehicle Engineering,

e-mail: gustaw.sierzputowski@pwr.edu.pl

Keywords: articulated frame steering vehicle, unconventional off-road suspension, rollover stability.

### Introduction

Articulated frame steering vehicles (e.g. loaders, haul trucks) are especially susceptible to loss of rollover stability due to the variability of both geometry and position of the center of gravity. Despite many dangerous rollover accidents [1], the manufacturers do not abandon this steering method, which offers an unbeatable maneuverability and simplicity (durability) of the design. Instead, they are trying to improve the rollover stability replacing some typical, for this class of vehicles, suspension systems (wheel axle/vehicle body rotating about horizontal axis) by unconventional solutions. Complete systematics of the aforementioned unconventional solutions and the experimental demonstration of their impact on rollover stability were presented in the PhD thesis [2], probably the only available study of this kind.

Although there are many solutions to improve rollover stability, most of them cause deterioration of other important operating characteristics of articulated vehicles. The proposed interference in suspension system mechanism can be considered devoid of this disadvantage.

### Research problem and research methodology

Kinematic analysis of special mechanisms for articulated frame steering, acting also as suspension of unconventional undercarriage systems (e.g. [3]) for wheeled articulated vehicles, was conducted. In order to define a movement trajectory of a spring-restrained variants of the mechanisms having two hydraulic cylinders, a hydraulic system stiffness was considered and a static equilibrium equations were derived.

For a simulational calculation of effectiveness of the analyzed solutions, the elaborated, experimentally verified method of assessing the rollover stability of an arbitrary four-wheeled vehicle was used [2].

### Results

Using the derived mathematical expressions, for the investigated group of suspension systems, a quantitative assessment of an unintentional turning on uneven terrain as well as ability to traverse uneven terrain were carried out. The spring-restrained mechanisms variants were also analyzed (example in figure 1).

Optimization results of the unconventional suspension system's geometric parameters pertaining to exemplary vehicle, in terms of maximizing rollover stability in quasi-static condition, was presented.

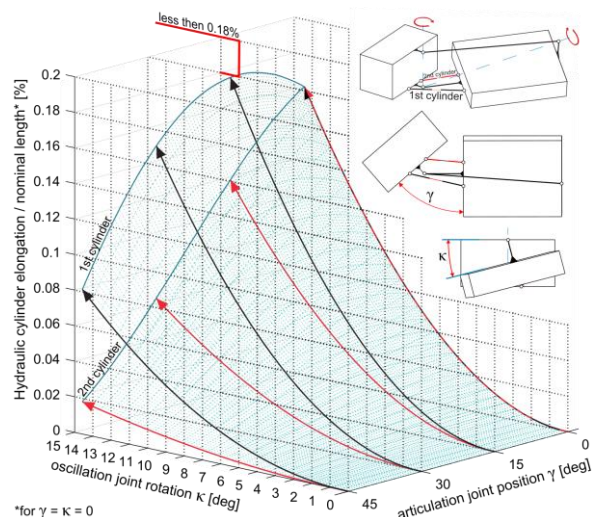


Fig. 1. Change of hydraulic cylinders' length in a range of hydraulic system stiffness as a function of rotation  $\kappa$  [°] about virtual axis of vehicle's oscillating body at different turning angles  $\gamma$  [°] (for exemplary suspension)

### Conclusions

The considered unconventional suspension systems noticeably improve vehicle's rollover stability, preserving high mobility and reducing lateral offset of the vehicle – in contrast to another unconventional suspension type, an oscillating joint with oblique axis of rotation.

Two steering cylinders in the studied unconventional mechanism play a double role providing also an additional elastic-damping properties in suspension system. Future research on influence of this properties on dynamic rollover stability will be conducted.

### References

1. Dershem B. R., Ewig T. P., Flower M. Linkage arrangement. Caterpillar Inc, US patent 8555746, 2013.
2. Sierzputowski G. A method for modeling of stability of a vehicle with arbitrary undercarriage system design. PhD thesis, 2017.
3. McCann M. Heavy equipment and truck-related deaths on excavation work sites. Journal of Safety Research. Vol. 73, p. 511-517. 2006.

### PORÓWNANIE STRATEGII POKONYWANIA PROGÓW PRZEZ ROBOTA KOŁOWO-KROCZĄCEGO

Przemysław Sperzyński, Jarosław Szrek, Bogusz Lewandowski, Antoni Gronowicz  
Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczny,  
Katedra Inżynierii Biomedycznej,  
Mechatroniki i Teorii Mechanizmów

**e-mail:** przemyslaw.sperzynski@pwr.edu.pl

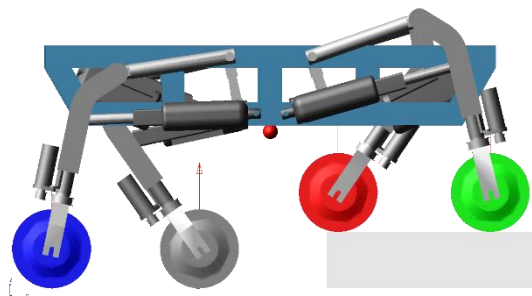
*Słowa kluczowe:* algorytm chodu, pole stateczności, układ sterowania

#### Wprowadzenie

W pracy przedstawiono problem pokonania przeszkody typu próg przez robota LegVan [1], bez potrzeby jego zatrzymania. Utrzymanie stateczności robota podczas realizacji chodu jest wtedy sprawą kluczową, ponieważ dopuszczalne prędkości napędów robota, nie pozwalają na odpowiednio szybką reakcję dla zapobieżenia utracie stabilności.

#### Problem chodu

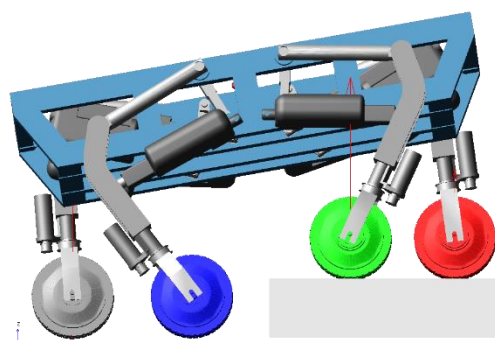
W pracy [2], opisano sposoby zmiany położenia środka ciężkości robota, względem pola stateczności.



Rys. 1. Pokonanie przeszkody z utrzymaniem poziomej orientacji platformy robota względem podłoża

Pierwsza metoda polega na przemieszczeniu kończyn, tak aby nie powodowało to zmiany orientacji platformy względem podłoża (rys. 1). Założenie to powoduje, że przed podniesieniem każdego z kół potrzebna jest rekonfiguracja kończyn dla utrzymania stabilności co powoduje spowolnienie pokonania przeszkody. Zmiana konfiguracji kończyn skutkuje przemieszczeniem się masywnych kół robota co zmienia położenie środka ciężkości oraz zmienia trójkąt stateczności. Założenie o braku poślizgu kół dla poziomego położenia platformy istotnie upraszcza równania na poprawkę prędkości kątowej kół podczas najazdu na przeszkodę.

Dруга metoda zakłada zmianę orientacji platformy względem podłoża co przenosi środek ciężkości odpowiednio na tył lub na boki robota i umożliwia podniesienie kończyn w odpowiedniej sekwencji (rys. 2). Przestrzenny ruch platformy robota, komplikuje układ sterowania napędami natomiast upraszcza się algorytm chodu, gdyż pochylenie robota wymaga mniejszej ilości ruchów i ustawia środek ciężkości tak, że możliwe jest kroczenie parą kończyn bez zmiany pola stateczności.



Rys. 2. Pokonanie przeszkody z pochyleniem platformy w celu utrzymania stateczności

#### Wyniki

Przeprowadzone badania symulacyjne w programie ADAMS pozwoliły na analizę porównawczą obu zaproponowanych metod pokonania zdefiniowanej przeszkody. Analizując przestrzeń roboczą kończyn robota (dopuszczalne przemieszczenia kół), wyznaczono czasy potrzebne do rekonfiguracji kończyn podczas chodu [3]. Zależą one od dopuszczalnych prędkości siłowników napędowych. Otrzymane czasy, pozwalają na dobranie prędkości przejazdu pozwalającej na jednoczesne kroczenie robota.

#### Wnioski i podsumowanie

Otrzymane wyniki pozwalają na dobranie odpowiedniego algorytmu kroczenia przy pokonywaniu progów. Analiza położenia środka ciężkości robota względem trójkąta stateczności w programie ADAMS, pozwala na udoskonalenie poszczególnych zmian konfiguracji w celu zmniejszenia czasu potrzebnego na zmianę pola stateczności, pomiędzy kolejnymi krokami robota.

#### Bibliografia

1. Sperzyński P., Gronowicz A., Kinematics modelling of mobile robot with articulated limbs without wheel slip. MTM and Robotics '16, Aachen.
2. Sperzyński P., Szrek J., Muraszowski A., Badania symulacyjne robota mobilnego krocącego po schodach. Modelowanie Inżynierskie 2018.
3. Sperzyński P., Lewandowski B., Kinematic analysis of a mobile robot while overcoming curb. 14th International Scientific Conference Computer Aided Engineering, Polanica 2018.

## COMPARISON OF THE STRATEGIES OF CURBS' NEGOTIATION BY WHEELED-LEGGED ROBOT

Przemyslaw Sperzynski, Jaroslaw Szrek, Bogusz Lewandowski, Antoni Gronowicz  
Wroclaw University of Science and Technology, Faculty of Mechanical Engineering,  
Department of Biomedical Engineering, Mechatronics and Theory of Mechanisms

**e-mail:** przemyslaw.sperzynski@pwr.edu.pl

*Keywords: gait algorithm, stability field, control system*

### Introduction

The work presents the problem of overcoming an obstacle such as threshold, by the LegVan robot [1], without the need to stop the robot in front of it. A main problem is to maintaining the stability of the robot during the implementation of the gait, because the permissible velocities of the robot's drives, do not allow a sufficiently rapid response to prevent loss of stability.

### Gait task

In previous work [2], methods of changing the position of the robot's center of mass, in relation to its stability field, are described.

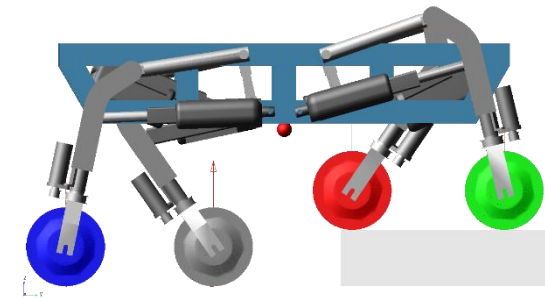


Fig. 1. Overcoming the obstacle while level of the platform is maintained

The first method involves moving the limbs in such way it does not change the orientation of the platform relative to the ground (Fig. 1). This assumption causes that before each wheel is lifted, reconfiguration of the limbs is needed to maintain stability, which slows down the obstacle negotiation. Changing the configuration of the limbs results in moving the massive robot wheels, which changes the position of the center of mass and changes the stability triangle. The assumption of no wheel slip for the horizontal position of the platform significantly simplifies the equation for correcting the angular velocity of the wheels when approaching an obstacle.

The second method assumes a change in the orientation of the platform relative to the ground, which moves the center of mass to the back or to the sides of the robot, respectively, and allows raising the limbs in the appropriate sequence (Fig. 2). The spatial motion of the robot platform complicates the drive control system, whereas the walking algorithm is simplified because the robot's tilting requires fewer movements and sets the center of mass so that it is possible to move the pair of limbs without changing the stability field.

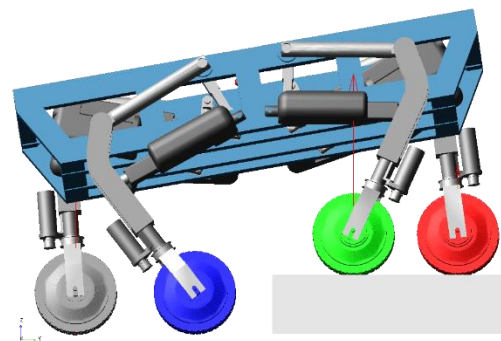


Fig. 2. Changing the level of the platform to move the center of mass to the back.

### Results

Simulation research in the ADAMS program has been carried out. They allowed for a comparative analysis of both proposed methods of overcoming a defined obstacle. Analysing the workspace of the robot's limbs (allowable displacement of wheels), time needed to reconfigure limbs during gait was determined [3]. It depends on the permissible speeds of the linear actuators used in the robot's design. The obtained times, will allow to set the speed of robot passing, allowing the robot to gait at the same time.

### Conclusions

The obtained results allow choosing suitable robot's gait algorithm while crossing the curb. Analysis of the robot's center of mass in relation to the stability triangle in ADAMS, allows improving each configuration changes to reduce the time required to change the stability field between the robot's subsequent steps.

### References

1. Sperzyński P., Gronowicz A., Kinematics modelling of mobile robot with articulated limbs without wheel slip. MTM and Robotics '16, Aachen.
2. Sperzyński P., Szrek J., Muraszowski A., Badania symulacyjne robota mobilnego kroczonego po schodach. Modelowanie Inżynierskie 2018.
3. Sperzyński P., Lewandowski B., Kinematic analysis of a mobile robot while overcoming curb. 14th International Scientific Conference Computer Aided Engineering, Polanica 2018.

### METODA STEROWANIA ROBOTEM KOŁOWO-KROCZĄCYM PODCZAS JAZDY

Przemysław Sperzyński, Sławomir Wudarczyk  
Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny,  
Katedra Inżynierii Biomedycznej, Mechatroniki i Teorii Mechanizmów

**e-mail:** przemyslaw.sperzynski@pwr.edu.pl

*Słowa kluczowe: brak poślizgów kół, układ sterowania, układ wieloczołowy*

#### Wprowadzenie

Roboty kołowo-kroczące w terenie płaskim mogą przemieszczać się z wysokimi prędkościami (funkcja jazdy). W przypadku pojawienia się warunków terenowych uniemożliwiających jazdę, korzystają z funkcji kroczenia do pokonywania ewentualnych przeszkód. Opracowanie efektywnego algorytmu sterowania dla tej grupy robotów jest bardzo złożonym procesem.

W niniejszej pracy przeprowadzono analizę kinematyczną robota kołowo-kroczącego (rys. 1) podczas jazdy [1], przy założeniu, że koła jedynie toczą się po zadanej powierzchni terenu. Stanowi ona podstawę do opracowania algorytmu sterowania robotem, który uwzględnia dynamikę w zjawiskach kontaktu koła z powierzchnią drogi (terenu).



Rys 1. Platforma robota

#### Problem badawczy i metoda badawcza

Wyprowadzenie matematycznych zależności pomiędzy prędkościami poszczególnych napędów robota a prędkościami platformy jest podstawą do opracowania algorytmu sterowania robotem [2].

W niniejszej pracy przyjęto, że koła są walcowe i poruszają się po zdefiniowanej powierzchni parametrycznej. Przypisano odpowiednie układy współrzędnych do podłoża, platformy, każdej kończyny oraz koła. W pierwszy etapie poszukiwano punktów kontaktu każdego koła z podłożem. Dla układu przestrzennego, przy założeniu, że powierzchnia jest gładka, można wyznaczyć w każdym jej punkcie płaszczyznę styczną. Płaszczyzna styczna wyznaczona w punkcie wspólnym dla okręgu reprezentującego koło jezdne i powierzchnii gruntu powinna zawierać również prostą styczną do koła. Procedura poszukiwania realizowana była na drodze numerycznej osobno dla każdej z czterech kończyn. W efekcie zastosowanego algorytmu dla przyjętego położenia

platformy otrzymano zestaw zmiennych konfiguracyjnych dla wszystkich kończyn, zapewniający kontakt każdego koła powierzchnią gruntu. Taka sytuacja stanowi punkt wyjścia do analizy ruchu robota w funkcji jazdy. Do opisu kinematyki wykorzystano równania konturowe dające więzy konfiguracji robota oraz wykorzystano fakt, w punkcie kontaktu koło musi być styczne do powierzchni podłoża. Następnie opisano zależności pomiędzy prędkościami samej platformy, a prędkościami napędów wyprowadzając formułę na prędkości kół względem podłoża.

Dla porównania i jednocześnie weryfikacji otrzymanych wyników ruchu robota zamodelowano w programie do analizy dynamicznej układów wieloczołowych. Celem tego działania było sprawdzenie poprawności samych równań kinematyki oraz zastosowanych algorytmów ich rozwiązywania. W programie ADAMS parametry kontaktu są wyznaczane numerycznie, a duży wpływ na występowanie poślizgu mają parametry samego kontaktu brył jak i krok symulacji. Należy sprawdzić, czy założenie, że możliwe jest poruszanie robotem w taki sposób, aby te poślizgi nie występowały jest możliwe do uzyskania.

#### Wyniki

Przedstawione podejście pozwoliło na zbudowanie takiego układu sterowania prędkościami napędów, aby nie następował poślizg kół robota. Dla przykładowego ruchu robota sprawdzono poprawność działania algorytmu sterowania w programie Matlab, przy przyjętej krzywej powierzchni podłoża. Następnie dla zbudowanego w programie ADAMS modelu numerycznego robota sprawdzono poprawność modelu matematycznego.

#### Wnioski i podsumowanie

Wyniki symulacji są zbieżne, co umożliwia zbudowanie przyrostowego systemu lokalizacji robota. Daje to punkt wyjścia do dalszych prac na układem sterowania robotem w sposób dynamiczny. Istnieje potrzeba weryfikacji eksperymentalnej takiego systemu.

#### Bibliografia

- Bałchanowski J., Modelling and simulation studies on the mobile robot with self-leveling chassis. Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 2016, vol. 54, no. 1, pp. 149-161
- Sperzyński P., Gronowicz A., Kinematics modelling of mobile robot with articulated limbs without wheel slip. MTM and Robotics '16, Mechanisms and Machine Science. 2017, ISSN 2211-0984; vol. 46, pp. 251-258



**CONTROL METHOD OF WHEELED-LEGGED ROBOT DURING DRIVING**

Przemysław Sperzyński, Sławomir Wudarczyk  
Wrocław University of Science and Technology, Faculty of Mechanical Engineering,  
Department of Biomedical Engineering, Mechatronics and Theory of Mechanisms

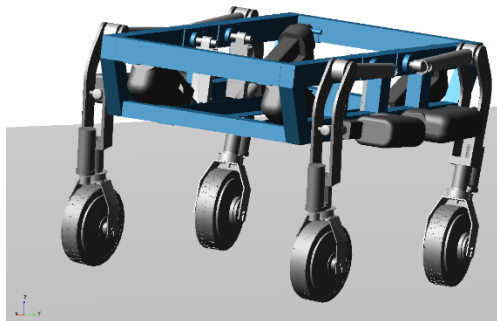
**e-mail:** przemyslaw.sperzynski@pwr.edu.pl

*Keywords: wheel slip, control system, multibody system*

**Introduction**

Wheeled-legged robots in flat terrain are able to move at high speeds (driving function). In case of off-road terrain conditions precluding driving, the gait function to overcome any obstacles can be used. The development of an effective control algorithm for this group of robots is a very complex process.

In this work, a kinematic analysis of a wheeled and legged robot (Fig. 1) was carried out while driving [1], assuming that the wheels are only rolling on the given surface area. It is the basis for the development of a robot control algorithm, which takes into account the dynamics in the contact phenomena of the wheel with the surface of the road (terrain).



Rys 1. Robot platform

**Research problem and research methodology**

Deriving mathematical relationships between the velocities of each robot drives and platform speeds is the basis for the development of a robot control algorithm [2].

In this work, cylindrical shaped wheels that moves on a defined parametric surface of the ground were assumed. Particular coordinate systems of the ground, platform, each limb and wheel have been assigned. Initially, the contact points of each wheel with the ground were searched. Assuming smooth surface of the ground, a tangent plane can be assigned, at each point of the surface. The tangent plane defined at the common point of the disk representing the driven wheel and the ground surface should contain a straight tangent to the circle (wheel). The search procedure was carried out numerically, separately for each of the four limbs. As a result of the applied algorithm, a set of configuration variables for all limbs was obtained for the adopted platform position, ensuring contact of each wheel with the surface

of the ground. This situation is the starting point for analyzing the movement of the robot in the driving function. To describe the kinematics, contour equations giving the robot's configuration constraints were used as well as the fact that at the point of contact, the wheel must be tangent to the surface of the ground. Subsequently, the dependencies between the velocities of the platform itself and the drivers' velocities are described, deriving the formula to the velocities of the wheels relative to the ground.

For comparison purposes in parallel to verify obtained results robot movement was modeled in the program for multibody system dynamic analysis. The aim in this case was to check the correctness of the kinematics equations themselves and the algorithms used to solve them as well. In ADAMS system, contact parameters are determined numerically, and the parameters of the contact between the solids itself have a significant impact on the occurrence of slip as well as the simulation step. Assumption that it is admissible to move a robot in such a way to avoid those slips should be check, whether it is possible to obtain or not.

**Results**

The presented approach allowed to build such a drive speed control system, so that the robot's wheels will not slip. For the example robot movement, the correctness of the control algorithm in the Matlab program was checked, with the assumed curve of the surface of the ground. Then for the numerical robot model built in ADAMS, the correctness of the mathematical model was checked.

**Conclusions**

Simulation results are convergent, which allows you to build an incremental robot location system. This gives a starting point for further work on the robot dynamic control system. There is a need for experimental verification of such a system.

**References**

1. Bałchanowski J., Modelling and simulation studies on the mobile robot with self-leveling chassis. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. 2016, vol. 54,no. 1, pp. 149-161
2. Sperzyński P., Gronowicz A., Kinematics modelling of mobile robot with articulated limbs without wheel slip. *MTM and Robotics '16, Mechanisms and Machine Science*. 2017, ISSN 2211-0984; vol. 46, pp. 251-258

## DYNAMICS AND CONTROL OF A HIGH-SPEED VEHICLE SUSPENSION SYSTEM MOVING IN REDUCED-PRESSURE CONDITIONS

Natalia Strawa, Paweł Malczyk  
Institute of Aeronautics and Applied Mechanics,  
Faculty of Power and Aeronautical Engineering,  
Warsaw University of Technology

e-mail: [strawa.natalia@gmail.com](mailto:strawa.natalia@gmail.com), [pmalczyk@meil.pw.edu.pl](mailto:pmalczyk@meil.pw.edu.pl)

*Keywords:* Hyperloop, electrodynamic suspension, EDS, active control, semi-active control, magnetic levitation, dynamics, stability, Inductrack, loop shaping.

### Introduction

In times of rapidly progressing globalization, the possibility of fast long-distance travel between high traffic cities has become an extremely important issue. Currently available transportation systems have numerous limitations, therefore, the idea of Hyperloop transportation system, has emerged recently [2]. In this paper we investigate the stability and dynamic performance of a preliminary design of a Hyperloop suspension system. The concept of the work comes from the research and development activities conducted at the Faculty of Power and Aeronautical Engineering, Warsaw University of Technology for the last few years. The dynamic response of a system is extremely important in several practical aspects: safety and ride quality, guideway design, and system costs. Different fidelity models are analysed in the text. Multiloop control system for a quarter-suspension model is proposed in this paper aiming at increasing passengers ride comfort.

### Simplified Vehicle Model

For control system design purposes it is desirable to consider linear dynamic models of low order [1]. Thus, a two-degree-of-freedom quarter suspension model has been selected for the analysis. This is a model of low order with primary and secondary suspension embraced (the leftmost Fig. 1). As a result, only vertical motion of the vehicle is considered which is sufficient in terms of vehicle dynamics and ride comfort examination [1,3]. Moreover, such linear time-invariant system allow one to use a variety of control design techniques for this kind of systems.

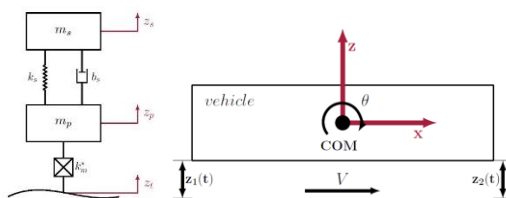


Fig. 1. One-dimensional 2 DOF quarter-suspension model of a Hyperloop vehicle and planar generalization

The theory and simulation based results are collected for a planar three degree of freedom vehicle (the rightmost Fig. 1), which is composed of two one-dimensional suspension modules (i.e. quarter-suspension systems).

### Results

In order to improve stability and increase ride comfort of passengers, an active control system in primary suspension together with semi-active control in secondary suspension were proposed and analysed. Implementation of control units has a positive influence on the system response. A number of simulation scenarios are implemented for quarter suspension and planar 3-DOF system. The influence of various track irregularities on the system dynamic performance is investigated in the work for passive system and suspension equipped with primary and secondary feedback loops.

### Discussion and Conclusions

The application of the active element in primary suspension system clearly improves its performance reducing oscillations about equilibrium point and extensive overshoot of system response to a unit-step input, but nevertheless, ride comfort is slightly enhanced this way. It is semi-active control of secondary suspension that improves ride comfort considerably. Further research is needed in modelling and control design of Hyperloop suspension system in order to gain understanding of dynamic performance of the vehicle under varying conditions.

### Acknowledgements

This work has been supported by the National Centre for Research and Development in the framework of GOS-POSTRATEG program, grant "Potential of the development and implementation of vacuum railway technology in Poland in the social, technical, economic and legal context".

### References

1. Cai Y., Chen S.S. and Rote D.M. Dynamics and controls in maglev systems. Argonne National Laboratory, Jan 1992.
2. Musk E. et al. Hyperloop alpha. Technical report, Space Exploration Technologies Corporation, 2013.
3. Sinha P.K. Electromagnetic Suspension Dynamics and Control (IEE Control Engineering Series). Peter Peregrinus Ltd, 1987.

## MODELOWANIE ODGRYZANIA I JEDNOSTRONNEGO ROZGRYZANIA WYBRANEGO PRODUKTU SPOŻYWCZEGO

Przemysław STRÓŻYK, Jacek BAŁCHANOWSKI  
Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczny

e-mail: przemyslaw.strozyk@pwr.edu.pl

Słowa kluczowe: układ stomatognatyczny człowieka, rozgryzanie, odgryzanie, siły w mięśniach

### Wprowadzenie

Analiza dynamiki układu stomatognatycznego człowieka (szczeka, żuchwa, staw skroniowo-żuchwowy, zęby) wskazuje, że w warunkach fizjologicznych największe obciążenia występują podczas spożywania posiłków [1]. Autorzy w pracy podjęli próbę porównania sił mięśniowych podczas odgryzania i jednostronnego rozgryzania na podstawie wybranego produktu spożywczego - marchewki.

### Problem badawczy i metoda badawcza

Wyznaczenie sił mięśniowych (masseter –  $F^M$ , medial petrygoid –  $F^P$ , temporalis –  $F^T$ ) wymagało podzielenia obliczeń na dwa etapy. W pierwszym etapie przeprowadzono badania doświadczalne pokarmu w celu określenia charakterystyk pokarmu siła - odształcenie dla odgryzania ( $F_i - \Delta h_i$ ) i rozgryzania ( $F_u - \Delta h_u$ ) [1, 2].

Natomiast w drugim etapie, przeprowadzono symulacje numeryczne, w których wykorzystano model dynamiczny układu stomatognatycznego a charakterystyki pokarmu (marchewki) użyto jako funkcji obciążenia  $F_i$  (odgryzanie) i  $F_u$  (rozgryzanie) (fig. 1).

### Badania doświadczalne

Badania doświadczalne przeprowadzono na maszynie Instron 5944 (Bluehill ver. 3) ze stałą prędkością  $v = 0.025$  m/s [3]. Do badań przygotowano 18 próbek marchewki na podstawie, których wyznaczono charakterystyki ( $F_i - \Delta h_i$ ) dla odgryzania i ( $F_u - \Delta h_u$ ) rozgryzania.

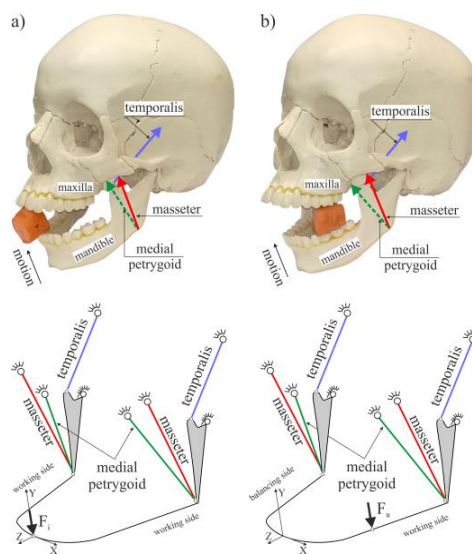
### Badania symulacyjne

Badania symulacyjne polegały symulowaniu procesu odgryzania (rys. 1a) i jednostronnego rozgryzania (rys. 1b) na unoszeniu żuchwy z położenia początkowego (zęby dotykały pokarmu) do położenia końcowego (do kontaktu zębów żuchwy i szczęki).

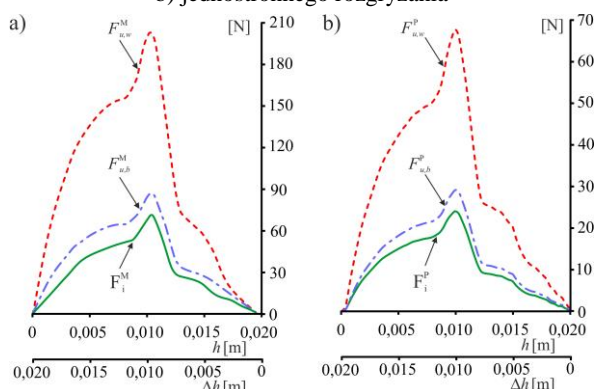
### Wyniki

W wyniku badań wyznaczono podstawowe parametry kinematyczne i dynamiczne występujące w mięśniach oraz w stawach TMJ podczas odgryzania i rozgryzania pojedynczego kęsa pokarmu. Na rys. 2 przedstawiono przykładowe przebiegi sił w mięśniach podczas odgryzania i rozgryzania.

Analiza otrzymanych wyników wykazała, że wartości siły mięśniowych są zależne od etapu żucia (odgryzanie i rozgryzanie). Ponadto, siły podczas jednostronnego rozgryzania są znacząco większe, odpowiednio po stronie pracującej (w) i balansującej (b), od sił występujących podczas odgryzania tego samego kęsa pokarmu.



Rys. 1. Modele bryłowe i schematy obciążeń układu stomatognatycznego człowieka podczas: a) odgryzania, b) jednostronnego rozgryzania



Rys. 2. Przebiegi siły mięśniowych podczas odgryzania i rozgryzania: a)  $F^M$  (master), b)  $F^P$  (medial pterygoid)

### Bibliografia

1. Stróżyk P. (2016) Evaluation of forces in elevator muscles of mandible. Scholar's Press.
2. Stróżyk P., Bałchanowski J. (2016) Effect of foodstuff on muscle forces during biting off. Acta Bioeng. Biomech. 18, 81–91.
3. Wang J. S., Stohler C. S., 1991. Predicting foodstuff from jaw dynamics during masticatory crushing in man. Arch. Oral Biol. 36, 239–244.

## MODELING OF PROCESS OF BITING OFF AND UNILATERAL MASTICATION THE CHOSEN FOODSTUFF

Przemysław STRÓŻYK, Jacek BAŁCHANOWSKI  
Wrocław University of Science and Technology, Faculty of Mechanical Engineering

e-mail: Przemyslaw.Strozyk@pwr.edu.pl

Keywords: human stomatognathic systems, biting off, chewing, forces in muscles

### Introduction

Analysis of the dynamics of the human stomatognathic system (jaw, mandible, temporomandibular joint, teeth) indicates that under physiological conditions the greatest loads occur when eating meals [1]. The authors at work have attempted to compare forces in the muscles during biting off and unilateral mastication selected food product – carrot.

### Research problem

Determination of muscle forces (masseter –  $F^M$ , medial pterygoid –  $F^P$ , temporalis –  $F^T$ ) required division of calculations into two stages. In the first stage experimental food was carried out to determine the characteristics of food strength - biting off ( $F_i - \Delta h_i$ ) and unilateral mastication ( $F_u - \Delta h_u$ ) [1, 2].

In the second stage, numerical simulations were performed in which the dynamic model of the stomatognathic system was built and used. The food characteristics (carrots)  $F_i$  (biting off) and  $F_u$  (mastication) were used as a function of the loads in numerical models (Fig. 1).

### Experimental tests

The experimental tests were based on the Instron 5944 machine (Bluehill ver. 3) [3]. 18 carrot samples were prepared for the tests on the basis of which the characteristics were determined ( $F_i - \Delta h_i$ ) for biting off and ( $F_u - \Delta h_u$ ) unilateral mastication.

### Simulation researches

Simulation researches consisted in simulating the biting off process (Fig. 1a) and mastication (Fig. 1b). During simulation the mandible was lifted from the initial position (the teeth touched the food) to the final position (for contact between the teeth of mandible and maxilla).

### Results and conclusions

As a result of the research, the basic kinematic and dynamic parameters found in the muscles and TMJ joints were determined during biting off and mastication a single bite of food. Fig. 2 shows examples of forces in muscles during mastication and biting off.

Analysis of the results obtained showed that the values of muscle forces are dependent on the mastication phase. In addition, forces during unilateral mastication are significantly larger, respectively on the working (w) and balancing (s) side, than the forces occurring when biting the same foodstuff.

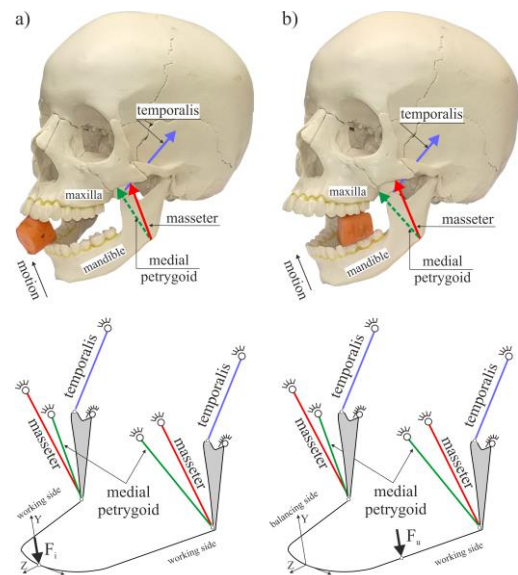


Fig. 1. Solid models and load schemes of the human stomatognathic system during: a) biting off, b) unilateral mastication

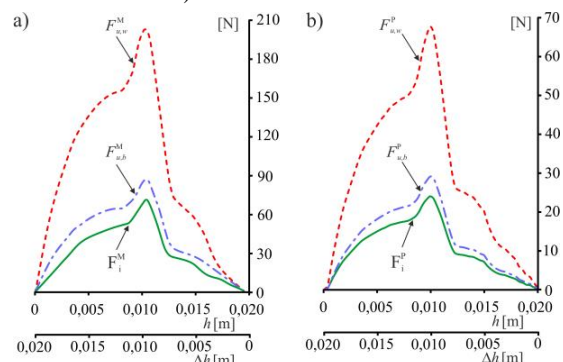


Fig. 2. Courses of muscle forces during biting off and mastication: a)  $F^M$  (master), b)  $F^P$  (medial pterygoid)

### References

1. Stróżyk P. (2016) Evaluation of forces in elevator muscles of mandible. Scholar's Press.
2. Stróżyk P., Bałchanowski J. (2016) Effect of foodstuff on muscle forces during biting off. Acta Bioeng. Biomech. 18, 81–91.
3. Wang J. S., Stohler C. S., 1991. Predicting foodstuff from jaw dynamics during masticatory crushing in man. Arch. Oral Biol. 36, 239–244.

### UKŁAD LOKALNEJ NAWIGACJI ROBOTA MOBILNEGO Z WYKORZYSTANIEM WIZYJNEGO SYSTEMU OBSERWACYJNEGO

Jarosław Szrek, Artur Muraszkowski, Przemysław Sperzyński  
Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczny,  
Katedra Inżynierii Biomedycznej, Mechatroniki i Teorii Mechanizmów

**e-mail:** jaroslaw.szrek@pwr.edu.pl

*Słowa kluczowe:* system wizyjny, układ sterowania, śledzenie ścieżki

#### Wprowadzenie

Przemieszczenie robota po określonej ścieżce jest jednym z podstawowych zadań w robotyce. Wewnątrz pomieszczeń proces ten można z powodzeniem wykonać przy użyciu skanera przestrzeni i algorytmów SLAM [1, 2]. W otwartej przestrzeni problem jest bardziej złożony ze względu na brak obiektów referencyjnych będących w zasięgu skanera - algorytm nie będzie w stanie określić położenia robota. Dodatkowym problemem są poślizgi, które przy nie równościach są nieuniknione i wprowadzą dodatkowe błędy przy określaniu aktualnego położenia (odometria).

W artykule przedstawiono moduł sterowania robota mobilnego, poruszającego się wzdłuż określonej ścieżki w obszarze widoczności systemu wizyjnego.

#### Zasada działania układu nawigacji

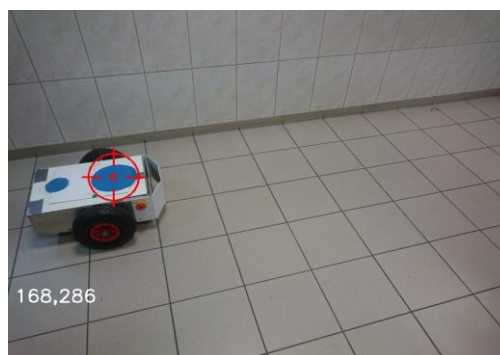
Układ obserwacyjny na podstawie analizy obrazu określa aktualną pozycję śledzonego obiektu, wyodrębniając makrely o danej barwie (rys. 1), umieszczenia na robocie (rys. 2). Mając wcześniej zdefiniowaną zadaną ścieżkę (punkty docelowe) wyliczany jest aktualny błąd pozycjonowania platformy. Na tej podstawie generowane są parametry sterowania, które następnie są przesyłane drogą bezprzewodową do platformy mobilnej. Po otrzymaniu pakietu danych z parametrami platforma wykonuje stosowne przemieszczenie, które w rezultacie ma doprowadzić do osiągnięcia chwilowego punktu docelowego.

Gdy punkt docelowy zostanie osiągnięty (platforma przejedzie przez niego lub jego pobliżu), następnie jako chwilowy punkt docelowy pobierany jest następny z listy.



Rys. 1. Markery wyodrębnione z obrazu

Ścieżka, która ma być śledzona przez platformę jest wcześniej przygotowana. Programowanie ścieżki odbywa się przez uczenie - polega na przemieszczeniu robota w zadaną lokalizację i zapis jego położenia do pliku (rys. 2).



Rys. 2. Robot wraz z określoną pozycją

Algorytm lokalizacji robota zaimplementowano w języku Python [3] z wykorzystaniem algorytmów analizy obrazu dostępnych w popularnej bibliotece OpenCV [4].

#### Wnioski i podsumowanie

W pracy zaprezentowano moduł lokalnej nawigacji robota mobilnego. Uzyskane wyniki wskazują poprawne działanie. Przy uruchomieniu systemu należy jednak zadbać o właściwy dobór filtrów barwy i brak obiektów zakłócających (inne obiekty o podobnej barwie).

#### Bibliografia

1. K. T. San, Y. Chang. Slam for automated unmanned ground vehicle with ROS. 23rd International Symposium on Logistics (ISL 2018) Big Data Enabled Supply Chain Innovations International Symposium on Logistics
2. A. L. Ibanez, R. Qiu, D. Li. An implementation of SLAM using ROS and Arduino. IEEE International Conference on Manipulation, Manufacturing and Measurement on the Nanoscale (3M-NANO), 2017. <https://www.python.org/>
3. <https://www.python.org/>
4. <https://opencv.org/>

## LOCAL NAVIGATION MODULE FOR MOBILE ROBOT BASED ON THE VISION OBSERVATION SYSTEM

Jarosław Szrek, Artur Muraszkowski, Przemysław Sperzyński  
Wrocław University of Science and Technology, Faculty Mechanical Engineering,  
Department of Biomedical Engineering, Mechatronics and Theory of Mechanisms

**e-mail:** jaroslaw.szrek@pwr.edu.pl

*Keywords: vision system, control system, path tracking*

### Introduction

Moving the robot along a specific path is one of the basic tasks in robotics. Inside the buildings, this process can be successfully performed using a space scanner and SLAM algorithms [1, 2]. In the open space, the problem is more complex due to the lack of reference objects being in the range of the scanner - the algorithm will not be able to determine the robot's location. An additional problem are wheels' slips, that generates additional errors in case the terrain is uneven when determining the robot's current position (odometry).

The article presents a control module for a mobile robot moving along a specific path in the visibility area of a video system.

### The principle of the navigation system

The observation system, based on the image analysis, determines the current position of the tracked object, separating the markers (Figure 1). Having the previously defined given path (target points), the current position error of the platform is calculated (Figure 2). On this basis, the control parameters are generated. Then the data is sent to the mobile platform via a wireless modem. After receiving the data package with the parameters, the platform performs the appropriate displacement, which the aim is to achieve the temporary destination point.

When the target point is reached (the platform passes through or nearby), the next point in the list is taken as the target point.



Fig. 1. Markers extracted from the image

The path to be followed by the platform is pre-prepared. Path programming is done by learning - it consists in moving the robot to a given location and saving the parameters to the file (Figure 2).

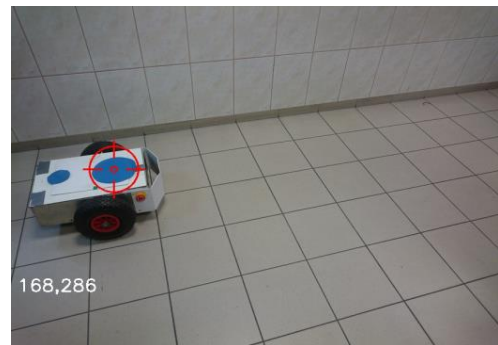


Fig 2. Robot with determined position

The robot localization algorithm has been implemented in Python [3] using computer vision algorithms available in the popular OpenCV library [4].

### Conclusions and summary

The presented module of the local navigation of the mobile robot was presented. The obtained results indicate correct operation.

At the start of the system it is necessary to ensure the proper selection of color filters and to provide space without disturbing objects (other objects of a similar color).

### Bibliography

1. K. T. San, Y. Chang. Slam for automated unmanned ground vehicle with ROS. 23rd International Symposium on Logistics (ISL 2018) Big Data Enabled Supply Chain Innovations International Symposium on Logistics
2. A. L. Ibanez, R. Qiu, D. Li. An implementation of SLAM using ROS and Arduino. IEEE International Conference on Manipulation, Manufacturing and Measurement on the Nanoscale (3M-NANO), 2017.
3. <https://www.python.org/>
4. <https://opencv.org/>

**GLOBALNE-DUALNE HEURYSTYCZNE PROGRAMOWANIE DYNAMICZNE  
W STEROWANIU RUCHEM NADAŻNYM MOBILNEGO ROBOTA  
TRANSPORTOWEGO**

Marcin Szuster

Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa

**e-mail:** mszuster@prz.edu.pl

*Słowa kluczowe: aproksymacyjne programowanie dynamiczne, mobilny robot kołowy, sieci neuronowe*

### **Wprowadzenie**

Ciągły rozwój technologii otwiera nowe możliwości w konstruowaniu urządzeń ułatwiających człowiekowi życie i pracę. Umożliwia opracowanie i zastosowanie nowych rozwiązań zarówno w części mechanicznej projektowanych urządzeń, jak również w aspektach dotyczących metod sterowania nimi. Dużą w tym zasługą szybkiego rozwoju technik mikroprocesorowych. Stwarza to nowe możliwości w różnych dziedzinach przemysłu, jak również w kwestiach związanych z obsługą procesów produkcyjnych. Umożliwia konstruowanie i odpowiednie sterowanie mobilnymi robotami transportowymi (MRT), które mogą zrewolucjonizować transport wewnątrzzakładowy w fabrykach przyszłości, zwiększając jego efektywność, współpracując z automatycznymi systemami magazynowymi i eliminując zagrożenia związane z występowaniem czynnika ludzkiego w stosowanych obecnie rozwiązaniach.

### **Problem badawczy i metoda badawcza**

Sterowanie tak złożonymi urządzeniami, jak MTR, wymaga zastosowania odpowiednich metod. Ponieważ są to obiekty opisane nieliniowymi równaniami ruchu, operujące w zmiennych warunkach pracy, na które narzucono więzy nieholonomiczne, które ponadto realizują zadania w przestrzeni roboczej wymagającej dużej precyzji ruchu ze względów bezpieczeństwa, sterowanie nimi jest trudne.

Z tych powodów w algorytmach sterowania ruchem robotów mobilnych chętnie stosuje się algorytmy adaptacyjne, które dostosowują swoje parametry w celu zapewnienia wymaganej jakości realizacji ruchu. Szeroką grupę tego typu algorytmów stanowią układy, w których zastosowano nowoczesne metody sztucznej inteligencji, np. sztuczne sieci neuronowe (SSN). W ostatnich latach szeroko rozwijane są metody optymalne sterowania ruchem, do których zalicza się również algorytmy wywodzące się z teorii programowania dynamicznego (DP) Bellmana [1], w formie algorytmów aproksymacyjnego programowania dynamicznego (APD) [2-4]. W prezentowanym artykule zastosowano algorytm globalnego-dulanego heurystycznego programowania dynamicznego (GDHP) w dyskretnym układzie sterowania ruchem nadażnym MTR.

Wyniki badań przedstawione w artykule stanowią kontynuację prac autora nad układami sterowania ruchem mobilnych robotów kołowych oraz robotów manipulacyjnych z uwzględnieniem algorytmów APD [3,4].

### **Wyniki**

Przeprowadzono badania symulacyjne algorytmu sterowania stosując pakiet obliczeniowy Matlab/Simulink. Zasymlowano realizację zadanej trajektorii ruchu stosując zaproponowany algorytm sterowania. Otrzymano przebiegi sygnałów sterujących oraz parametrów ruchu, przy czym w czasie  $t \in \langle 25; 52 \rangle$  zasymlowano realizację przez robot transportu ładunku o masie  $m_L = 20$  [kg], przy masie robota wynoszącej  $m_R = 44.6$  [kg]. Zwiększenie parametrów modelu MRT związane z transportem ładunku spowodowało wygenerowanie sygnału sterującego (modułem napędzającym koło napędowe) o większej wartości, niż w trakcie realizacji ruchu bez obciążenia.

W teście numerycznym przyjęto najbardziej niekorzystny przypadek zerowych wartości początkowych wag warstwy wyjściowej SN struktury aktora i krytyka. Odpowiada to przypadkowi braku jakiegokolwiek wiedzy początkowej na temat sterowanego obiektu, zawartej w wagach. Wagi SN oraz błędy realizacji zadanych parametrów ruchu pozostają ograniczone w trakcie ruchu MRT.

### **Wnioski i podsumowanie**

W artykule przedstawiono dyskretny algorytm sterowania ruchem nadażnym MRT, zrealizowany z zastosowaniem algorytmu APD w konfiguracji GDHP. W algorytmie GDHP struktury aktora i krytyka zrealizowano w formie SN RVFL. Przedstawiony algorytm sterowania zapewniała złożoną jakość realizacji ruchu nadażnego obiektu nawet w przypadku występowania zakłóceń związanych ze zmianą masy transportowanego ładunku. Błędy realizacji zadanych parametrów ruchu oraz wagi SN pozostają ograniczone.

### **Bibliografia**

1. Bellman R.: Dynamic programming. New York, Princeton University Press, 1957.
2. Powell W.: Approximate dynamic programming: solving the curses of dimensionality. Princeton, John Wiley & Sons, Inc., 2007.
3. Szuster M., Gierlak P.: Approximate dynamic programming in tracking control of a robotic manipulator. International Journal of Advanced Robotic Systems, Vol. 16, pp.1-16, 2016.
4. Szuster M.: Dual-heuristic dynamic programming in the three-wheeled mobile transport robot control. In: Rutkowski, L., et al, LNAI, Vol. 10842, pp. 1-14, 2018.

### GLOBALISED-DUAL HEURISTIC DYNAMIC PROGRAMMING IN THE MOBILE TRANSPORT ROBOT TRACKING CONTROL

Marcin Szuster

Rzeszow University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics

**e-mail:** mail@first\_author

*Keywords: approximate dynamic programming, wheeled mobile robot, neural networks*

#### Introduction

The continuous development of technology opens up new possibilities in the design of devices to facilitate man's life and work. It enables the development and application of new solutions both in the mechanical part of the designed devices, as well as in aspects related to methods of controlling them. This is due to the rapid development of microprocessor techniques. This creates new opportunities in various industries as well as in issues related to the servicing of production processes. It enables the construction and appropriate control of mobile transport robots (MTRs), which can revolutionize internal transport in the factories of the future, increasing its efficiency, cooperating with automatic storage systems and eliminating risks related to the presence of human factors in currently used solutions.

#### Research problem and research methodology

Controlling such complex devices as MTRs requires the use of appropriate methods. Because they are objects described by non-linear equations of movement, operating in changing working conditions, on which non-holonomic constraints were imposed, which, moreover, carry out tasks in a workspace requiring high precision of movement for security reasons, controlling them is difficult. For these reasons, in the algorithms for controlling the movement of mobile robots, adaptive algorithms that adapt their parameters in order to ensure the required quality of tracking are willingly used. A wide group of this type of algorithms are systems using modern artificial intelligence (AI) methods, e.g. artificial neural networks (NN). In recent years, optimal methods of motion control have been widely developed, which also include algorithms based on the idea of Bellman's dynamic programming (DP) [1], in the form of algorithms of approximate dynamic programming (ADP) [2-4]. The article presents application of the globalised-dual heuristic dynamic programming (GDHP) algorithm in a discrete tracking control system of a MTR.

The results of the research presented in the article are a continuation of the author's work related to motion control systems of wheeled mobile robots and robotic manipulators, using APD algorithms [6,7,9].

#### Results

Simulation tests of the control algorithm were carried out using the Matlab/Simulink software. The execution of the desired trajectory was simulated using control signals generated by the proposed control algorithm. The waveforms of the control signals and the movement

parameters were obtained. It should be noted that during  $t \in \langle 25; 52 \rangle$  the robot realized the transport of the load with the mass  $m_L = 20$  [kg], while the mass of the robot  $m_R = 44.6$  [kg]. Increasing the parameters of the MTR model connected with the transport of the load caused the generation of a control signal (of a module driving the driving wheel) with a higher value than during the unloaded motion.

In the numerical test, the most unfavorable case of zero initial values of the NN output layer weights of the actor and critic structures was adopted. This corresponds to the case of the lack of any initial knowledge about the controlled object contained in the weights. NN weights and tracking errors remain bounded during the MTR movement.

#### Conclusions

The article presents a discrete tracking control algorithm of MTR, implemented using the ADP algorithm in the GDHP configuration. In the GDHP algorithm the actor's and critic's structures were implemented in the form of RVFL NNs. The presented control algorithm ensures the assumed quality of the tracking even in the case of disturbances related to the change of mass of the transported load. NN weights and tracking errors remain bounded during the MTR movement.

#### References

1. Bellman R.: Dynamic programming, New York, Princeton University Press, 1957.
2. Powell W.: Approximate dynamic programming: solving the curses of dimensionality. Princeton, John Wiley & Sons, Inc., 2007.
3. Szuster M., Gierlak P.: Approximate dynamic programming in tracking control of a robotic manipulator. International Journal of Advanced Robotic Systems, Vol. 16, pp.1-16, 2016.
4. Szuster M.: Dual-heuristic dynamic programming in the three-wheeled mobile transport robot control. In: Rutkowski, L., et al, LNAI, Vol. 10842, pp. 1-14, 2018.



### KALIBRACJA I WERYFIKACJA AUTORSKIEGO MODUŁU POMIAROWEGO PARAMETRÓW GEOMETRYCZNYCH ŁOPATEK SILNIKÓW TURBOODRZUTOWYCH

Dariusz Szybicki<sup>1</sup>, Andrzej Burghardt<sup>1</sup>, Krzysztof Kurc<sup>1</sup>, Paulina Pietruś<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Katedra Mechaniki Stosowanej i Robotyki

e-mail: dszybicki@prz.edu.pl

*Słowa kluczowe: roboty przemysłowe, pomiar łopatek, zrobotyzowana obróbka*

#### Wprowadzenie

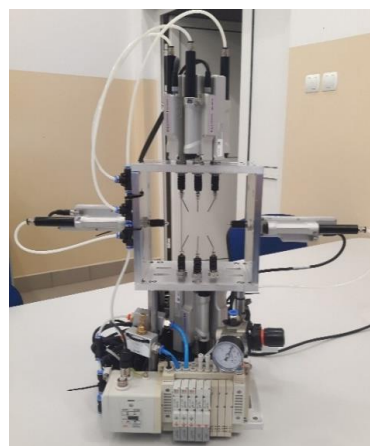
Wysoka niezawodność współczesnych silników samolotów komunikacyjnych, przekraczająca 20 000 godzin wynika m.in. z optymalizacji kształtu łopatek i kanałów przepływowych silników, stosowania zaawansowanych materiałów konstrukcyjnych jak i zastosowania najnowszych technologii wytwarzania podzespołów. Coraz częściej przy wytwarzaniu elementów silników turboodrzutowych stosowane są roboty przemysłowe. W artykule przedstawiono zagadnienie kalibracji i weryfikacji funkcjonowania autorskiego modułu, będącego elementem zrobotyzowanej stacji obróbki elementów silnika turboodrzutowego. Zadaniem modułu jest pomiar parametrów geometrycznych łopatki sprężarki silnika lotniczego. Pozostałymi elementami stacji są: robot z kontrolą siły, elementy związane ze szlifowaniem typu elektrowrzeciona oraz systemy bezpieczeństwa. Uzyskane dane pomiarowe można wykorzystać zarówno do kontroli jakości jak i do realizacji zrobotyzowanych procesów obróbkowych z wykorzystaniem kontroli siły.

#### Problem badawczy i metoda badawcza

Obecnie wyróżniamy kilka metod dzięki którym możemy zmierzyć geometrię oraz kąt skręcenia łopatki w poszczególnych profilach. Stosowane są metody dotykowe oraz bezdotykowe. W artykule autorzy zaprezentowali własny moduł pomiarowy wykorzystujący czujniki dotykowe do pomiaru grubości pióra w trzech różnych punktach oraz wielkość cięciwy. Jako czujniki zdecydowano się zastosować model GT2-A32 firmy Keyence o dokładności 0,003 mm i zakresie 32 mm. Zastosowane czujniki stykowe GT2-A32, wyposażone są w sprężynę gazową odpowiadającą za ruch elementu pomiarowego. Podczas pomiaru łopatka trzymana jest przez robot przemysłowy o powtarzalności 0,06 mm, dzięki temu można wykonać pomiar w dowolnie wybranym przekroju. Przykłady robotyzacji przemysłu lotniczego zaprezentowano w pracy [1]. Zrobotyzowane procesy obróbkowe, zastosowanie kontroli siły procesach zrobotyzowanych oraz automatyczna diagnostyka elementów stacji zrobotyzowanych jest przedmiotem publikacji [2].

#### Wyniki

Zdjęcie wykonanego prototypu modułu pomiarowego zaprezentowano na rys 1.



Rys. 1. Zdjęcie prototypu modułu

Testy funkcjonowania wykonanego modułu pomiarowego wykazały poprawność przyjętych założeń. Istotnym zganieniem okazało się opracowanie algorytmu pomiaru grubości łopatki na podstawie pomiaru odległości oraz kalibracja modułu. Algorytm ten został zaimplementowany w języku Rapid na kontrolerze robota IRC5 firmy ABB. Uzyskane dane mogą zostać wykorzystane do procesu szlifowania łopatek, określenia parametrów układu kontroli siły robota, wyświetlone na panelu operatorskim lub wykorzystane do przygotowania raportu z pomiaru.

#### Wnioski i podsumowanie

W ramach artykułu omówiono budowę oraz funkcjonowanie autorskiego modułu będącego elementem zrobotyzowanej stacji obróbki elementów silnika turboodrzutowego. Moduł ma za zadanie automatycznie mierzyć grubość łopatki w czterech punktach i dowolnej ilości przekrojów.

#### Bibliografia

1. Burghardt A., Szybicki D., Kurc K., Muszyńska M., Mucha J.: Experimental Study of Inconel 718 Surface Treatment by Edge Robotic Deburring with Force Control. *Strength of Materials* 49(4), 594-604, 2017.
2. Gierlak P., Burghardt A., Szybicki D., Szuster M., Muszyńska M.: On-line manipulator tool condition monitoring based on vibration analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing* 89, 14-26, 2017.

### CALIBRATION AND VERIFICATION OF AN ORIGINAL MODULE MEASURING TURBOJET ENGINE BLADES GEOMETRIC PARAMETERS

Dariusz Szybicki<sup>1</sup>, Andrzej Burghardt<sup>1</sup>, Krzysztof Kurc<sup>1</sup>, Paulina Pietrus<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Rzeszów University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics, Department of Applied Mechanics and Robotics

e-mail: dszybicki@prz.edu.pl

*Keywords: industrial robots, blade measurement, robotic machining*

#### Introduction

High reliability of current passenger plane engines, exceeding 20,000 hours, results from a.o. engine blades and flow passages shape optimisation, using advanced construction materials and cutting-edge technology of subsystems production. More and more frequently industrial turbojet engines elements production. Aerospace industry robotization results from the necessity of ensuring high repeatability and preciseness of element production. The article presents the issue of calibration and verification of an original module, which is a part of the robotic turbojet engines elements processing station. The task of the module is to measure turbojet engine compressor blades geometric parameters. Other station elements include a robot with force control, elements connected to grinding such as electrospindles, and security systems. Received measurement data can be used for both quality control and robotic processing using force control.

#### Research problem and research methodology

Currently, there are several methods of measuring blade geometry and twisting angle of specific profiles. Used methods divide into contact and non-contact ones. The article presents an original measurement module using contact sensors for aerofoil blade width measurement in three various points as well as cord size measurement. Keyence sensors (model GT2-A32) of 0.003 mm preciseness and 32 mm range were used in the model. The sensors are equipped with gas spring responsible for the measurement element movement. During measurements the blade is held by an industrial robot of 0.06 mm repeatability, enabling measurement of any cross-section. Examples of aerospace industry robotization present paper [1]. Robotic processing, using force control in robotic processes, and robotic station elements automatic diagnostics are the subject of publication [2].

#### Results

Fig. 1 presents picture the built prototype of the measurement module.

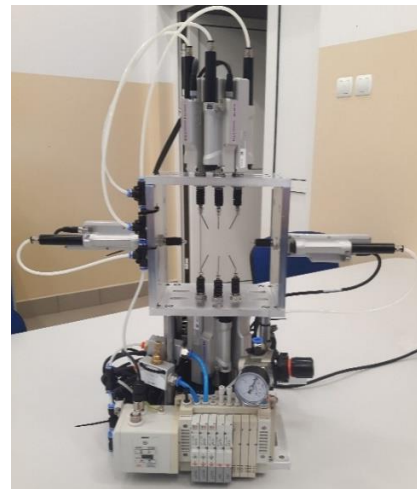


Fig. 1. Picture of the module's prototype

Testing selected measurement module functioning confirmed correctness of the assumptions. It became crucial to create an algorithm of blade width measurement on the basis distance measurement and of module calibration.

#### Conclusions

The article presents the structure and functioning of an original module, which is a part of a robotic processing station for turbojet engine elements. The objective of the module is to automatically measure blade width in four points and any number of cross-sections.

#### References

1. Burghardt A., Szybicki D., Kurc K., Muszyńska M., Mucha, J.: Experimental Study of Inconel 718 Surface Treatment by Edge Robotic Deburring with Force Control. *Strength of Materials* 49(4), 594-604, 2017.
2. Gierlak P., Burghardt A., Szybicki D., Szuster M., Muszyńska, M.: On-line manipulator tool condition monitoring based on vibration analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing* 89, 14-26, 2017.

### WPLYW SIŁ POWSTAJĄCYCH PODCZAS FORMOWANIA ODKUWEK NA STAN KINEMATYCZNY MŁOTA MATRYCOWEGO

Arkadiusz Trąbka

Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki

e-mail: atrabka@ath.bielsko.pl

Słowa kluczowe: czas trwania impulsu, kinematyczne parametry ruchu, kształt impulsu obciążenia

#### Wprowadzenie

Siły jakie powstają podczas formowania odkuwek osiągają bardzo duże wartości, a czasy ich działania są bardzo krótkie. Siły te określa się jako obciążenia impulsowe. Obciążenia te charakteryzowane są przez takie parametry jak: kształt  $P(t)$ , wielkość  $S$  i czas trwania  $\tau$ .

Powyższe parametry, z uwagi na różnorodność czynników występujących w procesie formowania odkuwek, mogą przyjmować różne wartości.

W pracy dokonano oszacowania wpływu kształtu oraz czasu trwania impulsu obciążenia, jaki może powstać podczas formowania odkuwki, na kinematyczne parametry ruchu młota matrycowego.

#### Problem badawczy i metoda badawcza

Jako obiekt rozważań dla prowadzonych analiz wybrano młot matrycowy parowo-powietrzny typu MPM 16000 B, którego strukturę uproszczono do postaci modelu fizycznego o trzech stopniach swobody.

Model matematyczny układu złożonego z trzech elementów masowych i więzi sprężysto-tłumiących zapisano pod postacią równań ruchu, które wyprowadzono z zasady d'Alemberta. Całkowanie równań przeprowadzono w programie Matlab metodą Rungego-Kutty IV rzędu w oparciu o własne skrypty obliczeniowe.

Parametry modelu numerycznego przyjęto na podstawie danych charakteryzujących rzeczywiście zrealizowane posadowienie młota matrycowego typu MPM 16000 B.

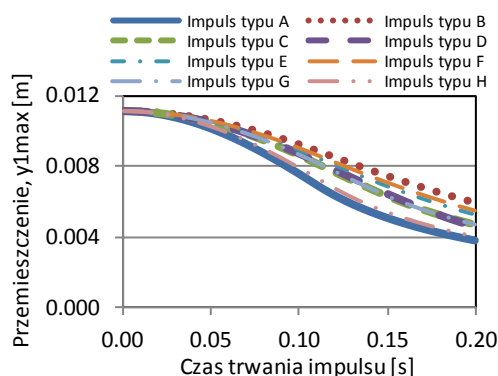
Analizy przeprowadzono dla ośmiu postaci obciążeń impulsowych o takich samych wielkościach impulsu, ale różnych czasach trwania. Analizowano impulsy o kształtach: prostokątnym (typu A), trójkątnym (typu B), trapezowym (typu C), trójkątno-trapezowym (typu D), parabolicznym (typu E), pół-sinusowym (typu F), złożonym z przesuniętej funkcji sinus i prostokąta (typu G) oraz wykładniczo-prostokątnym (typu H). Czasy trwania impulsów zmieniano w zakresie od 0.001 s do 0.2 s co 0.001 s.

#### Wyniki

Na podstawie przeprowadzonych analiz wyznaczono maksymalne siły oddziaływania na kuty materiał, jak również maksymalne przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia poszczególnych elementów modelu obliczeniowego. Powyższe wielkości przedstawiono na rysunkach w funkcji kształtu impulsów oraz czasu ich trwania.

Ustalono, że przemieszczenia, prędkości oraz przyspieszenia wszystkich elementów układu młot-fundament osiągają największe wartości dla impulsów o najkrótszym czasie

trwania. Gdy czas trwania impulsów zwiększa się, wartości te maleją. Zarazem, w zależności od kształtu impulsu, powiększają się różnice pomiędzy maksymalnymi przemieszczeniami poszczególnych elementów (rys. 1).



Rys. 1. Wpływ kształtu i czasu trwania impulsów obciążenia na maksymalne przemieszczenie młota

#### Wnioski i podsumowanie

W oparciu o wyniki analizy numerycznej modelu układu młot-fundament-gleba stwierdzono, że:

- Kształt impulsu obciążenia ma znikomy wpływ na maksymalne przemieszczenia młota i fundamentu, gdy czas trwania impulsu nie przekracza 0.01 s.
- Gdy czas trwania impulsu obciążenia zwiększa się, maksymalne przemieszczenia, prędkości oraz przyspieszenia elementów rozpatrywanego układu zmniejszają swoje wartości.
- Większy wpływ na maksymalne przemieszczenie, prędkość i przyspieszenie każdego elementu układu młot-fundament ma czas trwania impulsu obciążenia niż jego postać.

#### Bibliografia

1. Chehab A.G., El Naggar M.H.: Response of block foundations to impact loads. Journal of Sound and Vibration, Vol. 276, Issues 1-2, 2004, pp. 293-310.
2. Harris C.M. ed., Piersol A.G. ed.: Harris' Shock and Vibration Handbook. McGraw-Hill, New York, 2002.
3. Lipiński J.: Fundamenty pod maszyny. Wyd. Arkady, Warszawa, 1985.
4. Zheng E., Zhou X., Zhu S.: Dynamic response analysis of block foundations with nonlinear dry friction mounting system to impact loads. J Mech Sci Technol, Vol. 28, Issue 7, 2014, pp. 2535-2548.

## INFLUENCE OF FORCES ARISING DURING FORMING OF FORGINGS ON KINEMATIC STATE OF DIE FORGING HAMMER

Arkadiusz Trąbka

University of Bielsko-Biala, Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science

e-mail: atrabka@ath.bielsko.pl

Keywords: kinematic motion parameters, pulse duration, shape of load pulse

### Introduction

The forces that arise during forming of forgings reach very high values and their durations are very short. These forces are referred to as pulse loads. These loads are characterized by such parameters as: shape  $P(t)$ , size  $S$  and duration  $\tau$ .

The above parameters due to the variety of factors occurring during the forming of forgings, may assume different values.

In the paper the influence of shape and duration of load pulse that may arise during the forming of forging, on the kinematic motion parameters of a die forging hammer was assessed.

### Research problem and research methodology

A steam-air die forging hammer MPM 16000 B – type was selected as the object of considerations. A physical model with three degrees of freedom was adopted for the above structure.

A mathematical model of the system consisting of three mass elements and elastic-damping constraints was written in the form of motion equations. These equations were derived based on the d'Alembert principle. The integration of the equations was performed in the Matlab program using the fourth order Runge-Kutta technique and own calculation scripts.

The parameters of the numerical model were adopted based on the data characterizing the real foundation of the die forging hammer MPM 16000 B - type.

The analyses were carried out for eight forms of pulse loads with the same pulse sizes, but different durations. Pulses of the following shapes were analyzed: rectangular (type A), triangular (type B), trapezoidal (type C), triangular-trapezoidal (type D), parabolic (type E), semi-sinusoidal (type F), versed sine-rectangular (type G), exponential-rectangular (type H). The pulse durations were changed from 0.001 s to 0.2 s every 0.001 s.

### Results

On the basis of the analyses, the maximum forces acting on forged material as well as the maximum displacements, velocities and accelerations of individual elements of the computational model were determined. The above quantities as a function of the shape and duration of pulses are shown in figures.

Analysis of graphs allowed to establish that displacements, velocities and accelerations of all components of a hammer-foundation system reach the highest values

for pulses with the shortest duration. When duration of pulses increases, these values decrease. At the same time, depending on pulse shape, the differences between the maximum displacements of the individual elements increase (Fig. 1).

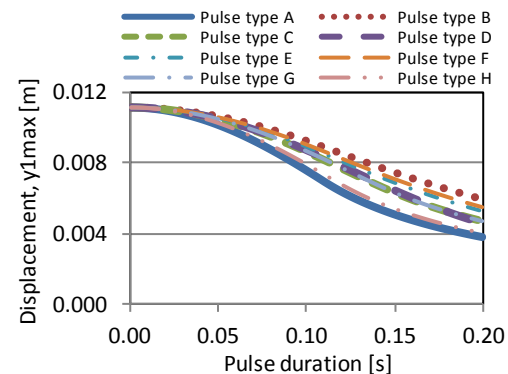


Fig. 1. Influence of shape and duration of load pulses on the maximum displacement of the hammer

### Conclusions

Based on the results of the numerical analysis of a hammer-foundation-soil system, it was found that:

- The shape of a load pulse has a negligible influence on the maximum displacements of a hammer and foundation when the duration of the pulse is less than 0.01 s.
- When the duration of a load pulse increases, maximum displacements, velocities and accelerations of the elements of the considered system decrease their values.
- The greater impact on maximum displacement, velocity and acceleration of each component of a hammer-foundation system has the duration of a load pulse than its form.

### References

1. Chehab A.G., El Naggat M.H.: Response of block foundations to impact loads. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 276, Issues 1-2, 2004, pp. 293-310.
2. Harris C.M. ed., Piersol A.G. ed.: *Harris' Shock and Vibration Handbook*. McGraw-Hill, 2002.
3. Lipiński J.: *Machine foundations* (in Polish). Wyd. Arkady, Warszawa, 1985.
4. Zheng E., Zhou X., Zhu S.: Dynamic response analysis of block foundations with nonlinear dry friction mounting system to impact loads. *J Mech Sci Technol*, Vol. 28, Issue 7, 2014, pp. 2535-2548.

## ANALIZA PORÓWNAWCZA RÓWNOLEGŁOWODOWYCH MECHANIZMÓW RCM UŻYWANYCH W ROBOTACH CHIRURGICZNYCH DEDYKOWANYCH DO LAPAROSKOPOWYCH OPERACJI MAŁOINWAZYJNYCH

Roman Trochimczuk<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, Katedra Automatyki i Robotyki,  
ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok

**e-mail:** r.trochimczuk@pb.edu.pl

*Słowa kluczowe:* RCM mechanizm, MIS, równoległowod, robot chirurgiczny

### Wprowadzenie

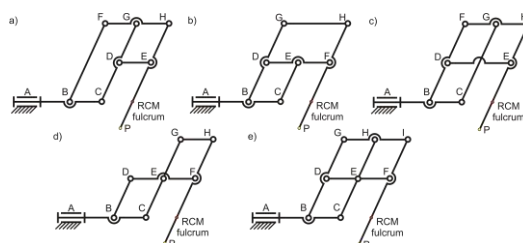
Operacje małoinwazyjne od lat 90 XX wieku stały się bardzo popularnymi, powszechnie stosowanymi procedurami chirurgicznymi. Obecnie największą dokładność ich wykonywania zapewniają roboty chirurgiczne wspomagające pracę chirurgów na sali operacyjnej (np. robot da Vinci). Z racji na specyficzny charakter operacji laparoskopowej, istnieje potrzeba opracowania mechanizmu do tego typu robotów, który poprzez stały geometryczny punkt (RCM ang. *Remote Center of Motion*) znajdujący się poza samym mechanizmem, pozwoli na bezproblemowe operowanie instrumentem, wprowadzonym poprzez małe nacięcia pod powłoki skórne.

Podjętą próbę zaprojektowania nowego rozwiązania robota chirurgicznego dedykowanego do laparoskopowych operacji małoinwazyjnych inżynier musi rozważyć różne struktury mechanizmu RCM, zapewniającego stałopunktowość przemieszczeń narzędzia chirurgicznego. Jednym z najczęściej stosowanych i spełniających powyższe założenie, a także najprostszym mechanicznie, jest mechanizm równoległowodowy [1, 2]. W niniejszej pracy zaprezentowane zostaną wyniki analizy porównawczej, stosowanych w realnych konstrukcjach robotów chirurgicznych pięciu odmian mechanizmu RCM opartego na równoległowodzie. Przedmiotowe analizy wykonane zostaną z wykorzystaniem narzędzia CAE (ANSYS Workbench v. 16.2). Otrzymane z analizy rezultaty mają na celu przyczynić się do lepszego określenia cech użytkowych danego rodzaju mechanizmu RCM, który może zostać zaadoptowany do nowych konstrukcji ramienia robota chirurgicznego. Rozszerzą one i uzupełnią wiedzę opisaną w poprzedniej pracy autora dotyczącą analizy mechanizmu równoległowodowego RCM [2].

### Problem badawczy i metoda badawcza

Problem badawczy podejmowany w artykule określony został poprzez zdefiniowanie pięciu odmian mechanizmu RCM opartego na równoległowodzie. Wybrane do potrzeb badań struktury przedstawiono na rys. 1.

Dla każdej z analizowanych struktur opracowany został trójwymiarowy model bryłowy w środowisku programu SolidWorks 2018. Modele te zaimportowano następnie do programu Ansys Workbench 16.2, gdzie poddano je dalszej analizie kinematycznej i dynamicznej. Wykorzystano do tego celu moduły: Ansys Rigid Dynamics, Ansys Modal oraz Ansys Harmonic Response.



Rys. 1. Postacie mechanizmu równoległowodowego używane w obecnych konstrukcjach robotów chirurgicznych

Dla potrzeb symulacji numerycznych założono: stałe obciążenia w punktach A (40N), B (25N), wynikające z masy napędów używanych do poruszania mechanizmem oraz obciążenie zmienne w punkcie narzędzia P ( $\pm 50N$ ), symulujące maksymalne obciążenie siłą w trakcie resekcji i cięcia organu, oraz siłę grawitacji. Dodatkowo założono możliwość ruchu w parach obrotowych (punkty A i B) w zakresie  $\pm 45^\circ$ .

### Wyniki

Przeprowadzone badania numeryczne pozwoliły na otrzymanie wyników z analizy kinematycznej w postaci wykresu pozycji punktu narzędzia, zmiany jego prędkości i przyspieszenia. Porównania dynamiki, tj. wartości energii kinetycznej, potencjalnej, całkowitej i wewnętrznej w czasie ruchu mechanizmu. Porównania częstotliwości drgań własnych każdej z konstrukcji, a także odkształceń przy odpowiedzi fazowej i amplitudowej, w zależności od przyjętej częstotliwości.

### Wnioski i podsumowanie

Otrzymane wyniki z analizy porównawczej pozwalają na dokonanie świadomego wyboru postaci mechanizmu RCM, oceny jego cech użytkowych, pod kątem zastosowania w nowych rozwiązaniach laparoskopowych robotów chirurgicznych.

### Bibliografia

- Zong G., Pei X., Yu J., & Bi S.: Classification and type synthesis of 1-DOF remote center of motion mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*, 43(12), 2008, pp. 1585-1595.
- Trochimczuk R.: Analysis of Parallelogram Mechanism used to Preserve Remote Center of Motion for Surgical Telem manipulator. *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, 22(1), 2017, pp. 229-240.

## COMPARATIVE ANALYSIS OF RCM MECHANISMS BASED ON PARALLELOGRAM USED IN SURGICAL ROBOTS FOR LAPAROSCOPIC MINIMALLY INVASIVE SURGERY

Roman Trochimczuk<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Bialystok University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Automatic Control and Robotics, Wiejska 45C Street, 15-351 Bialystok, Poland

**e-mail:** r.trochimczuk@pb.edu.pl

*Keywords:* RCM mechanism, minimally invasive surgery, MIS, parallelogram, surgical robot

### Introduction

Since the beginning of the 90's, minimally invasive operations have become very popular and widely performed surgical procedures. The greatest accuracy in these procedures is currently provided by surgical robots assisting surgeons during their work in the operating room (e.g. da Vinci robot). Due to the specific nature of laparoscopic surgery, there is a need to develop a mechanism for robots of this type that, through a fixed geometric point RCM (*Remote Center of Motion*) found outside of the mechanism itself, will allow for problem-free operation of the instrument, which is inserted under the skin through small incisions.

When attempting to design a new solution of a surgical robot dedicated for laparoscopic, minimally invasive operations, the engineer must consider different structures of the RCM mechanism ensuring fixed-point movements of the surgical instrument. The parallelogram mechanism is one of the most commonly used mechanism, and also the simplest in mechanical terms, that meets the above assumption [1, 2]. This paper presents the results of comparative analysis of five varieties of the parallelogram-based RCM mechanism applied in real-life designs of surgical robots. Analyses will be conducted using a CAE tool (ANSYS Workbench v. 16.2). The results of analysis are intended to contribute to better determination of the functional features of a given type of RCM mechanism, which can be adopted in new surgical robot arm designs. These results will expand and supplement the knowledge described in the author's previous works concerning analysis of the parallelogram RCM mechanism [2].

### Research problem and research methodology

The research problem undertaken in the article was formulated by defining five varieties of the parallelogram-based RCM mechanism. The structures selected for the purposes of tests are presented in fig. 1.

A three-dimensional solid model was made for each of the analyzed structures in SolidWorks 2018 software. These models were then imported into ANSYS Workbench v. 16.2, where they were subjected to further kinematic and dynamic analysis. For this purpose, the following modules were used: Ansys Rigid Dynamics, Ansys Modal and Ansys Harmonic Response. The following were assumed for the purposes of numerical simulations: constant loads at points A (40N), B (25N)

resulting from the weights of drives used to move the mechanism, as well as variable load at the point of the instrument P ( $\pm 50\text{N}$ ), simulating maximum loading during resection and cutting of an organ, as well as force of gravity.

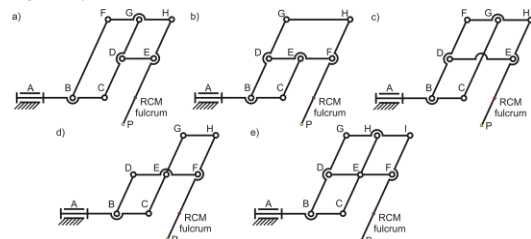


Fig. 1. Forms of the parallelogram mechanism applied in current surgical robot designs

Additionally, it was assumed that movement in rotary pairs (points A and B) was restricted to the range of  $\pm 45^\circ$ .

### Results

Conducted numerical simulations made it possible obtain results of kinematic analysis in the form of a chart of the positions of the instrument point, changes of its velocity and acceleration. Comparisons of dynamics, i.e. values of kinetic, potential, total and external energy during movement of the mechanism. Comparisons of the frequency of natural vibrations of each construction, as well as deformations with phase and amplitude response with respect to the adopted frequency.

### Conclusions

Obtained results of comparative analysis allow for conscious selection of the form of RCM mechanism and assessment of its usefulness from the perspective of application in new solutions of laparoscopic surgical robots.

### References

1. Zong G., Pei X., Yu J., & Bi S.: Classification and type synthesis of 1-DOF remote center of motion mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*, 43(12), 2008, pp. 1585-1595.
2. Trochimczuk R.: Analysis of Parallelogram Mechanism used to Preserve Remote Center of Motion for Surgical Telem manipulator. *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, 22(1), 2017, pp. 229-240.

## WPŁYW WSPÓŁCZYNNIKÓW OPORU W WYCISKANYM FILMIE POROWATEGO ŁOŻYSKA SMAROWANEGO PŁYNEM DEHAVENA

A. WALICKA<sup>1</sup>, E. Walicki<sup>1</sup>, P. JURCZAK<sup>1</sup>, J. FALICKI<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Uniwersytet Zielonogórski, Wydział Mechaniczny

e-mail: A.Walicka@ijame.uz.zgora.pl

Słowa kluczowe: równanie Reynoldsa, rozkład ciśnienia, nośność łożyska

### Wprowadzenie

W ostatnich latach tribologia dokonała znacznych postępów w pracach nad pseudoplastycznymi środkami smarnymi; lepkość tego rodzaju środków smarnych jest nieliniową zależnością pomiędzy naprężeniami ścinającymi a prędkością ścinania. Istnieje wiele modeli opisanych taką zależnością, jednym z nich jest model DeHavena.

### Problem badawczy i metoda badawcza

Praca skupia się na efektach przepływu nienewtonowskiego środka smarnego w wyciskanym filmie łożyska z porowatą ścianką smarowanego płynem DeHavena. Równania ruchu płynu DeHavena dla przypadku osiowej symetrii

$$\frac{1}{R} \frac{\partial(Rv_x)}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0,$$

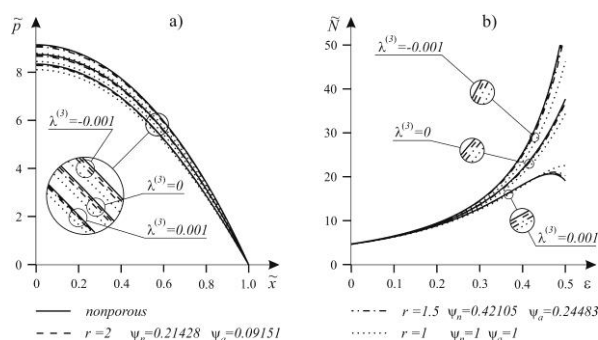
$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \Lambda_{yx}}{\partial y},$$

$$\mu_0 \frac{\partial v_x}{\partial x} = \Lambda_{yx} \left( I + k_i |\Lambda_{yx}|^{n_i} \right),$$

wykorzystano do wyznaczenia równania Reynoldsa. Otrzymano zmodyfikowane równanie Reynoldsa; przedstawiono jego ogólne rozwiązanie dla przypadku wzdłużnego łożyska krzywoliniowego z warstwą porowatą. Przedstawiona analiza bazuje na założeniu, że warstwa porowata składa się z systemu kapilarnych rurek o zmiennym przekroju poprzecznym. W celu uwzględnienia zmiennych przekrojów układu rurek kapilarnych, wprowadzono tak zwane "współczynniki oporu" do wzorów opisujących pole przepływu przez porowatą warstwę. Bardzo mały promień tych kapilar umożliwia zastosowanie prawa Darcy'ego oraz przybliżenia Morgana-Cameron dla przepływu w warstwie porowatej. Przedstawiono analityczne rozwiązanie zmodyfikowanego równania Reynoldsa dla łożyska z wyciskanym filmem. Jako przykład numeryczny rozważono wzdłużne łożysko promieniowe z warstwą porowatą.

### Wyniki

Wyznaczono zależności opisujące rozkład ciśnienia i nośność wzdłużnego porowatego łożyska promieniowego z wyciskanym filmem. Przedstawiono rozkłady ciśnienia i nośności łożyska dla różnych wartości współczynnika pseudoplastyczności  $\lambda^{(n_i)}$  oraz różnych wartości współczynników oporu  $\psi_n, \psi_a$ .



Rys. 1. Przykładowy wykres parametrów mechanicznych promieniowego łożyska smarowanego płynem DeHavena: (a) rozkład ciśnienia; (b) nośność łożyska.

### Wnioski i podsumowanie

W pracy rozważono płyny pseudoplastyczne typu DeHavena. Można wywnioskować, że w porównaniu z newtonowskim środkiem smarnym ( $\lambda^{(n_i)} = 0$ ) efekty pseudoplastyczne ( $\lambda^{(n_i)} > 0$ ) obniżają wartości parametrów mechanicznych łożysk, zaś efekty dilatancyjne ( $\lambda^{(n_i)} < 0$ ) powodują wzrost wartości parametrów mechanicznych łożysk. Wykresy sporządzono dla różnych wartości współczynników oporu, które zależą od kształtu kapilary i wartości współczynnika  $n_i$ . Ponadto stwierdzono, że porowatość obniża wartości parametrów mechanicznych łożysk w porównaniu z przypadkiem łożyska nieporowatego. Z uzyskanych rezultatów wynika, że straty ciśnienia w przepływie przez cienką warstwę porowatą zbudowaną z prostoliniowych kapilar o zmiennym przekroju ( $\psi_n < 1, \psi_a < 1$ ) są mniejsze niż w przypadku warstwy porowatej zbudowanej z prostoliniowych kapilar o stałym przekroju ( $\psi_n = 1, \psi_a = 1$ ).

### Bibliografia

1. Walicka A. (2018): *Flows of Newtonian and power-law fluids in symmetrically corrugated capillary fissures and tubes*. – Int. J. Appl. Mech. Eng., vol.23, No.1, pp.187-211.
2. Walicka A. (2018): *Simulation of the flow through porous layers composed of converging-diverging capillary fissures or tubes*. – Int. J. Appl. Mech. Eng., vol.23, No.1, pp.161-185.
3. Walicka A., Jurczak P. and Falicki J. (2018): *Flows of DeHaven fluid in symmetrically curved capillary fissures and tubes*. – Int. J. Appl. Mech. Eng., vol.23, No.2, pp.521-550.

**HINDRANCE FACTORS EFFECTS IN A SQUEEZE FILM OF THE POROUS  
BEARING LUBRICATED BY THE DEHAVEN FLUID**

A. WALICKA<sup>1</sup>, E. WALICKI<sup>1</sup>, P. JURCZAK<sup>1</sup>, J. FALICKI<sup>1</sup>  
<sup>1</sup>University of Zielona Góra, Faculty of Mechanical Engineering  
**e-mail:** A.Walicka@ijame.uz.zgora.pl

*Keywords: Reynolds equation, pressure distribution, load-carrying capacity*

**Introduction**

In recent years, tribologists have done a great deal of work on pseudo-plastic lubricants; the viscosity of these kinds of lubricants displays a non-linear relationship between the shear stress and the shear strain rate. There are many known formulae to model this relationship; one of them is the DeHaven model.

**Research problem and research methodology**

This paper is mainly concerned with the non-Newtonian effects in lubrication of the squeeze film bearing with one porous wall lubricated by a DeHaven fluid. The equations of motion of a DeHaven fluid for axial symmetry

$$\frac{1}{R} \frac{\partial(Rv_x)}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0,$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \Lambda_{yx}}{\partial y},$$

$$\mu_0 \frac{\partial v_x}{\partial x} = \Lambda_{yx} \left( 1 + k_f |\Lambda_{yx}|^{n_i} \right),$$

are used to derive the Reynolds equation. The modified Reynolds equation is derived and its general solution for the curvilinear porous thrust bearing is presented. The analysis is based on the assumption that the porous matrix of the porous wall consists of a system of capillary tubes of variable cross-section. To take into account the variable cross-sections of the system of capillary tubes one introduce so called “hindrance factors” to the formulae describing the flow field through porous layer consisted of capillaries of constant cross-sections. Very small radii of these capillaries allows a generalization of the Darcy law and use of the Morgan-Cameron approximation for the flow in a porous layer. The analytical solutions of the modified Reynolds equation for the case of squeeze film bearing is presented. Thrust radial bearing with squeezed film is considered as a numerical example.

**Results**

As a result the formulae expressing pressure distribution and load carrying capacity for the radial porous squeeze film bearing were obtained. We presented the plots for the pressure distribution and load-carrying capacity for different values of the coefficient viscoelasticity  $\lambda^{(n_i)}$  and for different values of the hindrance factors  $\psi_n, \psi_a$ .

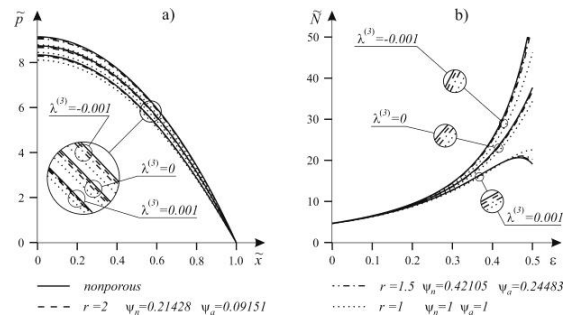


Fig. 1. Example of dimensionless mechanical parameters for a radial bearing lubricated by DeHaven fluid): (a) pressure distribution; (b) load-carrying capacity

**Conclusions**

In this paper, the different pseudo-plastic fluids of DeHaven type were considered. We may conclude that a comparison with the case of Newtonian lubricants ( $\lambda^{(n_i)} = 0$ ) generally shows that the pseudo-plastic effects ( $\lambda^{(n_i)} > 0$ ) decrease the values of mechanical parameters of bearings, but the dilatant effects ( $\lambda^{(n_i)} < 0$ ) increase the values of mechanical parameters of bearings. Plots are also drawn for different values of hindrance factors  $\psi_n$  and  $\psi_a$  which depend on the capillary shape and the value of the coefficient  $n_i$ . A comparison with the case of non-porous wall generally shows that the porosity effects decrease the values of mechanical parameters of bearings. From the results we may conclude that the pressure losses in the flow through the thin porous layer composed of rectilinear tubes of variable cross-section ( $\psi_n < 1, \psi_a < 1$ ) are smaller than in the flow through the thin porous layer composed of rectilinear tubes of constant cross-section ( $\psi_n = 1, \psi_a = 1$ ).

**References**

- Walicka A. (2018): *Flows of Newtonian and power-law fluids in symmetrically corrugated capillary fissures and tubes.* – Int. J. Appl. Mech. Eng., vol.23, No.1, pp.187-211.
- Walicka A. (2018): *Simulation of the flow through porous layers composed of converging-diverging capillary fissures or tubes.* – Int. J. Appl. Mech. Eng., vol.23, No.1, pp.161-185.
- Walicka A., Jurczak P. and Falicki J. (2018): *Flows of DeHaven fluid in symmetrically curved capillary fissures and tubes.* – Int. J. Appl. Mech. Eng., vol.23, No.2, pp.521-550.



PRZEPIY PŁYNU SISO PRZEZ SYMETRYCZNIE ZAKRZYWIONE  
SZCZELINY LUB RURKI KAPILARNE

A. WALICKA<sup>1</sup>, P. JURCZAK<sup>1</sup>, J. FALICKI<sup>1</sup>  
<sup>1</sup> Uniwersitet Zielonogórski, Wydział Mechaniczny

e-mail: A.Walicka@ijame.uz.zgora.pl

Słowa kluczowe: płyn Sisko, przepływ laminarny, szczelina lub rurka kapilarna

Wprowadzenie

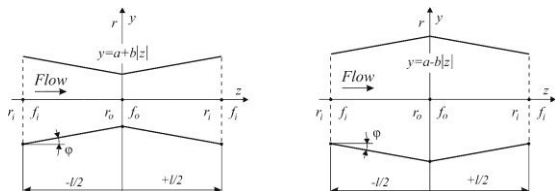
Przepływy płynów nienewtonowskich przez ośrodki porowate były badane teoretycznie i doświadczalnie. Ośrodki porowate modelowano np. jako system kapilar stałym przekroju poprzecznym.

Problem badawczy i metoda badawcza

Celem pracy jest przedstawienie ogólnej analitycznej metody wyznaczania zależności pomiędzy spadkiem ciśnienia a objętościowym wydatkiem przepływu w laminarnym przepływie płynu typu Sisko w szczelinach i rurkach kapilarnych. Rozważono różne kształty wymienionych szczelin i rurek kapilarnych. Uwzględniając wyniki zaprezentowane w pracach Walickiej [1,2] możemy przedstawić przykłady przepływu płynów newtonowskich i Sisko przez ośrodek porowaty. Rozważono pięć różnych przypadków kształtu kapilary; zarysy powierzchni kapilar zostały opisane funkcjami: prostoliniową, paraboliczną, hiperboliczną, hiperboliczną kosinusową oraz kosinusową. Dla każdego przykładu przedstawiono zależności opisujące prędkość przepływu w kapilarze o zmiennym przekroju. Rzeczywisty ośrodek porowaty może zostać zastąpiony ośrodkiem utworzonym przez homogeniczny system kapilar o zmiennym przekroju poprzecznym, dla którego wyprowadzono zależności opisujące prędkość przepływu w cienkiej warstwie porowatej. Wprowadzenie współczynników oporu przepływu umożliwiło przedstawienie tych zależności w ogólnej postaci.

Wyniki

Biorąc pod uwagę rozważania nad przepływami przez prostoliniowe kapilary o stałym przekroju poprzecznym [1,2], przedstawiono prostą metodę opisu przepływu płynu Sisko przez zbieżno-rozbieżne kapilary (prostoliniowe oraz krzywoliniowe) o zmiennym przekroju poprzecznym.



Rys. 1. Schematyczne przedstawienie zbieżno-rozbieżnych i rozbieżno-zbieżnych kapilar o prostoliniowych tworzących.

Prędkości przepływu płynu Sisko przez cienką warstwę porowatą złożoną z kapilar o zmiennym przekroju poprzecznym dane są następującymi zależnościami

$$v_f = \frac{Q_f \phi_p}{2f_M} = \frac{f_M^2 \phi_p \Psi_{1fv}}{3\mu} \left\{ 1 - \frac{3\mu_i f_M^{n_i} \Psi_{2fv}}{(n_i + 3)\mu^{n_i+1}} \left( \frac{dp}{dz} \right)^{n_i} \right\} \left( -\frac{dp}{dz} \right)$$

$$v_t = \frac{Q_t \phi_p}{\pi r_M^2} = \frac{r_M^2 \phi_p \Psi_{1tv}}{8\mu} \left\{ 1 - \frac{4\mu_i r_M^{n_i} \Psi_{2tv}}{2^{n_i} (n_i + 4)\mu^{n_i+1}} \left( \frac{dp}{dz} \right)^{n_i} \right\} \left( -\frac{dp}{dz} \right)$$

gdzie

$$\Psi_{1fv} = \frac{[\pm 2(f_i - f_o)]}{f_M^3 [\pm (f_o^{-2} - f_i^{-2})]}, \quad \Psi_{2fv} = \frac{[\pm 2(f_i - f_o)]^{n_i} [\pm (f_o^{-2} - f_i^{-2})]}{f_M^3 \left[ \pm (n_i + 1) \left( \frac{2}{f_o^{n_i+1}} - \frac{2}{f_i^{n_i+1}} \right) \right]^{n_i+1}}$$

$$\Psi_{1tv} = \frac{[\pm (r_i - r_o)]}{r_M^4 [\pm (r_o^{-3} - r_i^{-3})]}, \quad \Psi_{2tv} = \frac{[\pm 3(r_i - r_o)]^{n_i} [\pm (r_o^{-3} - r_i^{-3})]}{r_M^{n_i} \left[ \pm (n_i + 1) \left( \frac{3}{r_o^{n_i+1}} - \frac{3}{r_i^{n_i+1}} \right) \right]^{n_i+1}}$$

tutaj  $\phi_p$  jest porowatością warstwy porowatej,  $\Psi_{1fv}, \Psi_{1tv}, \Psi_{2fv}, \Psi_{2tv}$  są współczynnikami oporu przepływu przez kapilarę o profilu parabolicznym. Tutaj indeks  $M$  oznacza maksymalną wartość  $f_i, f_o$  lub  $r_i, r_o$ .

Wnioski i podsumowanie

Przedstawiona tutaj metoda jest metodą przybliżoną, gdyż nie uwzględnia przepływu poprzecznego płynu Sisko, który może występować w kapilarach o zmiennych przekrojach. Przepływy te mogą mieć znaczący wpływ na spadki ciśnienia w przypadku dużych zmian przekrojów dla bardzo krótkich kapilar. W celu porównania uzyskanych prędkości z prędkościami przepływu przez porowatą warstwę utworzoną z systemu prostoliniowych kapilar wprowadzono współczynniki oporu. Postać współczynników oporu umożliwia przedstawienie uniwersalnych zależności opisujących spadki ciśnienia dla prezentowanych profili kapilar. Wartość współczynników oporu jest mniejsza od jedności, dlatego prędkość przepływu przez matrycę utworzoną przez krzywoliniowe kapilary jest mniejsza od prędkości przepływu przez matrycę utworzoną z prostoliniowych kapilar.

Bibliografia

- Walicka A. (2018): *Flows of Newtonian and power-law fluids in symmetrically corrugated capillary fissures and tubes.* – Int. J. Appl. Mech. Eng., vol.23, No.1, pp.187-211.
- Walicka A. (2018): *Simulation of the flow through porous layers composed of converging-diverging capillary fissures or tubes.* – Int. J. Appl. Mech. Eng., vol.23, No.1, pp.161-185.

## FLOWS OF SISO FLUID THROUGH SYMMETRICALLY CURVED CAPILLARY FISSURES AND TUBES

A. WALICKA<sup>1</sup>, P.JURCZAK<sup>1</sup>, J.FALICKI<sup>1</sup>

<sup>1</sup>University of Zielona Góra, Faculty of Mechanical Engineering

e-mail: A.Walicka@ijame.uz.zgora.pl

*Keywords: Sisko fluid, laminar flow, capillary fissures or tubes*

### Introduction

The flows of non-Newtonian fluids through porous media have been examined theoretically and experimentally. The porous media have been modelled as a matrix consisting of constant cross-section capillaries.

### Research problem and research methodology

The aim of this work is to present a general analytical method for deriving mathematical relations between the pressure gradient or pressure losses and the volumetric flow rate for the laminar flows of a Sisko fluid in capillary fissures or tubes. The different shapes of the mentioned capillary fissures and tubes are considered. Taking into account the results obtained by Walicka [1,2] we may present examples of flows of Newtonian and Sisko fluids flows through porous media. As an example, the following cases of convergent-divergent or divergent-convergent fissures and tubes, namely: parabolic, hyperbolic, hyperbolic cosine and cosine curve were considered. Each example finishes with formulae describing the velocities in a thin porous layer consisting of variable cross-section capillaries. The real layer is replaced with an equivalent matrix composed of homogenous capillaries of variable cross-section for which the velocities are given. Upon introduction of hindrance factors, these formulae may be presented in the most general forms.

### Results

Taking into account the considerations on the flows through rectilinear capillaries of constant cross-sections [2], a simple method to describe the flows of Sisko fluid through convergent-divergent capillaries with variable cross-sections (rectilinear and curvilinear) was presented.

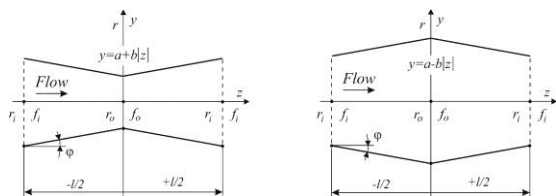


Fig. 1. Scheme of convergent-divergent and divergent-convergent capillaries with rectilinear generatrices.

The flow velocities of the Sisko fluid through a thin porous layer composed of variable cross-section capillaries modelled as an equivalent matrix of constant cross-section capillaries, will be given, respectively, as:

$$v_f = \frac{Q_f \varphi_p}{2f_M} = \frac{f_M^2 \varphi_p \Psi_{1fv}}{3\mu} \left\{ 1 - \frac{3\mu_i f_M^{n_i} \Psi_{2fv}}{(n_i + 3)\mu^{n_i+1}} \left( -\frac{dp}{dz} \right)^{n_i} \right\} \left( -\frac{dp}{dz} \right)$$

$$v_i = \frac{Q_i \varphi_p}{\pi r_M^2} = \frac{r_M^2 \varphi_p \Psi_{1fv}}{8\mu} \left\{ 1 - \frac{4\mu_i r_M^{n_i} \Psi_{2fv}}{2^{n_i} (n_i + 4)\mu^{n_i+1}} \left( -\frac{dp}{dz} \right)^{n_i} \right\} \left( -\frac{dp}{dz} \right)$$

where

$$\Psi_{1fv} = \frac{[\pm 2(f_i - f_o)]}{f_M^3 [\pm (f_o^{-2} - f_i^{-2})]}, \quad \Psi_{2fv} = \frac{[\pm 2(f_i - f_o)]^{n_i} [\pm (f_o^{-2} - f_i^{-2})]}{f_M^{n_i} \left[ \pm (n_i + 1) \left( \frac{2}{f_o^{n_i+1}} - \frac{2}{f_i^{n_i+1}} \right) \right]^{n_i+1}}$$

$$\Psi_{1fv} = \frac{[\pm (r_i - r_o)]}{r_M^4 [\pm (r_o^{-3} - r_i^{-3})]}, \quad \Psi_{2fv} = \frac{[\pm 3(r_i - r_o)]^{n_i} [\pm (r_o^{-3} - r_i^{-3})]}{r_M^{n_i} \left[ \pm (n_i + 1) \left( \frac{3}{r_o^{n_i+1}} - \frac{3}{r_i^{n_i+1}} \right) \right]^{n_i+1}}$$

here  $\varphi_p$  is the porosity of the porous layer,

$\Psi_{1fv}, \Psi_{1fv}, \Psi_{2fv}, \Psi_{2fv}$  are the hindrance factors for the capillaries of variable cross-sections. Here, index  $M$  indicates maximum values  $f_i, f_o$  or  $r_i, r_o$ .

### Conclusions

The presented method is an approximate method because it does not take into account the cross flows of Sisko fluid which may appear in capillaries of variable cross-sections; these flows can have an essential effect on the pressure drops in the cases of great changes of the cross-sections for very short capillaries. To compare the obtained velocities with the flow velocities through porous layer composed by a uniform matrix of rectilinear capillaries hindrance factors have been introduced; the form of these factors indicates that the pressure drops are the same independently of order of convergence and divergence in the capillary. These factors are always less than one what indicates that the flow velocity through the matrix of corrugated capillaries is also less than the flow velocity through the matrix of rectilinear capillaries.

### References

- Walicka A. (2018): *Flows of Newtonian and power-law fluids in symmetrically corrugated capillary fissures and tubes*. – Int. J. Appl. Mech. Eng., vol.23, No.1, pp.187-211.
- Walicka A. (2018): *Simulation of the flow through porous layers composed of converging-diverging capillary fissures or tubes*. – Int. J. Appl. Mech. Eng., vol.23, No.1, pp.161-185.

**PRZEPIY PLYNU DEHAVENA W SYMETRYCZNYCH ZAKRZYWIONYCH  
SZCZELINACH LUB RURKACH KAPILARNYCH**

A. WALICKA<sup>1</sup>, J.FALICKI<sup>1</sup>, P.JURCZAK<sup>1</sup>  
<sup>1</sup> Uniwersitet Zielonogorski, Wydział Mechaniczny

e-mail: A.Walicka@ijame.uz.zgora.pl

Słowa kluczowe: płyn DeHavena, przepływ laminarny, szczelina lub rurka kapilarna

**Wprowadzenie**

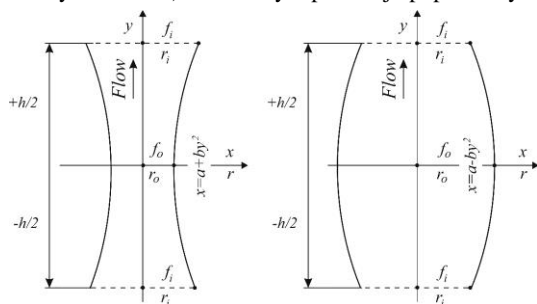
Przepływy przez porowate ośrodki są spotykane w życiu codziennym, w przyrodzie, przemyśle a także w bio-systemach oraz wielu innych dziedzinach.

**Problem badawczy i metoda badawcza**

Przedstawiono analityczną metodę wyznaczania zależności pomiędzy spadkiem ciśnienia a objętościowym wydatkiem przepływu w laminarnym przepływie płynu typu DeHavena przez symetrycznie pofalowane szczeliny i rurki kapilarne. Jest to ogólna metoda w odniesieniu do kształtu kapilary oraz rodzaju płynu, może być stosowana jako podstawa do badania różnych płynów, innych kształtów szczelin i rurek. Metoda ta może być dobrą podstawą do numerycznego całkowania skomplikowanych zależności matematycznych, trudnych do rozwiązania metodami analitycznymi. Do ilustracji metody przedstawiono pięć zbieżno-rozbieżnych lub rozbieżno-zbieżnych geometrii o zmiennym przekroju poprzecznym. Zarys powierzchni kapilary został opisany funkcją: prostoliniową, paraboliczną, hiperboliczną, hiperboliczną kosinusową oraz kosinusową. Dla każdego przykładu przedstawiono zależności opisujące prędkość przepływu w cienkiej warstwie porowatej. Wprowadzenie współczynników oporu przepływu umożliwiło przedstawienie tych zależności w ogólnej postaci.

**Wyniki**

Biorąc pod uwagę rozważania nad przepływami przez prostoliniowe kapilary o stałym przekroju poprzecznym [1,2], przedstawiono prostą metodę opisu przepływu płynu DeHavena przez zbieżno-rozbieżne kapilary (prostoliniowe oraz krzywoliniowe) o zmiennym przekroju poprzecznym.



Rys. 1. Schematyczne przedstawienie zbieżno-rozbieżnych i rozbieżno-zbieżnych kapilar o profilu parabolicznym

Prędkości przepływu przez cienką warstwę porowatą złożoną z kapilar o profilu parabolicznym dane są następującymi zależnościami

$$v_f = \frac{Q_f \phi_p}{2f_M} = \frac{f_M^2 \phi_p \Psi_{1fp}}{3\mu} \left\{ 1 + \frac{3k_i f_M^{n_i} \Psi_{2fp}}{(n_i + 3)} \left( -\frac{dp}{dy} \right)^{n_i} \right\} \left( -\frac{dp}{dy} \right)$$

$$v_t = \frac{Q_t \phi_p}{\pi r_M^2} = \frac{r_M^2 \phi_p \Psi_{1tp}}{8\mu} \left\{ 1 + \frac{4k_t r_M^{n_i} \Psi_{2tp}}{2^{n_i} (n_i + 4)} \left( -\frac{dp}{dy} \right)^{n_i} \right\} \left( -\frac{dp}{dy} \right)$$

tutaj

$$\Psi_{1fp} = \frac{1}{f_M^3 F_{pN}}, \quad \Psi_{2fp} = \left( \frac{f_o}{f_M} \right)^{n_i} \frac{f_o^3 F_{pN}}{(F_{fpDH})^{n_i+1}},$$

$$\Psi_{1tp} = \frac{1}{r_M^4 T_{pN}}, \quad \Psi_{2tp} = \left( \frac{r_o}{r_M} \right)^{n_i} \frac{r_o^4 T_{pN}}{(F_{tpDH})^{n_i+1}}$$

oraz  $\Psi_{1fp}, \Psi_{1tp}, \Psi_{2fp}, \Psi_{2tp}$  są współczynnikami oporu przepływu przez kapilarę o profilu parabolicznym,  $\phi_p$  jest porowatością warstwy porowatej. Tutaj indeks  $M$  oznacza maksymalną wartość  $f_i, f_o$  lub  $r_i, r_o$ . Funkcje  $F_{pN}, F_{fpDH}, T_{pN}$  podane są w pełnej wersji pracy.

**Wnioski i podsumowanie**

Przedstawiona metoda jest metodą przybliżoną, ponieważ nie bierze pod uwagę przepływu poprzecznego płynu DeHavena, który może występować w kapilarach o różnych przekrojach; przepływy te mogą mieć istotny wpływ na spadki ciśnienia w przypadku dużych zmian przekrojów dla bardzo krótkich kapilar. W celu porównania uzyskanych prędkości z prędkościami przepływu przez porowatą warstwę utworzoną z systemu prostoliniowych kapilar wprowadzono współczynniki oporu. Postać współczynników oporu umożliwia przedstawienie uniwersalnych zależności opisujących spadki ciśnienia dla prezentowanych profili kapilar. Wartość współczynników oporu jest mniejsza od jedności, dlatego prędkość przepływu przez matrycę utworzoną przez krzywoliniowe kapilary jest mniejsza od prędkości przepływu przez matrycę utworzoną z prostoliniowych kapilar.

**Bibliografia**

1. Walicka A. (2018): *Flows of Newtonian and power-law fluids in symmetrically corrugated capillary fissures and tubes.* – Int. J. Appl. Mech. Eng., v.23, No.1, pp.187-211.
2. Walicka A. (2018): *Simulation of the flow through porous layers composed of converging-diverging capillary fissures or tubes.* – Int. J. Appl. Mech. Eng., v.23, No.1, pp.161-185.

## FLOWS OF DEHAVEN FLUID IN SYMMETRICALLY CURVED CAPILLARY FISSURES AND TUBES

A. WALICKA<sup>1</sup>, J.FALICKI<sup>1</sup>, P.JURCZAK<sup>1</sup>

<sup>1</sup> University of Zielona Góra, Faculty of Mechanical Engineering

e-mail: A.Walicka@ijame.uz.zgora.pl

*Keywords: DeHaven fluid, laminar flow, capillary fissures or tubes*

### Introduction

Fluid flows through the porous media are encountered literally everywhere in everyday life, in nature, industries as well as in biosystems and other domains.

### Research problem and research methodology

An analytical method for deriving the relationships between the pressure drop and the volumetric flow rate in laminar flow regimes of DeHaven type fluids through symmetrically corrugated capillary fissures and tubes is presented. This method, which is general with regard to fluid and capillary shape, can also be used as a foundation for different fluids, fissures and tubes. It can also be a good base for numerical integration when analytical expressions are hard to obtain due to mathematical complexities. Five converging-diverging or diverging-converging geometrics, viz. variable cross-section, parabolic, hyperbolic, hyperbolic cosine and cosine curve, are used as examples to illustrate the application of this method. Each example is concluded with a presentation of the formulae for the velocity flow on the outer surface of a thin porous layer. Upon introduction of hindrance factors, these formulae may be presented in the most general forms.

### Results

Taking into account the considerations on the flows through rectilinear capillaries of constant cross-sections [1,2], a simple method to describe the flows of DeHaven fluid through convergent-divergent capillaries with variable cross-sections (rectilinear and curvilinear) was presented.

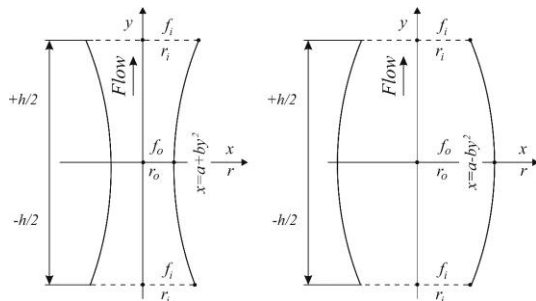


Fig. 1. Schematic representation of convergent-divergent and divergent-convergent capillaries with parabolic profiles

The flow velocities through the thin porous layer composed of parabolic capillaries, modelled as the equivalent matrix of constant cross-section capillaries, will be given, respectively, as:

$$v_f = \frac{Q_f \varphi_p}{2f_M} = \frac{f_M^2 \varphi_p \Psi_{1fp}}{3\mu} \left\{ 1 + \frac{3k_i f_M^{n_i} \Psi_{2fp}}{(n_i + 3)} \left( \frac{dp}{dy} \right)^{n_i} \right\} \left( \frac{dp}{dy} \right)$$

$$v_t = \frac{Q_t \varphi_p}{\pi r_M^2} = \frac{r_M^2 \varphi_p \Psi_{1tp}}{8\mu} \left\{ 1 + \frac{4k_i r_M^{n_i} \Psi_{2tp}}{2^{n_i} (n_i + 4)} \left( \frac{dp}{dy} \right)^{n_i} \right\} \left( \frac{dp}{dy} \right)$$

where

$$\Psi_{1fp} = \frac{1}{f_M^3 F_{pN}}, \quad \Psi_{2fp} = \left( \frac{f_o}{f_M} \right)^{n_i} \frac{f_o^3 F_{pN}}{(F_{fpDH})^{n_i+1}},$$

$$\Psi_{1tp} = \frac{1}{r_M^4 T_{pN}}, \quad \Psi_{2tp} = \left( \frac{r_o}{r_M} \right)^{n_i} \frac{r_o^4 T_{pN}}{(F_{tpDH})^{n_i+1}}$$

and  $\Psi_{1fp}, \Psi_{1tp}, \Psi_{2fp}, \Psi_{2tp}$  are the hindrance factors for the parabolic capillaries,  $\varphi_p$  is the porosity of the porous layer. Here, the index  $M$  indicates maximum values  $f_i, f_o$  or  $r_i, r_o$ . The functions  $F_{pN}, F_{fpDH}, T_{pN}$  are given in the full version of the work.

### Conclusions

The presented method is an approximate method because it does not take into account the cross flows of DeHaven fluid which may appear in capillaries of variable cross-sections; these flows can have an essential effect on the pressure drops in the cases of great changes of the cross-sections for very short capillaries. To compare the obtained velocities with the flow velocities through porous layer composed by a uniform matrix of rectilinear capillaries hindrance factors have been introduced; the form of these factors indicates that the pressure drops are the same independently of order of convergence and divergence in the capillary. These factors are always less than one what indicates that the flow velocity through the matrix of corrugated capillaries is also less than the flow velocity through the matrix of rectilinear capillaries.

### References

- Walicka A. (2018): *Flows of Newtonian and power-law fluids in symmetrically corrugated capillary fissures and tubes*. – Int. J. Appl. Mech. Eng., vol.23, No.1, pp.187-211.
- Walicka A. (2018): *Simulation of the flow through porous layers composed of converging-diverging capillary fissures or tubes*. – Int. J. Appl. Mech. Eng., vol.23, No.1, pp.161-185.

## APPLICATIONS OF THE MOORE-PENROSE INVERSE IN MODELING OF MULTIBODY SYSTEMS WITH REDUNDANT CONSTRAINTS AND JOINT FRICTION

Marek Wojtyra, Janusz Frączek, Marcin Pękal  
Warsaw University of Technology, Institute of Aeronautics and Applied Mechanics

e-mail: mwojtyra @meil.pw.edu.pl

*Keywords: multibody system, redundant constraints, solution uniqueness, generalized inverse*

### Introduction

Modeling of overconstrained systems is impeded, since the constraint Jacobian matrix is rank-deficient and methods capable to deal with such matrices must be employed [1]. Due to constraints dependency, some or all constraint reactions cannot be uniquely determined using a rigid body model. Moreover, in the case of friction in joints, simulated motion of the multibody system may be non-unique, as it depends on the method of handling redundant constraints [2].

In this paper, algorithm based on the Moore-Penrose inverse, capable to deal with dependent constraint equations, is discussed and consequences of joint reactions non-uniqueness are investigated. Systems without and with joint friction are considered.

### Overconstrained systems without friction

Consider a multibody system described by vector of  $n$  absolute coordinates  $\mathbf{q}$ , subjected to  $m$  holonomic constraints  $\Phi(\mathbf{q}) = \mathbf{0}_{m \times 1}$ . Equations of motion and twice differentiated constraints, can be written together as index-1 set of differential-algebraic equations [1]:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}(\mathbf{q}) & \Phi_{\mathbf{q}}^T(\mathbf{q}) \\ \Phi_{\mathbf{q}}(\mathbf{q}) & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) \\ \Gamma(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) \end{bmatrix}, \quad (1)$$

where  $\mathbf{M}$  denotes the system mass matrix,  $\Phi_{\mathbf{q}}$  is the constraint Jacobian,  $\mathbf{Q}$  is the vector containing the external forces and the velocity dependent inertia terms,  $\lambda$  is the vector of Lagrange multipliers responsible for the joint reaction forces, and  $\Gamma = -(\Phi_{\mathbf{q}}\dot{\mathbf{q}})_{\mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}}$ .

The leading matrix in Eqn. (1) is rank-deficient due to constraint redundancy. To calculate accelerations  $\ddot{\mathbf{q}}$  and multipliers  $\lambda$ , the Moore-Penrose inverse of the leading matrix (denoted  $\mathbf{A}^+$ ) may be employed. However, the obtained solution is non-unique, since to any particular solution an arbitrary linear combination of columns of matrix  $[\mathbf{I} - \mathbf{A}^+\mathbf{A}]$  may be added.

In the paper it is shown that non-uniqueness problem pertains to the Lagrange multipliers only, and in turn, some or all joint reactions cannot be determined. Solution for accelerations  $\ddot{\mathbf{q}}$  is unique, thus motion of the system can be determined.

### Overconstrained systems with joint friction

It is often assumed that physical friction force in a joint

is a nonlinear function of the joint relative velocity and instantaneous configuration. In some models it is assumed that friction forces do not depend on the normal joint load, so that physical friction forces can be transformed to generalized forces and expressed as  $\mathbf{F} = \mathbf{F}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ . Friction modeled in that way may be treated as an additional external force and added to vector  $\mathbf{Q}$  in Eqn. (1). This does not change the structure of Eqn. (1), hence—when redundant constraints are present—solution for accelerations is unique, whereas the Lagrange multipliers, and thus joint reactions, cannot be determined.

The situation is entirely different when physical friction forces depend on normal joint reactions, thus—indirectly—on multipliers  $\lambda$ . If the generalized friction force, added to vector  $\mathbf{Q}$  in Eqn. (1), is expressed as  $\mathbf{F} = \mathbf{F}(\lambda, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ , then Eqn. (1) becomes non-linear in  $\lambda$ .

In the paper it is shown that, in such a case, both calculated accelerations  $\ddot{\mathbf{q}}$  and multipliers  $\lambda$  may be not unique. Consequently, simulated motion may not correspond to the physics of the system.

It is also shown that the Moore-Penrose inverse may be employed to find alternative solutions in the iterative process of solving nonlinear equations of motion. Moreover, a simple example of an overconstrained system is discussed.

### Conclusions

In this contribution some drawbacks of modeling overconstrained systems, inherently associated with rigid body assumption are discussed. It is shown that, in the case of frictionless systems or systems with joint friction that does not depend on normal forces, the simulated motion is unique, despite the fact that the calculated reactions are non-unique. It is also shown, that in the case of load dependent friction, it is impossible to find unique acceleration, and thus to realistically simulate the motion.

### References

1. Haug E.J., Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems. Volume I: Basic Methods, Allyn & Bacon, 1989.
2. Frączek J., Wojtyra M., *On the unique solvability of a direct dynamics problem for mechanisms with redundant constraints and Coulomb friction in joints*, Mech. Mach. Theory, **46**(3), 312–334, 2011.

## PROJEKTOWANIE UKŁADU KINEMATYCZNEGO WYSIĘGNIKA WIERTNICY

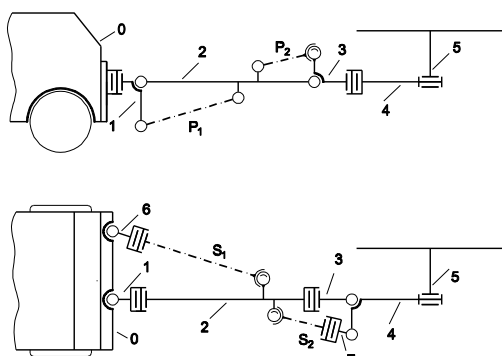
Sławomir Wudarczyk, Jacek Bałchanowski, Antoni Gronowicz  
Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczny

e-mail: slawomir.wudarczyk@pwr.edu.pl

*Słowa kluczowe: sprzężenie hydrauliczne, badania symulacyjne, opis analityczny.*

### Wprowadzenie

Wiertnice znajdują szerokie zastosowanie w górnictwie oraz przy budowie tuneli drogowych. Wspólną cechą tych maszyn jest wóz jezdny i umieszczony na jego przodzie wysięgnik, na którym osadzona jest rama wiertarki. Wymagania stawiane wysięgnikowi to możliwe szerokie pole pracy wiertnicy przy zachowaniu stałej orientacji osi wiertła (równoległe do osi wzdłużnej maszyny). Wynikiem specyficznego zastosowania wiertnic są różne rozwiązania kinematyki wysięgnika. Jednym z powszechnie stosowanych rozwiązań jest to przedstawione na rys. 1. W niniejszej pracy skupiono się na aspektach związanych z układem kinematycznym wysięgnika wiertnicy.



Rys. 1. Schemat kinematyczny wiertnicy. 0 – korpus maszyny, 1 – element pośredniczący, 2 – wysięgnik, 3 – łącznik obrotnika, 4 – obrotnik, 5 – rama wiertnicy, 6 – łącznik siłownika skrótu wysięgnika, 7 – łącznik siłownika skrótu obrotnika,  $P_1$  – siłownik podnoszenia wysięgnika,  $P_2$  – siłownik podnoszenia obrotnika,  $S_1$  – siłownik skrótu wysięgnika,  $S_2$  – siłownik skrótu obrotnika.

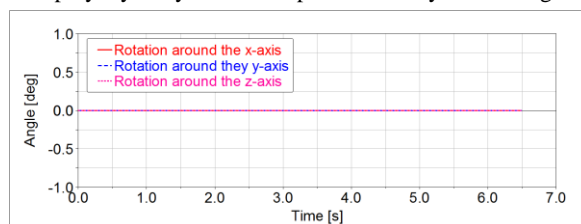
### Problem badawczy i metoda badawcza

W celu ułatwienia pracy operatora w wiertnicach stosuje się tzw. tryb pracy w układzie prostowodu. Polega on na tym, że zmiana orientacji wysięgnika 2 pociąga za sobą jednocześnie taką zmianę orientacji osi obrotnika 4 względem wysięgnika, aby oś obrotnika 4 względem korpusu 0 maszyny nie zmieniała swojej orientacji. Warunkiem takiego działania mechanizmu jest odpowiedni dobór wymiarów oraz wymuszeń kinematycznych. Zmiany długości siłowników orientacji obrotnika 4 muszą być sprzężone ze zmianami długości odpowiadającym im siłownikom orientacji wysięgnika. Sprzężenie ruchu odpowiednich par siłowników jest realizowane poprzez sprzężenie hydrauliczne. W pierwszej kolejności dokonano opisu teoretycznego kinematyki wysięgnika. Wykorzystano

do tego metodę konturów wektorowych [2], [3], [4]. W celu weryfikacji przeprowadzonych analiz teoretycznych został zbudowany model numeryczny przykładowego wysięgnika wiertnicy w systemie do analizy dynamicznej układów wieloczłonowych.

### Wyniki

Na podstawie przeprowadzonego opisu analitycznego wykazano, że podczas podnoszenia wysięgnika następuje niekontrolowany jego skręt. Badania symulacyjne potwierdziły dokonane analizy teoretyczne. Pomimo tego, po przyjęciu odpowiednich wymiarów podstawowych wysięgnika wiertnicy można uzyskać stałą orientację osi wiertła (rys. 2). Oznacza to, że możliwe jest wiercenie równoległych otworów w skałach przy wykorzystaniu tzw. prostowodu hydraulicznego.



Rys. 2. Orientacja osi wiertła dla różnych ruchów wysięgnika

### Wnioski i podsumowanie

Przedstawione podejście do projektowania pozwala już na wczesnym etapie tego procesu uwzględniać wielkość niekontrolowanego skrętu wysięgnika podczas jego podnoszenia. Wykorzystując przedstawiony opis w prosty sposób można ograniczyć tę niekorzystną cechę. Projektując wymiary podstawowe układu kinematycznego wiertnicy należy możliwie wystąpienia konfiguracji osobliwych.

### Bibliografia

1. Pieczonka K. 2007. Inżynieria maszyn roboczych, t. 1: Podstawy urabiania, jazdy, podnoszenia i obrotu, Oficyna Wydawnicza PWR, Wrocław, 2007
2. Haug E.J. 1989, Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Allyn and Bacon, Boston
3. Gronowicz A. 2003. Podstawy analizy układów kinematycznych, Oficyna Wydawnicza PWR, Wrocław.
4. Knapczyk J., Morecki A. 1999. Podstawy Robotyki WNT, Warszawa
5. Bałchanowski J. 2014. Topology and analysis of the singularities of a parallel mechanism with three degrees of freedom. Archives of Civil and Mechanical Engineering, Volume 14, Issue 1, 80–87

## KINEMATIC DESIGN OF THE DRILLING RIG BOOM

Sławomir Wudarczyk, Jacek Bałchanowski, Antoni Gronowicz

<sup>1</sup> Wrocław University of Science and Technology,

e-mail: slawomir.wudarczyk@pwr.edu.pl

*Keywords: hydraulic coupling, simulation research, analytical description*

### Introduction

Drilling rigs are widely used in the construction of road tunnels and in the mining industry [1]. The common feature of those machines is the boom (placed on the front of the driving unit), on which the drill frame is mounted. The main criteria for the selection of the drilling rig is possible largest working area in while maintaining a constant orientation of the drill axis (parallel to the longitudinal axis of the driving unit). Due to a specific use of drilling rigs there are various solutions of the boom kinematics. One of the commonly used solution is shown in Fig. 1. The paper focused on the kinematic aspects related with the drill boom.

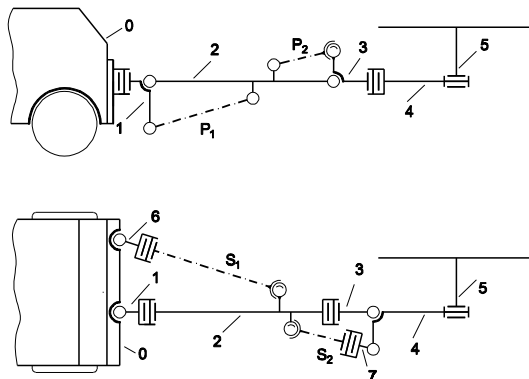


Fig. 1. The kinematic scheme the drilling rig: 0 - the machine body, 1 - an intermediate element, 2 - the boom, 3 - swivel connector, 4 - swivel, 5 - the frame of the rig, 6 - connector of the boom torsion actuator 7 - connector of the swivel torsion actuator,  $P_1$  - the boom lift actuator,  $P_2$  - the swivel lift actuator,  $S_1$  - the boom torsion actuator,  $S_2$  - the swivel torsion actuator.

### Research problem and research methodology

In order to facilitate the work of the operator in drilling rigs, so called straight-line mechanism mode is used. It consists in the orientation change of the boom 2 simultaneously involves such a change in the orientation of the axis of the swivel 4 relative to the boom, so that the axis of the rotor 4 relative to the machine body 0 does not change its orientation. The condition for such mechanism operation is the appropriate selection of dimensions and kinematic excitations. The change of swivel orientation actuators length 4 must be coupled with the change in length of the corresponding boom 2 orientation actuators. The coupling of the movement of the respective actuators pairs is effected by means of hydraulic coupling.

First, a theoretical description of the boom kinematics was made. For this purpose, a vector contours method was used [2], [3], [4]. In order to verify the theoretical analyzes (in accordance with the kinematic scheme in Fig. 1), a numerical model of an exemplary drill boom was built in the system of dynamic analysis of multibody systems.

### Results

The overtaken simulation studies confirmed previous theoretical analyzes and allow to state that after the adoption of the appropriate geometric dimensions (for the adopted kinematic scheme) of the drill boom, a constant orientation of the drill axis can be obtained (Fig. 2). This means that it is possible to drill parallel holes in rocks using the so called hydraulic straight line mechanism.

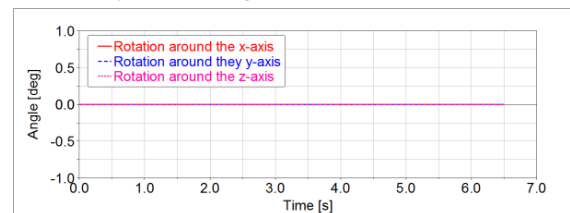


Fig. 2. Orientation of drill axis for any of boom movement

### Conclusions

The presented design approach allows to take into account the size of uncontrolled deviation of the boom during the lift, at an early stage of the process. Another aspect of the kinematic system is a possibility to occur singular configurations [5].

### References

1. Pieczonka K. 2007. Engineering work machines, vol. 1: mining base, driving, lifting and rotation (in Polish), Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, Poland, 2007
2. Haug E.J. 1989, Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Allyn and Bacon, Boston
3. Gronowicz A. 2003. Basics of Analysis of Kinematic Systems (in Polish), Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, Poland.
4. Knapczyk J., Morecki A. 1999. The Basics of Robotics WNT, Warszawa (in Polish)
5. Bałchanowski J. 2014. Topology and analysis of the singularities of a parallel mechanism with three degrees of freedom. Archives of Civil and Mechanical Engineering, Volume 14, Issue 1, 80–87



**Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej  
są do nabycia w księgarni  
plac Grunwaldzki 13, 50-377 Wrocław  
bud. D-1 PWr., tel. 71 320 29 35  
Prowadzimy sprzedaż wysyłkową  
Zamawianie.ksiazek@pwr.edu.pl**

**ISBN 978-83-7493-024-6**