



Numéro d'ordre : 40149

Ecole doctorale Sciences Pour l'Ingénieur

## **THESE**

en cotutelle avec l'Université de Technologie de Varsovie

présentée à

**l'Université Lille 1 Sciences et Technologies**

pour obtenir le grade de

**Docteur de l'Université**

Spécialité : Mécanique

par

**Bartłomiej Dudziak**

# Modélisation et analyse de processus de dissipation pendant le fonctionnement d'un amortisseur magnétorhéologique

Soutenue publiquement le 14 décembre 2009  
devant le jury composé de :

M. Mircea SOFONEA	Président
M. Wieslaw GRZESIKIEWICZ	Rapporteur
M. Krzysztof WOZNICA	Rapporteur
M. Philippe DUFRENOY	Examineur
M. Hieronim JAKUBCZAK	Examineur
M. Zbigniew DABROWSKI	Examineur
M. Jerzy BAJKOWSKI	Co-directeur de thèse
M. Mariusz PYRZ	Directeur de thèse

POLITECHNIKA WARSZAWSKA  
Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych

UNIVERSITE DES SCIENCES ET  
TECHNOLOGIES DE LILLE  
Polytech'Lille

**ROZPRAWA DOKTORSKA / THESE DE DOCTORAT**

mgr inż. Bartłomiej Dudziak

**Modelowanie i analiza wybranych procesów dyssypacyjnych w  
pracy tłumika z cieczą magnetoreologiczną**

**Modélisation et analyse de processus de dissipation pendant  
le fonctionnement d'un amortisseur magnétorhéologique**

*Pracę wykonano w Politechnice  
Warszawskiej (Wydział Samochodów i  
Maszyn Roboczych) i w Université des  
Sciences et Technologies de Lille  
(Polytech'Lille) w ramach realizacji  
programu wspólnych doktoratów.*

*Podstawa prawna:*

- 1) Umowa o współpracy akademickiej  
zawarta pomiędzy PW i USTL z dn.  
20.06.1998r.*
- 2) Umowa o wspólnym doktoracie mgr  
inż. Bartłomieja Dudziaka zawarta  
pomiędzy PW i USTL w dn.  
10.07.2006r*

*Le travail a été réalisé à l'Ecole  
Polytechnique de Varsovie (Faculté des  
Véhicules et des Machines Lourdes) et à  
l'Université des Sciences et Technologies  
de Lille (Polytech'Lille) dans le cadre de  
réalisation de thèses en cotutelle.*

*Base juridique:*

- 1) Accord de coopération académique  
entre l'Ecole Polytechnique de  
Varsovie et l'USTL du 20.06.1998.*
- 2) Convention de cotutelle de thèse de M.  
Bartłomiej Dudziak signée par l'Ecole  
Polytechnique de Varsovie et l'USTL le  
10.07.2006.*

**Promotorzy / Directeurs de thèse**  
**Prof. dr hab. inż. J. Bajkowski (PW)**  
**Dr hab. inż. M. Pyrz (USTL)**

Warszawa, 2009



Gorąco dziękuję mojej Rodzinie, zwłaszcza Żonie  
za stały doping i wiarę, co w istotny sposób  
przyczyniło się do powstania tej pracy,  
którą właśnie Jej dedykuję

Autor



# SPIS TREŚCI

<b>1. WSTĘP .....</b>	<b>14</b>
1.1. WPROWADZENIE DO TEMATU .....	14
1.2. GENEZA PRACY .....	16
1.3. CEL, PRZEDMIOT I ZAKRES BADAŃ, METODYKA BADAWCZA ORAZ TEZA PRACY .....	18
<b>2. AKTUALNY STAN WIEDZY O CIECZACH ORAZ KONSTRUKCJACH TŁUMIKÓW I AMORTYZATORÓW MAGNETOREOLOGICZNYCH.....</b>	<b>21</b>
2.1. CIECZE MAGNETOREOLOGICZNE, ICH BUDOWA I ZASADA DZIAŁANIA .21	
2.1.1. Podstawowe właściwości cieczy magnetoreologicznych.....	21
2.1.2. Akceptowalna teoria interpretacji zjawiska magnetoreologicznego .....	23
2.1.3. Wykorzystanie głównych właściwości cieczy MR w technice.....	24
2.2. PRZEGLĄD REOLOGICZNYCH MODELI CIECZY, TŁUMIKÓW I AMORTYZATORÓW MAGNETOREOLOGICZNYCH.....	26
2.2.1. Lepko-plastyczny i visco-elasto-plastyczny model ciała Bingham'a.....	26
2.2.2. Model Crossa.....	28
2.2.3. Model Cassona i Herschel'a-Bulkley'a.....	28
2.2.4. Visco-elasto-plastyczny model Gamota-Filisko .....	29
2.2.5. Visco-elasto-plastyczny model Li .....	30
2.2.6. Model Bouc-Wen'a .....	30
2.2.7. Model Spencera.....	31
2.2.8. Zmodyfikowany model Gamota-Filisko – wersja 1 .....	32
2.2.9. Zmodyfikowany model Gamota-Filisko –wersja 2.....	33
2.2.10. Uwagi dotyczące modeli reologicznych cieczy, tłumików i amortyzatorów magnetoreologicznych.....	33
2.3. WPŁYW WYBRANYCH PARAMETRÓW NA WŁASNOŚCI TŁUMIKÓW I AMORTYZATORÓW MR.....	35
2.3.1. Rodzaj cieczy MR .....	35
2.3.2. Czas pracy tłumika lub amortyzatora.....	36
2.3.3. Rodzaj i charakter wymuszenia ruchu.....	37
2.3.4. Cechy konstrukcyjne, materiałowe i technologiczne urządzeń MR .....	38
<b>3. ZAŁOŻENIA DO KONSTRUKCJI OBIEKTU I STANOWISKO BADAWCZE .</b>	<b>41</b>

3.1. ZAŁOŻENIA KONSTRUKCYJNE AMORTYZATORA SPEŁNIAJĄCEGO WARUNKI NIEZBĘDNE DO REALIZACJI BADAŃ .....	41
3.2. WYBRANE ZAGADNIENIA DOTYCZĄCE KONSTRUKCJI PROTOTYPU .....	42
3.3. WYKORZYSTYWANE STANOWISKO BADAWCZE .....	45
<b>4. BADANIA EKSPERYMENTALNE PROTOTYPU.....</b>	<b>48</b>
4.1. PROGRAM BADAŃ .....	48
4.2. ANALIZA CYKLU PRACY AMORTYZATORA .....	49
4.3. WPŁYW TEMPERATURY .....	52
4.4. WPŁYW WYSOKOŚCI SZCZELINY .....	54
4.5. WPŁYW NATEŻENIA PRĄDU ELEKTRYCZNEGO.....	56
4.6. WPŁYW CZĘSTOTLIWOŚCI OSCYLACJI WYMUSZENIA KINEMATYCZNEGO	58
<b>5. MODELOWANIE I ANALIZA PROCESÓW DYSSYPACYJNYCH W AMORTYZATORZE.....</b>	<b>60</b>
5.1. WERYFIKACJA WYNIKÓW BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH.....	60
5.2. WYBÓR MODELI REOLOGICZNYCH I ICH KONFRONTACJA Z REZULTATAMI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH .....	67
5.2.1. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Bauc-Wena.....	67
5.2.2. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Gamota-Filisko.....	73
<b>6. IDENTYFIKACJA PARAMETRYCZNA MODELU.....</b>	<b>81</b>
6.1. IDENTYFIKACJA NA PODSTAWIE REZULTATÓW BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH.....	81
6.2. IDENTYFIKACJA Z UŻYCIEM METODY SYMULOWANEGO WYŻARZANIA....	83
6.3. WALIDACJA WYNIKÓW .....	85
6.4. KSZTAŁTOWANIE CHARAKTERYSTYK AMORTYZATORA W PRZESTRZENI PROJEKTOWEJ.....	91
6.5. INTERPOLACJA WYNIKÓW EKSPERYMENTALNYCH.....	95
<b>7. WYZNACZANIE OPTYMALNEJ WIELKOŚCI SZCZELINY W AMORTYZATORZE.....</b>	<b>99</b>
7.1. PODSTAWA DZIAŁAŃ OPTYMALIZACYJNYCH .....	99
7.2. IDENTYFIKACJA ZAGADNIENIA OPTYMALIZACYJNEGO .....	101
7.3. DOBÓR PARAMETRÓW OKREŚLAJĄCYCH WIELKOŚĆ SZCZELINY ORAZ NATEŻENIA PRĄDU .....	101
<b>8. PODSUMOWANIE PRACY .....</b>	<b>108</b>
<b>LITERATURA:.....</b>	<b>112</b>

# CONTENTS

- 1. INTRODUCTION..... 14**
  - 1.1. INTRODUCTION TO THE SUBJECT..... 14
  - 1.2. GENESIS OF WORK..... 16
  - 1.3. MAIN PURPOSE, OBJECT AND DOMAIN OD STUDY, METHODOLOGY AND THESIS ..... 18
- 2. CURRENT KNOWLEDGE STATE ABOUT MR FLUIDS AND CONSTRUCTION OF DAMPERS AND SCHOCK ABSORBERS..... 21**
  - 2.1. MAGNETORHEOLOGICAL FLUIDS, THEIR CONSTRUCTION AND PRINCIPLE OF OPERATION ..... 21
    - 2.1.1. Basic Properties of magnetorheological fluids ..... 21
    - 2.1.2. Accepted theory of a magnetorheological..... 23
    - 2.1.3. Utilization of main properties of MR fluids in technology..... 24
  - 2.2. OVERVIEW OF MODELS OF MR FLUIDS, DAMPERS AND SHOCK ABSORBERS..... 26
    - 2.2.1. Visco-Plastic and Visco-elasto-plastic Bingham model..... 26
    - 2.2.2. Cross model..... 28
    - 2.2.3. Casson and Herschel-Bulkley model..... 28
    - 2.2.4. Gamot-Filisko visco-elasto-plastic model..... 29
    - 2.2.5. Li visco-elasto- plastic model ..... 30
    - 2.2.6. Bouc-Wen’a model ..... 30
    - 2.2.7. Spencer model..... 31
    - 2.2.8. Modified Gamot-Filisko – model, version 1..... 32
    - 2.2.9. Modified Gamot-Filisko – model, version 2..... 33
    - 2.2.10. Remarks to models of MR fluids, dampers and shock absorbers..... 33
  - 2.3. THE INFLUENCE OF CHOSEN PARAMETERS ON DAMPERS AND SHOCK ABSORBERS PROPERTIES..... 35
    - 2.3.1. The type of MR fluid..... 35
    - 2.3.2. The time of work ..... 36
    - 2.3.3. The type and character of motion input function ..... 37
    - 2.3.4. Design, material and technological features of MR devices..... 38
- 3. OBJECT CONSTRUCTIONAL ASSUMPTIONS AND RESEARCH STAND..... 41**

3.1. CONSTRUCTIONAL ASSUMPTIONS NECESSARY FOR REALIZATION OF THE RESEARCH.....	41
3.2. PROTOTYPE CONSTRUCTION – SELECTED PROBLEMS .....	42
3.3. RESEARCH STAND.....	45
<b>4. EXPERIMENTAL RESEARCH OF A PROTOTYPE.....</b>	<b>48</b>
4.1. RESEARCH PROGRAM.....	48
4.2. ANALYSIS OF DAMPERS SINGLE WORK CYCLE .....	49
4.3. THE INFLUENCE OF THE TEMPERATURE.....	52
4.4. THE INFLUENCE OF THE CREVICE SIZE.....	54
4.5. THE INFLUENCE OF THE VALUE OF AN ELECTRIC CURRENT .....	56
4.6. THE INFLUENCE OF THE OSCILATION OF MOTION INPUT FUNCTION	58
<b>5. MODELLING AND ANALYSIS OF DISSIPATION PROCESSYS IN A SHOCK ABSORBER.....</b>	<b>60</b>
5.1. EXPERIMENTAL RESEARCH RESULTS VERYFICATION.....	60
5.2. THE CHOIS OF MAGNETORHEOLOGICAL MODELS AND THEIR COMPARISION WITH EXPERIMENTAL RESULTS.....	67
5.2.1. Results of Bouc –Wen model computer simulation .....	67
5.2.2. Results of Gamot–Filisko model computer simulation.....	73
<b>6. PARAMETRIC IDENTYFICATION OF A MODEL.....</b>	<b>81</b>
6.1. MODEL IDENTYFICATION BASED ON EXPERIMENTAL RESULTS...	81
6.2. MODEL IDENTYFICATION WITH THE USE OF SIMULATED ANNEALING METHOD.....	83
6.3. VALIDATION OF THE RESULTS.....	85
6.4. DAMPING CHARACTERISTIC FORMING IN THE DESIGN SPACE.....	91
6.5. INTERPOLATION OF EXPERIMENTAL RESULTS.....	95
<b>7. DETERMIANTION OF OPTIMAL CREVICE SIZE IN A DAMPER....</b>	<b>99</b>
7.1. THE BASIS OF OPTIMIZATION ACTION.....	99
7.2. IDENTYFIACTION OF OPTIMIZATION TASK.....	101
7.3. THE CHOICE OF PARAMETERS DETERMINING THE CREVICE SIZE AND THE VALUE OF ELECTRIC CURRENT .....	101
<b>8. CONCLUSIONS.....</b>	<b>108</b>
<b>REFERENCES.....</b>	<b>112</b>

## STRESZCZENIE

Zasadniczym celem prezentowanej pracy była dogłębna analiza i uszczegółowienie opisu matematycznego procesów oraz zjawisk rozpraszania i pochłaniania energii, określenie wpływu na nie parametrów sterowania, cech konstrukcyjnych i eksploatacyjnych, a także opracowanie procedur optymalizacyjnych wybranych procesów zachodzących w tłumikach i amortyzatorach magnetoreologicznych w warunkach cyklicznych obciążeń.

Dokonano literaturowego przeglądu modeli reologicznych, stosowanych do opisu tłumików i amortyzatorów wykorzystujących cieczy magnetoreologiczne. Na podstawie analizy budowy i sposobu opisu modeli pod kątem zjawisk rozpraszania i pochłaniania energii w amortyzatorze z cieczą magnetoreologiczną, w określonym przedziale czasu i ściśle sprecyzowanych warunkach pracy oraz z uwzględnieniem przyjętych założeń, wytypowano dwa modele reologiczne: Bouc-Wena oraz zmodyfikowany model Gamota-Filisko, celem szczegółowego porównania. Ponadto badania literaturowe i prace własne dotyczyły określenia wpływu wybranych czynników na własności tłumików i amortyzatorów podczas ich pracy. Opisano wpływ: rodzaju cieczy MR (ang. Magnetorheological), czasu pracy amortyzatora, rodzaju i charakteru wymuszenia ruchu, cech konstrukcyjnych, materiałowych i technologicznych na własności tych urządzeń. Na tej podstawie sprecyzowano program badawczy dotyczący funkcjonowania amortyzatora z cieczą magnetoreologiczną. Podstawowym zadaniem eksperymentów badawczych, wykonywanych w ramach niniejszej pracy, było określenie wpływu wysokości szczeliny do transportu cieczy pomiędzy komorami amortyzatora magnetoreologicznego oraz niektórych innych parametrów, na jego własności rozpraszania i pochłaniania energii. Pełna obserwacja zjawisk ilościowych i jakościowych była dokonana w kompleksowych badaniach, które dotyczyły oddziaływania wybranych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych amortyzatora, takich jak natężenie prądu płynącego w solenoidzie, prędkości przemieszczania się tłoczyska i inne, na te własności. Wykonano program badawczy amortyzatora z cieczą magnetoreologiczną dla trzech wartości wysokości szczeliny, różnych wartości natężenia prądu i przy różnych prędkościach oscylacji kinematycznego wymuszenia ruchu.

Następnie określono procedurę identyfikacji parametrów modelu oraz wykonano kilkustopniową identyfikację właściwą dwoma sposobami. Pierwszy ze sposobów polegał na poszukiwaniu minimum wartości ze zbioru rozwiązań, gdy zmienne parametry modelu stanowiły skończone ciągi arytmetyczne. W drugim ze sposobów, wykorzystano metodę optymalizacyjną symulowanego wyżarzania, której algorytm zaimplementowano

w programie *Scilab* celem zautomatyzowania i przyspieszenia obliczeń numerycznych. Identyfikację współczynników modeli reologicznych przeprowadzono w całym badanym zakresie prędkości oscylacji. Wykazano, iż w tym obszarze, wyniki uzyskane za pomocą uproszczonego modelu Gamota–Filisko są porównywalne ilościowo i jakościowo z modelem Bouc-Wena.

W następnej kolejności, aby określić zależność pomiędzy wielkością szczeliny, parametrami sterowania, a ilością energii rozpraszanej, wykonano zestawienie zmian wartości parametrów modelu reologicznego w funkcji tych wielkości. Uzyskane powierzchnie zmian ekstrapolowano dla szerszego zakresu zmienności wysokości szczeliny, przez co znacznie powiększono obszar poszukiwania rozwiązania dla małych wartości wysokości szczelin, których nie badano podczas prowadzenia eksperymentów badawczych.

Analiza wyników obliczeń i wykresów powierzchni zmian poszczególnych parametrów modelu wykazała, że w punktach określonych w badaniach eksperymentalnych, izolinie wartości poszczególnych parametrów przecinały się w jednym miejscu - punkcie. Miejsca przecięcia charakteryzowane były przez wartość prądu elektrycznego oraz wielkość szczeliny, jakiej użyto w amortyzatorze, aby uzyskać daną siłę oporu, co określało energię rozpraszaną w urządzeniu. Dalsza analiza rozwiązań uzyskiwanych za pomocą wykresów izolinii parametrów modeli umożliwiła ich efektywne wykorzystanie podczas projektowania i oceny urządzeń z cieczą magnetoreologiczną.

Wyniki badań otrzymanych w niniejszej pracy mogą być przydatne podczas projektowania amortyzatorów i tłumików z cieczą magnetoreologiczną. Ponadto umożliwiają modyfikację istniejących rozwiązań konstrukcyjnych poprzez ewentualne zmiany konstrukcyjne wielkości wysokości szczeliny w głowicy tłoka, a następnie dopasowanie oraz zoptymalizowanie parametrów pracy urządzenia w nowej aplikacji.

## RÉSUMÉ

L'objectif principal de la thèse est l'analyse et la description mathématique approfondie de processus et de phénomènes de dissipation et d'absorption d'énergie, produits dans les amortisseurs magnétorhéologiques dans les conditions de charges cycliques. A cette fin, on cherche à déterminer l'influence des paramètres de contrôle, de construction et d'exploitation sur les processus en question, ainsi qu'à développer les procédures permettant de les optimiser.

Une étude bibliographique des modèles rhéologiques, appliqués à la description des amortisseurs à fluide magnétorhéologique, a été effectuée. L'analyse de la composition et de la formulation des modèles, réalisée du point de vue des phénomènes de dissipation et d'absorption d'énergie dans l'amortisseur magnétorhéologique (avec la prise en considération de l'intervalle d'étude, des conditions de fonctionnement et des hypothèses admises) a permis d'indiquer et de comparer deux modèles rhéologiques : de Bouc-Wen et de Gamot-Filisko modifié. De plus, la recherche bibliographique et les travaux réalisés concernaient la détermination de l'influence des facteurs choisis sur les propriétés des amortisseurs pendant leur fonctionnement. On a exposé l'influence de type du liquide MR (anglais: MagnetoRheological), du temps de travail de l'amortisseur, du type et caractère de la sollicitation dynamique, des caractéristiques de la construction, du matériau et de la technologie du dispositif. Sur cette base on a défini le programme des recherches portant sur le fonctionnement d'un amortisseur à fluide magnétorhéologique.

La mission principale des essais expérimentaux réalisés dans le cadre de la thèse était la détermination de l'influence de la taille de l'orifice (de l'entrefer) permettant le passage de fluide entre les chambres d'amortisseur magnétorhéologique (et d'autres paramètres) sur les propriétés de dissipation et d'absorption d'énergie dans l'amortisseur.

L'observation complète des aspects quantitatifs et qualitatifs des phénomènes étudiés a été réalisée à travers des études complexes. Celles-ci concernaient l'influence des paramètres fondamentaux de construction et d'exploitation d'amortisseur, tels que l'intensité du courant passant par le bobinage, la vitesse du déplacement de piston (et autres), sur ces phénomènes. Une étude expérimentale de l'amortisseur à fluide magnétorhéologique a été réalisée pour trois valeurs de dimension d'orifice, ainsi que pour différentes valeurs d'intensité du courant et différentes vitesses d'oscillation imposées par les sollicitations cinématiques appliquées.

Ensuite on a défini la procédure d'identification des paramètres du modèle et on a effectué l'identification en appliquant deux approches. La première consistait à rechercher la

valeur minimale dans un ensemble des solutions, avec les paramètres variables du modèle, représentés par les suites arithmétiques finies. Dans la deuxième approche on a utilisé la méthode d'optimisation du recuit simulé dont l'algorithme on été développé dans le programme Scilab dans l'objectif d'automatiser et d'accélérer les calculs numériques. L'identification des paramètres des modèles rhéologiques a été réalisée dans toute la plage de vitesses d'oscillations étudiées. On a démontré que dans ce domaine les résultats obtenus à l'aide du modèle simplifié de Gamot-Filisko sont comparables quantitativement et qualitativement avec le modèle de Bouc-Wen.

Ensuite, afin de déterminer la relation entre la taille de l'entrefer, les paramètres de contrôle et la quantité d'énergie dissipée, on a représenté les changements des paramètres du modèle rhéologiques en fonction de ces valeurs. Les surfaces représentant les changements obtenus ont été extrapolées sur le domaine plus étendu de variation de la taille de l'orifice. Cela a permis d'augmenter significativement le domaine de recherche des solutions et d'étudier les orifices de petites dimensions, qui n'ont pas été testés expérimentalement.

En analysant les résultats des calculs et les graphiques représentant les surfaces des changements de paramètres du modèle, on a remarqué qu'aux points issus des tests expérimentaux, les isolignes des paramètres se croisaient en un point. Les lieux d'intersection sont caractérisés par la valeur du courant électrique et la taille de l'orifice, utilisées dans l'amortisseur pour obtenir la force de la résistance donnée, ce qui détermine l'énergie dissipée dans le dispositif. L'analyse ultérieure des solutions obtenues à l'aide des graphiques des isovaleurs des paramètres des modèles a rendu possible leur utilisation efficace à la conception et à l'évaluation des dispositifs à fluide magnétorhéologique.

Les résultats des études obtenus dans la thèse peuvent être utiles pour la conception des amortisseurs à fluide magnétorhéologique. Ils permettent de modifier les solutions existantes (par exemple, par les changements éventuels de la dimension de l'entrefer dans le cylindre du piston) et ensuite d'adapter ou d'optimiser les paramètres de fonctionnement du dispositif dans une nouvelle application.



## ABSTRACT

The main purpose of this work is to gain a possibly good knowledge and to create a detailed mathematical description of energy absorption and dissipation processes in a magnetorheological shock absorber, as well as the determination of factors that have the influence on construction, operation and control of the system. This work should lead to the formulation of procedures that will enable the optimization of selected processes in shock absorbers under operation conditions of periodical loadings.

The literature review of selected rheological models, used for mathematical description of MR (MagnetoRheological) dampers and shock absorbers has been done. On the basis of models construction analysis in respect of the energy absorption and dissipation features in time, two models have been chosen for further research and comparison: the rheological Gamot-Filisko model and the Bouc-Wen model. Moreover, the literature studies and own research devoted to the determination of the influence of selected parameters on the damper's and shock absorber's features during their operation have been done. Several factors have been described such as the type of MR fluid, the work time, the kind of movement input function, construction, material and technological features. Described problems allowed to define the experimental research program of MR damper in various conditions. The main objective of performed experiments was to determine the influence of the crevice size inside the damper's piston head and several other parameters on the energy absorption and dissipation features. The crevice height is significant, because the magnetorheological fluid flows through two chambers inside a damper's head and it has the major influence on the device's obtainable damping force. The experimental research program was carried out for three different sizes of the piston heads (each piston head had a different crevice height), as well as with various electric current intensity and various oscillation speed. Complete study of effects in terms of quantity and quality has been done.

As a next step a procedure of identification of model parameters has been performed. Two types of algorithms and two rheological models have been analyzed. The first algorithm consisted in obtaining the optimal solution by searching the minimal value in the set of solutions defined by parameters expressed in the form of an arithmetic progression. In the second approach, the simulated annealing method has been adopted to optimize the solution. Both algorithms have been implemented in the Scilab programming environment. The identification of model parameters has been performed for two rheological models: Gamot-

Filisko and Bouc-Wen model, and applied to all experimental results. Results of parameter's identification have been compared in terms of quantity and quality.

Further investigation was done to determine the dependence between the crevice size, damper's operational parameters and numerical model parameters. A setting-up of those values has been performed. That allowed determining the surfaces of model parameters changes. These surfaces have been extrapolated for smaller values of the crevice, which were not examined during experiments. Thanks to this action a range of possible crevice height values has been enlarged.

Based on the analysis of calculation and obtained results it was observed, that in the points, where experimental research has been performed, the isolines of particular model parameters are crossing each other in one point. The points of crossing were characterized by one value of electric current intensity and one value of the crevice height. These values determined the damping force and the amount of energy dissipated in the device. Further analysis of that kind of results allowed the creation of the algorithm and the computer script in Scilab that utilizes that feature in the designing process of a damper.

Results obtained in this work might be helpful for engineers during the designing process of magnetorheological dampers and shock absorbers with magnetorheological fluid inside. They also allow to modify the existing constructions by a possible change of the crevice height inside the piston head. Moreover, the proposed methodology allows matching the operational parameters in a new application and the optimization process of the device.

## Wykaz ważniejszych oznaczeń, pojęć i skrótów

MRF – ang. Magnetorheological Fluid , ciecz magnetoreologiczna,

$a, a_c, a_{sm}$  – szerokość: szczeliny, cewki indukcyjnej, obszaru pola magnetycznego [m],

$B$  – indukcyjność [Henr],

$b$  – długość szczeliny mierzona w połowie wysokości [m],

$c, c_0, c_1$  – współczynniki tłumienia wiskotycznego [Ns/m],

$F, F_{max}, f_o, f_s$  – siły [N],

$F(x)$  – wykres siły w funkcji przemieszczenia,

$F(\dot{x})$  – wykres siły w funkcji prędkości,

$G$  – moduł sprężystości postaciowej [N/m<sup>2</sup>],

$g$  – przyspieszenie ziemskie [m/s<sup>2</sup>],

$H$  – natężenie pola magnetycznego [A/m],

$h, h_1, h_2, h_3$  – wysokość szczeliny [m],

$I, I_0, I_1, I_2, I_3$  – wartość natężenia prądu elektrycznego [A],

$k_o, k_1, k_2$  – współczynniki sztywności sprężyn [N/m],

$k_{pm}$  – współczynnik uwzględniający zwiększenia długości szczeliny w związku z zaokrągleniem linii sił pola magnetycznego,

$n$  – liczba obrotów [obr/min],

$R_1, R_2, R_3$  – średnica wewnętrzna, zewnętrzna szczeliny oraz wewnętrzna obudowy amortyzatora [m],

$T$  – temperatura, przy jakiej następuje przejście do wyższego poziomu, w metodzie symulowanego wyżarzania,

$x_o$  – parametr opisujący warunki początkowe przemieszczenia,

$x$  – przemieszczenie [m],

$z$  – zmienna ewolucyjna w modelu Bouc-Wena,

$\mu, \mu_p$  – lepkość dynamiczna [Ns/m<sup>2</sup>],

$\eta_o, \eta_\infty$  – lepkość cieczy dla małych i dużych prędkości odkształcania  $\dot{\gamma}$ ,

$\alpha$  – parametr reprezentujący siłę tłumienia, w modelu Bouc-Wena,

$\beta, \gamma, A$  – parametry reprezentujące nieliniowe załamanie funkcji, w modeli Bouc-Wena,

$\gamma$  – miara odkształcenia postaciowego płynu,

$\dot{\gamma}$  – prędkość odkształcenia (prędkość ścinania),

$\tau_{OB}$  – graniczne naprężenie styczne, zależne od indukcji magnetycznej [N/m<sup>2</sup>],

## Parameter and abbreviation list

MRF – magnetorheological Fluid ,

$a, a_c, a_{sm}$  – width: crevice, magnetic coil, magnetic field area, [m],

$B$  – inductance [Henr],

$b$  – length of the crevice, measured in the middle of its height [m],

$c, c_0, c_1$  – viscous damping coefficient [Ns/m],

$F, F_{max}, f_o, f_s$  – forces [N],

$F(x)$  – diagram of force as a function of displacement,

$F(\dot{x})$  – diagram of force as a function of piston velocity,

$G$  – shape elasticity module [N/m<sup>2</sup>],

$g$  – gravitational acceleration [m/s<sup>2</sup>],

$H$  – magnetic field intensity [A/m],

$h, h_1, h_2, h_3$  – crevice height [m],

$I, I_0, I_1, I_2, I_3$  – electric current intensity [A],

$k_o, k_1, k_2$  – spring coefficient of elasticity [N/m],

$k_{pm}$  – coefficient that take into account the increase of crevice length due to the rounding of the magnetic field lines,

$n$  – rotates per minute [rpm],

$R_1, R_2, R_3$  – internal diameter, external diameter, damper's internal casing diameter [m],

$T$  – temperature by which the passage to higher level accurse, in simulated annealing

$x_o$  – in diagram of force as a function of displacement initial displacement,

$x$  – displacement [m],

$z$  – evolutionary variable in Bouc-Wen model,

$\mu, \mu_p$  – dynamic viscosity [Ns/m<sup>2</sup>],

$\eta_o, \eta_\infty$  – fluid viscosity for low and large shear rates  $\dot{\gamma}$ ,

$\alpha$  – damping coefficient in Bouc-Wena model,

$\beta, \gamma, A$  – parameters representing nonlinear function in Bouc-Wen model

$\gamma$  – non-dilatational fluid strain,

$\dot{\gamma}$  – shear rate,

$\tau_{OB}$  – shear stress, dependant on the magnetic field strength [N/m<sup>2</sup>],

# 1. WSTĘP

## 1.1. WPROWADZENIE DO TEMATU

Odkryte przed ponad pół wiekiem możliwości wpływania, za pośrednictwem zmian natężenia pola elektrostatycznego lub magnetycznego, na właściwości mechaniczne specjalnych rodzajów cieczy, w bardzo krótkim czasie zaowocowały wykorzystywaniem ich, w różnych zastosowaniach technicznych. Początkowo były to dziedziny pozostające ściśle w kręgu zastosowań militarnych [19,20,22,110,194,254,262]. Z upływem czasu okazało się, iż jedną z głównych przeszkód w dalszym rozwoju urządzeń, których podstawą działania były tego rodzaju cieczy, są trudności w efektywnym sterowaniu ich własnościami. Dlatego, po około dwudziestu latach intensywnych prac badawczych, prowadzonych głównie przez NASA oraz ośrodki badawcze w Japonii, obserwowane było zmniejszone zainteresowanie tą dziedziną badań, aż do czasu gwałtownego rozwoju elektroniki, a zwłaszcza powstania nowej generacji komputerów. W ostatnich trzydziestu latach, obserwowany bardzo gwałtowny nawrót do tematyki dotyczącej zarówno prac nad konstrukcją różnych rodzajów cieczy sterowanych, urządzeń wykorzystujących jako podstawę działania tego rodzaju cieczy, jak również rozwoju innych rodzajów materiałów, których własności mogą być, w łatwy sposób, sterowane za pomocą odpowiednich parametrów prądowych i innych [107,118÷120, 187÷193,224,225], doprowadził do powstania nowej dziedziny badawczej, której przedmiotem zainteresowania są tzw. „materiały inteligentne” („Smart Materials”) [107,158,200,225,227,232].

W rodzinie materiałów zaliczanych do rodziny „materiałów inteligentnych”, a więc materiałów o szczególnych właściwościach charakteryzujących się możliwościami integracji procesów czucia, kontroli i sterowania, jednym z istotnych ogniw tworzących tę grupę materiałów są cieczy magnetoreologiczne (MRF). Dzięki możliwościom wykorzystywania

właściwości, charakterystycznych dla kilku odmiennych dziedzin, a więc dzięki swojej wielofunkcyjności, obok takich „materiałów inteligentnych”, jak materiały piezoelektryczne [187÷193,229,230], kompozyty magnetoreologiczne [118,119,120,140], czy materiały z pamięcią kształtu, ciecze MR znajdują aktualnie już bardzo liczne zastosowania praktyczne, w wielu urządzeniach mechanicznych [39,40,42,68,84,89,92], eksploatacji budynków, mostów [60,61,62,86,102,103,101,146,183,217,218,234,247,253,254], szeroko pojętych działaniach medycznych [41], badaniach kosmicznych [127,254], w przemyśle górniczym [158,159,160,161], poligraficznym [176,256], elektrotechnice [254,256,257], jako elementy zastępujące, np. uszczelnienia [184], tłumiące drgania przewodów wysokiego napięcia [102,200,204,205,207,245], wspomagające pracę łożysk [176,184,254,256,257] itd..

Ze względu na niższe, w stosunku do innych grup „materiałów inteligentnych”, wymagania dotyczące sterowania [6,37,43,61,62,67,80,114,127,166,167,186,197,199,202,215,217,235,247,255], a także w wielu przypadkach, ze względu na znacznie niższe, w stosunku do innych rodzajów cieczy sterowalnych, wymagania technologiczne dotyczące wytwarzania tej grupy materiałów [2,23,33,34,38,39,40,42,46,49,51,71,77,79,80,84,115,131,133,140,179,214,222,236], w ostatnich latach obserwowany jest ogromny wzrost zainteresowania tym rodzajem cieczy. Zdobyły one stałe miejsce, w różnych dziedzinach zastosowań, w szczególności jako podstawowy element konstrukcyjny różnego rodzaju tłumików, amortyzatorów, sprzęgieł, hamulców [39,40,84,89,90,122,137,138,149,155,169,174,176,185,186,194,195,196,249,254] itd.

Obok zastosowań, w bardzo zaawansowanych technicznie i specyficznych dziedzinach badań, jak np. kosmonautyka, powszechnie przytaczane przykłady najczęściej wymienianych dziedzin, gdzie konstrukcje pracujące na bazie cieczy magnetoreologicznych znajdują zastosowanie, to między innymi:

- wykorzystane w samochodach Cadillac Stabilitrak, Corvette (1999r.), zaprezentowanym po raz pierwszy na salonie samochodowym w 2000 roku, w Genewie, modelu Cadillac Imaj roadster oraz w doświadczalnym modelu Sevilla STS 2002, samochodowe amortyzatory zawieszon znanej firmy Delphi [260], a także w modelu Cadillac Corvette 2003, amortyzatory produkcji GM, m.in. RPO F55 oraz RPO F45 [254,261] z systemem Magnetic Ride Control,
- podnoszące komfort kierowcy, zastosowane po raz pierwszy w 1998 roku przez firmy Western Star oraz Freightliner, amortyzatory foteli osiemnastokołowych ciężarówek [89,90,138,174,186,210,254], lub samochodów osobowych np: [92,93,96,99,206],

- stosowane, m.in. w pralkach automatycznych, magnetoreologiczne amortyzatory drgań firmy LORD [39,254],
- stosowane od roku 2000, tłumiki MR montowane w protezach stawów kolanowych [41,254],
- od dawna wykorzystywane, jako zabezpieczenia budynków przed wstrząsami sejsmicznymi, wibroizolatory z cieczami MR m.in.: [60,61,62,86,102,103,124,146,183, 217,218,234,235,247,254],
- tłumiki drgań m.in.: [22,24,25,35,39,55,56,57,65,68,84,85,89,90,105÷109,138,149,155, 166,174,158,186,200,204,207,234,245,253,254],
- uszczelnienia maszyn górniczych m.in.: [159,160,162,168,173],
- miniaturowe sprzęgła MR precyzujące ruchy robotów, m.in.: [122,137,196,249,254,256] itd.

Przytoczone powyżej przykłady zastosowań tłumików i amortyzatorów MR wskazują, w jak wielu dziedzinach techniki urządzenia z cieczami magnetoreologicznymi mogą być wykorzystywane. Uszczegółowione udokumentowanie takiego stwierdzenia znajdujemy, w aktualnie dostępnej literaturze, gdzie prezentowane są opisy wielu rozwiązań konstrukcyjnych tłumików i amortyzatorów, które znajdują zastosowania, również w wielu innych, nie wymienionych dotychczas, dziedzinach techniki, np: [107,158,200,232].

## **1.2. GENEZA PRACY**

Pomimo bardzo intensywnego rozwoju konstrukcji tłumików i amortyzatorów MR, studiując literaturę dotyczącą cieczy i urządzeń MR, nietrudno zauważyć, iż opracowania teoretyczne dotyczące zjawisk w nich zachodzących są, w dalszym ciągu, przedmiotem zainteresowania bardzo wielu wyspecjalizowanych ośrodków badawczych i uniwersyteckich. Przyjmując bardzo ogólne kryterium, grupowania zagadnień problemowych, związanych z cieczami MR i urządzeniami wykorzystującymi te ciecze jako podstawę działania, można te problemy podzielić na:

- odnoszące się bezpośrednio do cieczy MR,
- dotyczące zagadnień konstrukcyjnych związanych z projektowaniem i budową tłumików, amortyzatorów i innych urządzeń oraz
- dotyczące zjawisk pojawiających się w tych urządzeniach, podczas eksploatacji.

Mimo aktualnie szerokiej już oferty rynkowej cieczy magnetoreologicznych, w dalszym ciągu obserwowany jest brak takiej cieczy, która spełniałaby wszystkie potrzebne w projektowaniu, konstrukcji, a przede wszystkim w eksploatacji, wymagania techniczne

[21,38,77,254]. Problemami nie w pełni satysfakcjonującymi inżynierów, badaczy cieczy MR, pozostają w dalszym ciągu, m.in. zagadnienia związane z sedymentacją, remanencją, zakresem temperaturowym i stabilnością właściwości podczas pracy [71,77,80,115, 158,200,247,252,254] itd. Z inżynierskiego punktu widzenia, konstruktora urządzeń MR, są to zagadnienia mające decydujące znaczenie dla procesu prawidłowego działania projektowanego urządzenia oraz przede wszystkim jego prawidłowej eksploatacji.

Przystępując do opracowywania zagadnień sformułowanych w temacie niniejszej pracy, jej autor, zdając sobie sprawę z ważności oddziaływania na proces rozpraszania i pochłaniania energii w procesach drganiowych, jakie zachodzą w tłumikach bądź amortyzatorach MR, stosowanego rodzaju cieczy MR, świadomie pomija zagadnienie dotyczące kompozycji i konstrukcji cieczy pozostawiając te problemy do doskonalenia, chemikom oraz specjalistom inżynierii materiałowej; skupia się na problemach, które są związane z projektowaniem, konstrukcją i eksploatacją urządzeń, w których cieczy MR są podstawą ich działania i prawidłowej pracy, w szczególności na problemach, które dotyczą tłumików i amortyzatorów.

W dwóch kolejnych, wymienionych wyżej grupach problemów, mimo intensywnych prac badawczych, prowadzonych na całym świecie, w dalszym ciągu wiele zjawisk, które związane są z konstrukcją, a także z oddziaływaniem specyficznych własności cieczy MR w urządzeniach, nie jest opisanych matematycznie, w sposób zadowalający i pełny. Bardzo wiele problemów związanych z konstrukcją tłumików lub amortyzatorów wymaga również pogłębionych badań.

Zupełnie oddzielną grupę zagadnień badawczych stanowią też problemy, jakie pojawiają się, w trakcie eksploatacji opisywanego typu urządzeń. Dotyczą one również wielu zjawisk, które jak dotychczas nie zostały dostatecznie dokładnie rozpoznane i opisane matematycznie.

Zdaniem autora niniejszej pracy, należące do wymienionych ostatnio grup badań, nierozwiązane bądź wymagające, potwierdzonego badaniami eksperymentalnymi, uściślonego opisu matematycznego problemu, obejmują w dalszym ciągu szeroki zakres zagadnień. Najważniejszymi z nich są między innymi te, które dotyczą:

- określenia wpływu wielkości i kształtu szczeliny do przepływu cieczy w głowicy, na wartości pochłanianej i rozpraszanej, w tłumikach MR energii,
- wyznaczenia wpływu zmian wartości natężenia prądu płynącego w solenoidzie, na kształtowanie pola magnetycznego wokół przestrzeni przez którą przepływa ciecz MR, na wartości pochłaniania i rozpraszania energii w tłumiku lub amortyzatorze,



- wyjaśnienia i opisu wpływu temperatury cieczy MR na podstawowe wartości parametrów pracy tłumika lub amortyzatora,
- określenia wpływu charakteru obciążenia tłumika na wielkość pochłanianej i rozpraszanej energii,
- wyznaczenia wpływu prędkości przemieszczeń tłoczyska tłumika lub amortyzatora na wielkość pochłanianej i rozpraszanej energii,
- propozycji reologicznego modelu amortyzatora MR odwzorowującego precyzyjnie eksploatacyjne, rzeczywiste parametry jego pracy,
- jednoznacznego opisu matematycznego parametrów niezbędnych do wykorzystania w procesie projektowania i konstrukcji tego typu urządzeń itd.

Wymienione przesłanki były bezpośrednią przyczyną podjęcia się prezentowanego opracowania, które w przekonaniu autora, przyczyni się, przynajmniej w drobnej części, do uzupełnienia wymienionych powyżej niedostatków badawczych.

### **1.3. CEL, PRZEDMIOT I ZAKRES BADAŃ, METODYKA BADAWCZA ORAZ TEZA PRACY**

Zasadniczym celem prezentowanej pracy jest dogłębne poznanie i uszczegółowienie opisu matematycznego procesów oraz zjawisk rozpraszania i pochłaniania energii, określenie wpływu na nie parametrów sterowania, cech konstrukcyjnych i eksploatacyjnych, a także opracowanie procedur optymalizacyjnych wybranych procesów zachodzących w tłumikach i amortyzatorach magnetoreologicznych.

Tak sformułowany cel pracy może być osiągnięty poprzez wszechstronne badania eksperymentalne i analizę czynników kształtujących charakterystyki tłumiące amortyzatora lub tłumika, opis matematyczny oraz symulację numeryczną przyjętych modeli reologicznych, możliwie wiernie odwzorowujących rzeczywiste zachowania tych urządzeń podczas pracy.

Przedmiotem badań są magnetoreologiczne amortyzatory wykorzystujące jako podstawę działania, ciecz produkcji firmy LORD o oznaczeniu fabrycznym MR 132-LD. W badaniach eksperymentalnych, których wyniki prezentowane są w niniejszej pracy, wykorzystane zostały:

- amortyzator produkcji firmy LORD Co. Rheonetic RD-1005-3 oraz
- jeden z rodziny prototypów amortyzatorów, o oznaczeniu SiMR MR-LD 203, jaki skonstruowany został w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej.

Tak więc zakres niniejszej pracy został ograniczony do szczegółowych badań dwóch wymienionych urządzeń MR. Zaplanowane eksperymenty badawcze były realizowane w taki sposób, aby możliwe było wyznaczenie wszystkich niezbędnych parametrów służących do budowy i konstrukcji odpowiednich charakterystyk ilustrujących główne właściwości amortyzatora. Jednak przedmiotem szczególnego zainteresowania autora podczas realizacji badań oraz analizy ich rezultatów, było określenie wpływu wielkości szczeliny do przepływu cieczy przez szczelinę głowicy amortyzatora MR, na wartości rozpraszanej i pochłanianej energii, wyznaczenie algorytmów symulacji oraz optymalizacja procesów zachodzących w tych urządzeniach.

Mimo pozornie zawężonego zakresu pracy, intencją autora było wykonanie takiego opracowania, aby procedury analizy modeli oraz opracowywane algorytmy badań, nie odnosiły się tylko do wybranych jednostkowych amortyzatorów MR, lecz by stały się wzorcem do podobnych analiz dotyczących całych grup obiektów magnetoreologicznych, które spełniają odpowiednie kryteria klasyfikacyjne pozwalające sytuować i zaliczać je do wybranych pozycji badawczych.

W pracy przyjęto założenie, iż realizacja sformułowanego powyżej zakresu pracy zostanie dokonana poprzez sformułowanie i rozwiązanie kilku obszernych grup zadań badawczych, które dotyczyć będą:

- wyboru projektu konstrukcji prototypu uniwersalnego amortyzatora badawczego MR umożliwiającego realizację zmian wartości, niezbędnych w badaniach konstrukcyjnych zespołu, będącego przedmiotem szczególnego zainteresowania badawczego jakim jest głowica amortyzatora,
- wykonania wszechstronnych badań eksperymentalnych, na podstawie których zostaną wyznaczone, niezbędne w dalszej realizacji pracy, charakterystyki urządzenia; będą to przede wszystkim charakterystyki, które pozwolą określić, jakościowy i ilościowy, wpływ różnych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych badanego obiektu na wartości pochłanianej i rozpraszanej przez tłumik energii,
- przeprowadzenia szczegółowej analizy wpływu wartości różnych parametrów konstrukcyjnych urządzenia oraz parametrów eksploatacyjnych, realizowanych podczas badań eksperymentalnych, na właściwości tłumiące urządzenia, ze szczególnym uwzględnieniem oddziaływania na te właściwości, wymiarów geometrycznych szczeliny do przepływu cieczy w głowicy amortyzatora,

- wybrania, na podstawie otrzymanych podczas analizy rezultatów badań, modelu reologicznego amortyzatora jego opisu matematycznego oraz przeprowadzenia badań symulacyjnych,
- identyfikacji parametrów modelu, celem określenia zmiennych reprezentujących wybrane parametry konstrukcyjne i eksploatacyjne amortyzatora (wielkość szczeliny do przepływu cieczy oraz wartości natężenia prądu płynącego w cewce solenoidu) oddziaływujące w sposób bezpośredni na właściwości i kształtowanie jego charakterystyk w przestrzeni projektowej,
- sformułowania zadania optymalizacyjnego oraz opracowania algorytmu pozwalającego wyznaczać zakres najlepszych wartości parametrów natężenia prądu płynącego w cewce głowicy solenoidu, oraz optymalną wartość szczeliny do przepływu cieczy w głowicy amortyzatora.

Zdaniem autora pracy, zaprezentowana powyżej metodyka badawcza, gwarantuje w pełni realizację zarówno zasadniczego celu pracy oraz udowodnienie głównej jej tezy, która jest formułowana następująco:

*opierając się na szczegółowych wynikach analizy rezultatów badań eksperymentalnych, amortyzatora lub tłumika magnetoreologicznego, możliwe jest opracowanie takiego algorytmu, który zapewni możliwość określenia wartości optymalnych, wybranych parametrów, w szczególności wielkości szczeliny do transportu cieczy MR pomiędzy komorami i parametrów natężenia prądu, mających bezpośredni wpływ na poprawę parametrów eksploatacyjnych tych urządzeń.*

## **2. AKTUALNY STAN WIEDZY O CIECZACH ORAZ KONSTRUKCJACH TŁUMIKÓW I AMORTYZATORÓW MAGNETOREOLOGICZNYCH**

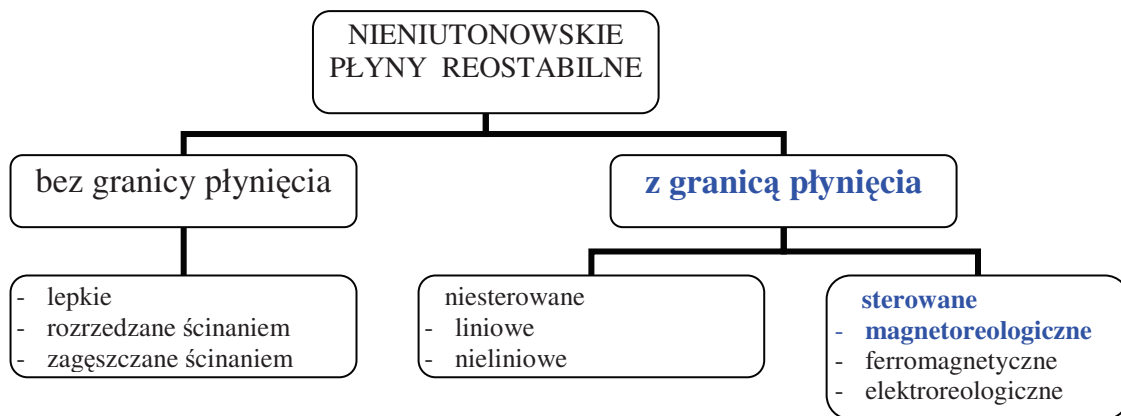
### **2.1. CIECZE MAGNETOREOLOGICZNE, ICH BUDOWA I ZASADA DZIAŁANIA**

#### **2.1.1. Podstawowe właściwości cieczy magnetoreologicznych**

Za twórcę i odkrywcę cieczy magnetoreologicznych przyjmuje się Jacoba Rabinowa, który pracował w Narodowym Biurze Standardów (National Bureau of Standards, obecnie National Institute of Standards and Technology). W latach czterdziestych ubiegłego wieku opracował koloidalną zawiesinę magnetycznie spolaryzowanych cząstek proszku związków żelaza i innych metali zmieniającą właściwości mechaniczne pod wpływem działania pola magnetycznego [38,158,195,196].

Cieczami tymi zajmował się także Elmor, którego prace doprowadziły do podziału cieczy magnetycznych na magnetoreologiczne o cząsteczkach wielkości mikrometrów oraz ferromagnetyczne o cząsteczkach wielkości nanometrów.

Przyjmując powszechnie akceptowane kryterium podziału reologicznych cieczy nieniutonowskich m.in. [100,126,158], które zaprezentowane zostało na rys. 2.1 zauważamy, że będące przedmiotem bezpośredniego zainteresowania w niniejszej pracy płyny, należą do grupy płynów reostabilnych, a więc są cieczami, których własności reologiczne zależą od czasu ścinania; wykazują one również granicę płynięcia; są więc cieczami charakteryzującymi się własnościami plastyczno-lepkimi.



Rys. 2.1. Klasyfikacja cieczy reologicznych [100,126,158]

O właściwościach i konstrukcji cieczy magnetoreologicznych decydują cząstki stałe Fe i jego stopów, np. z Ni lub Co; mają one wymiary od 0,5 do 0,8 *mikrometra* [158,200]. Zawartość cząstek ferromagnetycznych w cieczy nośnej, którą najczęściej stanowią; ponyphenylether, perfluoropolyether lub cyklopentan, ale także olej silikonowy, mineralny, a nawet woda, wynosi od około 20% do około 40% objętości cieczy. Wartości indukcji nasycenia cieczy, stosowanych w aplikacjach inżynierskich jest rzędu 1,2 [T], a zakres niezmiennych warunków pracy, w zależności od temperatury określany jest wartościami od minus 50<sup>0</sup>[C] do 150<sup>0</sup>[C] [42,254,256]. Lepkość cieczy MRF jest podobna do wartości tego parametru jaki opisuje cieczy ferromagnetyczne; określa się tę wielkość w przedziale od 5 [cP] do 25000 [cP]<sup>1</sup>.

Główną zaletą cieczy magnetoreologicznej jest to, że wykazuje ona wysoką zdolność magnetyzacji. Jej lepkość, pod wpływem oddziaływania pola magnetycznego, zmienia się wielokrotnie. Zamieszczone w katalogach cieczy MR dane [254,255,256,259] informują, np., że przy natężeniu pola magnetycznego ok. 200 [kA/m], lepkość dla cieczy MRF wynosi około 700 [P], podczas gdy dla cieczy ferromagnetycznej około 50 [P]; skutkuje to m. in. tym, że odpowiednie naprężenia ścinające dla obu rodzajów cieczy, przy wspomnianych wartościach natężenia pola, wynoszą odpowiednio: 100 [kPa] oraz 5 [kPa].

W tablicy 2.1 zostały zestawione zasadnicze własności, jednej z najbardziej popularnych aktualnie na świecie cieczy, produkcji firmy Lord, cieczy o oznaczeniu MRF-132 LD.

<sup>1</sup> jednostka lepkości dynamicznej 1 centiPoise (cP), 1 [cP] = 1 · 10<sup>-3</sup> [Pa·s ]

Tablica 2.1. Typowe wartości parametrów cieczy magnetoreologicznej [254,256]

Parametr	Ciecz MR	Parametr	Ciecz MR
Lepkość (przy braku pola magnetycznego)	0,2÷0,3 [Pa·s] (25[°C])	$\mu / \tau_o^2$	10 <sup>-10</sup> ÷ 10 <sup>-11</sup> [s/Pa]
Granica plastyczności $\tau_o$	50÷100 [kPa] przy (150÷250 [kA/m])	Napięcie zasilania	2÷25 [V], 1÷2 [A]
Maksymalne natężenie pola	250 [kA/m]	Ograniczenie pola	Nasycenie
Gęstość	3÷4 [g/cm <sup>3</sup> ]	Temperatura pracy	-40÷150[°C]
Czas reakcji	Kilka milisekund	Maksymalna energia pochłaniana	~10 <sup>5</sup> [J/m <sup>3</sup> ]
Kolor	Brazowy, czarny, opal		

Dane zawarte, w tablicy 2.2, ilustrują typowe właściwości kilku innych, wybranych rodzajów cieczy magnetoreologicznych.

Tablica 2.2. Właściwości kilku wybranych rodzajów cieczy magnetoreologicznych [254,256]

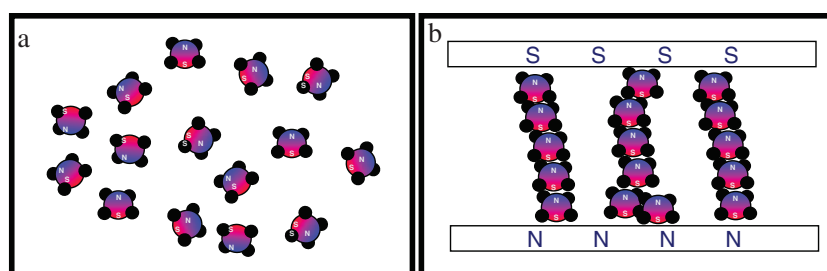
Nazwa cieczy	% Fe w objętości	Ciecz nośna	Gęstość [kg/m <sup>3</sup> ]	Zakres temperatur pracy
<b>MRX 26PD</b>	26	olej węglowodorowy	2660	-40°C do 150°C
<b>MRX 140ND</b>	40	olej węglowodorowy	3640	-40°C do 150°C
<b>MRX 242AS</b>	40	woda	3880	5°C do 90°C
<b>MRX 336AG</b>	36	olej silikonowy	3470	-50°C do 200°C

### 2.1.2. Akceptowalna teoria interpretacji zjawiska magnetoreologicznego

Do wyjaśnienia zjawiska zmiany właściwości mechanicznych cieczy MR, pod wpływem działania pola magnetycznego, stosowana jest najczęściej tzw. „teoria tworzenia się łańcuchów”. Zakłada ona, iż mające określony moment magnetyczny, pojedyncze cząstki cieczy MR przy braku pola magnetycznego, są zorientowane w przestrzeni w sposób przypadkowy, bezładnie. Po wzbudzeniu zewnętrznego pola magnetycznego, na linii S-N, cząstki ferromagnetyczne ustawiają się wzdłuż linii działania pola magnetycznego tworząc łańcuchy zgrupowanych cząstek. W obszarze oddziaływania pola magnetycznego ciecz MR zmienia swoje własności mechaniczne przyjmując stan zbliżony do własności charakteryzujących ciało; poza działaniem pola magnetycznego pozostaje nadal w stanie płynnym [158,195].

Przyjmowana powszechnie, do wyjaśniania zjawisk magnetoreologicznych, „teoria łańcuchów”, w łatwy sposób pozwala wyjaśnić, m.in. zjawisko dwustopniowego, nieliniowego zachowania się cieczy MR, podczas pracy w obecności pola magnetycznego.

Po zgrupowaniu się cząstek w postać łańcuchową, znajdującej się w polu magnetycznym cieczy, w procesie jej transportu przez szczelinę głowicy urządzenia należy pokonać najpierw pewną graniczną wartość naprężenia, poniżej którego nie następuje rozrywanie łańcuchów cieczy. Sieciowa struktura cieczy zachowuje się wówczas jak ciało stałe. Powyżej granicznej wartości, nazywanej granicą płynięcia lub plastyczności  $\tau_o$ , następuje natychmiastowa destrukcja pierwotnie powstałych łańcuchów. Struktura cieczy MR podlega wówczas procesowi płynięcia, a obecne pole magnetyczne nadal oddziałuje na cząsteczki stwarzając opór dla przepływu cieczy [138].



Rys. 2.2. Ilustracja teorii tworzenia się łańcuchów cieczy MR [158]  
a) – rozłożenie cząsteczek cieczy bez obecności pola magnetycznego  
b) – układ łańcuchów cząsteczek cieczy w obecności pola magnetycznego

W pracy [147] przedstawione zostały rezultaty badań nowej struktury cieczy magnetoreologicznej, w której dotychczas stosowane cząstki ferromagnetyczne o nieregularnym, choć zbliżonym do kuli kształcie, zostały zastąpione cząstkami magnetycznymi, w kształcie mikro-włókien. Ich skład chemiczny jest podobny do składu klasycznych cząstek ferromagnetycznych; ich podstawę strukturalną tworzą włókna związków kobaltu i żelaza.

### 2.1.3. Wykorzystanie głównych właściwości cieczy MR w technice

Możliwość kształtowania własności urządzeń poprzez sterowanie zmiennością granicy plastyczności, w cieczach MR, umożliwia różnorodne ich zastosowania. Na rys. 2.3 zilustrowano trzy podstawowe konfiguracje konstrukcyjne, w których ciecz magnetoreologiczna funkcjonuje w urządzeniach technicznych. Charakterystyczny jest sposób przemieszczania się cieczy względem wektora pola magnetycznego oraz wykorzystanie powstającego w cieczy naprężenia stycznego.

Pierwszym rozwiązaniem wykorzystania cieczy MR w urządzeniach technicznych jest tzw. „model ściskający” rys. 2.3a. Ciecz znajduje się w szczelinie pomiędzy dwoma biegunami magnetycznymi, które zbliżają lub oddalają się od siebie. Powoduje to ściskanie lub rozciąganie cieczy. Wzrost lepkości cieczy przeciwdziała ruchom pionowym biegunów



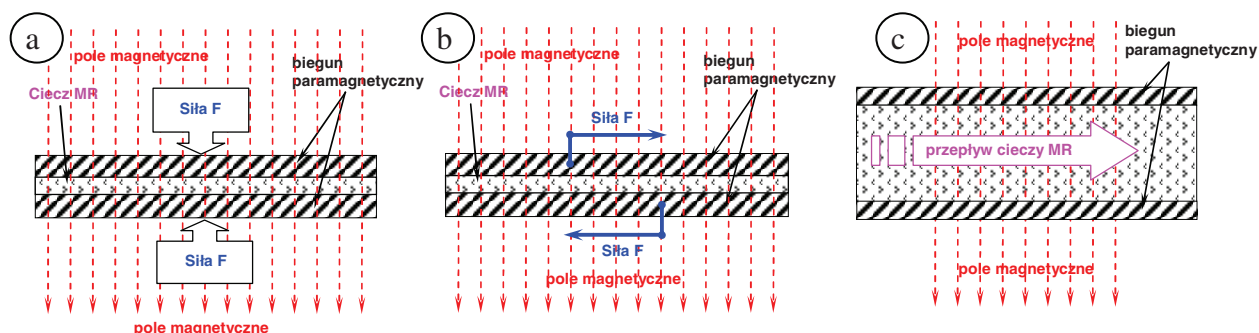
magnetycznych w kierunku działania siły „ $F$ ”. Takie funkcjonowanie cieczy MR zostało opisane m.in. w publikacjach [28,36,51,135,158,165,208,218].

Drugi sposób wykorzystania cieczy MR w urządzeniach nazywany jest „modelem sprzęgłowym” lub „modelem ścinającym” (rys. 2.3b). W modelu tym ciecz magnetoreologiczna znajduje się pomiędzy dwoma przemieszczającymi się względem siebie biegunami paramagnetycznymi. Zmiana natężenia pola magnetycznego steruje lepkością cieczy, przez co zmienia się siła „ $F$ ” powodująca przemieszczenie poprzeczne, jednego z biegunów [36,39,38,40,42,51,50,60,61,62,76,114,115,149,154,158,167].

Trzeci sposób wykorzystania cieczy nazywany jest „modelem zaworowym” lub „przepływowym” (rys. 2.3c). Zasada jego działania podobna jest do zaworu, przez który odbywa się przepływ płynu. Ciecz magnetoreologiczna porusza się na skutek różnicy ciśnień w szczelinie pomiędzy wzajemnie nieruchomymi biegunami magnetycznymi. Wektor pola magnetycznego  $H$  skierowany jest prostopadłe do osi szczeliny. Z prawa ciągłości przepływu Bernoulliego wynika, że natężenie przepływu cieczy  $Q$  jest zależne od:

- różnicy ciśnień na końcach szczeliny,
- lepkości cieczy,
- natężenia pola magnetycznego oraz,
- wymiarów geometrycznych samej szczeliny.

Modele drugi i trzeci umożliwiają uzyskanie dużych przemieszczeń liniowych elementów współdziałających ze sobą, przez co są powszechnie stosowane w amortyzatorach i tłumikach drgań [36,38,40,42,51,50,60,61,62,76,114,115,149,154,158,167].



Rys. 2.3. Podstawowe modele zastosowania cieczy MR [36,63,149,158,167]:  
a) – model ściskający, b) – model sprzęgłowy, c) – model zaworowy

Z analizy zastosowania amortyzatorów i tłumików drgań wynika, że znaczna część badań naukowych oraz opracowywanych zagadnień związanych z techniką MR dotyczy przemysłu samochodowego oraz techniki półaktywnego systemu tłumienia drgań mechanicznych w innych urządzeniach technicznych [28,44,202,203,207].



## 2.2. PRZEGLĄD REOLOGICZNYCH MODELI CIECZY, TŁUMIKÓW I AMORTYZATORÓW MAGNETOREOLOGICZNYCH

### 2.2.1. Lepko-plastyczny i visco-elasto-plastyczny model ciała Bingham

Reologiczne równania stanu materiału lub równania reologiczne opisują związki między naprężeniami, ich pochodnymi względem czasu, odkształceniami i prędkościami odkształceń. W tych równaniach występują stałe, które charakteryzują materiał, natomiast naprężenia i odkształcenia są zmiennymi reologicznymi. Dla każdego modelu istnieje inny zestaw stałych parametrów. Przyjęte schematy mają za zadanie jak najlepsze odwzorowanie rzeczywistych zjawisk zachodzących w badanym urządzeniu, celem lepszego ich poznania.

Modele wykorzystywane do opisu własności cieczy reologicznych konstruuje się w taki sposób, aby opisywana ciecz, w bardzo krótkim, czasie mogła zamiennie wykazywać cechy ciała stałego oraz cieczy. Podobnie jak w przypadku modeli reologicznych, opisu zachowania się cieczy magnetycznych dokonuje się przez kombinację połączonych ze sobą, w różny sposób i w różnej ilości, powszechnie znanych, trzech elementów składowych, doskonałych ciał reologicznych. Jest to sprężyna odwzorowująca ciało doskonale sprężyste Hooke'a (wydłużenie proporcjonalne do przyłożonej siły), następnie suwak odwzorowujący własności doskonale plastyczne ciała St.Venanta oraz tłumik wiskotyczny odwzorowujący własności doskonale lepkie płynu Newtona. Na podstawie przyjętego modelu formułowane są równania stanu, które przedstawiają zależności pomiędzy naprężeniami, odkształceniami i czasem; parametry w nim występujące, określają właściwości reologiczne danego ciała.

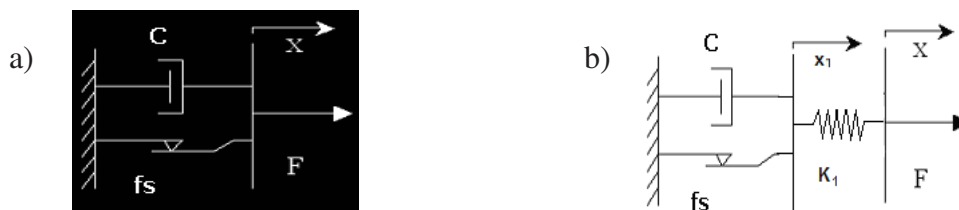
Do opisu złożonych właściwości cieczy *MR* zwykle stosuje się modele dwu i trójczłonowe. Najprostszym przykładem modelu dwuczłonowego jest lepko-plastyczny model Bingham, który składa się z równolegle połączonych elementów: tłumika tarcowego i tłumika wiskotycznego (rys. 2.4a) [49,62,97,216].

Odształcenie w modelu lepko-plastycznym, przedstawionym na rys. 2.4a, nastąpi wówczas, gdy przyłożona siła  $F$  będzie miała większą wartość niż siła symulowana przez element reprezentujący siłę tarcia -  $f_s$  [195 ÷ 198]:

$$F = f_s \operatorname{sgn}(\dot{x}) + c \cdot \dot{x}, \quad (2.1)$$

gdzie:  $c$  – współczynnik tłumienia wiskotycznego,

$f_s$  – siła tarcia.



Rys. 2.4. Lepko-plastyczny (a), oraz lepko-elasto-plastyczny model Bingham'a (b) [48,97]

Visco-elasto-plastyczny model Bingham'a (rys. 2.4b) zbudowany jest z równolegle połączonych elementów St. Venanta (ciało idealnie plastyczne) i Newtona (tłumik), z dołączonym szeregowo elementem sprężystym Hooke'a. Jest to model ciała, które przy małych wartościach naprężeń stycznych zachowuje się jak ciało stałe, a przy wartościach wysokich jak ciecz. Dla małych wartości naprężeń  $\sigma$ , odkształca się tylko sprężyna  $k_1$ . Po przekroczeniu granicznej wartości naprężenia i pokonaniu siły tarcia  $f_s$  elementu St. Venanta, model zacznie się wydłużać lub skracać (płynąć). Prędkość odkształcenia jest wprost proporcjonalna do różnicy między przyłożonym naprężeniem  $\sigma$ , a siłą tarcia  $f_s$  elementu St. Venanta. Równania opisujące zachowania się modelu Bingham'a przyjmują następującą postać [216].

$$F = c \cdot x_1 + f_s \cdot \text{sgn}(\dot{x}_1) \quad |F| > f_s, \quad (2.2)$$

$$F = k_1 \cdot (x - x_1) \quad |F| \leq f_s. \quad (2.3)$$

W odniesieniu do cieczy magnetoreologicznych z porównania obu modeli wynika, że model visco-elasto-plastyczny Bingham'a uwzględnia zjawiska fizyczne jakie zachodzą dla naprężeń mniejszych od naprężenia granicznego w cieczy.

Analiza właściwości modelu matematycznego pozwala w dokładniejszy sposób poznać jego strukturę. Stanowi ona też dodatkową metodę, dzięki której, w połączeniu z doświadczalnie wyznaczonymi charakterystykami procesów rozciągania, pełzania czy relaksacji, uzyskuje się pogłębioną analizę cech charakterystycznych.

W przypadku, gdy naprężenia, w modelu ciała Bingham'a, będą mniejsze od naprężenia granicznego  $\tau_0$ , równanie stanu przyjmie postać adekwatną do równania opisującego właściwości ciała sprężystego:

$$\tau = G \cdot \frac{dl}{dh} = G \cdot \gamma, \quad (2.4)$$

gdzie:  $dl/dh$ - gradient przesunięcia (jest to miara ścinania),

$G$  – moduł sprężystości postaciowej [ $\text{N/m}^2$ ],

$\gamma$  – miara odkształcenia postaciowego płynu.

W przypadku, gdy naprężenia w omawianym modelu, przekroczą naprężenia graniczne  $\tau_o$ , to równanie przyjmie postać:

$$\tau = \tau_o + \mu_p \cdot \dot{\gamma}, \quad (2.5)$$

gdzie:  $\dot{\gamma}$  – prędkość odkształcenia (prędkość ścinania),

$\mu_p$  – lepkość dynamiczna [Ns/m<sup>2</sup>].

### 2.2.2. Model Crossa

Model Bingham jest prosty i stosunkowo łatwy w opisie. Ma on jednak spore ograniczenia i jego zgodność z rzeczywistością ogranicza się tylko do pewnego obszaru. Nie odzwierciedla on dobrze zachowania się cieczy magnetoreologicznych w przypadku, gdy prędkości odkształcenia są poniżej 10 s<sup>-1</sup>, co opisano m.in. w pracy [216]. Dla małych wartości prędkości odkształcenia charakterystyka przestaje być liniowa, a punkt granicy plastyczności wręcz zanika. Uwzględnienie tego zjawiska wymaga zastosowania odrębnego modelu cieczy i innego opisu naprężenia stycznego, co opracował Cross [46,140]. Dla niewielkich prędkości odkształcenia naprężenie styczne w cieczy zdefiniowane jest w następujący sposób:

$$\tau = \left[ \eta_\infty + \frac{\eta_0 - \eta_\infty}{1 + \lambda \cdot \dot{\gamma}} \right] \dot{\gamma}, \quad (2.6)$$

gdzie:  $\eta_0$  – lepkość cieczy dla małych prędkości odkształcenia  $\dot{\gamma}$ ,

$\eta_\infty$  – lepkość dla dużych prędkości odkształcenia  $\dot{\gamma}$ ,

$\lambda$  – stała czasowa związana z czasem relaksacji.

### 2.2.3. Model Cassona i Herschel'a-Bulkley'a

Wśród nieliniowych efektów, jakie obserwuje się w cieczach MR, ważną rolę odgrywa między innymi spadek lepkości cieczy wraz ze wzrostem prędkości ścinania. Jest to zjawisko, które w pewnych przypadkach, dla wąskiego zakresu prędkości, może zostać pominięte. Model Bingham jest wtedy wystarczającym przybliżeniem opisu i zastosowań cieczy magnetoreologicznych [149]. Jednak w przypadkach przepływu cieczy z dużymi prędkościami przez otwory o niewielkich rozmiarach wymagana jest bardziej dokładna znajomość zachodzących zjawisk. Przypadek taki został opisany m. in. w pracy [49]. Model Herschela-Bulkleya [112,113,239,247] jest podobny do modelu Bingham z tym, że dodatkowo uwzględnia szereg nieniutonowskich właściwości cieczy. Model Cassona stosowany był pierwotnie do opisu reologicznych właściwości krwi, która była traktowana jako zawiesina komórek ciała stałego w osoczu. Przez analogię może ona być porównywana

do cieczy magnetoreologicznej. Wzór opisujący naprężenie styczne w modelu Cassona przedstawia się następująco:

$$\tau^{0,5} = \tau_o^{0,5} + (\eta \cdot \dot{\gamma})^{0,5} \quad (2.7)$$

W modelu Herschela-Bulkleya równanie opisujące naprężenie styczne występuje w postaci:

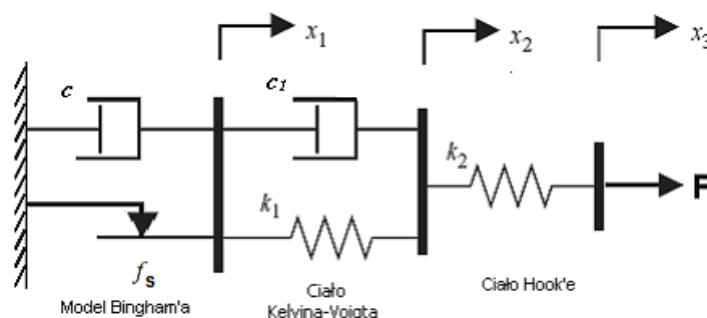
$$\tau = \tau_o + C \cdot \dot{\gamma}^p, \quad (2.8)$$

gdzie:  $p$  – dodatni współczynnik,

$C$  – parametr konsystencji, podobny do parametru lepkości [112,113].

#### 2.2.4. Visco-elasto-plastyczny model Gamota-Filisko

Około 1990r. Gamot i Filisko zaproponowali model, oparty na bazie modelu Bingham'a. Składa on się z trzech połączonych ze sobą układów, przedstawionych na rys. 2.5, [60,61,62].



Rys. 2.5. Schemat modelu Gamota –Filisko [60,61,62,216]

Równanie konstytutywne modelu jest następujące:

$$F = k_1 \cdot (x_2 - x_1) + c_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = c \cdot \dot{x}_1 + f_s \cdot \text{sgn}(\dot{x}_1) = k_2 (x_2 - x_1), \quad |F| > f_s, \quad (2.9)$$

$$F = k_1 \cdot (x_2 - x_1) + c_1 \cdot \dot{x}_2 = k_2 (x_3 - x_2), \quad |F| \leq f_s, \quad (2.10)$$

gdzie:  $c$  – parametry reprezentujące tłumienie w modelu Bingham'a,

$f_s$  – siła tarcia w modelu Bingham'a,

$k_1$  – parametry określające sztywność i tłumienie ciała Kelvina-Voigt'a,

$c_1$  – parametry określające tłumienie ciała Kelvina-Voigt'a,

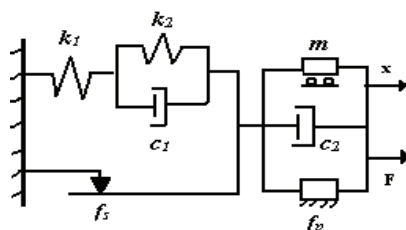
$k_2$  – sztywność sprężyny ciała Hooke'a.

Model Gamota-Filisko charakteryzuje się prostą budową wewnętrzną oraz nieskomplikowanym opisem matematycznym. Prostota modelu skutkuje koniecznością określenia tylko niewielkiej liczby niewiadomych wartości parametrów, co w późniejszej analizie, ułatwia ich identyfikację. Szeregowa budowa modelu umożliwia modyfikację

umieszczenia poszczególnych modułów składowych i ponowne zapisanie równania konstytutywnego. Zmodyfikowany model Gamota-Filisko może być wykorzystany do opisu charakterystyk obciążeniowych amortyzatora z cieczą magnetoreologiczną. Zakres i sposób modyfikacji zostanie omówiony w dalszej części pracy.

### 2.2.5. Visco-elasto-plastyczny model Li

Opracowany w 2000 roku model reologiczny Li dobrze odwzorowuje własności lepko-elasto-plastyczne cieczy MR [143,144]. Jego schemat budowy jest zaprezentowany na rys. 2.6.



Rys. 2.6. Schemat modelu Li [143,144]

Występująca podczas pracy urządzenia z cieczą MR pętla histerezy podzielona została na dwie części. Charakteryzuje się ją dwoma rodzajami przebiegów: wstępnym i końcowym. W modelu reologicznym również wyodrębniono dwa człony. Część pierwsza składa się z modelu Kelvina-Voigta (sprężyna \$k\_2\$ oraz tłumik wiskotyczny \$c\_1\$) połączonego szeregowo z doskonałym ciałem sprężystym Hooke'a \$k\_1\$ oraz równolegle z elementem reprezentującym siłę tarcia spoczynkowego \$f\_s\$. Dla opisanego modułu zapisano całkowitą siłę tłumiącą jako sumę tarcia statycznego \$f\_s\$ oraz siły lepko-elastycznej \$f\_{sc}\$:

$$F = f_s + f_{vc}$$

gdzie:

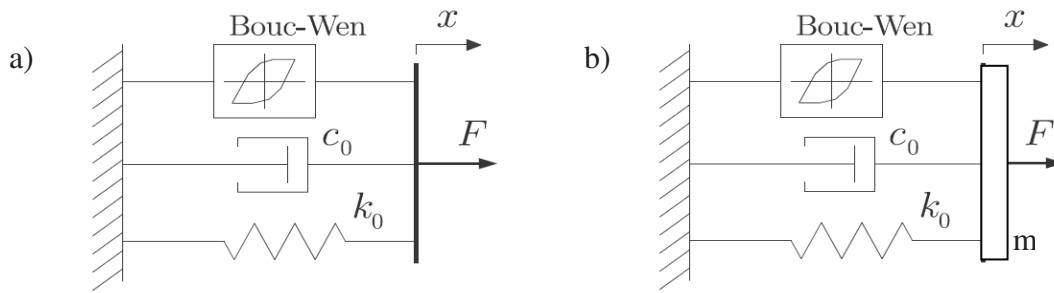
$$\dot{f}_{vc} + \frac{k_1 + k_2}{c_1} f_{vc} = \frac{k_1 + k_2}{c_1} x + k_2 \dot{x}, \quad \text{gdy } |F| \leq f_c \quad (2.11)$$

Część druga modelu składa się z tłumika wiskotycznego \$c\_2\$, połączonego równolegle z ciałem o masie \$m\$ (reprezentujące siłę bezwładności), oraz siłą \$f\_p\$, która jest traktowana jako granica plastyczności. Po uwzględnieniu sił bezwładności, sił tarcia oraz ścinania równanie ruchu modelu przyjmuje postać [143,144,216]:

$$F = f_p \operatorname{sgn}(\dot{x}) + c_2 \dot{x} + m \ddot{x}, \quad \text{gdy } |F| \geq f_c. \quad (2.12)$$

### 2.2.6. Model Bouc-Wen'a

Jednym z najbardziej popularnych modeli używanych do opisu cieczy reologicznych, a będący rozwinięciem modelu lepko-plastycznego modelu Bingham, jest model opracowany przez Bouc-Wena, (rys. 2.7), [39,42,43,57,58,115,114,217,247].



Rys. 2.7. Schemat modelu Bouc-Wena z aproksymacją pętli histerezy [42,43,57,58,115,114,217] a) model prosty bezinercyjny, b) model z elementem masowym

W stosunku do modelu Binghamama nowością jest zastosowanie funkcji opisującej pętlę histerezy. Model ten dość dobrze odwzorowuje charakterystyki tłumiące rzeczywistego tłumika i ma szerokie zastosowanie w zagadnieniach, w których występuje histereza w procesach ściskania i rozciągania. Równanie opisujące siłę oporu generowaną przez amortyzator lub tłumik ma postać:

$$F = c_o \cdot \dot{x} + k_o (x - x_o) + \alpha \cdot z, \quad (2.13)$$

gdzie: zmienna  $z$ , odpowiedzialna za tworzenie się pętli histerezy opisana jest następująco:

$$\dot{z} = -\gamma \cdot |\dot{x}| \cdot z \cdot |z|^{n-1} - \beta \cdot \dot{x} \cdot |z|^n + A \cdot \dot{x}, \quad (2.14)$$

zastosowano następujące oznaczenia:

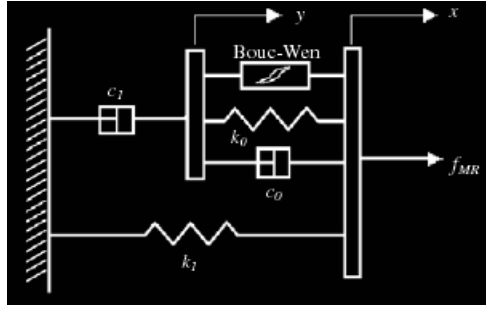
- $\beta, \gamma, A$  – parametry reprezentujące nieliniowe załamanie funkcji,
- $\alpha$  – parametr reprezentujący siłę tłumienia,
- $k_o$  – parametr reprezentujący sztywność,
- $c_o, c_l$  – współczynniki tłumienia,
- $x_o$  – parametr opisujący warunki początkowe przemieszczenia.

W powyższym modelu opisano aproksymację przebiegu zmian wartości siły oporu za pomocą wielomianu. Teoretyczne analizy i badania eksperymentalne wykazały, że fragment charakterystyki tłumienia amortyzatorów i tłumików z cieczą magnetoreologiczną dotyczący pętli histerezy, z dość dużą dokładnością opisać można wykorzystując wielomian tylko drugiego stopnia ( $n = 2$ ) [212,216].

### 2.2.7. Model Spencera

Opisując właściwości histerezy za pomocą równania parametrycznego, Spencer, Dyke, Sain i Carlson zaproponowali w 1997r., połączenie modelu Bouc-Wena z elementami odwzorowującymi tłumienie wiskotyczne oraz sprężystość (rys. 2.8). Model ten jest znany również jako fenomenologiczny model Spencera<sup>2</sup> [215,216,217,247].

<sup>2</sup> ang. Phenomenological model



Rys. 2.8. Schemat modelu Spencera [216]

W modelu tym siłę tłumienia wyraża się za pomocą zależności:

$$F = \alpha z + c_o (\dot{x} - \dot{y}) + k_o (x - y) + k_l (x - x_o). \quad (2.15)$$

W przypadku, gdy przemieszczenia  $x$  oraz  $y$  określone są za pomocą zależności:

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x} - \dot{y}| z |z|^{n-1} - \beta (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + A (\dot{x} - \dot{y}), \quad (2.16)$$

oraz

$$\dot{y} = \frac{1}{(c_o + c_l)} [\alpha z + c_o \dot{x} + k_o (x - y)], \quad (2.17)$$

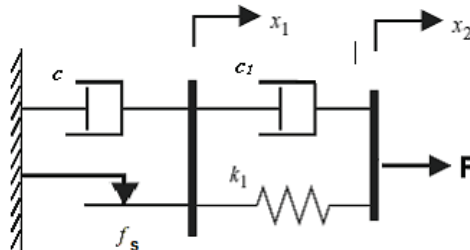
siłę tłumienia przedstawia się w postaci:

$$F = c_l \dot{y} + k_l (x - x_o). \quad (2.18)$$

Podobnie jak w przypadku modelu Bouc-Wena, istnieje inercyjna odmiana modelu Spencera. Zawarcie w budowie modelu elementu masowego ma za zadanie symulowanie ciężaru urządzenia oraz masy cieczy magnetoreologicznej. Działanie takie ma na celu uwzględnienie sił bezwładności, przez co opis dynamiczny modelu urządzenia jest bardziej realistyczny.

### 2.2.8. Zmodyfikowany model Gamota-Filisko – wersja 1

Dokonując uproszczenia w pierwotnym modelu Gamota-Filisko, (rozdział 2.2.4) zaproponowany został zmodyfikowany model Gamota-Filisko. Uproszczenie polega na usunięciu elementu sprężystego  $k_2$ , w trzecim stopniu modelu, przez co powstał prostszy model, składający się z dwóch połączonych ze sobą stopni układu, co pokazano na rys. 2.9.



Rys. 2.9. Zmodyfikowany model strukturalny Gamota-Filisko [91,164]

Równanie konstytutywne przedstawionego powyżej modelu jest następujące:

$$F = k_1 \cdot (x_2 - x_1) + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = c \cdot \dot{x}_1 + f_s \cdot \text{sgn}(\dot{x}_1), \quad |F| > f_s, \quad (2.19)$$

$$F = k_1 \cdot (x_2 - x_1) + c_1 \cdot \dot{x}_2, \quad |F| \leq f_s, \quad (2.20)$$

gdzie:  $c$  – parametry reprezentujące tłumienie w modelu Binghama,

$f_s$  – siła tarcia w modelu Binghama,

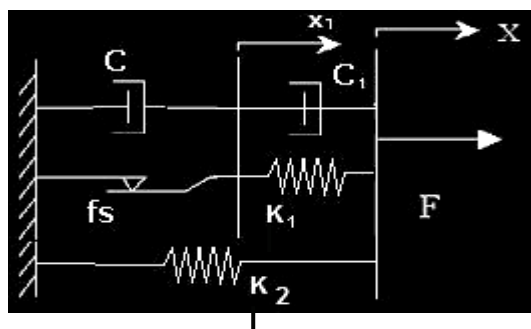
$k_1$  – parametry określające sztywność i tłumienie ciała Kelvina-Voigt'a,

$c_1$  – parametry określające tłumienie ciała Kelvina-Voigt'a.

### 2.2.9. Zmodyfikowany model Gamota-Filisko –wersja 2

Aby zamodelować amortyzator z wewnętrzną sprężyną mechaniczną lub gazową można w taki sposób zmienić jej położenie, w modelu, żeby reprezentowała ona sprężynę gazową amortyzatora reologicznego. Powstanie model, który składa się z dwóch układów, połączonych ze sobą dodatkową sprężyną  $k_2$ . Taki wariant modelu przedstawiono na rys.

2.10. Sprężyna reprezentuje wówczas znajdujący się wewnątrz obudowy amortyzatora gazowy akumulator ciśnienia.



Rys. 2.10. Zmodyfikowany model strukturalny profesora Grzesikiewicza [91÷99,251]

Równanie konstytutywne przedstawionego powyżej modelu jest następujące:

$$F = k_1 \cdot (x_2 - x_1) + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 \cdot x_x = c \cdot \dot{x}_1 + f_s \cdot \text{sgn}(\dot{x}_1), \quad |F| > f_s, \quad (2.21)$$

$$F = k_1 \cdot (x_2 - x_1) + c_1 \cdot \dot{x}_2 + k_2 \cdot x_x, \quad |F| \leq f_s. \quad (2.22)$$

Oznaczenia modelu są analogiczne jak w rozdziale 2.2.8.

### 2.2.10. Uwagi dotyczące modeli reologicznych cieczy, tłumków i amortyzatorów magnetoreologicznych

Zaprezentowane modele cieczy magnetoreologicznej i urządzeń ją wykorzystujących cechują się różnym stopniem złożoności budowy. W ich strukturze wykorzystuje się różne modele ciał doskonałych jako elementy składowe o różnorodnej wzajemnej konfiguracji. Prezentowane modele reologiczne są budowane w taki sposób, aby jak najdokładniej mogły



odwzorowywać pewne cechy fizyczne i rzeczywiste zachowania oraz odpowiedzi, cieczy MR, które są aktualnie w zainteresowaniu tworzącego model. Prawie wszystkie modele urządzeń opierają się na założeniach o nieliniowości zjawisk w nich występujących. Istnieją zjawiska fizyczne, które można opisać za pomocą odpowiedniego modelu oraz te, które występują jedynie w pewnych obszarach pracy opisywanych urządzeń. Można więc dobrać model do aktualnie rozpatrywanego problemu i zjawisk, celem dokładniejszego opisu w interesującym wąskim obszarze badań. Takie działanie jest związane zazwyczaj ze wzrostem skomplikowania budowy wewnętrznej modelu i złożoności opisu matematycznego. Do opisu cech fizycznych przyjmuje się też modele ogólne, które nie odzwierciedlają w pełni wszystkich zjawisk, ale są proste w budowie i łatwe w interpretacji rezultatów symulacji. Ponadto, w celu dokładniejszego opisu cech materiałowych cieczy MR, stosuje się kilka modeli opisujących naprężenie styczne w cieczy magnetoreologicznej. Są to modele Bingham, Crossa oraz Cassona i Herschel'a –Bulkley'a. Modele te skupiają się na określeniu zmian naprężenia stycznego powstającego w cieczy, w zależności od prędkości jej ścinania. Podstawowy model naprężenia stycznego Bingham zakłada liniową zmianę wartości naprężenia stycznego, natomiast pozostałe modele modyfikują tę charakterystykę, w zakresie małych i dużych prędkości ścinania.

Głównym zadaniem autora pracy jest analiza zjawiska rozpraszania i pochłaniania energii w amortyzatorze z cieczą magnetoreologiczną, w określonym przedziale czasu i ściśle sprecyzowanych warunkach pracy – dla dużych prędkości ścinania cieczy. Kolejnym zadaniem jest przeprowadzenie analizy doboru optymalnej wielkości szczeliny w głowicy amortyzatora oraz parametrów eksploatacyjnych w postaci natężenia prądu, mając na uwadze zadaną charakterystykę tłumiącą. Zadanie to wymaga analizy całej – pełnej charakterystyki tłumiącej amortyzatora w różnych warunkach pracy, a więc w przypadku różnych wielkości szczelin w głowicy amortyzatora i różnych wartości natężenia prądu elektrycznego płynącego w solenoidzie. Odwzorowanie rzeczywistych charakterystyk tłumiących amortyzatora musi być dostatecznie dobre w całym zakresie pracy i umożliwiać identyfikację wpływu kluczowych wielkości dla oceny zagadnienia dyssypacji energii.

Do symulacji zachowania się cieczy w amortyzatorze w opisanych warunkach, z uwagi na pewne przyjęte ograniczenia, nie jest potrzebna budowa bardzo złożonego modelu reologicznego. Istotnym założeniem celu pracy jest nieuwzględnienie wpływu temperatury na zjawiska dyssypacji energii. Oczywiście jest, że taki związek pomiędzy tymi wielkościami istnieje i podczas badań kompleksowych należy taki wpływ uwzględnić. Z uwagi na drugoplanowe znaczenie w odniesieniu do tematu dysertacji, zagadnienie to uproszczono. W

odniesieniu do zmiany naprężenia stycznego w cieczy na skutek wzrostu prędkości ścinania przyjęto, klasyczny liniowy model Binghama. Przyjęte założenia ułatwiły postępowanie podczas doboru modelu reologicznego oraz wykonania symulacji komputerowych. Spośród prezentowanych modeli reologicznych istotny jest model Gamota –Filisko oraz Bauc –Wena. Prostota budowy wewnętrznej tych modeli oraz wstępne, uzyskiwane charakterystyki z symulacji komputerowej z ich wykorzystaniem udowodniły, że w dostatecznym stopniu nadają się one do analizy i obliczeń w niniejszej pracy. Ich szczególnym atutem jest łatwy opis matematyczny i mała liczba zmiennych opisujących ruch modelu. Nieskomplikowana budowa wewnętrzna tych modeli powoduje, że można w większym stopniu obiektywnie opisać i zinterpretować zjawiska fizyczne obserwowane podczas badań eksperymentalnych.

## **2.3. WPŁYW WYBRANYCH PARAMETRÓW NA WŁASNOŚCI TŁUMIKÓW I AMORTYZATORÓW MR**

### **2.3.1. Rodzaj cieczy MR**

Różnorodność dziedzin techniki, w których ciecz magnetoreologiczna jest użyta jako podstawowy element składowy konstrukcji urządzeń jest bardzo obszerna. Wśród najpowszechniej stosowanych i rozwijających się konstrukcji urządzeń są: tłumiki i amortyzatory, sprzęgła i hamulce MR. Opisy zastosowań różnych rodzajów cieczy w wymienionych urządzeniach przedstawiono m. in. w pracach [22,24,25,35,39,41,60,61, 62, 65, 68, 85, 86, 84,89,90,102,103,122,124,130,137,138,146,148,149,155,166,167,168,171,172, 173,174,183,185,186,194,196,200,202,203,217,216,235,236,237,245,247,249,252,254]. W tej grupie urządzeń magnetoreologicznych najważniejszą cechą charakterystyczną jest zależność wartości siły oporu (lub momentu siły) działającej na tłoczysko amortyzatora lub tłumika (albo wałka, w przypadku sprzęgieł i hamulców) oraz zmiana wartości siły (lub momentu siły), w funkcji prędkości. Wartości te umożliwiają wykreślenie charakterystyk tłumienia urządzenia, co ma szczególne znaczenie w analizie jego funkcjonalności. Charakterystyka tłumiąca pozwala bezpośrednio określić ilość energii rozpraszanej i pochłanianej przez amortyzator lub tłumik w pojedynczym cyklu pracy. Tym samym, w sposób jednoznaczny charakteryzuje najważniejsze zadanie jakie spełnia urządzenie. Przebieg charakterystyk odwzorowujących zdolności tłumika lub amortyzatora do pochłaniania i rozpraszania energii jest uzależniony między innymi od:

- rodzaju i własności fizycznych samej cieczy MR,

- parametrów eksploatacyjnych (wartości natężenia pola magnetycznego w funkcji napięcia lub natężenia prądu elektrycznego, czasu eksploatacji, wartości wykonanej pracy, zużycia cieczy i poszczególnych części itd.),
- charakteru wymuszenia ruchu,
- cech konstrukcyjnych, materiałowych i technologicznych,
- temperatury, w której funkcjonuje ciecz MR.

Rodzaj zastosowanej cieczy w tłumiku lub amortyzatorze magnetoreologicznym odgrywa istotną rolę i ma decydujący wpływ na jego cechy funkcjonalne i eksploatacyjne. Własności fizyczne cieczy MR, w tym możliwy zakres zmian temperatury podczas pracy, determinują warunki i sposób eksploatacji całego urządzenia. Wewnętrzna budowa, skład komponentów, struktura, własności fizyko-chemiczne oraz wrażliwość na działanie pola magnetycznego determinują wielkość naprężenia stycznego, a tym samym określają zakres zmienności siły oporu, która może być wygenerowana przez tłumik lub amortyzator. Ponadto istotne znaczenie ma trwałość cieczy i odporność na zjawisko destrukcji struktury wewnętrznej cieczy „in use thickening”, tj. wzrostu lepkości na skutek użytkowania. Zagadnienie to, jego przyczyny i skutki opisano w pracy [38].

Spśród producentów cieczy magnetoreologicznych, w szczególności uznana jest amerykańska firma LORD, niemiecki koncern AEG, DEA RWE oraz ciecze opracowane w Instytucie Fraunhofera o oznaczeniu MR ISC, a także produkty japońskich firm Bridgestone Corporation i Nippon Shokubai Co.Ltd.

Ciecze magnetoreologiczne i ich własności opisano m. in. w pracach [33,34,46,115, 147,156,252], a kompleksowa analiza ich cech konstrukcyjnych była tematem rozprawy doktorskiej [77]. Zagadnienia dotyczące wyboru rodzaju cieczy MR do tłumika lub amortyzatora mają znaczenie drugoplanowe w niniejszej pracy. W programie badawczym nie przewidziano bowiem doboru typu i analizy wpływu rodzaju cieczy na funkcjonowanie amortyzatora. Główne tematy badawcze dotyczą kształtowania i oceny cech konstrukcyjnych amortyzatora. Oczywiście jest, że podczas projektowania urządzenia należy dobrać typ cieczy w zależności od przeznaczenia i wymagań funkcjonalnych finalnego produktu. W niniejszej pracy, na podstawie analizy właściwości cieczy MR, autor wybrał do przeprowadzenia swoich dalszych badań ciecz produkcji firmy Lord Co., o oznaczeniu MR-132 LD.

### **2.3.2. Czas pracy tłumika lub amortyzatora**

Stabilna i równomierna praca amortyzatora z cieczą magnetoreologiczną zależy od wielu czynników zewnętrznych. Istotne znaczenie ma zakładany czas pracy urządzenia, który

w zależności od przeznaczenia może znacznie się różnić. Istnieją warunki, w których praca jest ciągła oraz warunki, w których wymagana jest sporadyczna aktywność tych urządzeń - raz na kilka lat lub rzadziej. W pracach [26,60,61,62,101,217,247] opisano cechy eksploatacyjne konstrukcji pracujących sporadycznie, okresowo, a przeznaczonych do tłumienia drgań sejsmicznych. Inną grupę urządzeń stanowią konstrukcje eksploatowane w sposób ciągły lub przez dłuższy okres [35,65,85,122,137,249]. Z inżynierskiego punktu widzenia zasadnicze znaczenie ma wówczas ocena ilości wytwarzanego ciepła w urządzeniu. Jest ona proporcjonalna do ilości pochłanianej i rozpraszanej energii w amortyzatorze; zależy również od oporu uzwojenia solenoidu. Zagadnienie dyssypacji energii jest dodatkowo powiązane ze wzrostem temperatury amortyzatora. Wpływ zmiany temperatury jest opisany w wielu pracach m. in. [4,12,13,16,23,34,87,88]. Parametry eksploatacyjne takie jak: czas pracy urządzenia, wzrost temperatury cieczy i elementów amortyzatora są definiowane przez wytyczne projektowe dotyczące przeznaczenia amortyzatora. W niniejszej pracy nie stanowią one jednak głównego obszaru badawczego. Do przeprowadzenia dalszych badań wybrano amortyzator przystosowany do pracy przez dłuższy okres.

### **2.3.3. Rodzaj i charakter wymuszenia ruchu**

Rodzaj wymuszenia ruchu podczas badań ma istotny związek z cechami funkcjonalnymi i zastosowaniami tłumików lub amortyzatorów magnetoreologicznych. Wymuszenie kinematyczne ruchu, w wielu przypadkach najwierniej, odwzorowuje rzeczywiste warunki eksploatacji urządzenia. W związku z tym, ten rodzaj wymuszenia ruchu analizowany jest najczęściej, a celem takiego działania jest pozyskanie informacji o rzeczywistych warunkach długotrwałej pracy urządzenia, w przypadku gdy zmieniają się parametry pracy, temperatura, itd.. Rezultaty badań urządzeń magnetoreologicznych, pracujących przy tym rodzaju wymuszenia ruchu analizowane są m.in. w pracach: [3,5,7,22, 25,31,34,39,53,61,62,77,84,107,140,158,200,202,203,216,244,250].

Wyniki analizy zachowania się tłumików lub amortyzatorów, poddane działaniu wymuszenia siłowego, w tym także typu uderzeniowego, są zamieszczone m.in. w takich opracowaniach, jak: [64,67,89,105,106,107,180,181,182,200].

W prezentowanej pracy autor skupia się na badaniach skutków przemieszczeń modeli i urządzeń MR, które wymuszane są w sposób kinematyczny.

#### 2.3.4. Cechy konstrukcyjne, materiałowe i technologiczne urządzeń MR

Prawidłowy dobór poszczególnych cech konstrukcyjnych ma decydujący wpływ na charakterystyki tłumienia. Najważniejszymi cechami konstrukcyjnymi, które decydują o funkcjonalnej pracy amortyzatora lub tłumika MR są:

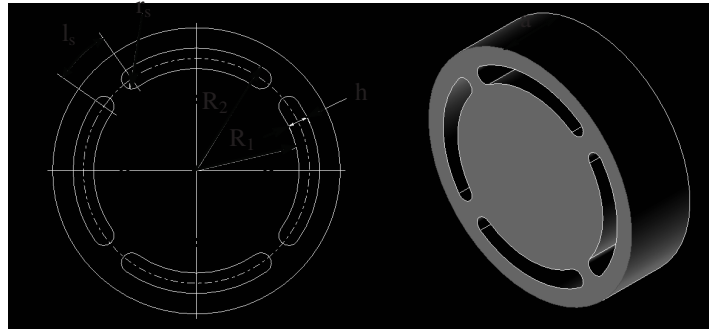
- geometria szczeliny w głowicy,
- sposób przepływu cieczy przez szczelinę w głowicy amortyzatora,
- sposób realizacji prowadzenia i uszczelnienia tłoczyska w obudowie,
- doprowadzenie przewodów zasilających cewkę indukcyjną,
- sposób zabudowy oraz izolacja cewki indukcyjnej,
- rodzaj materiału użytego do konstrukcji elementów składowych głowicy amortyzatora i sposób ich wzajemnego połączenia w jeden zespół,

Wymienione cechy są najważniejsze dla urządzeń w grupie tłumików, amortyzatorów, sprzęgieł i hamulców magnetoreologicznych i odgrywają zasadnicze znaczenie w eksploatacji i osiąгах tych urządzeń co zostało potwierdzone w pracach [22,24, 25,35,39,41,60,61,62,65,68,85,86,84,89,90,102,103,122].

Najbardziej powszechnie używana konfiguracja amortyzatorów i tłumików z cieczą magnetoreologiczną zawiera w sobie szczelinę o postaci geometrycznej pierścienia, który wraz z odpowiednio ukształtowaną pozostałą częścią głowicy tworzy szczelinę, przez którą wymuszany jest przepływ cieczy magnetycznej. Przykłady opisu takich rozwiązań konstrukcyjnych można znaleźć m.in. w pracach [130,137,138,146,148,149,155,166,167, 168,171,172, 173, 174, 183, 185,186,194,196,200,202,203,217,216,235,236,237,245,247,249, 252,254]. Siła tłumiąca urządzenia, która przeciwdziała przyłożonej zewnętrznej sile, jest generowana poprzez ruch cieczy w szczelinie głowicy amortyzatora.

Przez wielkość szczeliny w głowicy amortyzatora rozumie się wielkości geometryczne, które określają wymiary szczeliny. Charakterystyczne wielkości geometryczne przedstawiono na rys. 2.11. Różnica promienia zewnętrznego  $R_2$  i wewnętrznego  $R_1$  określa wysokość szczeliny  $h$ . Długość szczeliny  $b$  określana jest jako obwód okręgu o promieniu równym połowie sumy promienia wewnętrznego  $R_1$  i promienia zewnętrznego  $R_2$ . Szerokość szczeliny „ $a$ ” to odległość pomiędzy przednią i tylną krawędzią głowicy tłoka. Ze względów konstrukcyjnych jako stałe wartości przyjmuje się promień wewnętrzny szczeliny  $R_1$  oraz jej szerokość w głowicy tłoka. Dla tak przyjętego warunku charakterystycznym parametrem jest wysokość szczeliny  $h$ . Ze względów konstrukcyjnych i technologicznych przestrzeń szczeliny jest ograniczona częściowo poprzez spawy, które umożliwiają wzajemne połączenie elementów głowicy. Zmniejszają one pole powierzchni szczeliny ograniczając ilość cieczy

przepływającej przez głowicę jak i jej objętość znajdującą się w obszarze działania pola magnetycznego. Obecność przeszkody w szczelinie niekorzystnie oddziałuje na osiągi amortyzatora, ale nie można jej pominąć. Pole powierzchni szczeliny na którym znajdują się miejsca spawów oblicza się znając liczbę spoin i ich wielkości geometryczne: szerokość spawu  $l_s$  oraz promień zaokrąglenia krawędzi spoiny  $r_s$ . Do obliczeń numerycznych przyjmuje się rzeczywiste wielkości szerokości szczeliny i jej pola powierzchni po korekcie wynikającej z istnienia połączeń spawanych w szczelinie.



Rys. 2.11. Wielkości geometryczne charakteryzujące szczelinę w głowicy amortyzatora

Podczas projektowania przepływu płynu MR przez szczelinę pierścieniową przeważnie wykorzystuje się dwa modele przepływu cieczy.

Pierwszym jest model osiowosymetryczny, w którym do określenia zależności między naprężeniem stycznym w szczelinie, a prędkością przepływu stosuje się równania Naviera Stokesa. W modelu tym zakłada się, że w szczelinie występuje przepływ laminarny, charakteryzujący się parabolicznym rozkładem prędkości [158,217,247].

W drugim modelu, zakłada się, że ciecz przepływa pomiędzy dwiema nieskończenie szerokimi, równoległymi płytami. Takie rozwiązanie powszechnie przyjmuje się jako zapewniające dobrą dokładność obliczeń dla celów inżynierskich; szczegółowo opisano je w pracach [39,76,115,149,158]. Przedstawiony model wykorzystano w obliczeniach wielkości geometrycznych elementów konstrukcji wielu amortyzatorów i tłumików [39,62,71]. Z uwagi na swoją prostotę i stosunkowo mały błąd obliczeń, wynikający z zastosowanego przybliżenia, stał się on powszechnie akceptowanym standardem.

Uzyskanie dobrej dokładności obliczeń jest uzależnione od spełnienia warunku o możliwie najmniejszym stosunku wielkości (wysokości) szczeliny w głowicy amortyzatora lub tłumika, do średniego promienia szczeliny. Warunek ten jest przeważnie spełniony w konstrukcjach amortyzatorów i tłumików z cieczą MR. Jest to jednak pewne uproszczenie opisu zjawiska fizycznego, a rzeczywiste procesy zachodzące wewnątrz amortyzatora są bardziej złożone [84,158,170,247].

Jedną z najważniejszych cech konstrukcyjnych, która w istotny sposób wpływa na kształt charakterystyk pracy tłumika lub amortyzatora jest dobór wielkości (wysokości) szczeliny w głowicy tych urządzeń. Ogólne zasady doboru wielkości określają, że szczelina pierścieniowa musi być co najmniej o rząd wielkości mniejsza niż jej średnica. Jest oczywiste, że wraz ze wzrostem wysokości szczeliny zmniejsza się siła oporu generowana przez tłumik, a zmniejszanie w nieskończoność wysokości szczeliny prowadzi do gwałtownego wzrostu oporów przepływu nawet w stanie bez obecności pola magnetycznego. W praktyce istnieje wiele udokumentowanych rozwiązań, gdzie wielkość szczeliny oscyluje w granicach 0,5 do 2,0 [mm], są to m. in. prace [1,3,39,52,53,54,55,65,76,155,182,180,247].

Mało jest natomiast prac badawczych, w których opisywane są warunki pracy cieczy i urządzenia w szerszym ujęciu, w odniesieniu do tych dwóch zjawisk.



### **3. ZAŁOŻENIA DO KONSTRUKCJI OBIEKTU I STANOWISKO BADAWCZE**

#### **3.1. ZAŁOŻENIA KONSTRUKCYJNE AMORTYZATORA SPEŁNIAJĄCEGO WARUNKI NIEZBĘDNE DO REALIZACJI BADAŃ**

Podstawowym zadaniem eksperymentów badawczych, wykonywanych w ramach niniejszej pracy jest określenie wpływu, wysokości szczeliny do transportu cieczy, pomiędzy komorami amortyzatora magnetoreologicznego oraz niektórych innych jego parametrów, na jego własności rozpraszania i pochłaniania energii. Pełna obserwacja zjawisk ilościowych i jakościowych może być dokonana w kompleksowych badaniach, które dotyczą oddziaływania wszystkich zasadniczych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych amortyzatora, takich jak natężenie prądu płynącego w solenoidzie, prędkość przemieszczania się tłoczyska, temperatura cieczy MR i inne, na te własności. W związku z tym, projektując przebieg badań założono, iż zostaną przeprowadzone pełne cykle badawcze tego samego amortyzatora, ale przy różnych wartościach, zdefiniowanej w rozdziale drugim niniejszej pracy, wysokości szczeliny. W pracy przyjęto, iż będą to badania wykonane niezależnie przy trzech wartościach wysokości szczeliny:  $h_1=0,5$ ;  $h_2=0,7$  oraz  $h_3=1,0$  [mm].

Projektując badawczy prototyp amortyzatora wzorowano się na sprawdzonej konstrukcji powszechnie dostępnego amortyzatora firmy Lord Co. o oznaczeniu Rheonetic RD-1005-3. Jego podstawowe dane znajdują się w ulotce technicznej urządzenia [155]. Rezultaty badań tej konstrukcji stały się podstawą do porównań otrzymywanych rezultatów eksperymentów badawczych z wynikami otrzymywanymi, w cyklach badawczych prototypu. Takie działania porównawcze były uprawnione, ponieważ w projektowanej konstrukcji prototypu, zachowano również podobne wartości wymiarów średnic elementów konstrukcji oraz ten sam rodzaj transportu cieczy pomiędzy komorami urządzenia.

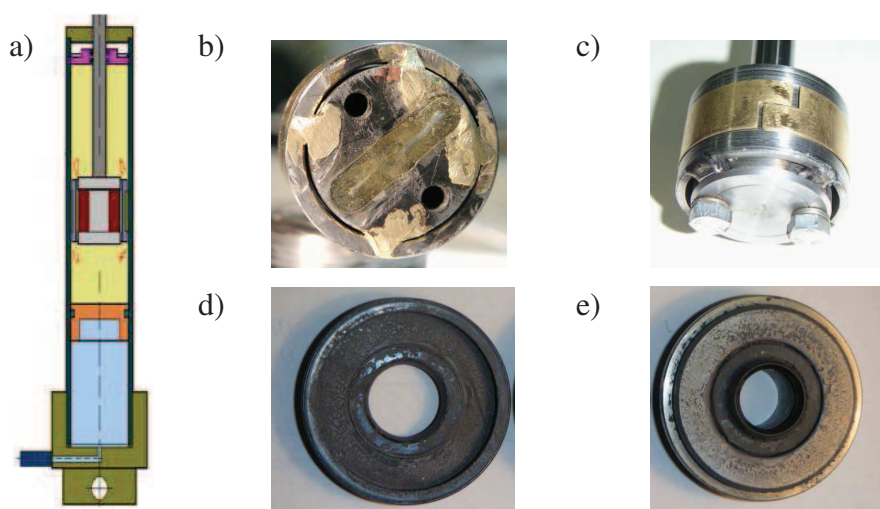


### 3.2. WYBRANE ZAGADNIENIA DOTYCZĄCE KONSTRUKCJI PROTOTYPU

Podczas budowy prototypu amortyzatora badawczego, któremu nadano oznaczenie SiMR MR-LD 203, obok spełnienia zasadniczych założeń, należało zdefiniować i rozwiązać również bardzo wiele, niekiedy bardzo drobnych, jego cech konstrukcyjnych i technologicznych, które mają istotny wpływ na parametry eksploatacyjne.

W pierwszej kolejności dokonano wyboru sposobu realizacji przepływu cieczy przez głowicę urządzenia (kształt otworu lub kanału przepływowego). Od sposobu realizacji przepływu cieczy przez głowicę, zależy objętość cieczy MR jaka znajduje się w obszarze oddziaływania pola magnetycznego. Wielkość oraz kształt szczeliny determinują, w pewnym sensie, kształt pola magnetycznego jakie musi być wytworzone podczas przepływu prądu elektrycznego w cewce głowicy. Wybór właściwego rozwiązania ma duże znaczenie dla zakresu zmienności wartości naprężeń stycznych powstających w cieczy oraz ilości cieczy, jaka znajduje się w rejonie oddziaływania pola magnetycznego podczas pracy urządzenia.

W przewidzianym do badań prototypie amortyzatora SiMR MR-LD 203 zastosowano rozwiązanie z przepływem cieczy przez szczelinę osiowosymetryczną. Jest to więc realizacja przepływu cieczy zgodnie ze schematem jaki zaprezentowany został na rys. 3.1a.



Rys. 3.1. Przyjęty schemat przepływu cieczy w amortyzatorze – a), połączenie pierścienia zewnętrznego z rdzeniem cewki – b), uszczelnienie głowicy z obudową – c), gumowy pierścień uszczelniający tłoczysko – d), metalowy pierścień uszczelniający – e)

Takie rozwiązanie konstrukcyjne sprawia pewien kłopot technologiczny, który dotyczy połączenia pierścienia nabiegunnika zewnętrznego z nabiegunnikiem wewnętrznym. To połączenie powinno spełniać warunek odpowiednio wysokiej wytrzymałości połączenia oraz nie powinno ograniczać dostępności strumienia cieczy do szczeliny w głowicy. W wykonanym prototypie amortyzatora zastosowano połączenie za pomocą mostków

brązowych, które wprawdzie ograniczają nieco pole do przepływu cieczy MR, ale nie deformują linii sił pola magnetycznego (rys. 3.1b).

Innym zagadnieniem konstrukcyjnym, a także technologicznym, jest problem właściwego prowadzenia głowicy, w obudowie amortyzatora. W komercyjnym produkcie amortyzatora Lord Co. Rheonetic-RD-1005-3, do tego celu jest stosowany, na zewnętrznej powierzchni tłoka, pierścień z tworzywa sztucznego. W badanym prototypie amortyzatora, do realizacji tego zadania oraz do zapewnienia jego odpowiedniego, odpornego na warunki pracy w podwyższonej temperaturze użytkowania, zastosowano również pierścień z brązu z zamkiem, którego konstrukcja wzorowana była na konstrukcji, zamków pierścieni tłokowych silnika spalinowego (rys. 3.1c).

Z omawianym zagadnieniem, zapewnienia odpowiedniego prowadzenia tłoka w korpusie, wiąże się też problem konieczności dostatecznie dobrego uszczelnienia obudowy amortyzatora, w miejscu współpracy tłoka z korpusem; to zadanie dobrze spełnia opisane powyżej rozwiązanie konstrukcyjne, w postaci pierścienia z taśmy brązowej.

Drugi punkt podparcia tłoczyska amortyzatora wymaga precyzyjnego prowadzenia, w końcowej części obudowy amortyzatora. Ten węzeł konstrukcyjny musi spełniać dodatkową rolę jaką jest uszczelnianie tłoczyska, podczas jego ruchu. Wobec faktu, że jednocześnie nie mogą pojawić się w tym miejscu zbyt duże opory ruchu tego elementu, a jednocześnie musi być zapewnione pewne uszczelnienie, w możliwie długim okresie użytkowania amortyzatora, zagadnienie to jest niezwykle trudne do realizacji i stanowi wyzwanie naukowe i inżynierskie dla badaczy zajmujących się inżynierią materiałową.

W przeprowadzonych badaniach do konstrukcji uszczelnienia tłoczyska w obudowie zastosowane zostały specjalnie skonstruowane pierścienie uszczelniające (z tworzywa i metalowy), których fotografię zamieszczono na rys. 3.1d,e.

Z zagadnieniem, które zostało opisane bezpośrednio powyżej wiąże się również problem wykonania stosunkowo cienkiego i długiego otworu w tłoczysku amortyzatora; przez ten otwór są wyprowadzane przewody zasilające solenoid głowicy (patrz rys. 3.3). W miejscu bezpośredniego wyprowadzenia przewodów z tłoczyska amortyzatora, musi się znaleźć otwór, poprzez który wyprowadzone są końce przewodów cewki. Ten węzeł konstrukcyjny może być rozwiązany w różny sposób. W przyjętej konstrukcji prototypu, zdecydowano się na bezpośrednie połączenie końców przewodów uzwojenia cewki i przewodów zasilających poprzez lutowanie; następnie, po uprzednim zaizolowaniu i umieszczeniu ich w odpowiednim rowku głowicy, wprowadzono je do otworu tłoczyska, uszczelniając za pomocą, odpornej na wysoką temperaturę, żywicy.

Dobór parametrów cewki decyduje o jej własnościach. Z konstrukcyjnego punktu widzenia, parametry cewki zależą od grubości drutu, liczby zwojów, a także, co jest oczywiste, od wartości natężenia prądu, w niej płynącego. Istotnym elementem mającym bardzo duży wpływ na wartości wytwarzanego pola magnetycznego obejmującego swoim oddziaływaniem ciecz MR, jest również rdzeń, na którym jest osadzony solenoid. W badanym prototypie amortyzatora przyjęto, iż drut będzie nawinięty bezpośrednio na rdzeniu solenoidu.

Wspomniano już, iż rodzaj materiału rdzenia cewki, ma duży wpływ na wartości, wytwarzanego przez nią, pola magnetycznego. Dobór odpowiedniego materiału na rdzeń („karkas”) solenoidu głowicy jest jednym z istotnych zagadnień konstrukcyjnych, które pojawiają się przed konstruktorem tego typu urządzeń. Wiążą się z tym zagadnieniem dwa problemy. Jeden to właśnie omówione wzmocnienie pola magnetycznego wytwarzanego przez cewkę, a drugi to zapewnienie konstrukcji takich warunków, aby natychmiast po zaniku działania prądu, zjawisko oddziaływania magnetyzmu szczątkowego było jak najmniejsze; w badanej konstrukcji amortyzatora, na rdzeń solenoidu zastosowane zostało „żelazo ARMCO”.

Wzorowaną na konstrukcji amortyzatora Lord Rheonetic 1003-5, wykonane elementy głowicy amortyzatora SiMR MR-LD 203, wraz z podstawowymi wartościami parametrów cewki, zilustrowane zostały na rys. 3.2.

Do skonstruowania przestrzeni z gazem, a więc do zbudowania komory kompensacyjnej, zastosowano rozwiązanie z „pływającym tłokiem”. Z technologicznego punktu widzenia jest to rozwiązanie prostsze, od stosowanej, np. w rozwiązaniu konstrukcyjnym amortyzatora Rheonetic 1005-3, membrany, choć sprawia również pewne problemy wiążące się z uszczelnieniem tłoka.

Przyjmując i realizując zaprezentowane powyższe założenia została zaprojektowana i wykonana konstrukcja amortyzatora magnetoreologicznego, której schemat zaprezentowano na rys. 3.3.

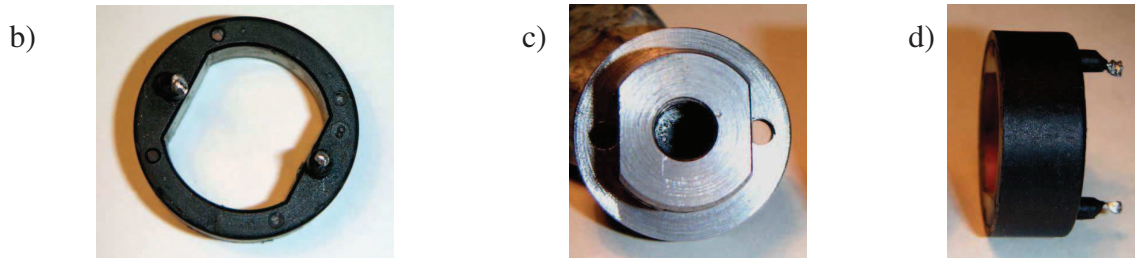
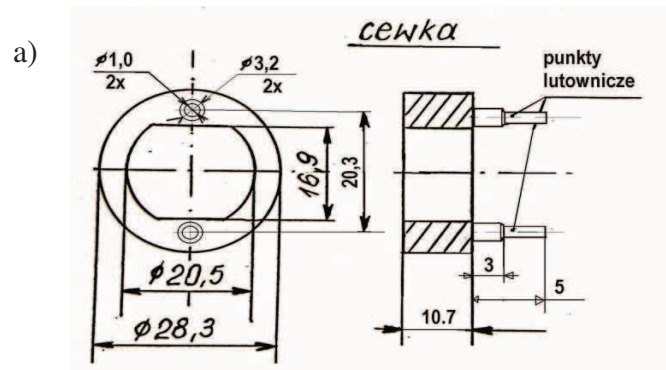
### Dane techniczne cewki:

Temperatura pracy : Max 150 °C

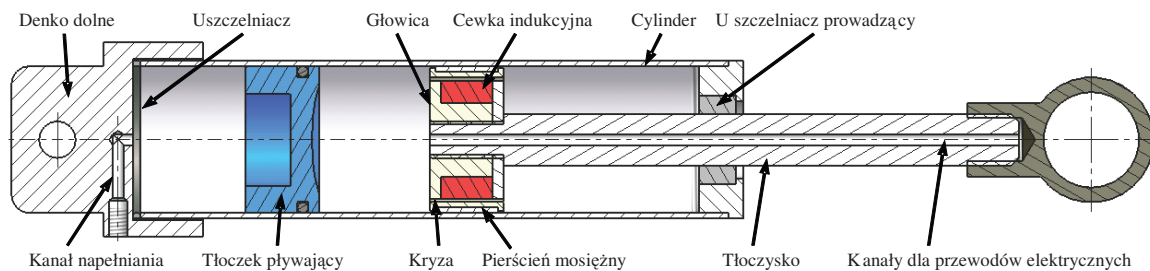
Prąd: 3 A (max 5A)

Opór omowy: ok. 4,5 Ohm

Średnica drutu : ok.  $\phi = 0,25$  mm



Rys. 3.2. Konstrukcja i dane techniczne solenoidu – a), widok cewki od strony końców przewodów – b), metalowy rdzeń – c), widok cewki z boku – d)



Rys. 3.3 Schemat konstrukcyjny badanego prototypu amortyzatora z cieczą MR

Skonstruowany amortyzator pozwala na realizację badań wpływu na własności pochłaniania i rozpraszania energii różnych wielkości szczelin przy realizacji przemieszczeń tłoczyka o wartościach  $\pm 25$  [mm]. Jego średnica wewnętrzna wynosi  $d_w = 34,0$  [mm], a średnica zewnętrzna obudowy  $d_z = 40,0$  [mm].

W prezentowanej pracy, jak już wcześniej wspomniano, realizowane są trzy wartości wysokości szczeliny:  $h_1 = 0,5$ ;  $h_2 = 0,7$  oraz  $h_3 = 1,0$  [mm]. Przy podanych wyżej wymiarach średnicy wewnętrznej obudowy określają one następująco wartości odpowiednich pól, do transportu cieczy:  $A_1 = 38,7$  [mm<sup>2</sup>],  $A_2 = 57,4$  [mm<sup>2</sup>] oraz  $A_3 = 83,5$  [mm<sup>2</sup>].

### 3.3. WYKORZYSTYWANE STANOWISKO BADAWCZE

Do realizacji głównego programu badawczego prezentowanej pracy wykorzystano, skonstruowane wcześniej, na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej, stanowisko badawcze, które pozwala badać amortyzatory i tłumiki, w zakresie

zmienności przemieszczeń od  $0 \div 500$  [mm]. Przy takich wartościach przemieszczeń i przy pełnym obciążeniu amortyzatora, stanowisko umożliwi kinematyczną realizację dwóch programów wymuszenia ruchu z częstotliwością nawet do 150 [Hz].

W opisywanych pozycjach literatury [77,84,247], rezultaty prac badawczych, które prezentowane są w postaci charakterystyk urządzeń amortyzujących, były otrzymywane z wykorzystaniem standardowych maszyn wytrzymałościowych. Dzieje się tak, ze względu na łatwy dostęp do tego rodzaju urządzeń i gotowej aparatury sterującej, a także ze względu na istnienie gotowego oprogramowania, niezbędnego do rejestracji i obróbki wyników badań. Ważnym ograniczeniem jest jednak niemożliwość realizacji dużych i jednocześnie szybkozmiennych przemieszczeń.

Eksperymenty badawcze prowadzone były na stanowisku umożliwiającym wyznaczanie dużych przemieszczeń amortyzatorów MR z kinematycznym wymuszeniem ruchu. Szczegółowy opis budowy stanowiska zaprezentowany został w pracy [5].



Rys. 3.4. Stanowisko do badań amortyzatorów i tłumików z kinematycznym wymuszeniem ruchu; a) widok stanowiska, b) schemat działania

Przemieszczenie tłoczyska regulowane jest skokowo, najmniejsza jego możliwa wartość może wynosić 0,01 [m]. Napęd stanowiska realizowany jest silnikiem prądu zmiennego o mocy 12 [kW], jego prędkość jest regulowana falownikiem w zakresie  $0 \div 1440$  [obr/min]. Za pomocą specjalistycznych czujników mierzono i rejestrowano, w funkcji czasu, następujące wielkości fizyczne: siłę działającą na tłoczysko oraz częstotliwość wymuszenia. Dodatkowo, również w funkcji czasu, zapisywano temperaturę zewnętrzną obudowy

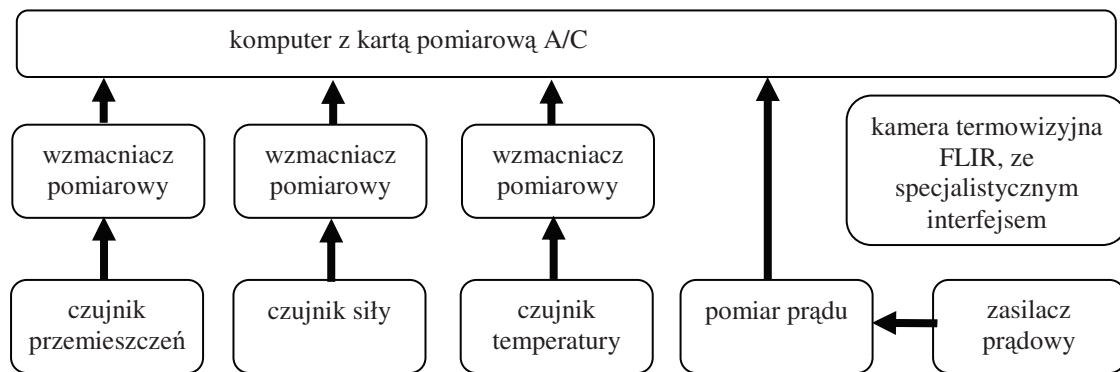


amortyzatora i temperaturę środkowej części głowicy. Widok ogólny stanowiska badawczego oraz jego schemat kinematyczny przedstawiono na rys. 3.4.

Wykorzystywane do badań stanowisko badawcze, dobrze spełnia podstawowe założenie dotyczące wiarygodnego odwzorowania rzeczywistych warunków pracy urządzenia, między innymi, przez zapewnienie:

- dowolnych, a więc także dużych wartości przemieszczeń tłoczyska,
- możliwości regulacji, praktycznie dowolnych wartości, skoku tłoczyska,
- możliwości realizacji dużych zmian wartości częstotliwości wymuszenia ruchu,
- specjalistycznego oprzyrządowania oraz oprogramowania sterującego i rejestrującego.

Na rys. 3.5 zaprezentowany został schemat rejestracji wyników prowadzonych badań eksperymentalnych.



Rys. 3.5. Schemat ideowy połączenia aparatury badawczej wykorzystywanej do wyznaczania charakterystyk na stanowisku badawczym

## **4. BADANIA EKSPERYMENTALNE PROTOTYPU**

### **4.1. PROGRAM BADAŃ**

Zgodnie z zaprezentowaną, w drugim rozdziale pracy, metodyką badawczą program badań amortyzatora obejmował wyznaczenie wpływu wszystkich głównych parametrów decydujących o wartościach pochłaniania i rozpraszania energii. Do tak sformułowanych zadań badawczych, podstawowych właściwości mechanicznych konstrukcji amortyzatora MR, jako pojedynczego urządzenia przyjęto, że jeden jego koniec (koniec tłoczyska) jest na stałe unieruchomiony, a drugi (uchwyt obudowy), napędzany jest, za pośrednictwem mimosrodu, zgodnie z przyjętym programem realizacji ruchu tłoka (rys. 3.4).

Badania eksperymentalne amortyzatora według tego programu, pozwalają wyznaczać wzajemne zależności takich wielkości, jak:

- zmiana wartości siły działającej na tłoczysko amortyzatora w funkcji:
- przemieszczenia,
- prędkości,
- natężenia prądu,
- wielkości szczeliny do przepływu cieczy,
- temperatury itd.,

a więc wielkość pochłaniania i rozpraszania energii w amortyzatorze oraz pętle histerezy, także w zależności od temperatury.

Jak już wcześniej wspomniano, koncentracja uwagi autora skupiać się będzie, w sposób szczególny, na określeniu wpływu wielkości szczeliny do transportu cieczy w komorach urządzenia, na wartości pochłaniania i rozpraszania energii.

Realizacja badań będzie obejmować, określenie wpływu przemieszczenia tłoka  $x(t)$ , jego prędkości  $v(t)$  oraz natężenia pola magnetycznego  $H$ , regulowanego za pomocą zmian natężenia prądu elektrycznego płynącego w cewce solenoidu głowicy, na zachowanie amortyzatora w warunkach obciążeń cyklicznych. Sygnałem wejściowym, wymuszającym przemieszczenia, jest funkcja harmoniczna o postaci  $x(t) = a \sin(\omega t)$ . Odpowiedzią układu jest zmiana wartości siły  $F(t)$  w funkcji czasu.

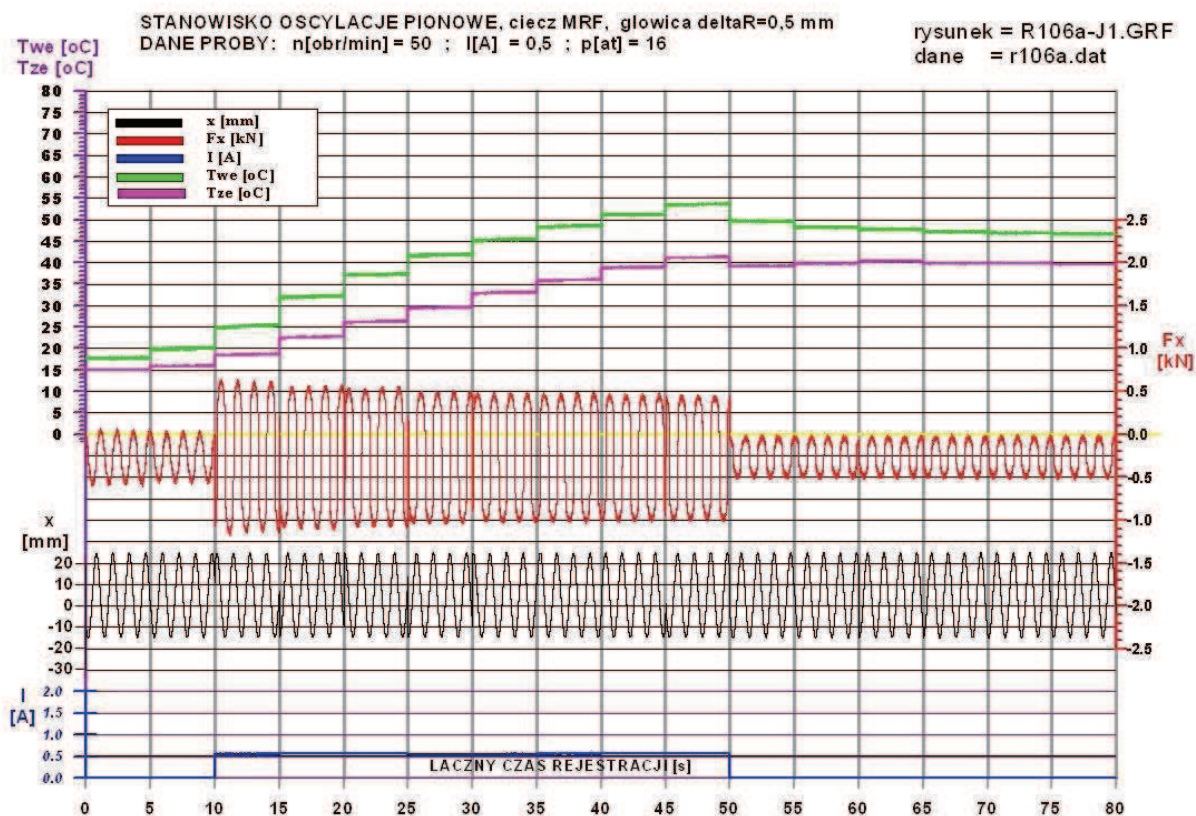
Zrealizowany cykl badań eksperymentalnych dotyczył prototypu amortyzatora SiMR MR-LD-203 i obejmował rejestrację charakterystyk tłumiących amortyzatora przy trzech wartościach prędkości obrotowych kinematycznego wymuszenia ruchu, odpowiednio: 50 [obr/min], 100 [obr/min] oraz 150 [obr/min]. Odpowiada to następującym wartościom częstości wymuszenia oscylacji, odpowiednio:  $f_1 = 0,83$  [Hz],  $f_2 = 1,66$  [Hz] oraz  $f_3 = 2,5$  [Hz]. Przebiegi charakterystyk tłumiących były rejestrowane przy wartości zerowej ( $I_0 = 0$  [A]) oraz trzech wartościach natężenia prądu płynącego w uzwojeniu solenoidu głowicy:  $I_1 = 0,5$  [A],  $I_2 = 1,0$  [A] oraz ] oraz  $I_3 = 1,5$  [A].

Prototypowy amortyzator był skonstruowany w taki sposób, iż możliwe było dokonanie wymiany głowicy na inną, o zmienionej wielkości szczeliny, przez którą przepływa ciecz MR. Badania wykonano z wykorzystaniem trzech głowic amortyzatora odpowiednio o wielkości  $h_1 = 0,5$  [mm],  $h_2 = 0,7$  [mm] oraz  $h_3 = 1,0$  [mm], co opisano w rozdziale 3. Na podstawie wykonanych eksperymentów uzyskano komplet wyników w całym zakresie zmienności prędkości obrotowych, natężenia prądu oraz wielkości szczelin, które będą zaprezentowane w dalszych rozdziałach.

## **4.2. ANALIZA CYKLU PRACY AMORTYZATORA**

Wykorzystując stanowisko badawcze opisane w rozdziale 3, możliwe było rejestrowanie zmiany siły na tłoczysku amortyzatora i jego przemieszczenia oraz dwóch wielkości temperatury; wewnątrz amortyzatora oraz zewnętrznej temperatury obudowy w funkcji czasu, przy przyjętej w cyklu badawczym wartości natężenia prądu, oraz ustalonej częstości wymuszenia. Przykładowy wykres zmian wszystkich wymienionych wyżej wielkości w funkcji czasu dla całego cyklu pracy zaprezentowano na rys. 4.1.





Rys. 4.1. Przebieg zmian wartości siły tłumiącej, przemieszczenia i temperatury w funkcji czasu dla amortyzatora SIMR –MR-LD-203 z szczeliną w głowicy o wielkości  $h_I=0,5$  [mm], z prędkością oscylacji  $f_I=0,83$  [Hz], i natężeniem prądu w cewce  $I_I=0,5$  [A] oraz  $I_0=0,0$  [A]

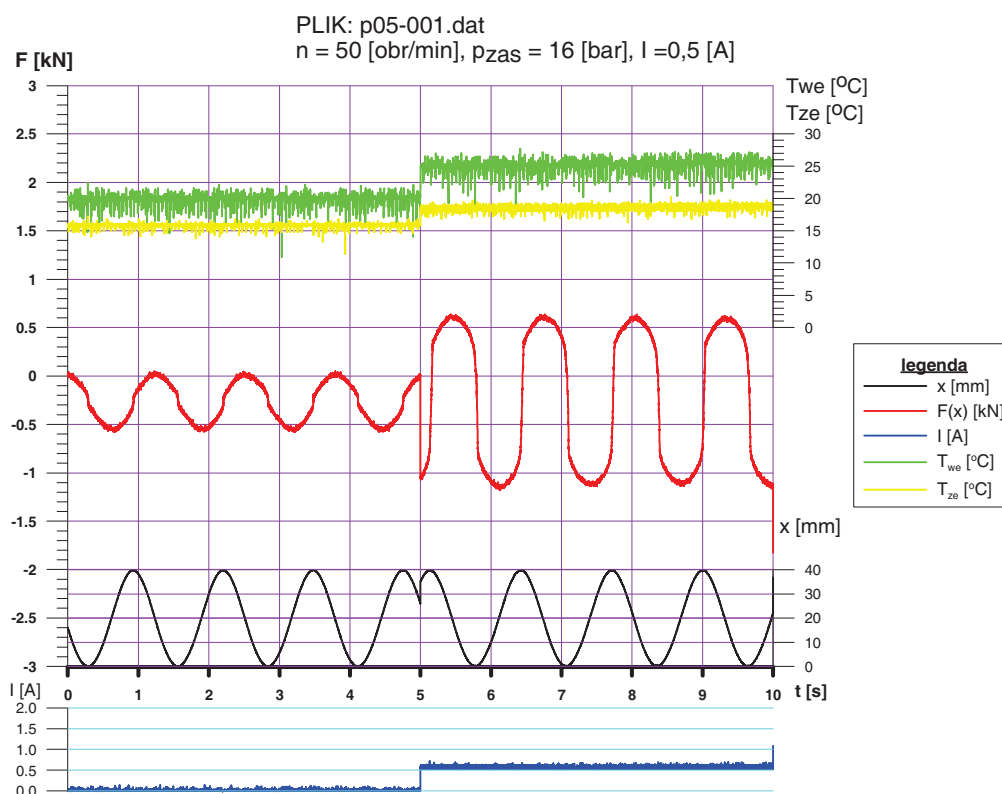
Na rys. 4.1, przedstawiono obszar skokowej zmiany wartości siły oporu amortyzatora w funkcji czasu, na skutek załączenia prądu elektrycznego. Sam moment włączenia prądu elektrycznego nie został zarejestrowany, gdyż nie był on przedmiotem badań. Zagadnienie zmiany własności cieczy magnetoreologicznej na skutek załączenia pola magnetycznego jest dostatecznie dobrze opisane w literaturze [114,140,158,247].

Analizując wykres zmiany temperatury oraz siły, w funkcji czasu, wyraźnie widać „schodkowy” charakter zmian ich wartości. Jest to skutkiem specyficznego zapisu rejestrowanych zmiennych w pięciosekundowych odcinkach czasowych, z 20 sekundową pauzą pomiędzy nimi. Taki sposób rejestracji miał na celu zmniejszenie liczby rejestrowanych punktów pomiarowych, uproszczenie obliczeń i skrócenie czasu analizy wyników. Całkowity czas pracy amortyzatora z pojedynczego eksperymentu (rys. 4.1) wynosił 380 sekund. Początkowo amortyzator działał przez około 40 sekund bez załączonego prądu elektrycznego, po czym włączono prąd o natężeniu  $I_I=0,5$  [A]. Czas pracy urządzenia z załączonym prądem elektrycznym wynosił około 200 sekund. W tym czasie temperatura wewnętrzna i zewnętrzna obudowy amortyzatora wzrosła do maksymalnej wartości wynoszącej około  $54^{\circ}\text{C}$ , co nastąpiło po około 240 sekundach pracy urządzenia. Następnie

odłączono zasilanie prądu elektrycznego i rejestrowano pracę urządzenia przez kolejne 140 sekund. W tym czasie obserwowano powolny spadek temperatury urządzenia, jak również zaobserwowano zmniejszenie wartości rejestrowanej siły tłumiącej, w stosunku do wartości z początku eksperymentu. Aspekt wpływu temperatury na pracę amortyzatora dokładniej omówiono w rozdziale 4.3.

W dolnej części rys. 4.1 znajduje się rejestrowany przebieg przemieszczenia tłoka „x” [mm] (czarnym kolorem). W badaniach przyjęto stałą, maksymalną wartość skoku kinematycznego wymuszenia ruchu wynoszącą  $s=40$  [mm].

Na potrzeby prowadzonych eksperymentów, z pełnego cyklu badawczego wyodrębniono dwa obszary charakterystyk amortyzatora i dla nich wykonano dalszą analizę. Pierwszy analizowany obszar pracy amortyzatora dotyczył pięciosekundowego czasu pracy tuż przed załączeniem prądu elektrycznego – odpowiednio pomiędzy 5 a 10 sekundą na wykresie rys. 4.1. Drugi obszar dotyczył pięciosekundowego czasu pracy tuż po załączeniu prądu elektrycznego – odpowiednio pomiędzy 10 a 15 sekundą na wykresie rys. 4.1. Przy tak zdefiniowanych przedziałach pracy amortyzatora możliwe było wyznaczenie bardziej dokładnych zależności pomiędzy siłą tłumiącą a czasem, co pokazano na rys. 4.2.



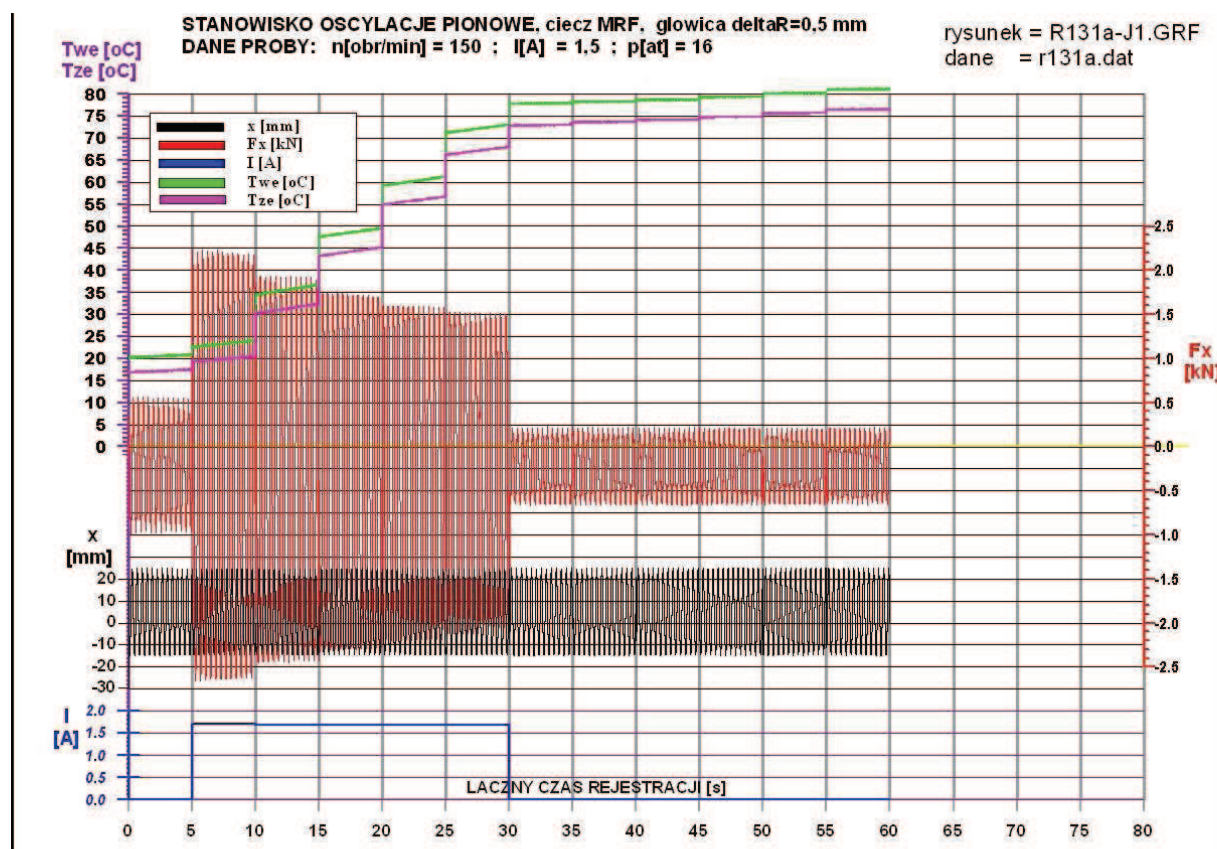
Rys. 4.2. Przebieg zmian wartości siły tłumiącej, przemieszczenia i temperatury w funkcji czasu dla amortyzatora SIMR –MR-LD-203 z szczeliną w głowicy o wielkości  $h_I=0,5$  [mm], z prędkością oscylacji  $f_I=0,83$  [Hz], i natężeniem prądu w cewce  $I_I=0,5$  [A] oraz  $I_0=0,0$  [A]

Z analizy przebiegu zmian temperatury wewnątrz amortyzatora ( $T_{we}$ ) oraz przebiegu zmian temperatury zewnętrznej obudowy amortyzatora ( $T_{ze}$ ), wynika, że wzrost temperatury wynosił odpowiednio  $\Delta T_{we} = 5^{\circ}\text{C}$  oraz  $\Delta T_{ze} = 4^{\circ}\text{C}$ . Zestawienie wszystkich otrzymanych wykresów zmienności wartości siły tłumiącej amortyzatora w funkcji czasu dla badanych punktów zamieszczono w załączniku do pracy rys. 1÷33.

### 4.3. WPLYW TEMPERATURY

Jednym z charakterystycznych i ważnych zjawisk obserwowanych podczas pracy wszystkich rodzajów tłumików i amortyzatorów, w szczególności z cieczami MR, jest zjawisko ich nagrzewania się. Źródłem ciepła, w tego rodzaju urządzeniach są przede wszystkim siły tarcia, jakie powstają podczas przepływu cieczy przez głowicę tłoka podczas pracy urządzenia oraz oporu przepływu prądu w uzwojeniu solenoidu, powodujące dodatkowe nagrzewanie się cewki. Wzrost temperatury, w znacznym stopniu, oddziałuje na własności cieczy i istotnie je pogarsza.

Na rys. 4.3 przedstawiono wykres zmian wartości siły tłumiącej, w funkcji czasu, podczas pracy amortyzatora z amplitudą 40 [mm] i częstotliwością oscylacji 2,5 [Hz].



Rys. 4.3. Przebieg zmian wartości siły tłumiącej, przemieszczenia i temperatury w funkcji czasu dla amortyzatora SIMR –MR-LD-203 z szczeliną w głowicy o wielkości  $h_f=0,5$  [mm], z prędkością oscylacji  $f_f=2,5$  [Hz], i natężeniem prądu w cewce  $I_f=1,5$  [A] oraz  $I_0=0,0$  [A]

Dla takich warunków pracy amortyzatora obserwuje się gwałtowny wzrost temperatury do wartości maksymalnej około 80°C po czasie około 115 sekund, od chwili załączenia prądu elektrycznego o natężeniu  $I_3 = 1,5$  [A]. Jednocześnie zauważa się spadek wartości rejestrowanej siły tłumiącej od wartości około 2,5 [kN] do około 1,75 [kN], co oznacza 30% spadek wartości rejestrowanej siły. Podobne zjawisko opisano w pracy [47]. Wraz ze wzrostem temperatury lepkość dynamiczna cieczy spada, co konsekwentnie zmniejsza wartość siły oporu amortyzatora lub tłumika w podwyższonej temperaturze. Lepkość dynamiczna cieczy zależy wykładniczo od odwrotności temperatury, co było już doświadczalnie zbadane i opisane w badaniach [47]. Obliczenia numeryczne pokazują jednak, że sam spadek lepkości cieczy jest niewystarczający, aby spowodować spadek wartości siły tłumiącej na poziomie 12-25 % co było obserwowane podczas eksperymentów [42]. Z porównania wykresów zmiany siły tłumiącej w funkcji czasu (rys. 4.1 oraz rys. 4.3) wynika, że spadek wartości siły tłumiącej na skutek wzrostu temperatury jest różny i zależy od wielu czynników. Dotyczy to także szybkości nagrzewania się amortyzatora. Parametry pracy amortyzatora takie jak: częstotliwość oscylacji, wartość natężenia prądu elektrycznego płynącego przez solenoid mają istotny wpływ na szybkość nagrzewania się amortyzatora i na spadek wartości siły tłumiącej w podwyższonej temperaturze pracy.

Zagadnienia związane z symulacyjnym i eksperymentalnym badaniem wpływu temperatury na własności dynamiczne tłumika z cieczą magnetoreologiczną były już przedmiotem badań w pracach [5÷21, 23÷25,34]. Stanowisko badawcze podczas prowadzenia badań związanych z niniejszą pracą było wyposażone w kamerę termowizyjną (rys. 3.4) Umożliwiała ona określenie z dużą dokładnością rozkładu i wartości temperatury na powierzchni obudowy amortyzatora oraz jej zmiany w funkcji czasu, zarówno podczas pracy jak i podczas nagrzewania się jedynie w wyniku przepływu prądu elektrycznego przez solenoid. Wyniki z wykonanych eksperymentów zamieszczono m.in. w pracy [23].

Zagadnienie określenia wpływu zmiany temperatury na funkcjonowanie amortyzatora jest bardziej złożone i nie jest głównym tematem niniejszej pracy. Dlatego w dalszej analizie wyników badań eksperymentalnych wpływ temperatury zostanie pominięty. Analizowane dane dotyczące zmiany wartości siły, w funkcji czasu dotyczyć będą obszaru pokazanego na (rys. 4.2), w którym zmiana temperatury pomiędzy początkiem okresu rejestracji a końcem wynosi  $\max \Delta T = 5^\circ\text{C}$ . Tak mała zmiana temperatury pozwala na założenie, że temperatura nie ma wpływu na rejestrowane wartości i w analizowanym przedziale była stała.

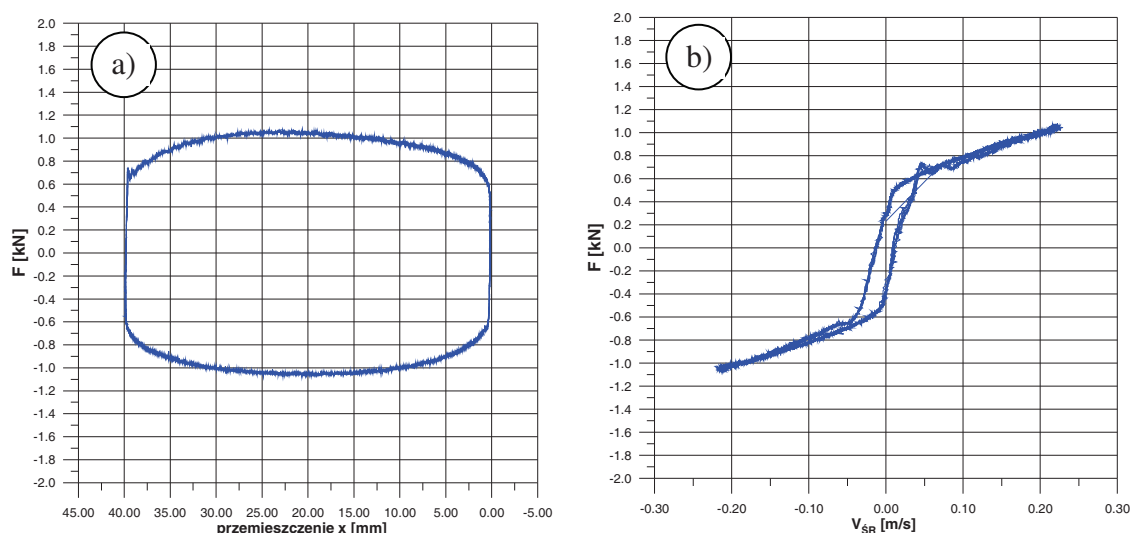


#### 4.4. WPLYW WYSOKOŚCI SZCZELINY

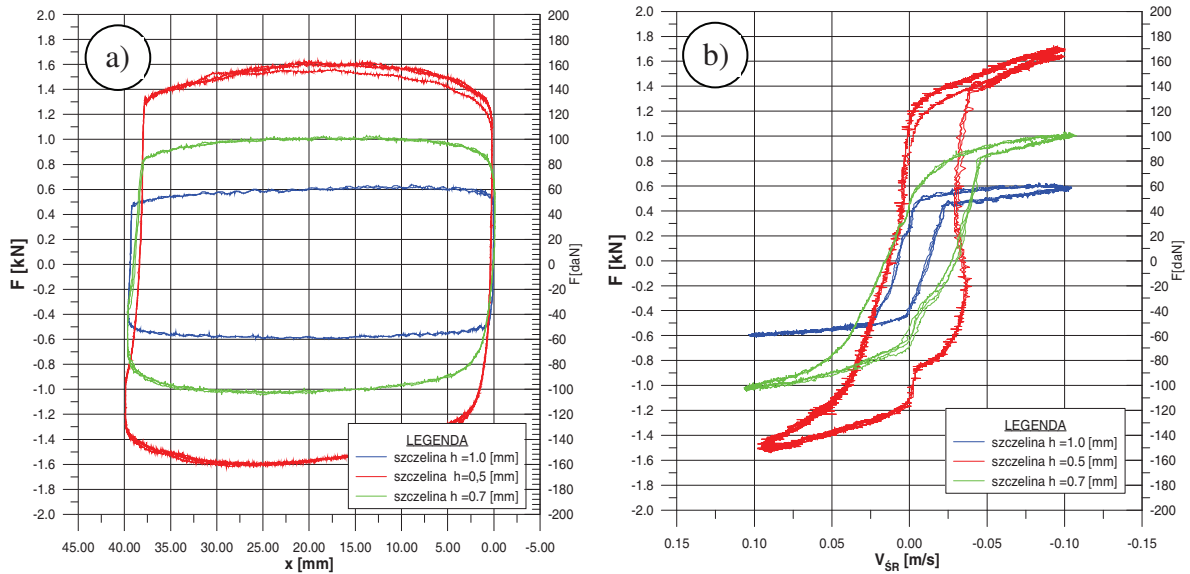
Uzyskane charakterystyki zmian wartości siły tłumiącej, w funkcji czasu, umożliwiają sporządzenie wykresów ilustrujących zależności siły tłumiącej  $F(x)$  od przemieszczenia ( $x$ ) – oraz siły tłumiącej  $F(\dot{x})$  od prędkości ruchu tłoczyska – ( $\dot{x}$ ) przy różnych wartościach natężenia prądu sterującego, w trzech przypadkach wielkości szczeliny w głowicy oraz dla trzech częstotliwości oscylacji. Na rys. 4.4a zilustrowano przykładową charakterystykę zależności siły tłumiącej w funkcji przemieszczenia, a na rys. 4.4b, charakterystykę ilustrującą zmianę wartości siły w funkcji prędkości. Pole powierzchni pętli na rysunku rys. 4.4.a odzwierciedla właściwości tłumiące, a dokładniej energię rozpraszaną przez amortyzator. Przyjmuje się, iż energia mechaniczna, przekazywana np. z drgającej konstrukcji, w większości zamieniana jest w urządzeniu w ciepło i następnie odprowadzana do otoczenia.

Na wykresie rys. 4.4b przedstawiono nieliniową charakterystykę prędkości ruchu amortyzatora, która objawia się pętlą histerezy. Wyznaczono ją w przedziale zmienności prędkości od  $-0,05$  do  $+0,05$  [m/s].

Prototyp amortyzatora umożliwiał wymianę głowicy na inną o zmienionej wielkości szczeliny, przez którą odbywał się przepływ cieczy magnetoreologicznej. Wykonano porównanie zarejestrowanych charakterystyk amortyzatora dla tych samych wartości natężenia prądu  $I_2=1,0$  [A], dla tych samych częstotliwości oscylacji  $f_l=0,83$  [Hz], lecz dla różnych wielkości szczelin (rys. 4.5).



Rys. 4.4. Przykładowa charakterystyka tłumiąca amortyzatora ilustrująca zmiany wartości siły rejestrowanej na tłoczysku. a) w funkcji przemieszczenia b) w funkcji jego prędkości; parametry realizacji eksperymentu: wysokość szczeliny  $h=0,5$  [mm], natężenie prądu elektrycznego  $I=0,5$  [A], częstota wymuszenia  $f=1,66$  [Hz]

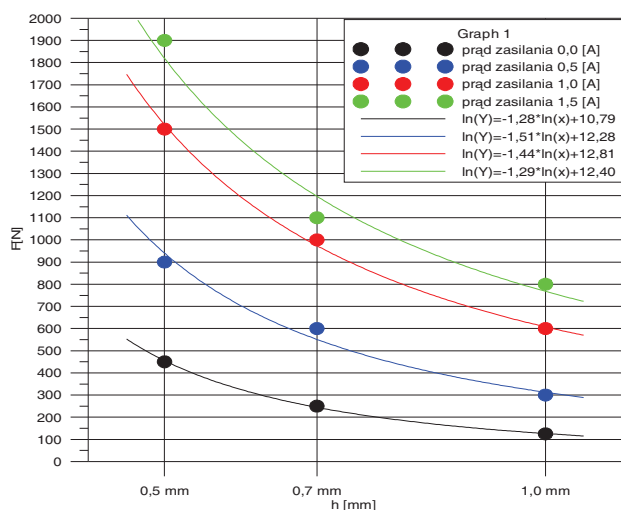


Rys. 4.5. Przykładowa charakterystyka tłumiąca amortyzatora ilustrująca zmiany wartości siły rejestrowanej na tłoczysku. a) w funkcji przemieszczenia b) w funkcji jego prędkości; parametry realizacji eksperymentu: wysokość szczeliny  $h=0,5 \div 1,0$  [mm], natężenie prądu elektrycznego  $I=1,0$  [A], częstota wymuszenia  $f=0,83$  [Hz]

Na podstawie analizy przebiegu krzywych, które zostały zilustrowane na rys. 4.4 oraz rys. 4.5 zauważa się, że wzrost wielkości szczeliny niekorzystnie wpływa na wartość siły mierzonej na tłoczysku amortyzatora. Większa wartość wysokości szczeliny w głowicy amortyzatora powoduje zmniejszenie się pola powierzchni pętli na wykresie siły w funkcji przemieszczenia  $F(x)$ , co oznacza zmniejszenie zdolności amortyzatora do dyssypacji energii. Jednocześnie wyznaczona na podstawie tych samych wartości pomiarowych odpowiednia pętla histerezy na wykresie: siła w funkcji prędkości  $F(\dot{x})$  zmniejsza się wraz ze wzrostem wartości wysokości szczeliny w głowicy. Zestawienie wszystkich wykonanych zestawów charakterystyk tłumiących amortyzatora z cieczą MR zamieszczono w załączniku do pracy, na rys. 34÷ 36.

Z badawczego punktu widzenia interesujące jest zestawienie maksymalnych wartości siły oporu amortyzatora w funkcji wielkości szczeliny. Sporządzono je dla różnych wartości natężenia prądu elektrycznego płynącego w solenoidzie głowicy. Powstała w ten sposób siatka punktów ilustrująca te wielkości odnoszące się do odpowiednich wielkości szczeliny (rys. 4.6). Każdy punkt na wykresie reprezentuje otrzymaną przy odpowiednich wartościach parametrów pełną charakterystykę amortyzatora. Zestawienie wykonano uwzględniając cztery różne wartości prądu elektrycznego. W ten sposób możliwe stało się wyznaczenie zmiany wartości siły tłumiącej przy zadanej wartości natężenia prądu, w funkcji wielkości szczeliny. Podjęta próba interpolacji zmian wartości siły w funkcji wielkości szczeliny pokazała, iż charakter otrzymanych zmian jest logarytmiczny. Wraz ze zmniejszaniem się wielkości

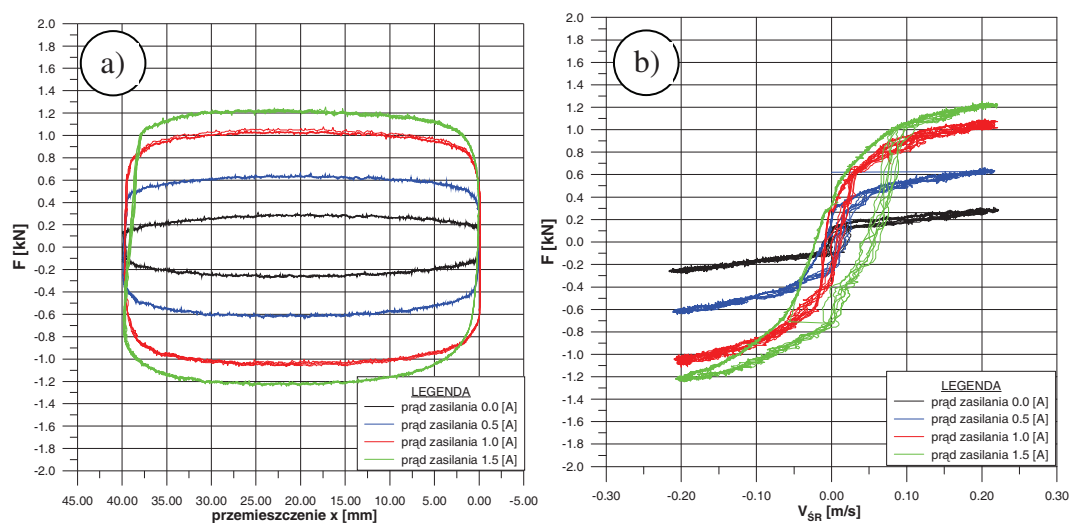
szczeliny rośnie siła oporu amortyzatora, a rosnące wartości zmian natężenia prądu powodują coraz większe przyrosty sił oporu.



Rys. 4.6. Zmiana maksymalnej wartości siły oporu w funkcji wielkości szczeliny

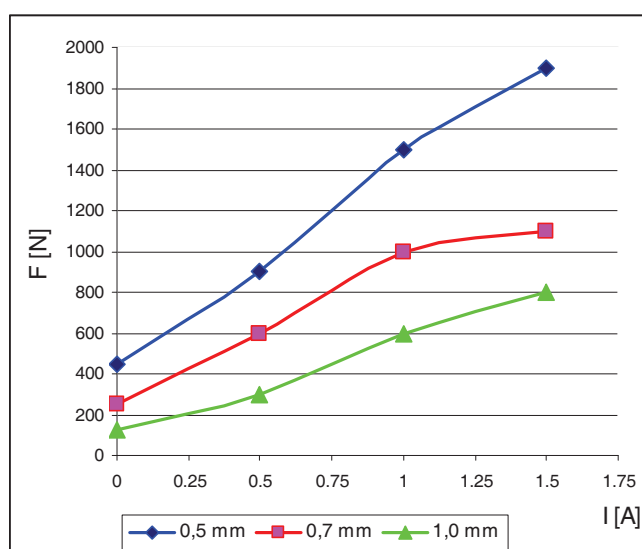
#### 4.5. WPŁYW NATĘŻENIA PRĄDU ELEKTRYCZNEGO

Pod wpływem pola magnetycznego ciecz magnetoreologiczna zmienia swoje parametry; wzrasta jej pozorna lepkość oraz granica plastyczności. Aby po wzroście lepkości cieczy, spowodowanej wzrostem natężenia pola magnetycznego, utrzymać niezmienną wartość amplitudy przemieszczeń, konieczne jest przyłożenie większej siły wymuszającej. Jest to wyraźnie widoczne na rysunku rys. 4.7, gdzie przedstawiono zbiorcze charakterystyki  $F(x)$  i  $F(\dot{x})$ . Zostały one wykonane przy kolejnych rosnących wartościach  $I$  natężenia prądu. Zilustrowane na rys. 4.7b pętle histerezy otrzymano dla wymuszenia kinematycznego o ustalonej amplitudzie wynoszącej  $s = 40$  [mm] i częstotliwości oscylacji  $f_2 = 1,66$  [Hz].



Rys. 4.7. Zestawienie charakterystyk  $F(x)$  oraz  $F(\dot{x})$  dla amortyzatora z szczeliną  $h_2=0,7$  [mm] przy zmiennych wartościach natężenia prądu elektrycznego i stałej prędkości oscylacji  $f_2=1,66$  [Hz]

Wzrost powstającego w cieczy naprężenia stycznego jest ograniczony nasyceniem się pola magnetycznego. W wykonanych badaniach takie zjawisko zaobserwowano przy wartości natężenia prądu powyżej 1,5 [A]. Dalszy wzrost natężenia prądu nie powodował już istotnego przyrostu siły oporu amortyzatora. W funkcji natężenia prądu elektrycznego wykonano zestawienie generowanej przez urządzenie siły oporu, dla różnych wielkości szczelin w głowicy tłoka, przy stałej prędkości obrotowej, co zostało zilustrowane na rys. 4.8. Przebieg krzywych początkowo uznano za zbliżony do liniowego, jednak po szczegółowej analizie uzyskiwanych wartości wnioskowano, że otrzymane wyniki, w przypadku analizy dwóch szczelin o wartości  $h_2=0,7$  [mm] oraz  $h_1=0,5$  [mm] lub  $h_2=0,7$  [mm] oraz  $h_3=1,0$  [mm], są około 40% do 50 % mniejsze, w całym badanym zakresie zmienności prędkości, zarówno dla przypadku, gdy wartość natężenia prądu w cewce wynosi  $I=0,5$  [A] jak i  $I=1,0$  [A]. Z kolei, zmiana wartości prądu w zakresie większych jego wartości (tu:  $I=1,0$  [A] i  $I=1,5$  [A]) nie powoduje tak dużych zmian wartości generowanej siły oporu jak w przypadku obciążenia amortyzatora mniejszą wartością natężenia ( $I=0,5$  [A] oraz  $I=1,0$  [A]). Jest to obserwowane na wykresie i charakteryzuje się lekkim pochyleniem (załamaniem krzywej), po przekroczeniu wartości  $I=1,0$  [A]. Oznacza to, że reakcja amortyzatora na zmiany wartości natężenia prądu jest korzystniejsza wówczas, gdy zachodzą one przy jego mniejszych wartościach. Takie zachowanie się amortyzatora jest oczywiście związane z nasyceniem się pola magnetycznego, które jest wytwarzane przez solenoid, wraz ze wzrostem natężenia prądu.

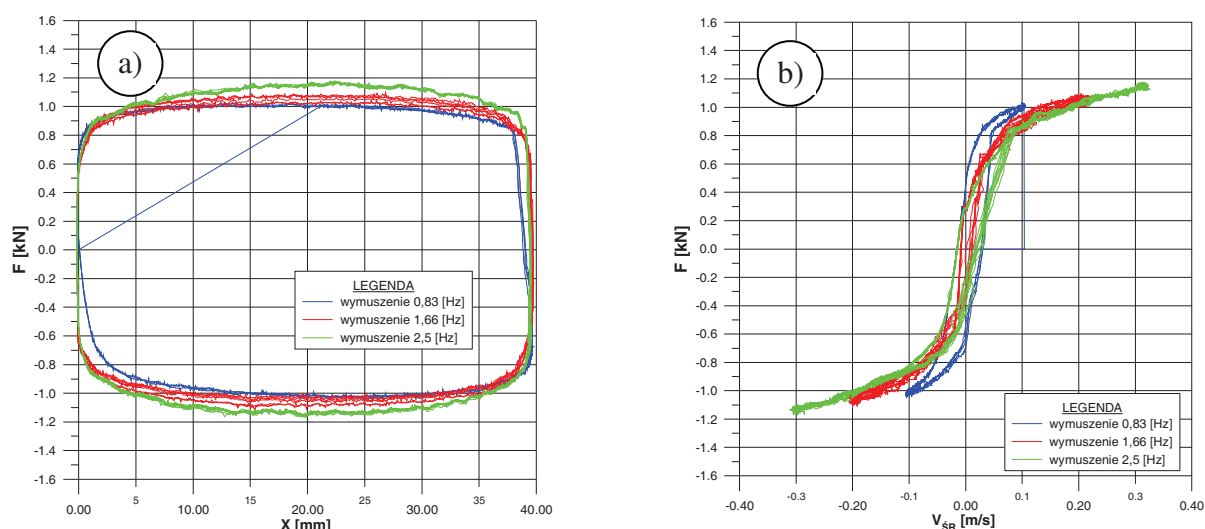


Rys. 4.8. Zmiana wartości maksymalnej siły oporu amortyzatora  $F_{\max}$  w funkcji natężenia prądu elektrycznego  $I$  [A], przy stałej wartości częstotliwości oscylacji  $f_l=0,83$  [Hz]



#### 4.6. WPLYW CZĘSTOTLIWOŚCI OSCYLACJI WYMUSZENIA KINEMATYCZNEGO

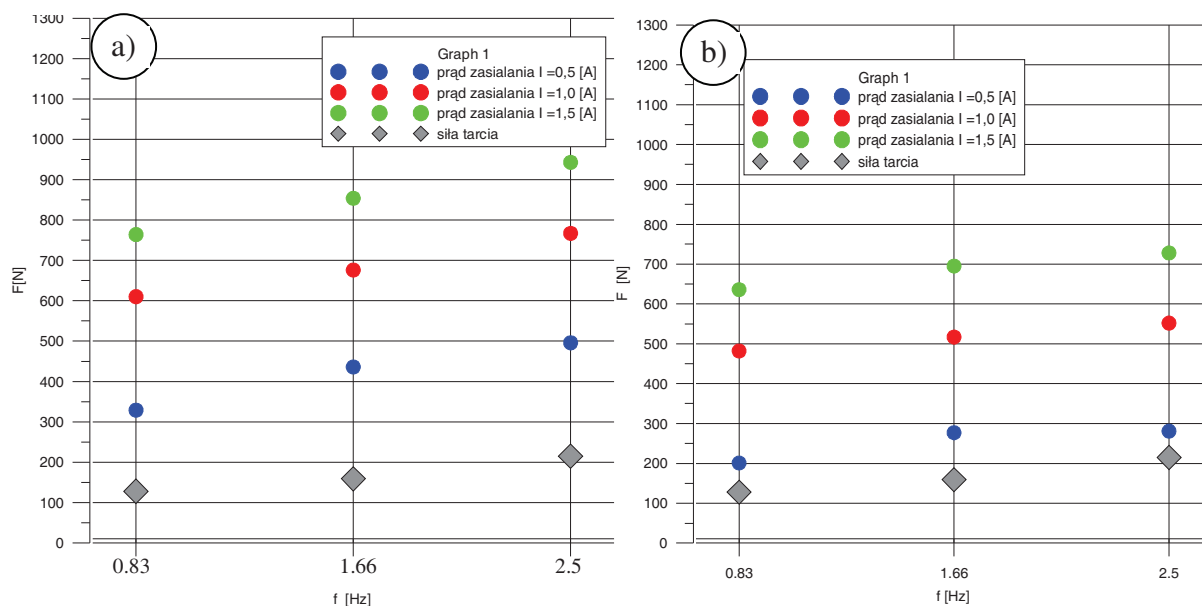
Zmiana prędkości oscylacji skutkuje zmianą prędkości przepływu cieczy magnetoreologicznej przez szczelinę amortyzatora. Ma to również bezpośredni wpływ na charakterystykę urządzenia, powodując wzrost wartości siły tłumiącej. Zjawisko to zaobserwowano dla wszystkich badanych wielkości szczelin w głowicy i przy wszystkich wartościach prądu elektrycznego. Na rys. 4.9 zamieszczone zostały przykładowe wykresy ilustrujące opisane zależności:



Rys. 4.9. Zmiany maksymalnej wartości siły otrzymanej przy różnych częstotliwościach oscylacji, przy stałej wartości szczeliny  $h_2=0,7$  [mm] i stałej wartości natężenia prądu  $I_2=1,0$  [A]; a) w funkcji przemieszczenia, b) funkcji prędkości ruchu tłoka

W przypadku, gdy prędkość oscylacji kinematycznego wymuszenia ruchu wynosiła 0,83 [Hz] zarejestrowana maksymalna siła oporu wynosiła około 1000 [N]. Wzrost prędkości oscylacji wymuszenia ruchu do wartości 2,5 [Hz] spowodował wzrost siły oporu do maksymalnej wartości około 1200 [N].

Szczegółową analizę uzyskiwanych sił oporu wykonano w przypadku, gdy wysokość szczeliny w głowicy wynosiła  $h_3=1,0$  [mm]. W innej postaci te same rezultaty badań zostały zaprezentowano na rys. 4.10. Siła tarcia oznaczona na wykresie kolorem szarym (rys. 4.10a) jest sumą sił: tarcia mechanicznego  $F_m$  oraz oporów przepływu wiskotycznego  $F_v$ ; wzrasta ona wraz ze wzrostem prędkości oscylacji.



Rys. 4.10. Zmiana maksymalnej wartości siły oporu w funkcji prędkości oscylacji wyznaczona przy różnych wartościach natężenia prądu elektrycznego – a), zmiana wartości siły oporu magnetycznego w funkcji prędkości oscylacji przy różnych wartościach natężenia prądu elektrycznego – b)

Całkowita siła oporu tłumika jest sumą sił tarcia i oporów spowodowanych działaniem pola magnetycznego. Na rys. 4.10b wyodrębniono jedną składową całkowitej siły oporu, którą nazwano siłą oporu magnetycznego; powstała ona przez odjęcie siły tarcia od całkowitej siły oporu. Na podstawie analizy rys. 4.10b wyraźnie widać, że wzrost siły oporu magnetycznego następuje jednocześnie ze wzrostem częstotliwości oscylacji. Nie można przypisywać wzrostu siły oporu na skutek zwiększenia częstotliwości oscylacji tylko i wyłącznie zjawisku zwiększenia oporów przepływu wiskotycznego. Muszą zachodzić dodatkowe zjawiska fizyczne, których na tym etapie badań nie udało się zidentyfikować. Fenomen ten występuje również przy braku natężenia prądu elektrycznego.

## **5. MODELOWANIE I ANALIZA PROCESÓW DYSSYPACYJNYCH W AMORTYZATORZE**

### **5.1. WERYFIKACJA WYNIKÓW BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH**

Zastosowanie cieczy magnetoreologicznych umożliwia dość swobodne kształtowanie charakterystyk dyssypacyjnych zwiększając uniwersalność budowanych z jej użyciem urządzeń. Bardzo istotne jest zapewnienie właściwego przepływu cieczy wokół cewki wytwarzającej pole magnetyczne. Najkorzystniej jest, gdy ciecz magnetoreologiczna długo przebywa w polu magnetycznym, a przepływ jest laminarny (długa szczelina o małym przekroju). Z kolei aby uzyskać dobry stosunek siły sterowanej (oporu magnetycznego) do siły niesterowanej (oporu tarcia) konstrukcja amortyzatora powinna zapewniać stosunkowo małe opory przepływu wiskotycznego cieczy (krótka szczelina o dużym przekroju). Widoczny jest oczywisty konflikt pomiędzy chęcią otrzymania dużego zakresu zmienności siły magnetycznej i korzystną charakterystyką tłumiącą, gdy nie ma pola magnetycznego. Biorąc pod uwagę dodatkowe uwarunkowania konstrukcyjne i technologiczne, które musi spełnić konstruktor, projektując urządzenie z cieczą MR można sformułować wniosek, że zagadnienie projektowania amortyzatora z cieczą MR jest bardzo złożone i wymaga szczegółowej analizy. Jednocześnie, bowiem konstruując klasyczne zespoły mechaniczno-hydrauliczne oraz obwód elektryczno-magnetyczny należy, uwzględniać specjalne cechy cieczy MR.

Aby w podstawowy sposób opisać ciecze magnetoreologiczne, które są zaliczane do cieczy nienewtonowskich, wystarczy wykorzystać model Binghama. Naprężenie graniczne w tym modelu jest zależne od indukcji magnetycznej wstępującej w cieczy. Model ten wyraża zamianę naprężenia stycznego, w zależności od prędkości odkształcenia przy ścinaniu, opisano go m.in. następujących pracach [43,60,61,62,129,158,170].

Równanie określające naprężenie styczne w cieczy jest następujące:

$$\tau = \tau_{OB}(B) + \mu \cdot \dot{\gamma}, \quad (5.1)$$

gdzie:  $\tau_{OB}$  – graniczne naprężenie styczne, zależne od indukcji magnetycznej [ $\text{N/m}^2$ ],

$\mu$  – lepkość dynamiczna [ $\text{N}\cdot\text{s/m}^2$ ],

$\dot{\gamma}$  – szybkość odkształcenia, szybkość ścinania [ $1/\text{s}$ ],

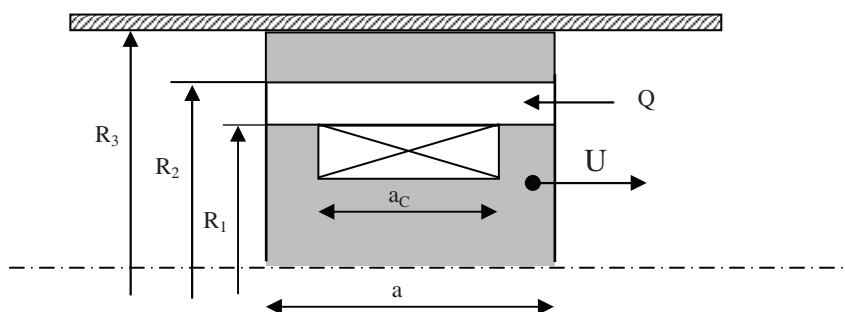
Opisane powyższym równaniem właściwości cieczy MR, pozwalają na twierdzenie, że dla naprężeń stycznych mniejszych od  $\tau_{OB}$ , ciecz zachowuje się jak ciało stałe, natomiast dla naprężeń większych, tak jak ciecz newtonowska. Przepływ przez płaską, prostokątną szczelinę dobrze opisuje równanie Poiseuille’a w postaci:

$$\frac{d\tau}{dh} = \frac{\Delta p}{a}, \quad (5.2)$$

gdzie:  $\Delta p$  – spadek ciśnienia na szczelinie,

$a$  – długość szczeliny.

Równanie to może mieć zastosowanie również do opisu przepływu płynu przez szczelinę pierścieniową (rys. 5.1), przy założeniu, że promień szczeliny jest co najmniej o rząd wielkości większy do jej grubości. Taki warunek jest spełniony w przypadku badanej rodziny amortyzatorów.



Rys. 5.1. Schemat przepływu cieczy przez szczelinę pierścieniową amortyzatora MR, charakterystyczne wielkości geometryczne [161,170,247]

W amortyzatorze MR siła oporu magnetycznego może być kontrolowana za pomocą zmian pola magnetycznego, natomiast całkowita siła oporu składa się z oporu siły „kontrolowanej” i oporu siły „niekontrolowanej”. Siła oporu niekontrolowana składa się z oporów wiskotycznych wywołanych przepływem cieczy oraz siły tarcia mechanicznego wewnętrznych elementów amortyzatora. Bazując na modelu z płytami równoległymi opisanym w [39,76,115,149,158] całkowitą siłę oporu tłumika lub amortyzatora rozłożono na składowe: siłę wynikającą z tarcia statycznego  $F_{st}$ , siłę zależną od lepkości  $F_v$  oraz siłę zależną od pola magnetycznego  $F_m$  [161,170,247].

$$F = F_{st} + F_v + F_m. \quad (5.3)$$

Siłą tarcia wiskotycznego dana jest wzorem [170,247],

$$F_v = \left(1 - \frac{b \cdot h \cdot U}{2 \cdot Q}\right) \frac{12 \cdot \mu \cdot a \cdot Q \cdot A}{b \cdot h^3}, \quad (5.4)$$

po podstawieniu  $Q = U \cdot A$  oraz  $b = \pi (R_1 + R_2)$

$$F_v = \left(1 - \frac{\pi(R_1 + R_2)h}{2 \cdot A}\right) \frac{12 \cdot \mu \cdot a \cdot A^2 \cdot U}{\pi(R_1 + R_2)h^3} = k_v \cdot U \cdot \mu, \quad (5.5)$$

gdzie:  $b$  [m] – długość szczeliny mierzona w połowie wysokości  $b = \pi (R_1 + R_2)$ ,

$R_1$  [m] – średnica wewnętrzna szczeliny,

$R_2$  [m] – średnica zewnętrzna szczeliny,

$h$  [m] – wysokość szczeliny  $h = (R_2 - R_1)$ ,

$U$  [m/s] – prędkość ruchu tłoka,

$Q$  [m<sup>3</sup>/s] – objętościowe natężenie przepływu cieczy,

$\mu$  [ $\frac{kg}{m \cdot s} = Pa \cdot s$ ] – lepkość dynamiczna cieczy przy braku pola magnetycznego,

$a$  [m] – szerokość szczeliny z ciecżą MR,

$A$  [m<sup>2</sup>] – powierzchnia czynna tłoka.

Siła generowana przez pole magnetyczne ma wartość [170,247].:

$$F_m = c \frac{\tau_o \cdot k_{pm} \cdot a_{sm} \cdot A}{h}, \quad (5.6)$$

gdzie:  $\tau_o$  [Pa] – naprężenie styczne w cieczy magnetoreologicznej,

$c$  – stała z przedziału  $2,07 < c < 3,07$  – bezwymiarowa określona wzorem 5.7,

$a_{sm}$  [m] – długość szczeliny w obszarze pola magnetycznego,  $a_{sm} = a - a_c$ ,

$a_c = 0,0107$  [m] – długość cewki, dla wszystkich tłumików constans,

$k_{pm} = 1,1$  – współczynnik uwzględniający zwiększenia długości szczeliny w związku z zaokrągleniem linii sił pola magnetycznego [170,247].

Wartość stałej  $c$  zawiera się w przedziale od 2,07 do 3,07 i określa ją równanie [170,247]:

$$c = 2,07 + \frac{12 \cdot Q \cdot \mu}{12 \cdot Q \cdot \mu + 0,4 \cdot b \cdot h^2 \cdot \tau_o}, \text{ a po przekształceniu } c = 2,07 + \frac{1}{1 + 0,4 \cdot \frac{b \cdot h^2 \cdot \tau_o}{12 \cdot Q \cdot \mu}}, \quad (5.7)$$

po podstawieniu stałej  $c$  oraz  $Q = U \cdot A$  do wzoru na siłę oporu magnetycznego otrzymujemy:

$$F_m = \left(2,07 + \frac{12 \cdot U \cdot \mu \cdot A}{12 \cdot U \cdot A \cdot \mu + 0,4 \cdot b \cdot h^2 \cdot \tau_o}\right) \cdot \frac{\tau_o \cdot k_{pm} \cdot a_{sm} \cdot A}{h}. \quad (5.8)$$

Siła tarcia statycznego zależy od zastosowanego uszczelnienia tłoczyska oraz od rodzaju materiału i sposobu rozwiązania prowadzenia tłoczyska w obudowie. W prototypie badanego amortyzatora zastosowano jako prowadzenie tłoka w obudowie pierścieni brązowy, co wiąże się z dużymi oporami tarcia. W badaniach nie określono wartości sił tarcia statycznego. Znana jest natomiast sumaryczna wartość sił oporu tarcia i oporów przepływu wiskotycznego.

Obliczenie wartości poszczególnych sił wymaga znajomości szczegółowych danych dotyczących wymiarów poszczególnych części i zespołów głowicy amortyzatora. W tabelicy 5.1 zestawiono charakterystyczne wymiary konstrukcyjne głowic badanego amortyzatora.

Tablica 5.1. Charakterystyczne wielkości geometryczne rodziny tłumików

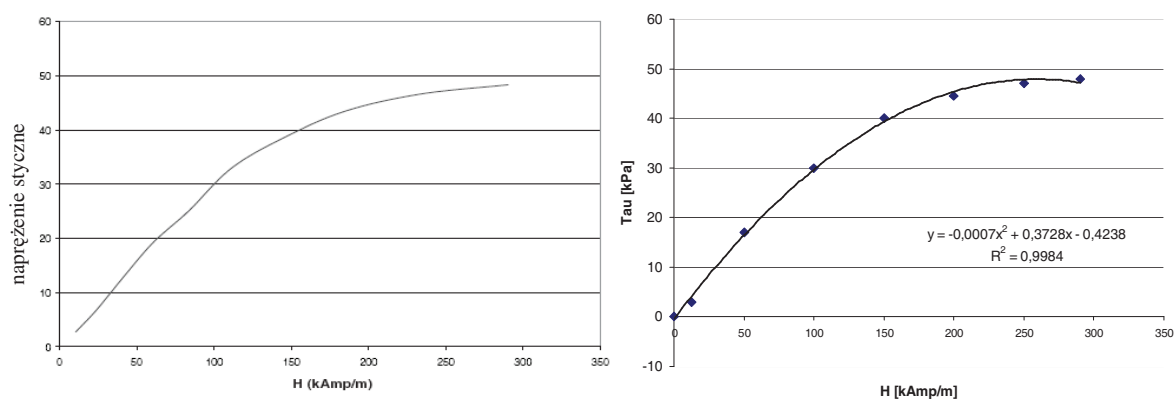
Wielkość	Symbol	Szczelina 0,5	Szczelina 0,7	Szczelina 1,0	Jedn.
Średnica wewnętrzna szczeliny	$R_1$	0,01415	0,01415	0,01415	m
Średnica zewnętrzna szczeliny	$R_2$	0,01465	0,01485	0,01515	m
Długość szczeliny $b = \pi (R_1 + R_2)$	b	0,09048	0,09111	0,09205	m
Wysokość szczeliny $h = R_2 - R_1$	h	0,00050	0,00070	0,00100	m
Pole powierzchni szczeliny $A_s = \pi(R_2^2 - R_1^2)$	$A_s$	0,00004524	0,00006377	0,00009205	m <sup>2</sup>
Długość szczeliny zakryta przez spawę	$\Delta b$	0,01300	0,00900	0,01000	m
Rzeczywiste pole powierzchni szczeliny $A_{s1} = (b - \Delta b) \cdot h$	$A_{s1} (\Delta b)$	0,00003874	0,00005747	0,00008205	m <sup>2</sup>
Szerokość głowicy	a	0,02500	0,02500	0,02500	m
Szerokość szczeliny objętej polem magnetycznym $a_{sm} = a - a_c$ mm	$a_{sm}$	0,01470	0,01470	0,01470	m
Prędkość oscylacji, wymuszenia ruchu	$f_1$	0,83	0,83	0,83	Hz
Prędkość oscylacji, wymuszenia ruchu	$f_2$	1,67	1,67	1,67	Hz
Prędkość oscylacji, wymuszenia ruchu	$f_3$	2,50	2,50	2,50	Hz
Skok tłoczyska	s	0,02	0,02	0,02	m
Prędkość ruchu tłoka (średnia) $U_1 = f_1 \cdot s$	$U_1$	0,0167	0,0167	0,0167	m/s
Prędkość ruchu tłoka (średnia) $U_2 = f_2 \cdot s$	$U_2$	0,0333	0,0333	0,0333	m/s
Prędkość ruchu tłoka (średnia) $U_3 = f_3 \cdot s$	$U_3$	0,0500	0,0500	0,0500	m/s
Średnica zewnętrzna głowicy	$R_3$	0,01700	0,01700	0,01700	m
Powierzchnia tłoka $A = \pi(R_3^2)$	A	0,0009079	0,0009079	0,0009079	m <sup>2</sup>
Powierzchnia czynna tłoka $A = A_T - A_s$	A	0,0008692	0,0008504	0,0008259	m <sup>2</sup>
Objętościowe natężenie przepływu cieczy	Q	0,000015132	0,000015132	0,000015132	m <sup>3</sup> /s
Lepkość dynamiczna cieczy (20°C)	$\mu$	0,1	0,1	0,1	Pa·s

Wprowadzając dane do wzoru 5.5 określającego siłę oporu wiskotycznego  $F_v$  otrzymano następujące wartości sił, które zestawiono w tablicy 5.2.

Tablica 5.2. Obliczona siła oporu wiskotycznego dla przyjętych parametrów

Parametry	Siła oporu wiskotycznego [N]		
	Szczelina $5 \cdot 10^{-4}$ [m]	Szczelina $7 \cdot 10^{-4}$ [m]	Szczelina $10^{-3}$ [m]
prędkość obrotowa wymuszenia kienematycznego $n=50$ [obr/min] $f_1 = 0,83$ [Hz]	163	45	14
Prędkość obrotowa wymuszenia kienematycznego $n=100$ [obr/min] $f_2 = 1,67$ [Hz]	325	89	28
Prędkość obrotowa wymuszenia kienematycznego $n=150$ [obr/min] $f_3 = 2,50$ [Hz]	488	134	42

W celu obliczenia siły oporu magnetycznego  $F_m$  konieczne było poznanie wartości naprężeń stycznych, powstałych w cieczy MR, na skutek obecności pola magnetycznego wywołanego przez płynący prąd elektryczny o określonym natężeniu. Zależność wpływu natężenie prądu elektrycznego na wartość natężenia pola magnetycznego oraz na wartość naprężenia stycznego w cieczy była nieznana. Na podstawie notatki technicznej firmy LORD [66] znana była zależność pomiędzy natężeniem pola magnetycznego, a naprężeniem stycznym dla przedmiotowej cieczy. Na podstawie dostępnej charakterystyki (rys. 5.2) wyznaczono kilka charakterystycznych punktów i dokonano interpolacji w programie EXCEL za pomocą wielomianu drugiego stopnia uzyskując równanie funkcji określające naprężenie styczne  $\tau$  [kPa] w funkcji natężenia pola magnetycznego  $H$  [kAmp/m].



Rys. 5.2. Wyznaczenie równania określającego naprężenie styczne w cieczy MR w funkcji natężenia pola magnetycznego, a) dane z karty technicznej, b) dane po aproksymacji funkcją wielomianową

Równanie w postaci  $\tau = -0,0007 \cdot H^2 + 0,3728 \cdot H - 0,4238$  posłużyło do obliczenia wartości naprężeń stycznych w cieczy MR. Bazując na własnym doświadczeniu i analizując

na bieżąco otrzymywane wyniki badań dobrano wartość natężenia pola odpowiadającą zadanemu natężeniu prądu elektrycznego. Przyjęto wartości natężenia pola magnetycznego jako 22, 60 oraz 78 [kAmp/m] odpowiednio dla prądu elektrycznego o natężeniu 0,5 [A], 1,0 [A] oraz 1,5 [A].

Można określić siłę oporu magnetycznego, którą stanowi różnica wartości całkowitej siły oporu amortyzatora i wartości sił oporu wiskotycznego (tablica 5.2). Dla zadanych warunków eksploatacyjnych wyniki obliczeń siły oporu magnetycznego zaprezentowano w tablicy 5.3.

Tablica 5.3. Zestawienie obliczonej siły oporu magnetycznego w zależności od natężenia prądu

<b>SZCZELINA <math>h_1 = 0,5</math> [mm]</b>				
f [Hz]	siła oporu wiskotycznego [N]	obliczeniowa siła oporu magnetycznego [N]		
		$I_1=0,5$ A	$I_2=1,0$ A	$I_3=1,5$ A
0,83	163	602	1275	1600
1,66	325	639	1364	1707
2,50	488	658	1417	1776
<b>SZCZELINA <math>h_2 = 0,7</math> [mm]</b>				
f [Hz]	siła oporu wiskotycznego [N]	obliczeniowa siła oporu magnetycznego [N]		
		$I_1=0,5$ A	$I_2=1,0$ A	$I_3=1,5$ A
0,83	45	385	829	1049
1,66	89	411	873	1097
2,50	134	428	906	1136
<b>SZCZELINA <math>h_3 = 1,0</math> [mm]</b>				
f [Hz]	siła oporu wiskotycznego [N]	obliczeniowa siła oporu magnetycznego [N]		
		$I_1=0,5$ A	$I_2=1,0$ A	$I_3=1,5$ A
0,83	14	247	544	692
1,66	28	260	562	711
2,50	42	270	577	728

Obliczone na podstawie wzorów matematycznych wartości siły oporu magnetycznego porównano z wynikami eksperymentów uzyskanymi podczas badania amortyzatora SIMR LD-203 (tablica 5.4). Dokonano rozdziału całkowitej siły oporu amortyzatora na składowe: siłę oporu magnetycznego (w trzech wariantach, zależnych od wartości natężenia prądu elektrycznego) oraz siłę tarcia (sumę sił tarcia mechanicznego i sił oporu przepływu cieczy-tarcie wiskotyczne). Kolumna „siła tarcia” prezentowana w tablicy 5.4, odpowiada sile oporu amortyzatora podczas pracy z zadaną częstotliwością bez załączenia prądu elektrycznego w solenoidzie. W celu uzyskania całkowitej wartości siły oporu amortyzatora należy sumować poszczególne wartości komórek tablicy tj.: „siły tarcia” z wartością siły oporu magnetycznego, odpowiednio w każdym wierszu.



Tablica 5.4. Zestawienie wyników eksperymentalnych, maksymalna siła oporu magnetycznego oraz rzeczywista siła tarcia, w zależności od natężenia prądu

<b>SZCZELINA <math>h_1 = 0,5</math> [mm]</b>				
f [Hz]	siła tarcia [N]	rzeczywista siła oporu magnetycznego [N]		
		$I_1=0,5$ A	$I_2=1,0$ A	$I_3=1,5$ A
0,83	311	574	1309	1569
1,66	568	573	1223	1643
2,50	772	553	0	1573
<b>SZCZELINA <math>h_2 = 0,7</math> [mm]</b>				
f [Hz]	siła tarcia [N]	rzeczywista siła oporu magnetycznego [N]		
		$I_1=0,5$ A	$I_2=1,0$ A	$I_3=1,5$ A
0,83	221	349	809	899
1,66	281	354	769	949
2,50	371	420	795	1040
<b>SZCZELINA <math>h_3 = 1,0</math> [mm]</b>				
f [Hz]	siła tarcia [N]	rzeczywista siła oporu magnetycznego [N]		
		$I_1=0,5$ A	$I_2=1,0$ A	$I_3=1,5$ A
0,83	128	201	482	636
1,66	159	277	517	695
2,50	215	281	552	728

Z zestawienia odpowiadających sobie wartości sił oporu magnetycznego, będących skutkiem wytworzonego pola magnetycznego (tablica 5.3 oraz tablica 5.4), wynika, że otrzymane wartości są ze sobą zgodne. Błąd uzyskanych wartości mieści się w przedziale od 2 do 18 %. Wyniki badań eksperymentalnych dla tej samej wartości natężenia prądu elektrycznego (w odniesieniu do takiej samej wartości wielkości szczeliny w głowicy), ale dla różnej częstotliwości oscylacji odzwierciedlają taki sam poziom generowanej siły oporu, powodowanej zmianą wartości natężenia pola magnetycznego. Takie wyniki eksperymentalne potwierdzają stałość parametrów pracy amortyzatora w zadanych warunkach i zapewniają powtarzalność wyników.

Z porównania obliczonych wartości sił tarcia oporu wiskotycznego z oporami tarcia, zarejestrowanymi podczas eksperymentów wynika, że dane te różnią się od siebie w istotny sposób. Wpływ na to ma fakt, że obliczenia symulacyjne dotyczą tylko wartości siły oporu powodowanego przepływem cieczy, natomiast dane eksperymentalne stanowią sumę oporu sił tarcia statycznego i kinematycznego powstającego w węzłach konstrukcyjnych urządzenia oraz oporu wiskotycznego. Pomimo tej niedoskonałości skala różnicy pozwala na stwierdzenie, że w badanym amortyzatorze występowały duże siły tarcia statycznego. Wiadome jest, że wartość siły tarcia zależna jest od rodzaju zastosowanych uszczelnień, prędkości tłoka oraz zależnego od ciśnienia, nacisku wytwarzanego przez uszczelnienie.

W badaniach zastosowano rozwiązanie konstrukcyjne, w którym wykorzystano pierścień prowadzący głowicę wewnątrz obudowy amortyzatora, wykonany z brązu. Zaletą takiego rozwiązania była prostota i łatwość wykonania, a także dostępność materiału i niska cena. Praktyka w postaci wykonanych eksperymentów badawczych wykazała, że takie rozwiązanie generowało jednak znaczne opory sił tarcia i podczas pracy urządzenia dochodziło do zerwania filmu smarującego oraz kontaktu pierścienia prowadzącego z obudową amortyzatora. Efektem takich zjawisk były mechaniczne zarysowania powierzchni pierścienia, co zobrazowano na rys. 5.3. Mechaniczne zużycie powierzchni współpracujących prowadzi oczywiście do szybszego zniszczenia prototypu.



Rys. 5.3. Zarysowanie powierzchni pierścienia prowadzącego wewnątrz obudowy amortyzatora

Obliczenia wykonano przyjmując podstawy model Bingham, co pozwoliło na szybką weryfikację otrzymywanych wyników eksperymentów. Zaprezentowany sposób obliczeń jest wystarczający dla szybkiej oceny poprawności uzyskiwanych wyników. Niestety umożliwia tylko porównanie wartości maksymalnych sił oporu. Do przeprowadzenia bardziej dokładnych obliczeń konieczne jest ustalenie własności geometrycznych wielu parametrów konstrukcyjnych. Wymaga to szczegółowej wiedzy i znajomości procesów zachodzących wewnątrz amortyzatora. Tak więc modelowanie charakterystyki tłumiącej powinno być dokonywane z uwzględnieniem przede wszystkim rezultatów badań eksperymentalnych. Aby wykonać takie zadanie wytypowano do analizy dwa modele reologiczne amortyzatora z cieczą magnetoreologiczną.

## **5.2. WYBÓR MODELI REOLOGICZNYCH I ICH KONFRONTACJA Z REZULTATAMI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH**

### **5.2.1. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Bauc-Wena**

Do odwzorowania rzeczywistych zjawisk zachodzących w badanym amortyzatorze MR, w pierwszej kolejności wykorzystano złożony model Bauc-Wena [39,42,43,57,58,115,

114,217,247]. Posługując się opisem tego modelu wykonano badania symulacyjne ilustrujące wpływ różnych wartości parametrów decydujących o własnościach badanego urządzenia.

Podczas prowadzonych badań symulacyjnych wykorzystano specjalistyczne środowisko programowania *Scilab* [258]. Jest to pakiet oprogramowania, który został opracowany przez francuski instytut INRIA ( Narodowy Instytut Badawczy w Dziedzinie Komputerów) oraz ENCP- najstarszą szkołę inżynierską na świecie [258] i jest profesjonalnym narzędziem służącym do obliczeń numerycznych.

Wykorzystanie wbudowanych funkcji programu *Scilab* pozwoliło na wykonanie analiz w zaplanowanym wcześniej zakresie. Program ten zawiera specjalistyczną funkcję *ODE* (ang. *Ordinary Differential Equation*) pozwalającą na rozwiązywanie układu równań różniczkowych. Poniżej podano schemat uzyskania numerycznej wartości przykładowego rozwiązania równania 5.10:

$$y = ode(y0, t0, t, f), \quad (5.9)$$

gdzie:  $y0$  – warunki początkowe (initial conditions),

$t0$  – czas początkowy (initial time),

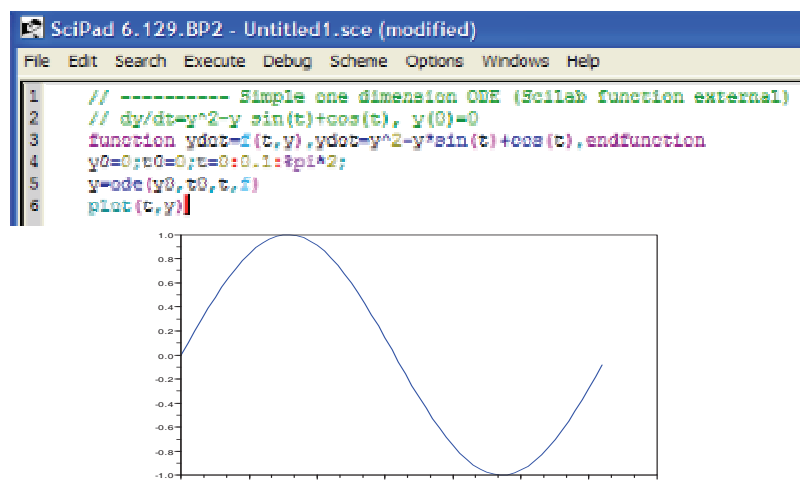
$t$  – czas w którym zawiera się rozwiązanie ,

$f$  – obliczana funkcja,

Interpretacje graficzne rozwiązanie otrzymuje się korzystając z modułu *plot2d*. W przypadku typowego najprostszego równania różniczkowego:

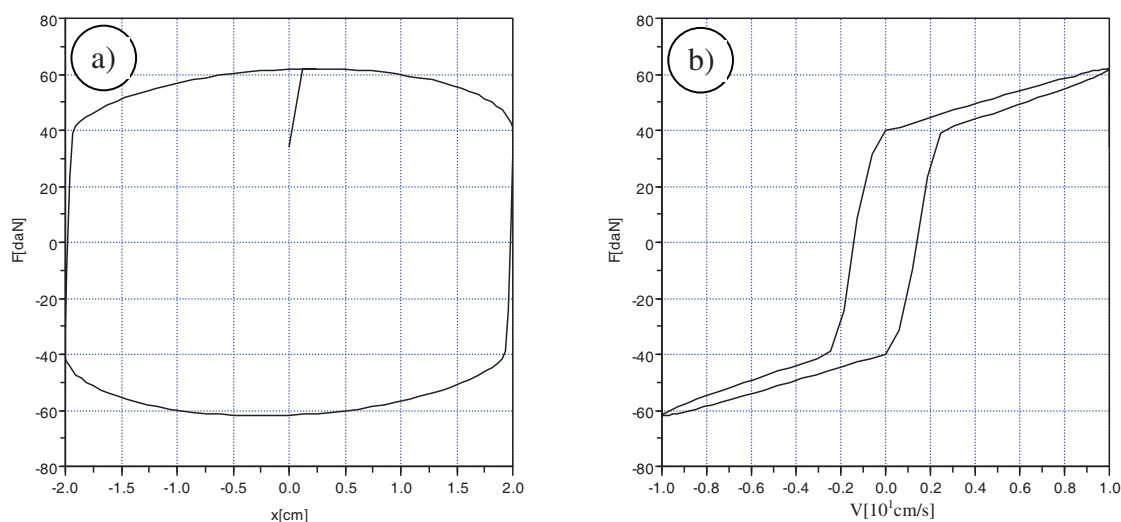
$$\frac{dy}{dt} = y^2 - y \cdot \sin(t) + \cos(t), \quad (5.10)$$

dla warunku brzegowego  $y[0]=0$ , w przedziale czasowym  $t(0, 2\pi)$  rozwiązanie równania w postaci graficznej zilustrowano na rys. 5.4.



Rys. 5.4. Widok przykładowego rozwiązania równania różniczkowego w programie *Scilab* wraz z kodem sterującym funkcją *ODE*

Poddając analizie numerycznej model Bouc-Wena, którego schemat strukturalny opisano w rozdziale 2.2.6 model ten opisano za pomocą siedmiu współczynników  $c_0, k_0, \alpha, \beta, \gamma, A$  oraz  $n$ . Parametry te są odpowiedzialne za kształt charakterystyki amortyzatora. Przykładową charakterystykę we współrzędnych  $F(x)$  (siła –przemieszczenie) oraz  $F(\dot{x})$  (siła – prędkość), otrzymaną dla modelu Bouc-Wena, pokazano na rys. 5.5.



Rys. 5.5. Przykładowa charakterystyka tłumiąca amortyzatora uzyskana przy wykorzystaniu modelu Bouc-Wena a) siła w funkcji przemieszczenia, b) siła w funkcji prędkości ruchu tłoka

Kształt charakterystyki pokazany na powyższym rysunku uzyskano dla następujących wartości parametrów modelu:

$$c_0 = 25 \left[ \frac{N \cdot s}{cm} \right]; k_0 = 1,5 \left[ \frac{N}{cm} \right]; \alpha = 900 \left[ \frac{N}{cm} \right]; \beta = 600 \left[ \frac{1}{cm^2} \right]; \gamma = 600 \left[ \frac{1}{cm^2} \right]; A = 2 [-]; n = 2 [-]$$

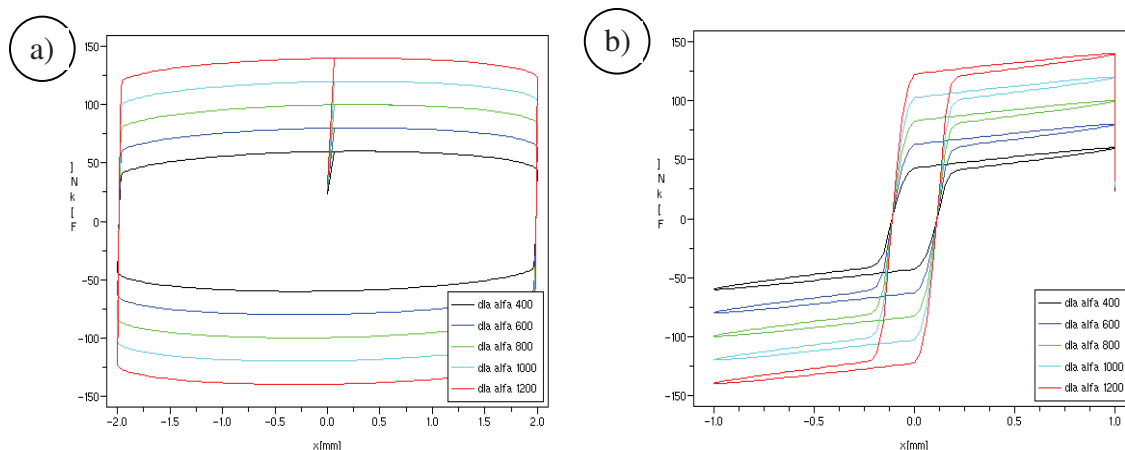
Na rysunku rys. 5.5b wyraźnie widoczna jest histereza oraz nieliniowości przebiegu, obserwowane również w badaniach eksperymentalnych. Model ten dość dobrze opisuje charakterystyki rzeczywistego tłumika MR i jest z powodzeniem powszechnie wykorzystywany w badaniach, np.: [26,43,36,216]. Ma on także szerokie zastosowanie w opisie właściwości innych materiałów i struktur wykazujących cechy histerezy mechanicznej [163,199,212].

W celu wykonania dalszej analizy symulacji numerycznych konieczne było poznanie odpowiedzi modelu Bouc-Wena, w zależności od zmiany wartości parametrów na wymuszenie oscylacyjne. W tym celu sporządzono wykaz zmienności parametrów modelu Bouc-Wena (tablica 5.6), przyjmując dla wszystkich symulacji stałą wartość parametru wykładnika potęgi  $n = 2$ . Dotychczasowe badania naukowe potwierdzają, że taki wykładnik potęgi jest wystarczający do celów projektowania urządzeń z cieczą magnetoreologiczną [163,199,212,216,247].

Tablica 5.6. Zestawienie wartości parametrów stosowanych podczas symulacji ruchu przy wykorzystaniu modelu Bouc-Wena

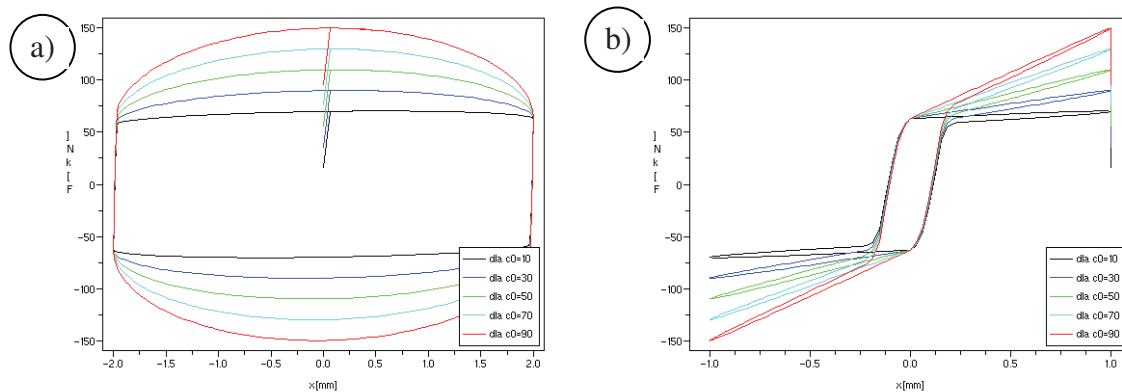
parametr wartość	$\alpha \left[ \frac{N}{cm} \right]$	$c0 \left[ \frac{N \cdot s}{cm} \right]$	$k0 \left[ \frac{N}{cm} \right]$	$\gamma \left[ \frac{1}{cm^2} \right]$	$\beta \left[ \frac{1}{cm^2} \right]$	A [-]
1	<i>var</i>	20	1,5	400	400	8
2	600	<i>var</i>	1,5	400	400	8
3	600	20	<i>var</i>	400	400	8
4	600	20	1,5	<i>var</i>	400	8
5	600	20	1,5	400	<i>var</i>	8
6	600	20	1,5	400	400	<i>var</i>

W pierwszej kolejności analizowano odpowiedź modelu przy założeniu zmiennego parametru  $\alpha = var$ ; rezultaty symulacji pokazano na rys. 5.6. Zaobserwowano następującą zależność, że wraz ze wzrostem wartości parametru  $\alpha$  modelu, wzrasta siła oporu amortyzatora. Wzrost siły i pola powierzchni charakterystyki w układzie siła w funkcji przemieszczenia  $F(x)$  jest proporcjonalny. Podobny efekt zaobserwowano na wykresie pętli histerezy.



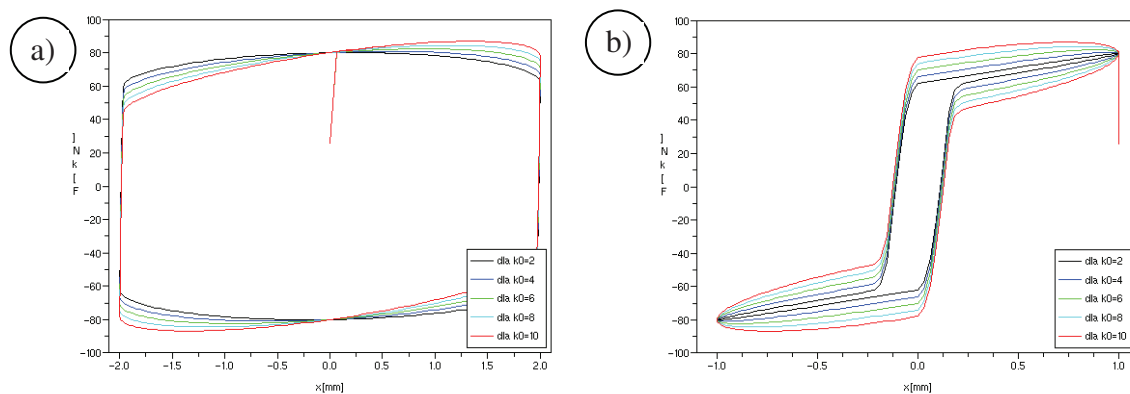
Rys. 5.6. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Bouc-Wena - wpływ zmiany wartości parametru  $\alpha$  na kształt charakterystyki  $F(x)$  oraz  $F(\dot{x})$

W kolejnym etapie symulacji analizowano odpowiedź modelu Bouc-Wena na wymuszenie siłowe, przy zmiennym parametrze tłumienia  $c0 = var$ ; wyniki symulacji pokazano na rys. 5.7. Im większa wartość współczynnika  $c0$  tym pole powierzchni na wykresie  $F(x)$  jest większe, co świadczy o większej zdolności do rozpraszania energii. Na wykresie ilustrującym przebieg histerezy zaobserwowano, że parametr  $c0$  nie ma wpływu na jej pole, które jest stałe. Parametr ten wpływa jedynie na wartość maksymalnej siły oporu amortyzatora.



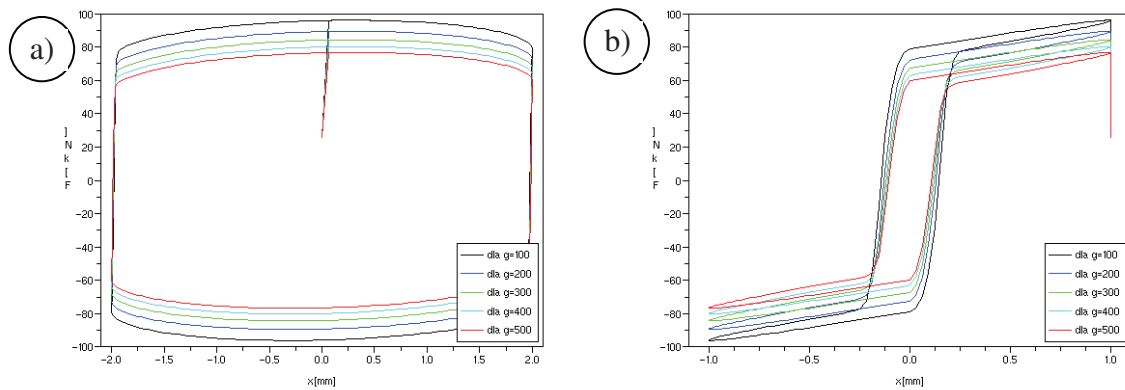
Rys. 5.7. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Bouc-Wena - wpływ zmiany wartości parametru  $c0$  na kształt charakterystyki  $F(x)$  oraz  $F(\dot{x})$

Zmiana wartości parametru  $k0=var$  powoduje symetryczne pochylenie wykresu siły we współrzędnych  $F(x)$ , co zilustrowano na rys. 5.8. Nie ma on jednak wpływu na pole powierzchni wykresu, a tym samym na zdolność do rozpraszania energii. Z kolei na wykresie  $F(\dot{x})$  widoczny jest bardzo intensywny wpływ na pole powierzchni i przebieg pętli histerezy. Wzrost parametru  $k0$  powoduje zwiększenie dysproporcji pomiędzy rozciąganiem i ściskaniem, co jest w odniesieniu do amortyzatorów zjawiskiem niepożądanym.



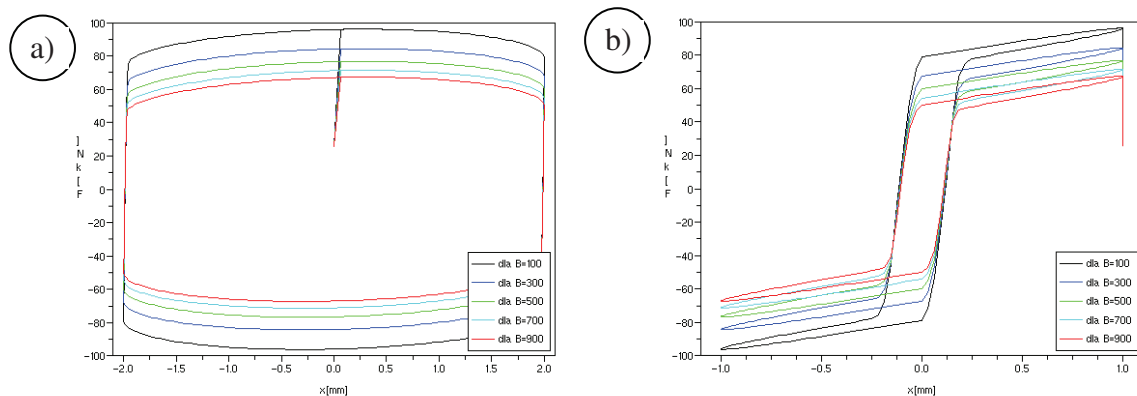
Rys. 5.8. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Bouc-Wena - wpływ zmiany wartości parametru  $k0$  na kształt charakterystyki  $F(x)$  oraz  $F(\dot{x})$

Kolejnym analizowanym parametrem była zmienna wartość współczynnika  $\gamma=var$ , co ilustrują wykresy na rys. 5.9. Wzrost wartości parametru  $\gamma$  skutkował zmniejszeniem wartości rejestrowanej siły oraz zmniejszeniem pola powierzchni wykresu w układzie  $F(x)$ , co pogarsza zdolność amortyzatora do rozpraszania energii. Podobne oddziaływanie zaobserwowano analizując kształt pętli histerezy. Dodatkowo zaobserwowano, że duża wartość współczynnika  $\gamma$  spowodowała zmniejszenie pola histerezy (zawężenie). Spadek pola powierzchni wykresu w układzie  $F(x)$  jest niesymetryczny, nieproporcjonalny.



Rys. 5.9. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Bouc-Wena - wpływ zmiany wartości parametru  $\gamma$  na kształt charakterystyki  $F(x)$  oraz  $F(\dot{x})$

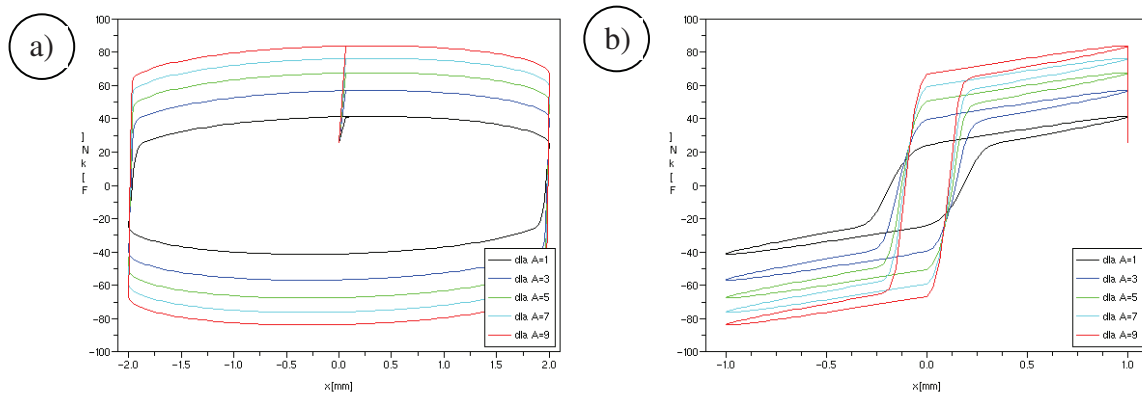
W piątym etapie symulacji analizowano odpowiedź modelu Bouc-Wena na wymuszenie siłowe, przy zmiennym parametrze tłumienia  $\beta = \text{var}$ , co przedstawiono na rys. 5.10. Im większa wartość współczynnika  $\beta$ , tym pole powierzchni na wykresie  $F(x)$  jest mniejsze. Spadek rejestrowanej siły i pola powierzchni charakterystyki w układzie  $F(x)$  jest nieliniowy. Podobne oddziaływanie zaobserwowano analizując kształt pętli histerezy, ale w tym przypadku wartość współczynnika  $\beta$  nie zmienia kształtu wewnętrznej pętli histerezy, co miało miejsce w odniesieniu do zmiany wartości parametru  $\gamma$ .



Rys. 5.10. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Bouc-Wena - wpływ zmiany wartości parametru  $\beta$  na kształt charakterystyki  $F(x)$  oraz  $F(\dot{x})$

Ostatnim etapem symulacji była analiza odpowiedzi modelu, przy zmiennej wartości parametru  $A = \text{var}$ , co zilustrowano na rys. 5.11. Wzrost wartości parametru  $A$  skutkował zwiększeniem wartości rejestrowanej siły oraz zwiększeniem pola powierzchni wykresu w układzie  $F(x)$ . Polepsza to zdolność amortyzatora do rozpraszania energii. Podobne oddziaływanie zaobserwowano analizując kształt pętli histerezy. Dodatkowo zaobserwowano, że duża wartość współczynnika  $A$ , spowodowała zmniejszenie pola histerezy (zawężenie pola powierzchni), a powiększenie pola histerezy następowało dla małych wartości współczynnika  $A$ , z jednoczesnym pochyleniem wykresu siły w układzie  $F(x)$ .





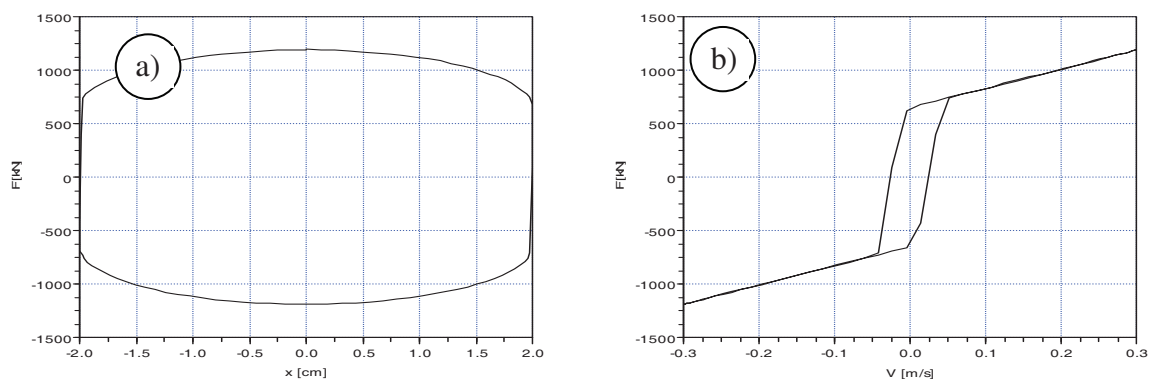
Rys. 5.11. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Bouc-Wena - wpływ zmiany wartości parametru A na kształt charakterystyki  $F(x)$  oraz  $F(\dot{x})$

Otrzymane krzywe histerezy dla różnych wartości parametrów zdecydowanie różnią się od siebie kształtem. Szczegółowa analiza czułości modelu na zmianę jego parametrów materiałowych ( $c_0$ ,  $k_0$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $A$ ) wykazała, że każdy z nich istotnie wpływa na kształty uzyskiwanej pętli histerezy, przy zadanym wymuszeniu kinematycznym, funkcją typu  $x(t) = a \sin(\omega t)$ . Oddziaływanie parametru  $\gamma$  oraz  $\beta$  stanowi przeciwność dla parametrów  $\alpha$  i  $A$ .

### 5.2.2. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Gamota-Filisko

Symulację ruchu ciał modelu Gamota-Filisko (rozdział 2.2.4) wykonano korzystając również z programu *Scilab*. Zastosowany został algorytm *DASSL*, który po wpisaniu współczynników funkcji pozwala na otrzymanie rozwiązania układu równań algebraiczno-różniczkowych.

Model Gamota-Filisko jest opisany za pomocą czterech współczynników  $c_0$ ,  $k_0$ ,  $c_1$ ,  $f_s$ . Parametry te są odpowiedzialne za kształt charakterystyki tłumiącej amortyzatora. Przykładowa charakterystyka we współrzędnych  $F(x)$  oraz  $F(\dot{x})$ , otrzymana dla modelu Gamota-Filisko, z wykorzystaniem funkcji *DASSL* pokazano na rys. 5.12.



Rys. 5.12. Przykładowa charakterystyka uzyskana dla modelu Gamota-Filisko z wykorzystaniem programu *Scilab*: a) siła w funkcji przemieszczenie; b) siła w funkcji prędkości



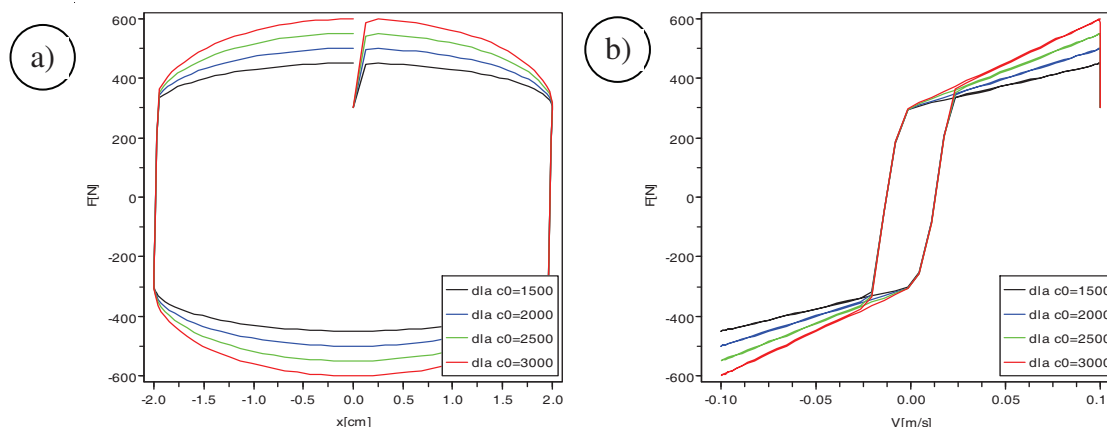
Kształt charakterystyki pokazany na powyższym rysunku uzyskano dla następujących parametrów modelu:  $k_0=75000 \left[ \frac{N}{cm} \right]$ ;  $c_0=1800 \left[ \frac{N \cdot s}{cm} \right]$ ;  $c_1=4000 \left[ \frac{N \cdot s}{cm} \right]$ ;  $f_s=650$  [N];

Wyraźnie widoczna jest histereza oraz nieliniowości przebiegu, obserwowana również w badaniach eksperymentalnych. Model ten dość dobrze opisuje charakterystyki rzeczywistego tłumika MR i jest z powodzeniem powszechnie wykorzystywany w badaniach, np.: [4,39,22,66,158,215,216,217,247]. Ma on także szerokie zastosowanie w opisie właściwości innych materiałów i struktur wykazujących cechy histerezy mechanicznej. W celu wykonania dalszej analizy symulacji numerycznych konieczne było poznanie odpowiedzi modelu Gamota-Filisko, w zależności od zmiany wartości poszczególnych parametrów. W tym celu wybrano zestaw parametrów, które zaprezentowano w tabelicy 5.7. Symulację ruchu modelu Gamota-Filisko wykonano zmieniając wartości każdej niewiadomej.

Tablica 5.7 Zestawienie wartości parametrów wykorzystanych podczas symulacji ruchu modelu Gamota-Filisko

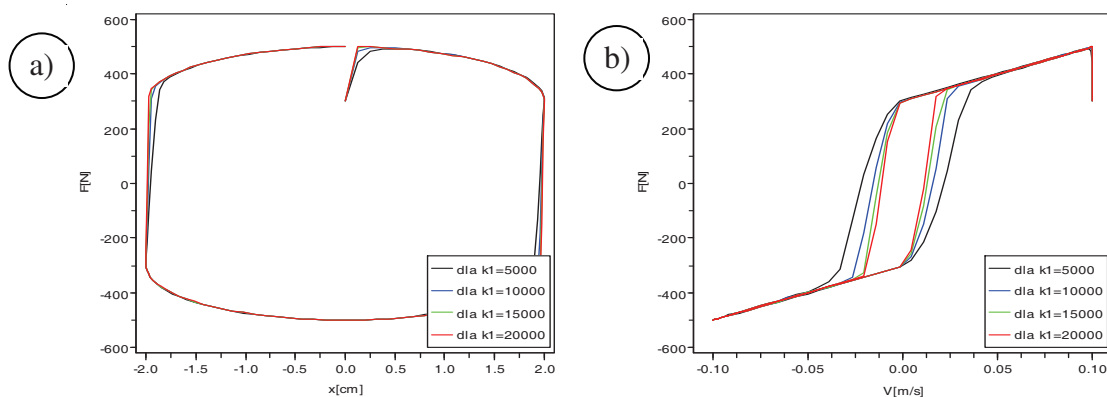
nr symul.	parametr	$k_1 \left[ \frac{N}{cm} \right]$	$c_0 \left[ \frac{N \cdot s}{cm} \right]$	$c_1 \left[ \frac{N \cdot s}{cm} \right]$	$f_s$ [N]
1	<i>var</i>	2000	3000	300	
2	15000	<i>var</i>	3000	300	
3	15000	2000	<i>var</i>	300	
4	15000	2000	3000	<i>var</i>	

W pierwszej kolejności zbadano wpływ zmiany parametru  $c_0$  na kształt charakterystyki amortyzatora. Rezultaty badań przedstawiono na rys. 5.13. W układzie współrzędnych siła – przemieszczenie  $F(x)$  wraz ze wzrostem wartości tego parametru wzrasta pole powierzchni wykresu, co oznacza zwiększoną zdolność do pochłaniania energii. Na wykresie pętli histerezy w układzie współrzędnych siła – prędkość  $F(\dot{x})$  zmiana wartości parametru  $c_0$  nie ma wpływu na pole powierzchni histerezy.



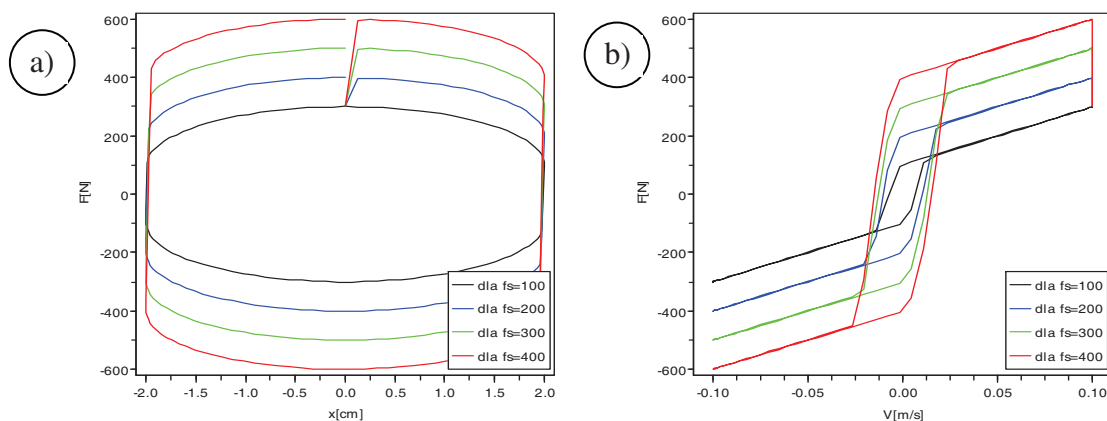
Rys. 5.13. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Gamota-Filisko, wpływ zmiany wartości parametru  $c_0$  na kształt charakterystyki  $F(x)$  oraz  $F(\dot{x})$

W kolejnych symulacjach zbadano wpływ zmiany wartości parametru  $kl$  na odpowiedź modelu. Wyniki symulacji przedstawiono na rys. 5.14. W układzie współrzędnych siła – przemieszczenie nie zaobserwowano istotnego wpływu zmiany wartości  $kl$  na kształt i pole powierzchni wykresu; jedynie w obrębie lewej i prawej krawędzi następowało lekkie pochylenie wykresu funkcji siły, co w małym stopniu wpływa na zmianę pola powierzchni i zdolność do absorpcji energii. Z kolei z wykresu ilustrującego zmiany wartości siły oporu w funkcji prędkości ruchu tłoka, wynika, że parametr  $kl$  w istotny sposób ma wpływ na kształt i pole powierzchni pętli histerezy. Wraz ze zmniejszaniem się wartości parametru  $kl$  pole powierzchni pętli histerezy rośnie.



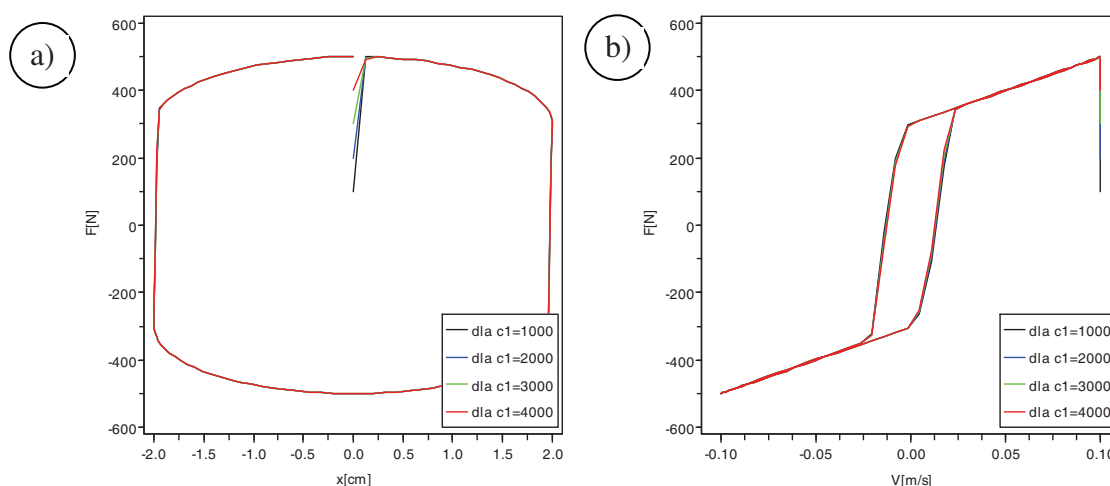
Rys. 5.14. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Gamota-Filisko, wpływ zmiany wartości parametru  $kl$  na kształt charakterystyki  $F(x)$  oraz  $F(\dot{x})$

Trzecia część symulacji dotyczyła analizy odpowiedzi modelu przy założeniu zmiennej wartości parametru  $fs = var$ . Wyniki symulacji pokazano na rys. 5.15. Z ilustracji wynika, że wraz ze wzrostem wartości parametru  $fs$  modelu, wzrasta również wartość siły oporu amortyzatora. Wzrost wartości siły i pola powierzchni charakterystyki w układzie współrzędnych siła – przemieszczenie;  $F(x)$  jest proporcjonalny. Podobny efekt zaobserwowano na wykresie pętli histerezy.



Rys. 5.15. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Gamota-Filisko, wpływ zmiany wartości parametru  $fs$  na kształt charakterystyki  $F(x)$  oraz  $F(\dot{x})$

Ostatnim etapem symulacji była analiza odpowiedzi modelu, przy zmiennych wartościach parametru  $cI=var$ . Wyniki symulacji zilustrowano na rys. 5.16. Wykonane obliczenia symulacyjne wykazały, że zmiana wartości parametru  $cI$  nie ma wpływu na kształt charakterystyki amortyzatora w układzie współrzędnych siła – przemieszczenie;  $F(x)$  oraz w układzie siła – prędkość;  $F(\dot{x})$ . Wydaje się, że parametr ten ma jedynie znaczenie podczas formułowania wartości początkowej w procesie rozpoczynania symulacji komputerowej.

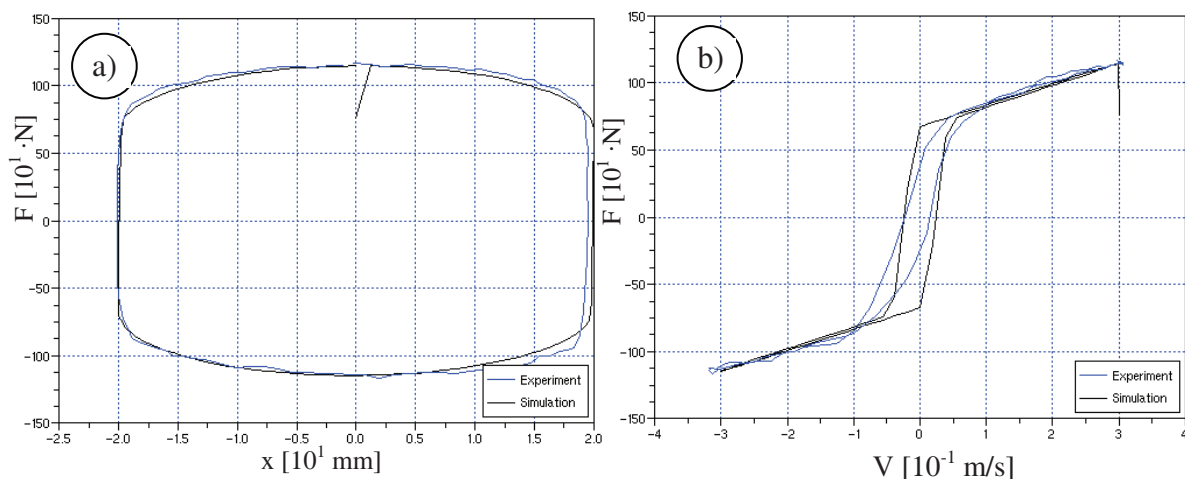


Rys. 5.16. Rezultaty badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu Gamota-Filisko, wpływ zmiany wartości parametru  $cI$  na kształt charakterystyki  $F(x)$  oraz  $F(\dot{x})$

### 5.2.3 Analiza porównawcza rezultatów symulacji ruchu obu modeli

Dysponując wynikami badań symulacyjnych ruchu obu modeli, a także mając dostateczną wiedzę o każdym z nich, można było przeprowadzić ich weryfikację z rezultatami badań eksperymentalnych. W obu przypadkach modeli symulacja ruchu została bowiem wykonana przy przyjęciu wartości parametrów jakie są wynikiem badań eksperymentalnych, które są prezentowane w rozdziale czwartym niniejszej pracy. Takie porównanie przebiegów, które były wyznaczone w badaniach eksperymentalnych z rezultatami otrzymanymi w procesie symulacji ruchu ciał modeli pozwoliło na estymację wartości poszczególnych parametrów każdego z analizowanych modeli.

Zestawienie przykładowego wyniku symulacji numerycznych, wykonanych na podstawie zidentyfikowanego modelu Bouc-Wena z bezpośrednimi wynikami eksperymentalnymi zobrazowano na rys. 5.17. Dopasowania parametrów modelu do krzywej eksperymentalnej na tym etapie badań było intuicyjne.



Rys. 5.17. Przykład porównania wyników badań eksperymentalnych, uzyskanych przy wartościach natężenia prądu  $I = 0,5$  [A] przy wymuszeniu kinematycznym o amplitudzie  $a = 40$  [mm] i częstotliwości  $f = 2,5$  [Hz], z wynikami symulacji numerycznej (model Bouc-Wena): charakterystyka siła – przemieszczenie (a), siła-prędkość b)

W symulacjach numerycznych przyjęto następujące wartości parametrów:

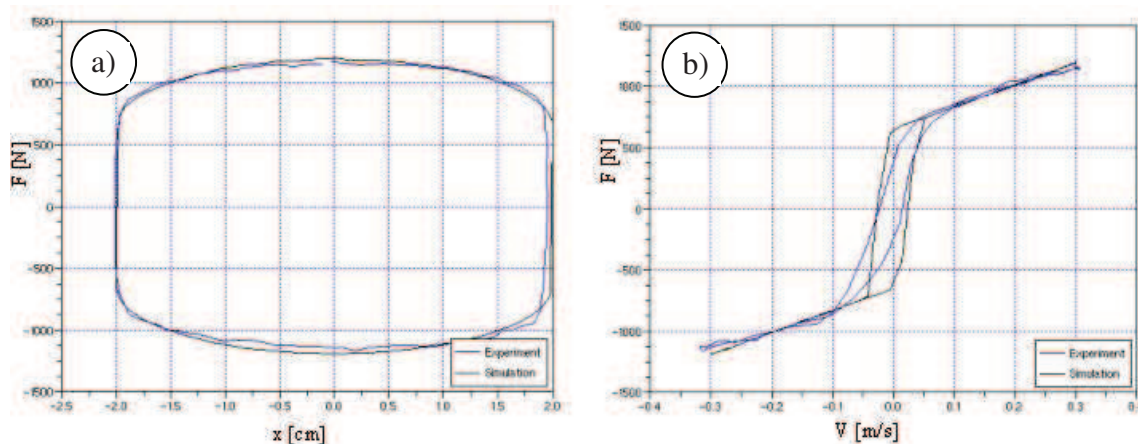
$$\alpha = 28 \cdot 10^4 \left[ \frac{N}{m} \right]; c_0 = 1600 \left[ \frac{N \cdot s}{m} \right]; \gamma = 46 \cdot 10^6 \left[ \frac{1}{m^2} \right]$$

oraz wartości stałe parametrów zestawione poniżej w tabelicy 5.8:

Tabela 5.8 Wartości stałych parametrów dla modelu Bouc-Wena

$k_0 \left[ \frac{N}{m} \right]$	$\beta \left[ \frac{1}{m^2} \right]$	A [-]	$x_0$ [cm]	n [-]
500	$7 \cdot 10^6$	3,0	0,0	2,0

Podczas symulacji komputerowej dla drugiego modelu; uproszczonego modelu Gamota-Filisko, otrzymano charakterystyki analogiczne (rys. 5.18).



Rys. 5.18. Przykład porównania wyników badań eksperymentalnych, uzyskanych przy wartościach natężenia prądu  $I = 0,5$  [A] przy wymuszeniu kinematycznym o amplitudzie  $a = 40$  [mm] i częstotliwości  $f = 2,5$  [Hz], z wynikami symulacji numerycznej (model Gamota-Filisko): charakterystyka siła – przemieszczenie (a) siła-prędkość b)

W przypadku omawianego modelu Gamota- Filisko przyjęte zostały następujące wartości parametrów:

$$kI = 75 \cdot 10^5 \left[ \frac{N}{m} \right]; c0 = 18 \cdot 10^4 \left[ \frac{N \cdot s}{m} \right]; cI = 4 \cdot 10^5 \left[ \frac{N \cdot s}{m} \right]; fs = 650 [N].$$

Z porównania obu modeli i otrzymanych wyników eksperymentalnych wynika, że oba modele podobnie opisują kształt charakterystyki tłumienia, badanego amortyzatora MR. Poprawność odwzorowania, oceniono na podstawie kryterium zgodności. W analizowanym przypadku za kryterium zgodności przyjęto, zgodność obu wartości funkcji (wartości siły) w danym punkcie charakterystyki. Takie porównanie było możliwe dzięki użyciu tej samej częstotliwości próbkowania i tej samej liczby punktów pomiarowych, w badaniach eksperymentalnych oraz obliczeniach numerycznych. Dodatkowym warunkiem było założenie, iż wartości wymuszenia kinematycznego dla obu przebiegów są identyczne. Takie uwarunkowanie pozwoliło na przyjęcie założenia o zgodności kolejnych wartości przemieszczenia w badaniach eksperymentalnych i w symulacji komputerowej. W konsekwencji umożliwia to zapisanie warunku zgodności dla całej charakterystyki w postaci:

$$\sum_{i=1}^n (|F_{i \text{ sym}} - F_{i \text{ exp}}|) \rightarrow 0, \quad (5.11)$$

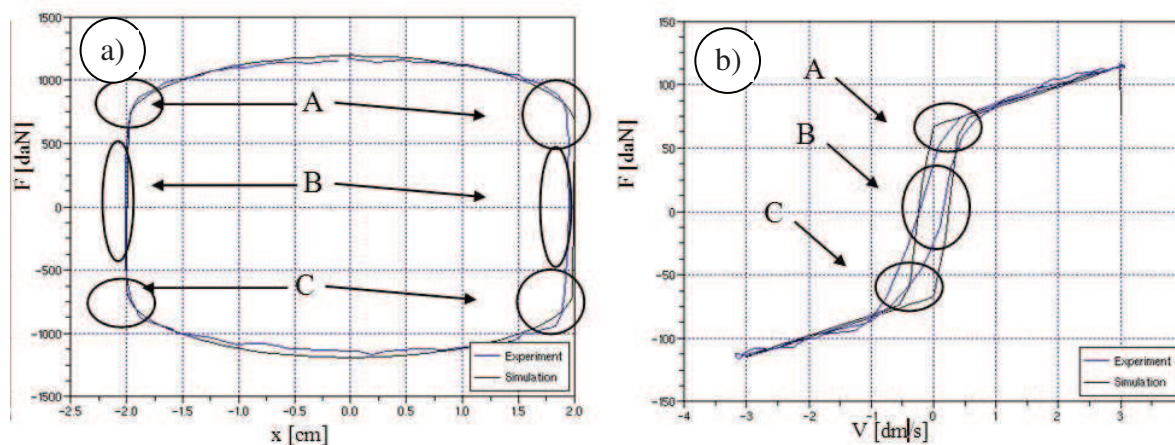
gdzie:  $F_{i \text{ sym}}$  – wartość siły oporu dla  $i$ -tej wartości przemieszczenia otrzymana w symulacji numerycznej,

$F_{i \text{ exp}}$  – wartość siły oporu dla  $i$ -tej wartości przemieszczenia otrzymana w badaniach eksperymentalnych,

$i$  – punkt pomiarowy,

$n$  – liczba wszystkich punktów pomiarowych.

Biorąc pod uwagę wspomniany warunek zgodności dla 100 punktów pomiarowych, otrzymano następujące wyniki: dla modelu Bouc-Wena suma odchyłek wartości sił wynosiła 5809 [N], a dla uproszczonego modelu Gamota-Filisko 5774 [N]. W obu przypadkach otrzymane wyniki badań były porównywalne zarówno pod kątem ilościowym jak i jakościowym.



Rys. 5.19. Porównanie wyników eksperymentalnych z rezultatami badań symulacyjnych. W wyróżnionych trzech miejscach: A, B, C, występują największe zaobserwowane rozbieżności otrzymanych charakterystyk; a) wykres siła – przemieszczenie, b) wykres siła – prędkość

Oba modele nie odwzorowują w pełni, kształtu charakterystyk z badań eksperymentalnych. Zastosowane w pracy uproszczenia modelowe uniemożliwiły pełny opis złożonych zjawisk występujących, w rzeczywistym obiekcie. Na rys. 5.19 wyszczególniono te obszary rzeczywistych charakterystyk, które najbardziej odbiegały od ich numerycznych odpowiedników (szczegóły A,C). Zniekształcenie charakterystyk występowało również w skrajnych położeniach tłoczyska (szczegół B). Wykonane podczas badań obserwacje pozwoliły ustalić, że na obserwowane w punktach B różnice ma wpływ dokładny dobór prędkości oscylacji w badaniach eksperymentalnych. Ustalono, że na wykresach charakterystyk tłumienia widoczne są różnice, wynikające z dokładności ustalenia prędkości oscylacji na poziomie poniżej 0,05 [Hz] ( $\pm 3$  [obr/min]). Rozbieżności widoczne w punktach A, C mogą mieć związek ze zjawiskami fizycznymi zachodzącymi w wewnętrznym zbiorniku utrzymującym ciśnienie (15 [bar]) lub z samą cieczą magnetoreologiczną, w której mogły znajdować się pęcherzyki powietrza. Potwierdzeniem tych przypuszczeń mogą być badania eksperymentalne opisane w pracach [140,247], gdzie rozważano wpływ ciśnienia w akumulatorze na charakterystyki tłumiące i zaobserwowano podobne zmiany.

Na podstawie przeglądu literaturowego, w tym zwłaszcza pozycji opisujących właściwości urządzeń i ich modele reologiczne, wybrano dwa modele reologiczne i wykonano ich szczegółową analizę. Obecnie dostępne modele reologiczne w dostateczny sposób odwzorowują rzeczywiste właściwości tego typu urządzeń w ściśle określonych warunkach. W porównaniu z wynikami badań eksperymentalnych wykazują nadal pewne rozbieżności i niedoskonałości. Dlatego w niniejszej pracy nie negowano poprawności dotychczas zaproponowanych struktur reologicznych urządzeń MR, ale zdecydowano, że do

realizacji sformułowanej we wstępie tezy pracy, zaadoptowano model reologiczny amortyzatora megnetoreologicznego, który opracowano w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej. Model ten jakościowo porównano z modelem Bouc-Wena powszechnie stosowanym w opisie urządzeń, w których zachodzi zjawisko histerezy. Uzyskiwane wyniki odwzorowania rzeczywistej charakterystyki tłumiącej z wykorzystaniem obu modeli nie różniły się w istotny sposób i były porównywalne. Dlatego w dalszej analizie wykorzystano zmodyfikowany model Gamota-Filisko.



## **6. IDENTYFIKACJA PARAMETRYCZNA MODELU**

### **6.1. IDENTYFIKACJA NA PODSTAWIE REZULTATÓW BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH**

Istotne zagadnienie, które napotkano podczas prowadzenia obliczeń dotyczyło sposobu porównania wyników eksperymentalnych z wynikami badań, otrzymywanymi w procesie symulacji komputerowej. Zadanie to jest powiązane z przeprowadzeniem identyfikacji poszczególnych parametrów modelu matematycznego. Początkowo wykorzystano intuicyjne dopasowanie parametrów modelu matematycznego tak, aby krzywa wykresu siły w funkcji przemieszczenia -  $F(x)$  oraz siła w funkcji prędkości -  $F(\dot{x})$  pokrywały się z krzywymi odwzorowującymi zmiany wartości siły z eksperymentu badawczego. Rozwiązanie takie jednak okazało się nieefektywne i subiektywne. W celu skutecznej, bardziej efektywnej analizy wyników, konieczne stało się zautomatyzowanie procesu oceny. Dlatego, w drugim etapie badań, parametry modelu były poszukiwane metodą sprawdzania określonych zestawów parametrów. Takie zestawy parametrów utworzono generując skończone ciągi arytmetyczne dla poszczególnych parametrów. Następnie utworzono macierz zbiorczą, która stanowiła zbiór permutacji wszystkich możliwych kombinacji zestawów parametrów modelu matematycznego. Każdy zestaw parametrów był unikatowy i po podstawieniu do symulacji rozwiązania w modelu matematycznym dawał szczególne rozwiązanie. Dla każdego zestawu wartości parametrów (pojedynczy wiersz macierzy zbiorczej) wykonano symulację komputerową uzyskując wykresy charakterystyk tłumiących. Za pomocą warunku zgodności funkcji w punktach pomiarowych, zapisanego dla całej charakterystyki tłumienia, możliwe było określenie wartości sumy odchyłek dla danego zestawu parametrów modelu.



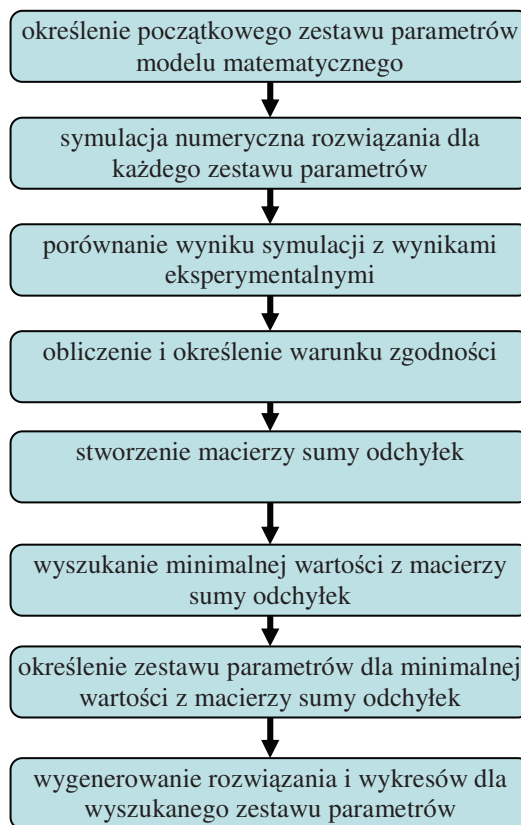
Warunek zgodności dla całej charakterystyki dany był w postaci:

$$\sum_{i=1}^n (|F_{i \text{ sym}} - F_{i \text{ exp}}|) \rightarrow 0, \quad (6.1)$$

gdzie:  $i$  – punkt pomiarowy,

$n$  – liczba wszystkich punktów pomiarowych.

Po obliczeniu warunku zgodności i sumy odchyłek utworzono drugą macierz zbiorczą, którą nazwano macierzą sum odchyłek. Była ona jednokolumnowa o liczbie wierszy równej pierwszej macierzy zbiorczej. Wartość poszczególnego wiersza stanowiła wartość sumy odchyłek pomiędzy wykonaną symulacją numeryczną a wynikiem eksperymentu, zgodnie z przyjętym warunkiem zgodności. Wyszukując minimalną wartość wśród wierszy macierzy sum odchyłek, ustalono zestaw parametrów z symulacji modelu matematycznego, dla którego dopasowanie do wykresu z eksperymentu było najlepsze. Schemat postępowania w przypadku takiego sposobu szukania rozwiązania, dla dopasowania modelu numerycznego do eksperymentu, przedstawiono na rys. 6.1:



Rys. 6.1. Schemat postępowania w procedurze porównywania ze sobą rezultatów badań eksperymentalnych z wynikami symulacji komputerowej

Niestety prezentowany algorytm ma szereg wad, które wpływają na jego efektywność. Jednym z uciążliwych czynników jest wyznaczanie przedziału zmienności parametru modelu z określonym krokiem zmienności. W praktyce oznacza to wyznaczenie zakresu zbioru,

w którym poszczególne wartości mają postać skończonego ciągu arytmetycznego. Określając przedział zmienności zbioru dla wszystkich wartości parametrów i ustalając 10-krotną zmianę ich wartości w przedziale, uzyskiwano liczbę  $10^6$  możliwych kombinacji parametrów dla modelu Bouc-Wena i  $10^4$  możliwych kombinacji parametrów dla modelu Gamota-Filisko. Oczywistym jest, że wykonując symulację tak wielu zestawów parametrów w przypadku modelu Bouc-Wena czas trwania obliczeń był kilkogodzinny. Czas ten ograniczono zawężając przedział zmienności poszczególnych parametrów modelu i zmniejszając liczbę zmienności danego parametru, jednak istotnie zawężyło to obszar poszukiwań. Konieczne stało się znalezienie i opracowanie innej metody identyfikacji parametrów modelu. Po wielu analizach dokonano wyboru metody symulowanego wyżarzania, która jest jedną z metod optymalizacyjnych.

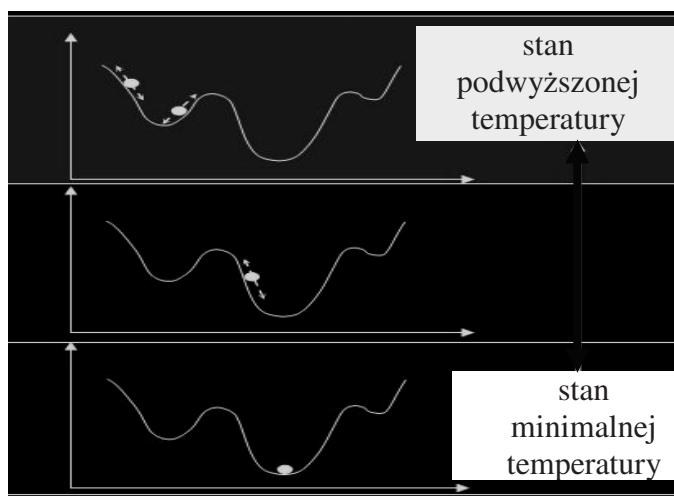
Metoda symulowanego wyżarzania umożliwia rozwiązywanie zagadnień dotyczących silnie, nieliniowo zależnych, nieuporządkowanych modeli z dużym poziomem szumów i wieloma zależnościami. W związku ze stosunkowo dobrymi możliwościami rozwiązywania zagadnień nieuporządkowanych i chaotycznych (np.: modeli finansowych tj. modelowania rynku czy prognozowania popytu), metoda symulowanego wyżarzania często dużo szybciej zmierza do optymalnego rozwiązania niż inne heurystyczne metody: algorytmy genetyczne, czy sieci neuronowe. Szczegółowy opis metody został przedstawiony w rozdziale poniżej.

## **6.2. IDENTYFIKACJA Z UŻYCIEM METODY SYMULOWANEGO WYŻARZANIA**

Metoda symulowanego wyżarzania, opisana w [128], nie należy do najnowszych metod optymalizacyjnych. Pomimo, że od jej opisania upłynęło 26 lat, to może ona śmiało konkurować z dużo nowszymi metodami takimi jak algorytmy mrówkowe (początek lat 90). czy algorytmami genetycznymi (1996). Symulowane wyżarzanie to algorytm z rodziny algorytmów „generuj i testuj” i stanowi modyfikację algorytmu wspinaczki (ang. *Simple Hill Climbing*), w którym dopuszcza się na początku przejścia ze stanu bieżącego także do stanów gorszych. Dzięki temu można uniezależnić się od punktu startowego i uzyskać możliwość przebadania znacznie większego obszaru przestrzeni rozwiązań [141].

Metoda ta wzorowana jest na fizycznym procesie metalurgicznym, nazywanym wyżarzaniem, w którym pewne ciała, np.: metal, są rozgrzewane, a następnie stopniowo schładzane, aż do osiągnięcia krystalizacji. Celem tego procesu jest osiągnięcie jak najniższego stanu energetycznego obrabianego ciała.

Energia stanu ciała odpowiada funkcji celu, a absolutne minimum tej energii – minimum globalnemu. W procesie powolnego wyżarzania, krystalizacji ciała towarzyszy globalne zmniejszanie energii, ale są również dopuszczalne stany, którym towarzyszy chwilowe jej zwiększenie. Dzięki dopuszczeniu chwilowego wzrostu stanu energetycznego możliwe jest opuszczenie minimum lokalnego, które może pojawić się podczas trwania procesu. Opisany wariant takiego postępowania schematycznie przedstawiono na rys. 6.2. Dopiero osiągnięcie temperatury zera absolutnego uniemożliwia jakiegokolwiek podniesienie poziomu energetycznego. Wówczas to, zmiany energetyczne mogą zachodzić już tylko w kierunku minimum.



Rys. 6.2. Schemat poszukiwania minimum globalnego w algorytmie symulowanego wyżarzania

Każdy algorytm wykorzystujący metodę symulowanego wyżarzania musi mieć takie podstawowe elementy składowe jak:

- reprezentacja możliwych rozwiązań,
- generator losowych zmian w rozwiązaniu,
- funkcja realizująca ocenę rozwiązania – funkcja celu,
- schemat wyżarzania (chłodzenia) – określenie temperatury początkowej i zasady jej obniżania w procesie poszukiwania minimum funkcji celu.

W procesie obliczeń symulacyjnych wykorzystujących metodę wyżarzania, w algorytmie konieczne jest zastosowanie metody zmniejszającej prawdopodobieństwo przejścia ze stanu o gorszych parametrach. Takie zasady postępowania są nazywane *schematem schładzania* (ang. *cooling schedule*). Zdefiniowanie schematu schładzania wymaga podania następujących parametrów:

- temperatury początkowej  $T_0$  – jest to temperatura, od której nastąpi początek symulacji,

- temperatury końcowej lub kryterium stopu – jest to temperatura po której osiągnięciu nastąpi koniec symulacji,
- reguły, zasady, kryterium obniżania temperatury.

W podstawowej wersji algorytmu temperatura jest obniżana proporcjonalnie; w każdym kroku jej wartość jest mnożona przez współczynnik  $\alpha$ , przy czym  $\alpha \in (0,1)$ . Możliwe jest jednak obniżanie temperatury, w sposób bardziej złożony, co pozwala na regulowanie tempa spadku, w różnych fazach przebiegu algorytmu. Pierwsza omówiona metoda opisana jest wzorem:

$$T_{k+1} = \alpha \cdot T_k, \quad 0 < \alpha < 1, \quad (6.2)$$

druga, opisana jest wzorem:

$$T_{k+1} = T_k \cdot \exp\left(-\frac{T_k \cdot \Delta(E)}{\sigma_{T_k}^2}\right), \quad (6.3)$$

gdzie:  $\Delta(E) = E_{T_k} - E_{T_{k-1}}$ . (6.4)

W przypadku, gdy parametr  $\sigma_{T_k}^2$  ma dużą wartość, co ma miejsce na początku działania algorytmu, procedura zachowuje się jak przy przeszukiwaniu losowym – tzn. zmiany temperatury są bardzo powolne. Przeciwna sytuacja zachodzi, gdy wyrażenie  $\sigma_{T_k}^2$  jest małej wartości, co oznacza, że prawdopodobnie jesteśmy blisko minimum. Prawdopodobieństwo przejścia do wyższego stanu energetycznego określa wzór:

$$p = \exp\left(-\frac{\Delta E}{k \cdot T}\right), \quad (6.5)$$

gdzie:  $\Delta E$  – wartość o jaką zwiększyła się energia stanu,

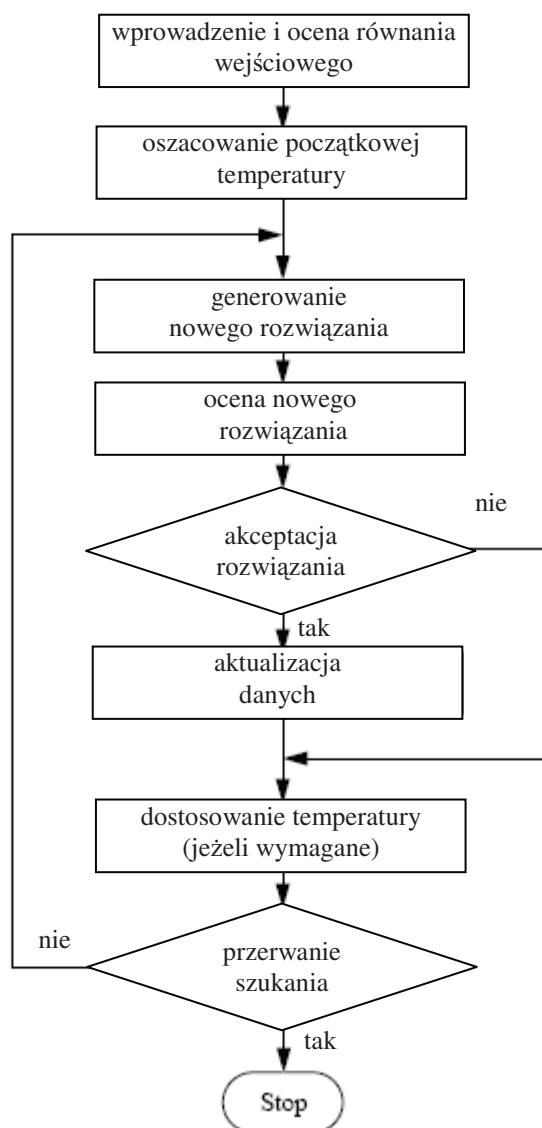
$T$  – temperatura, przy jakiej następuje przejście do wyższego poziomu,

$k$  – stała Boltzmana.

### 6.3. WALIDACJA WYNIKÓW

Wykorzystując środowisko programowania *Scilab* opracowano procedurę, która wykorzystuje w tym środowisku algorytm symulowanego wyżarzania do identyfikacji parametrów modelu matematycznego Gamota-Filisko i dopasowuje jego kształt do kształtu charakterystyki, otrzymanej w badaniach eksperymentalnych. Jako funkcję celu przyjęto minimalizację sumy odchyłek wartości funkcji dla całego wykresu, co odpowiada minimalizacji energii układu. Zastosowano podstawową wersję algorytmu, w której temperatura początkowa była obniżana proporcjonalnie przez współczynnik  $\alpha = 0,9$ .

Wartości parametrów modelu matematycznego dobierane były losowo z przedziału określonego w początkowych warunkach procedury. Symulację rozpoczynano od temperatury początkowej  $T_0 = 30$  stopni, z ukierunkowaniem 20 spadków temperatury. Liczba analizowanych sąsiednich wartości na każdym poziomie temperatury wynosiła 10. Takie wartości parametrów obliczeniowych i temperatury dobrano po licznych próbach. Z ich wykorzystaniem w obliczeniach uzyskano dobrą dokładność odwzorowania charakterystyk tłumiących. Procedurę algorytmu symulowanego wyżarzania w postaci schematu ideowego przedstawiono na rys. 6.3.

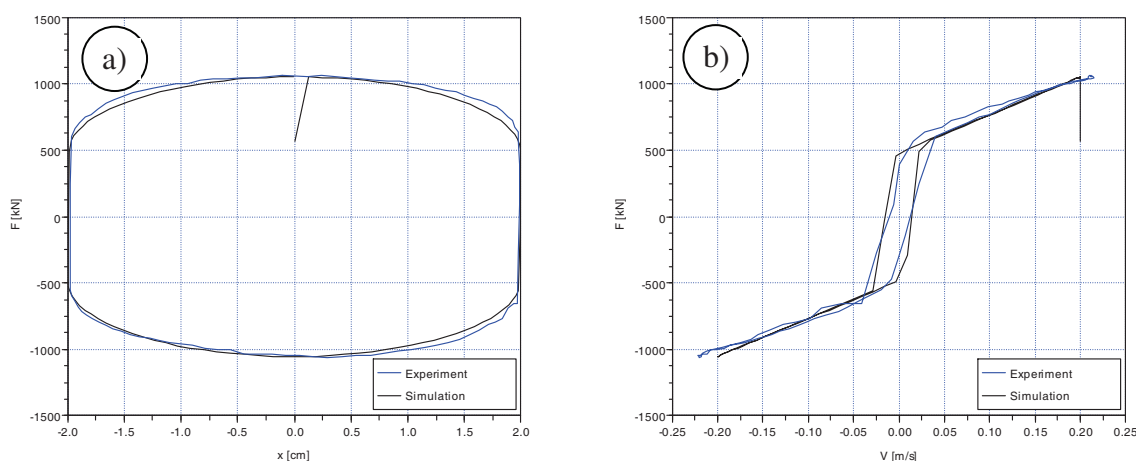


Rys. 6.3. Struktura algorytmu symulowanego wyżarzania

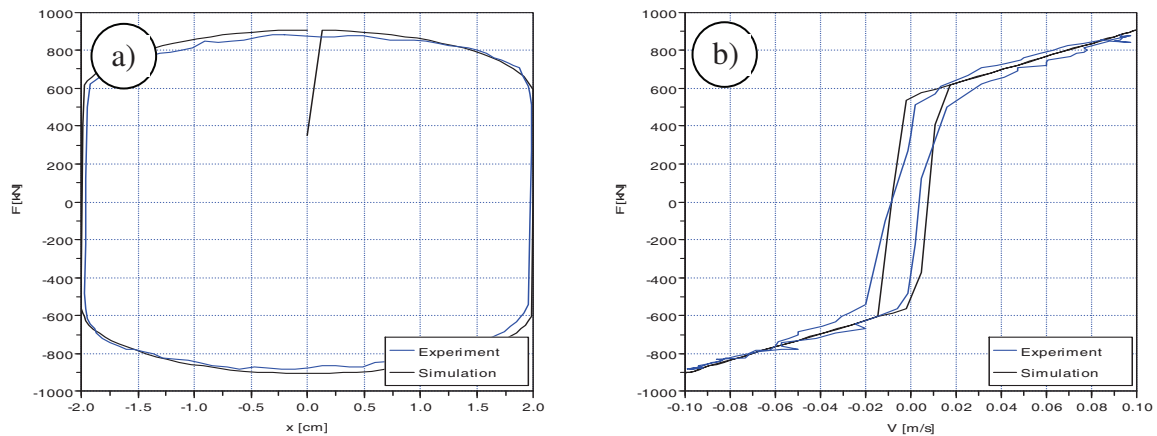
W pracy zostały przyjęte następujące przedziały zmienności wartości parametrów modelu matematycznego Gamota-Filisko:  $c_0=15 \cdot 10^4 \div 30 \cdot 10^4 \left[ \frac{N \cdot s}{m} \right]$ ;  $c_1=2 \cdot 10^5 \div 6 \cdot 10^5$

$[\frac{N \cdot s}{m}]$ ;  $f_s = 300 \div 600$  [N] wartość parametru  $kI$  przyjęto za  $75 \cdot 10^5$  [N/m]. Dla badanego amortyzatora SIMR MR LD-203 z wymienną głowicą wartość tego parametru jest stała. Wynika to z budowy amortyzatora i z analizy, którą wykonano w rozdziale 3.2 oraz 5.2.2, gdzie badano wrażliwość modelu na zmianę wartości poszczególnych parametrów. Przedmiotowy amortyzator ma tłoczek pływający, który oddziela przestrzeń wypełnioną gazem, od przestrzeni wypełnionej płynem magnetoreologicznym. Jest to „sprężyna gazowa” znajdująca się w amortyzatorze, która jest scharakteryzowana przez parametr  $kI$  w modelu Gamota-Filisko. Podczas badań amortyzator napełniono przez zawór w obudowie, sprężonym powietrzem o ciśnieniu 1,5 [MPa]. Ciśnienie takie było utrzymywane dla wszystkich głowic montowanych w amortyzatorze. Podstawowym założeniem był taki dobór cech konstrukcyjnych amortyzatora, aby ciśnienie wewnętrzne charakteryzujące sprężynę gazową za każdym razem było jednakowe. W wyniku tego działania nie były konieczne zmiany w konstrukcji samego amortyzatora i tłoczka pływającego. Wymiana głowicy na inną i ponowne napełnienie powietrzem do zadanego ciśnienia, nie miało wpływu na funkcjonowanie przestrzeni z gazem. Odpowiada to sytuacji, w której założenie stałości wartości parametru  $kI$  w modelu matematycznym ma uzasadnienie.

Wykorzystując procedury obowiązujące w programie *Scilab* uzyskano następujące, przykładowe wyniki dopasowania wykresów siły z wykorzystaniem algorytmu symulowanego wyżarzania (rys. 6.4 oraz rys. 6.5).



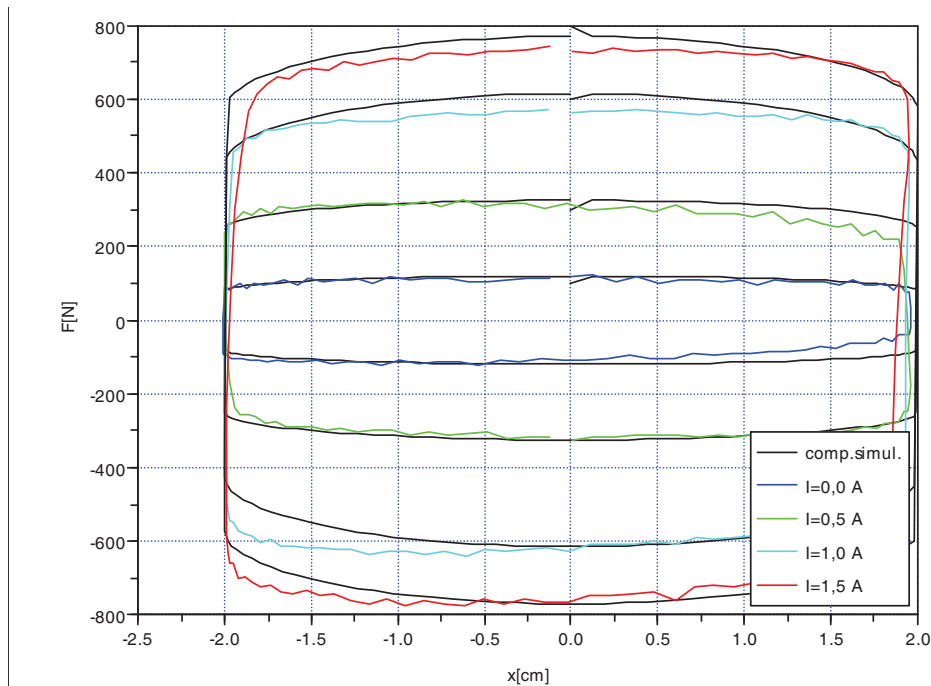
Rys. 6.4. Porównanie wyników eksperymentalnych, uzyskanych dla wartości natężenia prądu  $I_1 = 0,5$  [A], wymuszenia kinematycznego o wartości amplitudy  $a = 40$  [mm] i częstotliwości  $f_2 = 1,66$  [Hz], z numerycznymi (model Gamota-Filisko); a) charakterystyka siła - przemieszczenie; b) siła-prędkość przemieszczenia tłoczyska



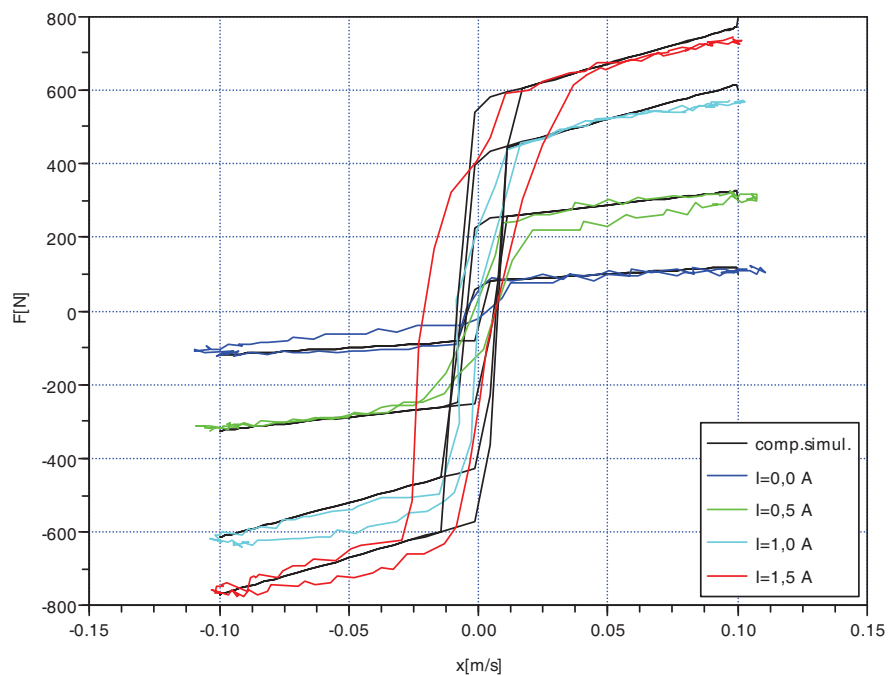
Rys. 6.5. Porównanie wyników eksperymentalnych, uzyskanych dla wartości natężenia prądu  $I_l = 0,5$  [A], wymuszenia kinematycznego o wartości amplitudy  $a = 40$  [mm] i częstotliwości  $f_1 = 0,83$  [Hz], z numerycznymi (model Gamota-Filisko): a) charakterystyka siła - przemieszczenie; b) siła-prędkość przemieszczenia tłoczyśka

Identyfikując poszczególne wartości parametrów modelu, w pierwszym przypadku, zobrazowanym na rys. 6.4 określono, iż wynoszą one odpowiednio:  $c_0 = 318900 \left[ \frac{N \cdot s}{m} \right]$ ;  $c_1 = 286000 \left[ \frac{N \cdot s}{m} \right]$ ;  $f_s = 480$  [N]; suma odchyłek wartości siły wynosiła 7562 [N]. W drugim przypadku, zilustrowanym na rys. 6.5 wyznaczone wartości poszczególnych parametrów wynosiły  $c_0 = 239200 \left[ \frac{N \cdot s}{m} \right]$ ;  $c_1 = 35 \cdot 10^4 \left[ \frac{N \cdot s}{m} \right]$ ;  $f_s = 556$  [N], a suma odchyłek wartości sił wynosiła 8621 [N].

Algorytm symulowanego wyżarzania w bardzo efektywny sposób potrafi dopasować parametry symulacji do wyników eksperymentu, przez co czas obliczeń ulega skróceniu. Na podstawie napisanego programu wykonano identyfikację dla pozostałych punktów eksperymentalnych. Przykładowy wykres zbiorczy dopasowania wyników symulacji komputerowej do wyników badań eksperymentalnych z wykorzystaniem modelu Gamota-Filisko, dla jednej wielkości szczeliny w głowicy, a różnych wartościach natężenia prądu elektrycznego przedstawiono na rys. 6.6 oraz na rys. 6.7.



Rys. 6.6. Dopasowanie charakterystyki tłumienia amortyzatora we współrzędnych siła – przemieszczenie  $F(x)$  z symulacji i eksperymentu dla modelu Gamota- Filisko. Głowica o szczeliny  $h=1,0$  [mm], przy wymuszeniu kinematycznym o amplitudzie  $a = 40$  [mm] i częstotliwości  $f = 0,83$  [Hz]



Rys. 6.7 Dopasowanie charakterystyki tłumienia amortyzatora we współrzędnych siła – prędkość  $F(\dot{x})$  z symulacji i eksperymentu dla modelu Gamota- Filisko: głowica o wysokości szczeliny  $h=1,0$  [mm], wymuszenie kinematyczne o wartości amplitudy  $a=40$  [mm] i częstotliwości  $f= 0,83$  [Hz]

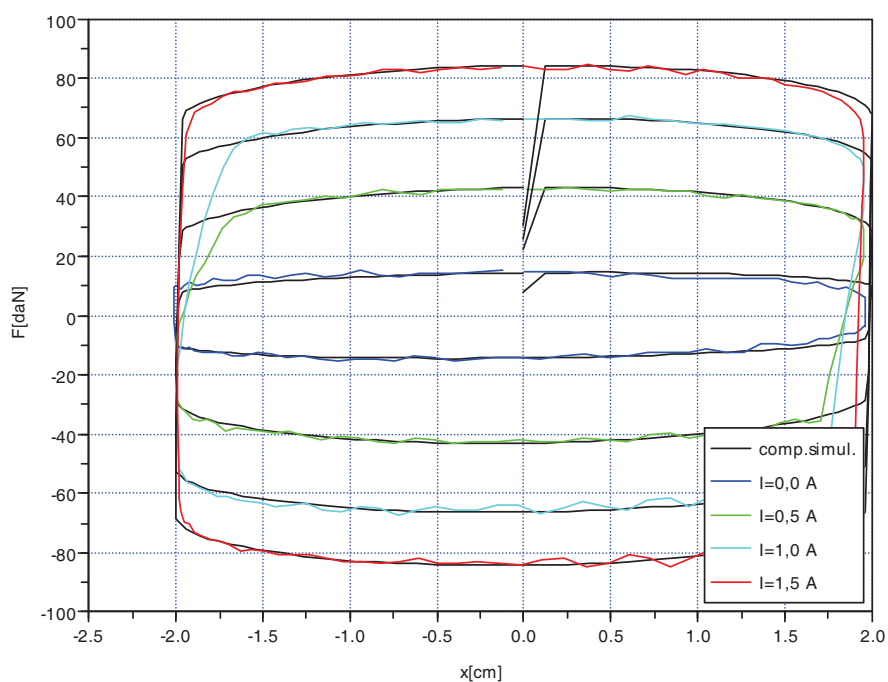
Wartości zidentyfikowanych parametrów modelu matematycznego dla symulacji przedstawionej na rys. 6.6 oraz na rys. 6.7 przedstawiono poniżej w tabelicy 6.1:



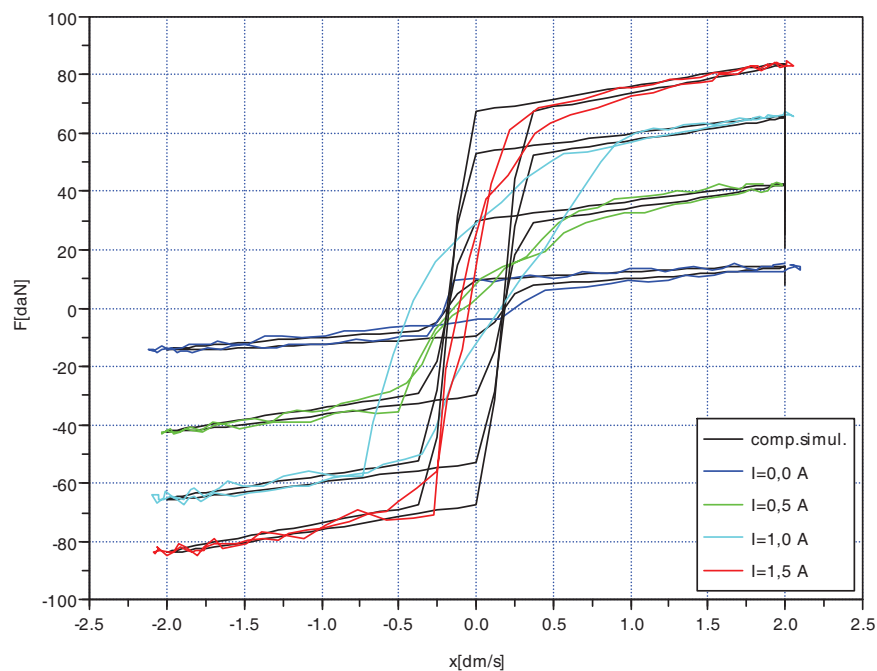
Tablica 6.1. Zestawienie wartości parametrów modelu Gamota - Filisko

natężenie prądu [A]	$k_0 \left[ \frac{N}{m} \right]$	$c_0 \cdot 10^2 \left[ \frac{N \cdot s}{m} \right]$	$c_0 \cdot 10^2 \left[ \frac{N \cdot s}{m} \right]$	$f_s$ [N]
0,0	$75 \cdot 10^5$	407	1015	81
0,5		745	3025	253
1,0		1898	5995	424
1,5		2010	8035	572

Przykładowy wykres zbiorczy dopasowania wyników symulacji komputerowej do wyników badań eksperymentalnych z wykorzystaniem modelu Bouc-Wena, dla jednej wielkości szczeliny w głowicy, a różnych wartości natężenia prądu elektrycznego przedstawiono na rys. 6.8 oraz na rys. 6.9.



Rys. 6.8. Dopasowanie charakterystyki tłumienia amortyzatora we współrzędnych siła – przemieszczenie  $F(x)$  z symulacji i eksperymentu dla modelu Bouc-Wena. Głowica o szczeliny  $h=1,0$  [mm], przy wymuszeniu kinematycznym o amplitudzie  $a = 40$  [mm] i częstotliwości  $f = 1,66$  [Hz]



Rys. 6.9. Dopasowanie charakterystyki tłumienia amortyzatora we współrzędnych siła – prędkość  $F(\dot{x})$  z symulacji i eksperymentu dla modelu Bouc-Wena: głowica o wysokości szczeliny  $h=1,0$  [mm], wymuszenie kinematyczne o wartości amplitudy  $a=40$  [mm] i częstotliwości  $f= 1,66$  [Hz]

Wartości zidentyfikowanych parametrów modelu matematycznego dla symulacji przedstawionej na rys. 6.8 oraz na rys. 6.9 przedstawiono poniżej w tabelicy 6.2:

Tabela 6.2. Zestawienie wartości parametrów modelu Bouc-Wena

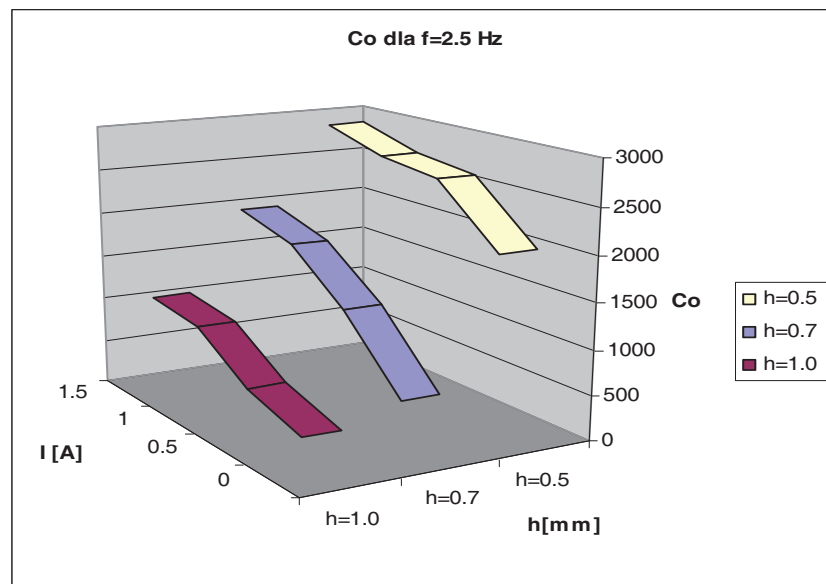
natężenie prądu [A]	$k_o [\frac{N}{m}]$	$\beta [\frac{1}{m^2}]$	A [-]	$c_o [\frac{N \cdot s}{m}]$	$\alpha [\frac{N}{m}]$	$\gamma [\frac{1}{m^2}]$
0,0	70	$7 \cdot 10^6$	4,5	300	19900	$1958 \cdot 10^4$
0,5				700	64800	$1656 \cdot 10^4$
1,0				700	110200	$1343 \cdot 10^4$
1,5				900	155500	$1810 \cdot 10^4$

#### 6.4. KSZTAŁTOWANIE CHARAKTERYSTYK AMORTYZATORA W PRZESTRZENI PROJEKTOWEJ

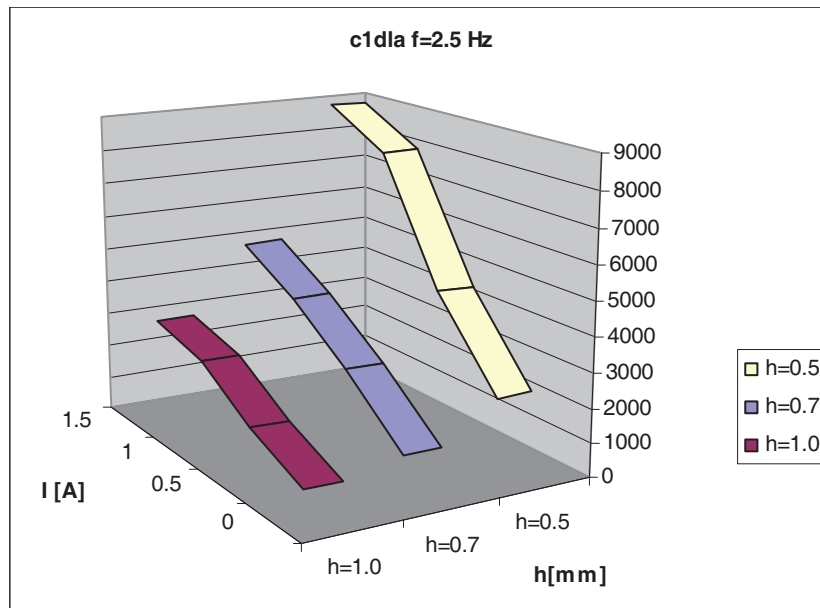
Opracowanie metody kształtowania charakterystyki amortyzatora za pomocą przyjętych parametrów modelu, a następnie na jej podstawie, dokonanie oceny konstrukcji amortyzatora, wymagało wykonania dalszych analiz. Skorelowano ze sobą zależności pomiędzy poszczególnymi parametrami modelu numerycznego, a parametrami konstrukcyjnymi amortyzatora. Wybrano dwie wielkości fizyczne, które mają decydujące znaczenie dla wartości osiąganych sił w amortyzatorze. Kluczowe znaczenie ma odpowiedni dobór wielkości szczeliny oraz wartości natężenia prądu. Te dwie wielkości zasadniczo są

odpowiedzialne za parametry pracy amortyzatora, za zakres zmienności jego siły oporu (przez zmianę wartości natężenia prądu) oraz za poziom generowanych sił (dobór wielkości szczeliny). Szczelina determinuje wartość siły oporu amortyzatora w przypadku jego pracy bez załączenia prądu elektrycznego oraz ma wpływ na maksymalny, możliwy przyrost siły oporu na skutek działania pola magnetycznego. Pozostałe wielkości konstrukcyjne amortyzatora w mniejszym stopniu wpływają na osiągnięte wartości. Ich wpływu nie można pominąć, ale z wykonanych obliczeń wynika, że są one mniej znaczące.

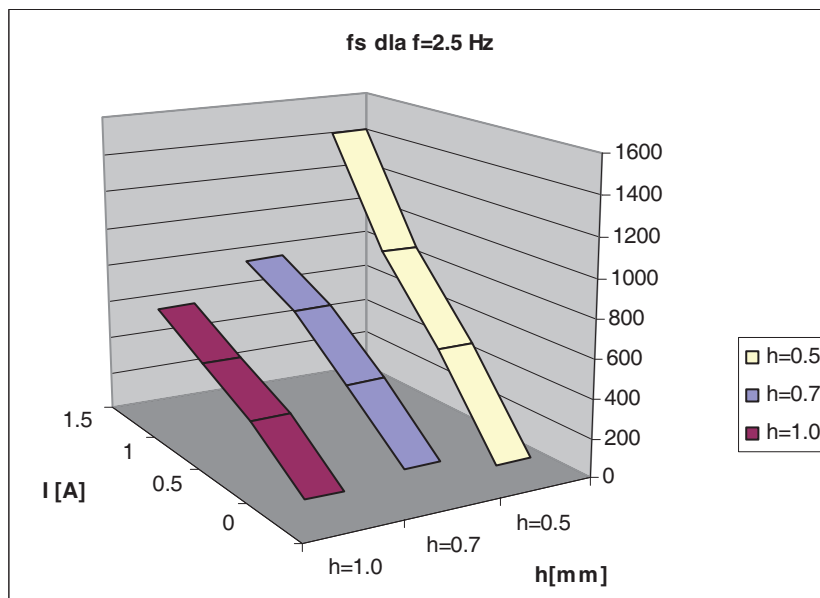
Dysponując zestawem charakterystyk amortyzatora, wyznaczonych dla różnych wielkości geometrycznych szczeliny w głowicy i dla różnych natężeń prądu elektrycznego oraz mając algorytm pozwalający na identyfikację parametrów modelu matematycznego, przystąpiono do kolejnego etapu analizy. Po wykonaniu wcześniejszej identyfikacji dokonano zestawienia poszczególnych parametrów modelu matematycznego – Gamota-Filisko, w zależności od wielkości szczeliny oraz natężenia prądu elektrycznego. Na rys. 6.10 do rys. 6.12, zilustrowano zmiany wartości poszczególnych parametrów w kolejności  $c_0$ ,  $c_1$ ,  $f_s$  dla prędkości oscylacji  $f_2=2,5$  [Hz]. Podobne wykresy otrzymano również dla dwóch pozostałych rozpatrywanych prędkości, zamieszczono je w załączniku do niniejszej pracy, na rys. 37÷39. Na każdym z wykresów zaobserwowano charakterystyczny wzrost wartości współczynnika wraz ze wzrostem wartości natężenia prądu. Z kolei zmniejszanie wielkości szczeliny powoduje również zwiększanie wartości danego parametru.



Rys. 6.10. Zmiana wartości  $c_0$  dla modelu Gamota-Filisko

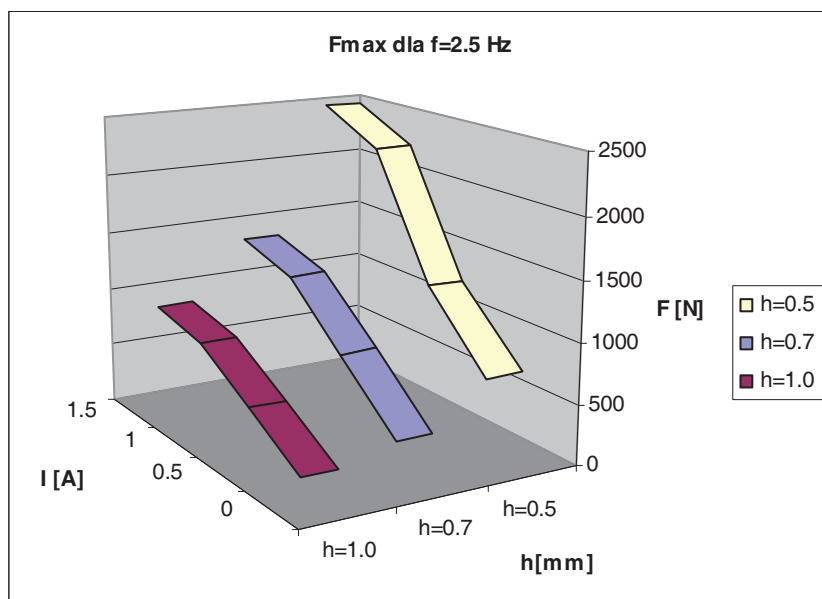


Rys. 6.11. Zmiana wartości  $c1$  dla modelu Gamota-Filisko



Rys. 6.12. Zmiana wartości  $fs$  dla modelu Gamota-Filisko

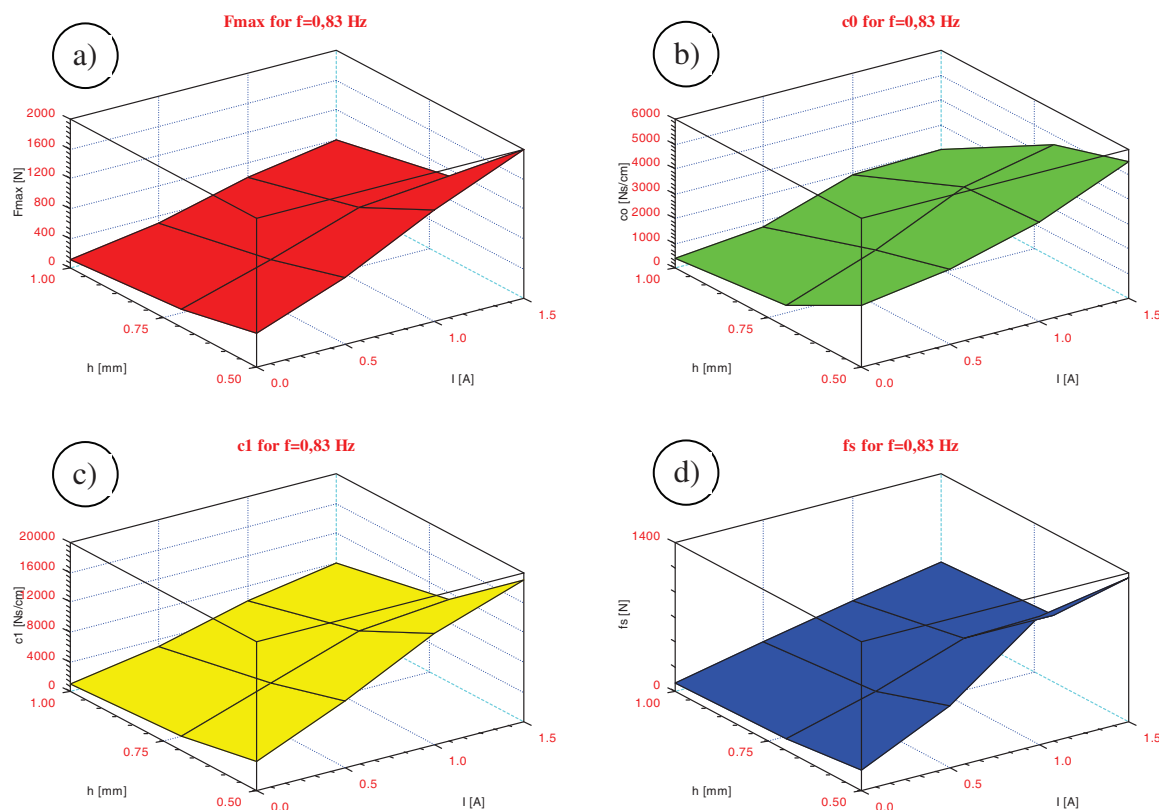
Maksymalne wartości poszczególnych parametrów zarejestrowano przy największej wartości prądu  $I_3 = 1,5$  [A] i najmniejszej wielkości szczeliny w głowicy  $h_1=0,5$  [mm]. Następnie wykonano zestawienie maksymalnych wartości sił oporu amortyzatora w funkcji wielkości szczeliny i natężenia prądu elektrycznego co zilustrowano na rys. 6.13.



Rys. 6.13. Zmiana wartości maksymalnej siły oporu  $F_{max}$  amortyzatora podczas badań eksperymentalnych amortyzatora o wielkości szczeliny w głowicy  $h_3=1,0$  [mm]

Wzrost wartości siły oporu amortyzatora następuje wraz ze wzrostem wartości natężenia prądu elektrycznego oraz wraz ze zmniejszaniem się wielkości szczeliny. Charakter zmian maksymalnej wartości siły oporu jest podobny do wcześniejszych wykresów zmiany poszczególnych parametrów modelu. Maksimum wartości siły oporu występuje dla tych samych wielkości  $I_3=1,5$  [A] oraz  $h_1=0,5$  [mm], co ma uzasadnienie teoretyczne.

Badania eksperymentalne prowadzono w wybranych punktach pomiarowych. Uzyskane wykresy i zestawienia pozwalają na dyskretne przedstawienie charakteru zmian. Jednoznaczny przebieg wszystkich wykresów zmian poszczególnych parametrów oraz jedna wartość maksimum siły pozwala założyć, że zmiany wartości poszczególnych parametrów modelu i wartości siły mają przebieg ciągły. Umożliwia to zaproponowanie liniowego przebiegu zmian wartości parametrów pomiędzy poszczególnymi punktami pomiarowymi – eksperymentalnymi. Dzięki takiemu przybliżeniu możliwe stało się wykreślenie ciągłych powierzchni zmian wartości poszczególnych parametrów modelu Gamota-Filisko oraz zmian rzeczywistej wartości siły, co przedstawiono na rys. 6.14.



Rys. 6.14. Powierzchnie ilustrujące zmiany wartości poszczególnych parametrów dla modelu Gamota – Filisko, przy prędkości oscylacji  $f_l=0,83$  [Hz]

Uzyskane powierzchnie zmian poszczególnych wartości parametrów wykonano w tym samym układzie współrzędnych  $I$  oraz  $h$ . Zasadniczą różnicą są tylko wartości funkcji. Z zaprezentowanych wykresów wynika, że jednej parze parametrów  $I$ ,  $h$  odpowiada tylko jeden zestaw parametrów  $c0$ ,  $c1$ ,  $fs$  oraz jedna wartość maksymalnej siły oporu. Znając wartości parametrów modelu sporządzono charakterystykę tłumienia amortyzatora. Taki sposób zapisu parametrów modelu był wzorowany na zapisie wielkości dawki wtryskiwanego paliwa w silnikach trakcyjnych samochodów, gdzie istnieje tzw. mapa wtrysku paliwa uzależniająca wielkość dawki paliwa od bieżących wartości momentu obrotowego i prędkości obrotowej silnika.

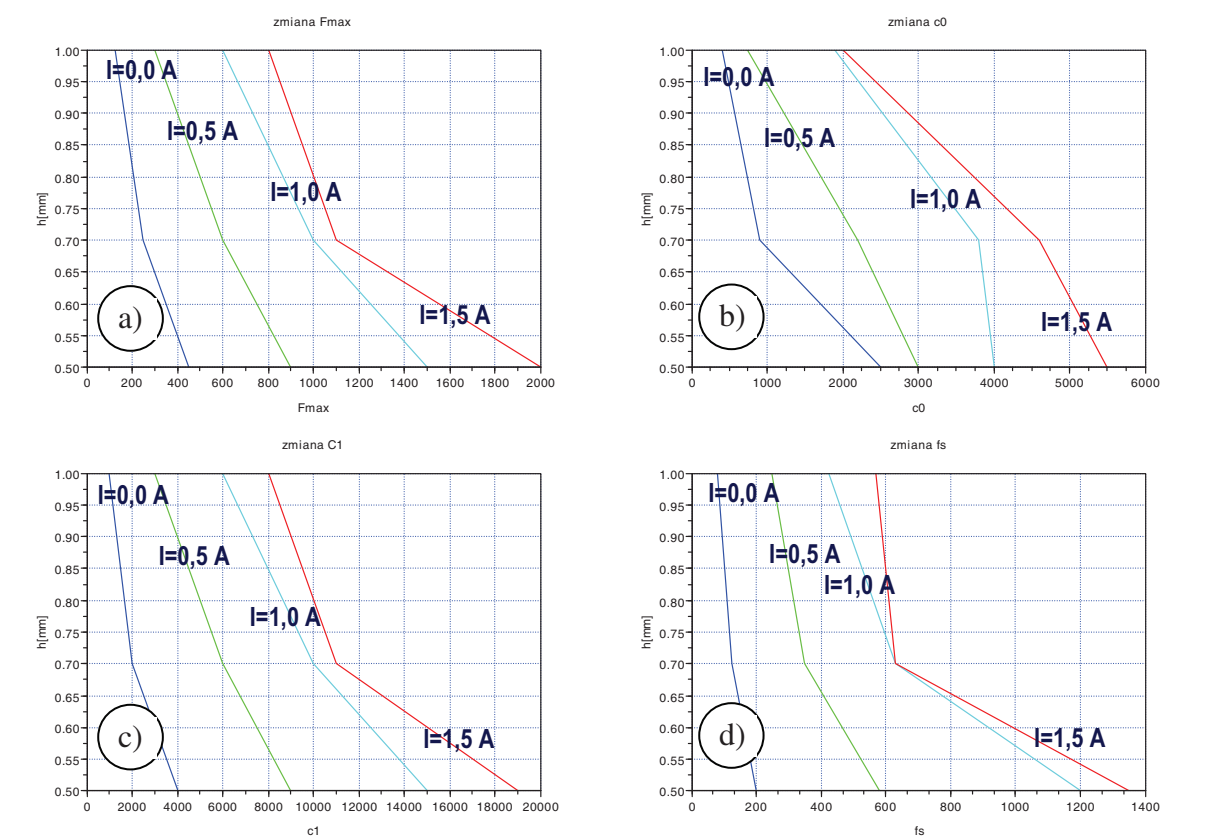
## 6.5. INTERPOLACJA WYNIKÓW EKSPERYMENTALNYCH

Wykonane eksperymenty badawcze dotyczyły m.in. wpływu zmiany wielkości szczeliny, w przedziale od 0,5 do 1,0 [mm], na wartość siły oporu amortyzatora. Rezultaty badań wykazały, że maksymalne wartości sił oporu amortyzatora uzyskiwane są przy najmniejszej wielkości szczeliny i największej wartości badanego natężenia prądu elektrycznego. Chęć zwiększenia, jeszcze w większym stopniu, maksymalnej wartości siły oporu amortyzatora prowadziłyby do konieczności zmniejszenia wielkości geometrycznych

szczeliny w głowicy amortyzatora lub zwiększenia natężenia prądu elektrycznego. Jak wcześniej udowodniono, wzrost natężenia prądu nie jest w stanie przyczynić się do zwiększenia wartości siły oporu na skutek nasycenia się pola magnetycznego i spadku dalszej możliwości wzrostu naprężenia stycznego w cieczy, wywołanego polem magnetycznym. Alternatywnym kierunkiem poszukiwań rozwiązania jest dążenie do zmniejszenia wielkości szczeliny. Oczywiście nie można zmniejszać szczeliny w sposób nieograniczony, gdyż nastąpi gwałtowny wzrost oporu wiskotycznego przepływu.

W przeprowadzonych badaniach minimalna zastosowana szczelina miała wysokość  $h_1=0,5$  [mm]. Ustalając program badawczy nie przewidziano badań eksperymentalnych amortyzatora ze szczeliną w głowicy mniejszą niż  $h_1=0,5$  [mm]. Zdaniem autora po dotychczasowej analizie słuszne i rozsądne wydaje się, przeprowadzenie symulacji i analizy dla przypadku, w którym wysokość szczeliny wynosi  $h_4 = 0,3$  [mm].

Sporządzono dwuwymiarowe wykresy zmiany wartości poszczególnych parametrów modelu Gamota-Filisko w funkcji wysokości szczeliny, zobrazowane na rys. 6.15.

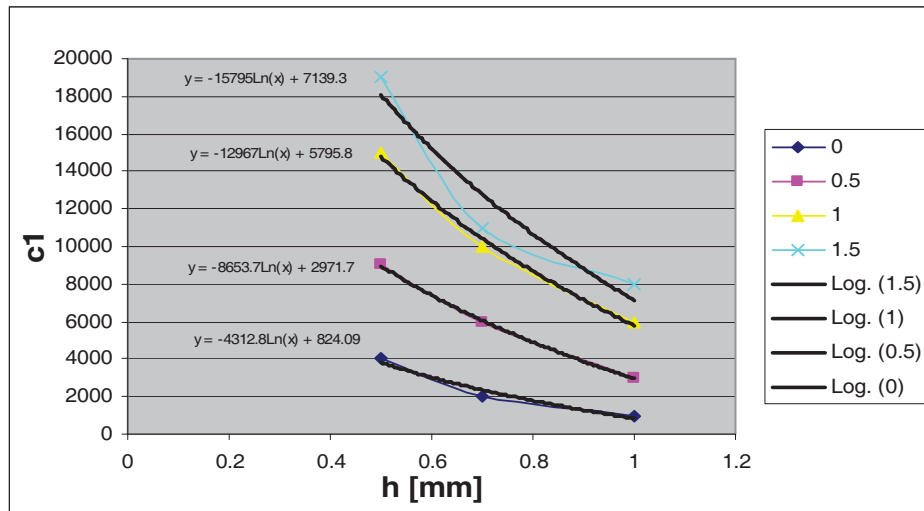


Rys. 6.15. Zmiana wartości parametrów modelu Gamota-Filisko w funkcji wielkości szczeliny, przy prędkości oscylacji  $f_1=0,83$  [Hz]

Następnie podjęto próbę ekstrapolacji wyników badań eksperymentalnych w zakresie wielkości szczeliny od  $h_4 = 0,3$  [mm] do  $h_1 = 0,5$  [mm]. Takie działanie wymagało określenia

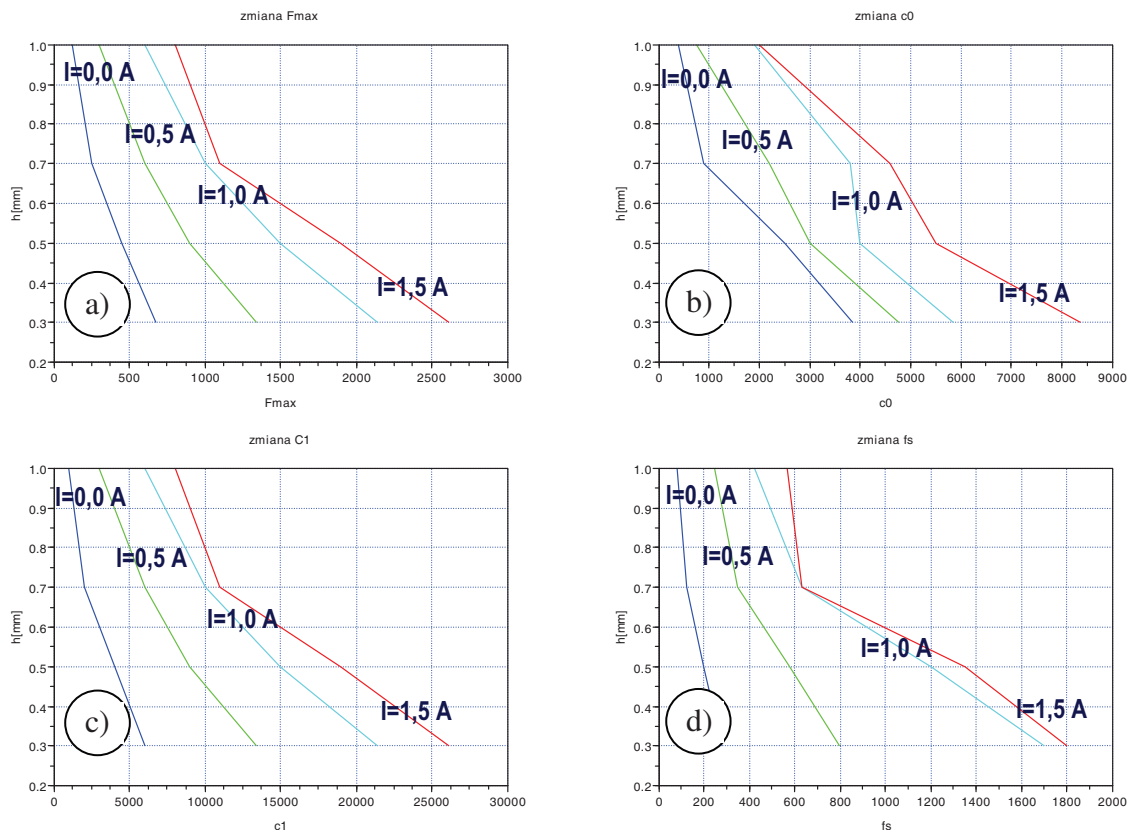


linii trendu, na podstawie wartości, w trzech punktach pomiarowych (eksperymentalnych), a następnie wyznaczenia równania linii trendu.



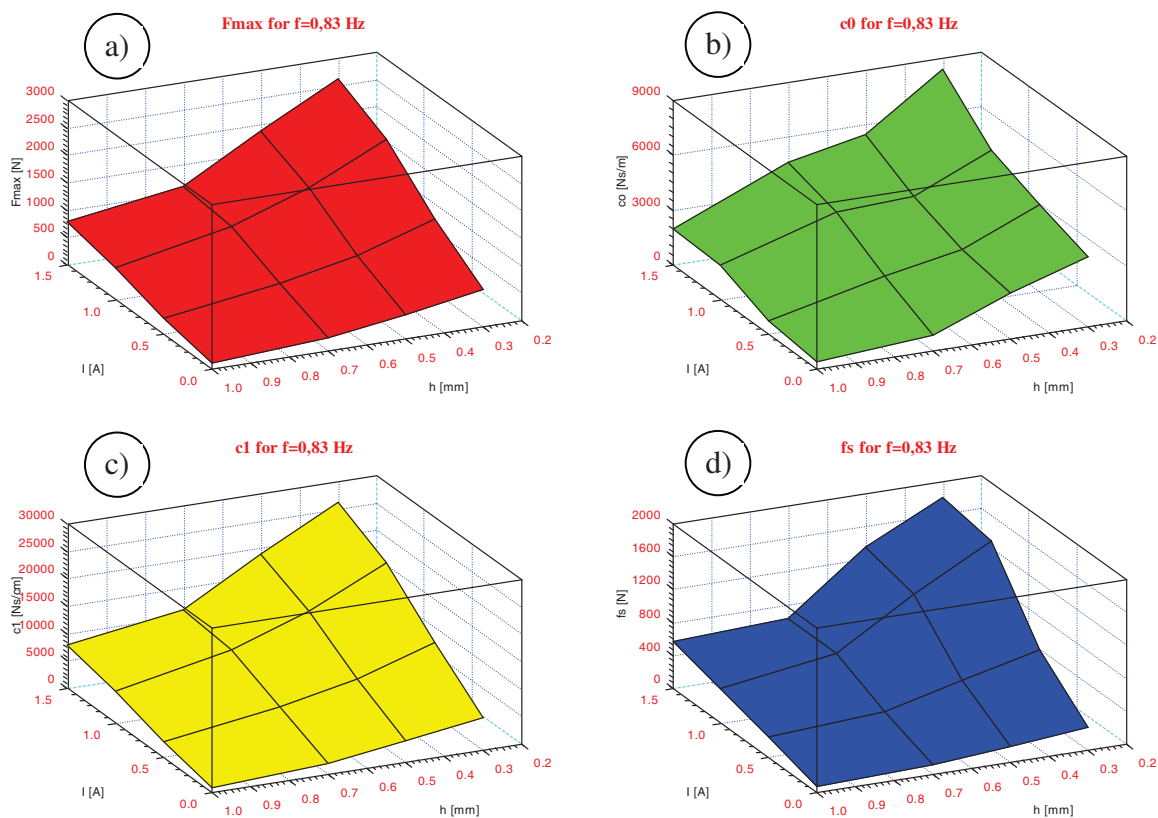
Rys. 6.16. Określenie linii trendu i jej równania dla zmian wartości parametru  $c_1$  dla różnych wartości natężenia prądu elektrycznego; prędkość oscylacji  $f_1=0,83$  [Hz]

Przeanalizowano kilka możliwych typów linii trendu dostępnych w programie EXCEL. Przyjęto linię trendu logarytmiczną. Powyższą procedurę przykładowo pokazano dla parametru  $c_1$  na rys. 6.16.



Rys. 6.17. Zmiana wartości parametrów modelu Gamota-Filisko w funkcji wielkości szczeliny w przedziale  $h=0,3\div 1,0$  [mm], przy prędkości oscylacji  $f=0,83$  [Hz]

Na podstawie wyznaczonego równania linii trendu obliczono wartość poszczególnych parametrów modelu dla wielkości szczeliny  $h_4=0,3$  [mm], przy różnych natężeniach prądu elektrycznego i sporządzono drugą wersję dwuwymiarowego wykresu. Zmiany poszczególnych wartości parametrów modelu zaprezentowano na rys. 6.17. Umożliwiło to zwiększenie powierzchni zmian wartości poszczególnych parametrów o nowy zakres wielkości szczeliny, co pokazano na wykresie na rys. 6.18.



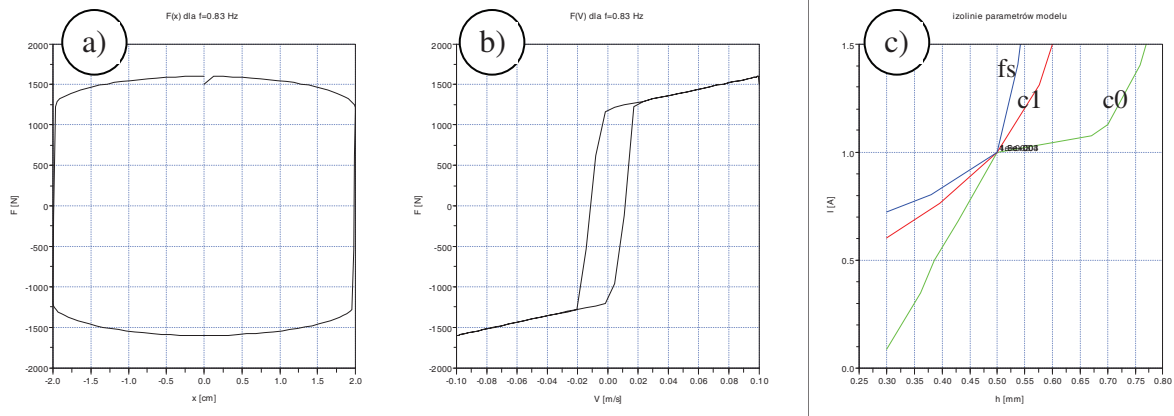
Rys. 6.18. Powierzchnie zmian poszczególnych wartości parametrów modelu Gamota – Filisko po ekstrapolacji wyników

## 7. WYZNACZANIE OPTYMALNEJ WIELKOŚCI SZCZELINY W AMORTYZATORZE

### 7.1. PODSTAWA DZIAŁAŃ OPTYMALIZACYJNYCH

Na podstawie modelu matematycznego Gamota-Filisko i przyjętego zestawu parametrów  $c_0$ ,  $c_1$ ,  $k_1$ ,  $f_s$  wygenerowano charakterystyki tłumiące amortyzatora. Teoretycznie pozwala to na dowolne kształtowanie ilości energii pochłanianej przez amortyzator i zakresu jego pracy oraz wartości maksymalnych sił oporu. Na tej podstawie można zaprojektować charakterystykę amortyzatora w taki sposób, że będzie ona spełniała zadane wymagania projektowe. Jest ona wtedy opisywana przez cztery parametry modelu. Zmienne te jednak, nie odzwierciedlają bezpośrednio wymagań konstrukcyjnych i wielkości geometrycznych. Zmusza to konstruktora do szukania innych możliwości obliczeń wielkości konstrukcyjnych.

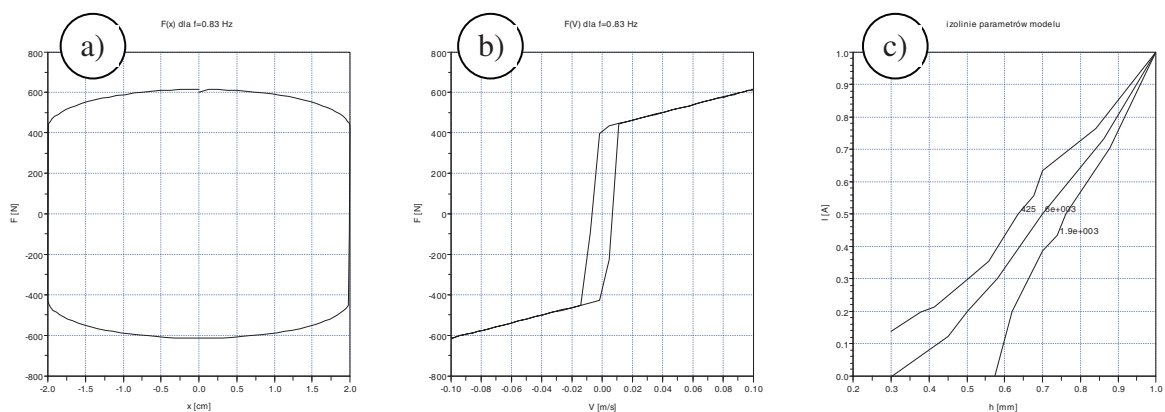
Analizując wyniki obliczeń i wykresy powierzchni zmian poszczególnych parametrów modelu zaobserwowano zależność, iż w punktach określonych w badaniach eksperymentalnych, izolinie wartości poszczególnych parametrów przecinają się w jednym punkcie. Miejsce przecięcia charakteryzuje wartość prądu elektrycznego oraz wielkość szczeliny, jakiej użyto w amortyzatorze, aby uzyskać daną siłę oporu. Sytuację tę zobrazowano dwoma przykładami. W przykładzie pierwszym wykreślono charakterystyki tłumiące amortyzatora w układzie współrzędnych siła - przemieszczenie  $F(x)$  oraz siła – prędkość  $F(\dot{x})$ , co pokazano odpowiednio na rys. 7.1a oraz rys. 7.1c. Charakterystyki te zostały sporządzone przy wartościach parametrów modelu:  $c_0=4000$  [Ns/m],  $c_1=15000$  [Ns/m]  $f_s=1200$  [N] oraz  $k_1 =75000$  [N/m]. Następnie na podstawie wykresów powierzchni zmian wartości parametrów modelu (rys. 6.18b,c,d) wykreślono izolinie dla wartości poszczególnych parametrów użytych do stworzenia charakterystyk tłumienia, co zostało zobrazowane na rys. 7.1a.



Rys. 7.1. Charakterystyka tłumiąca amortyzatora w układzie współrzędnych siła przemieszczenie  $F(x)$  (a) oraz w układzie siła – prędkość  $F(\dot{x})$  (b) oraz izolinie parametrów modelu (c)

Otrzymano punkt przecięcia się wszystkich izolinii, który odpowiada szczelinie o wielkości  $h_1=0,5$  [mm] oraz natężeniu prądu elektrycznego  $I_2=1,0$  [A]. Analizowany przykład odpowiada punktowi otrzymanemu z badań eksperymentalnych. W tym punkcie badawczym zidentyfikowano parametry modelu dla rzeczywistych wyników badań doświadczalnych; stąd idealna zgodność wszystkich parametrów. Fakt przecinania się izolinii umożliwia poszukiwanie dowolnego rozwiązania (dowolnej charakterystyki tłumienia) metodą graficzną.

W przykładzie drugim wykreślono charakterystykę tłumienia, dla której izolinie parametrów modelu są zbieżne w jednym punkcie na krawędzi wykresu. Takie rozwiązanie również determinuje jednoznacznie wielkość szczeliny jako  $h_3=1,0$  [mm] oraz natężenie prądu elektrycznego na  $I_2=1,0$  [A].



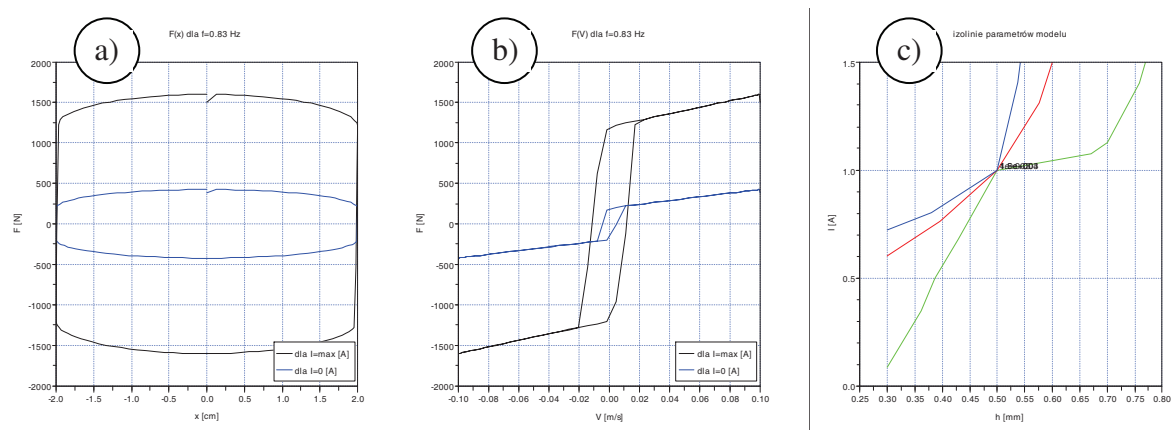
Rys. 7.2. Charakterystyka tłumiąca amortyzatora w układzie współrzędnych siła przemieszczenie  $F(x)$  (b) oraz w układzie siła – prędkość  $F(\dot{x})$  (c) oraz izolinie parametrów modelu (a)

## 7.2. IDENTYFIKACJA ZAGADNIENIA OPTYMALIZACYJNEGO

Wykorzystując powierzchnie zmiany wartości poszczególnych parametrów określono natężenie prądu i wielkość szczeliny koniecznej do wykreślenia dowolnej charakterystyki amortyzatora. Bazując na danych eksperymentalnych stworzono przestrzeń roboczą dla możliwych wariantów charakterystyk tłumienia amortyzatora. Przestrzeń ta jest ograniczona zakresem zmienności wartości parametrów natężenia prądu elektrycznego  $I = 0 \div 1,5$  A oraz wartością wysokości szczeliny  $h = 0,3 \div 1,0$  [mm]. Zagadnienie optymalizacyjne dotyczy zatem znalezienia takiej charakterystyki tłumienia (zbliżonej do poszukiwanej), dla której możliwe jest wyznaczenie wielkości decydujących o wielkości szczeliny i natężeniu prądu elektrycznego. W zdefiniowanej przestrzeni roboczej istnieje wiele rozwiązań poszukiwanej charakterystyki tłumienia. Możliwy jest przypadek, gdy jednej charakterystyce tłumienia odpowiadają dwie lub więcej wielkości szczelin, przy różnych wartościach natężeń prądu elektrycznego. Kilka szczegółowych przypadków zostanie przedstawionych w rozdziale poniżej.

## 7.3. DOBÓR PARAMETRÓW OKREŚLAJĄCYCH WIELKOŚĆ SZCZELINY ORAZ NATĘŻENIA PRĄDU

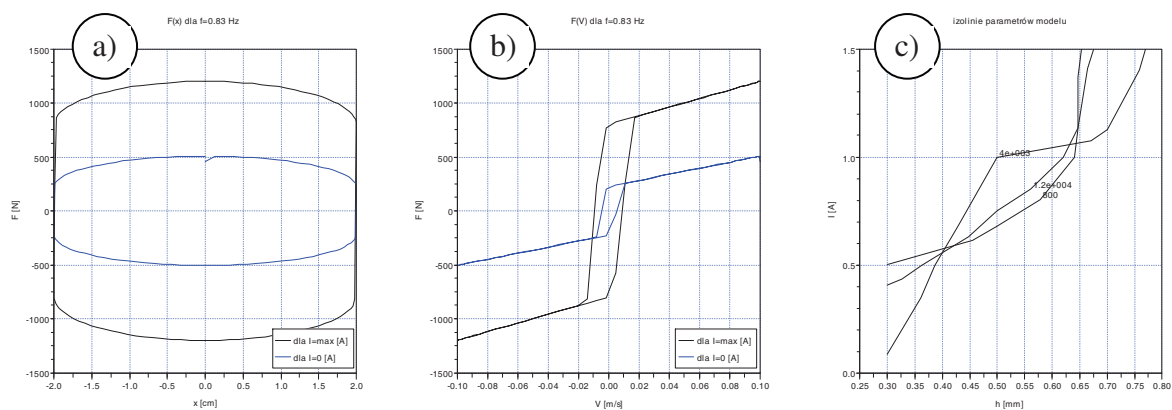
Wykorzystując możliwości programu *Scilab* wyznaczone zostały charakterystyki amortyzatora w układzie współrzędnych siła-przemieszczenie oraz siła-prędkość dla modelu Gamota-Filisko o dowolnych przebiegach. Posłużono się przykładem, który został zilustrowany na rys. 7.3. Zakładając, że przedstawiona na tym rysunku charakterystyka, spełnia założenia konstrukcyjne, a wielkość szczeliny i natężenia prądu elektrycznego zdefiniowano w jednoznaczny sposób, jak na wykresie izolinii (rys. 7.3c), można sformułować wytyczne konstrukcyjne opisujące, w jaki sposób będzie zachowywał się amortyzator w warunkach, gdy w jego głowicy nie będzie przepływu prądu. Najprostszą odpowiedzią na to pytanie może być umieszczenie na wykresie drugiej charakterystyki tłumienia, którą wyznaczają wartości parametrów modelu, odpowiadające brakowi obecności natężenia pola magnetycznego. W ten sposób, uzyskuje się informację o ilości energii rozpraszanej w amortyzatorze oraz zakresie zmienności wartości sił oporu amortyzatora. Informacje te mogą być pomocne podczas projektowania i jednocześnie mogą stanowić instrukcję poprawnego wykonania projektu.



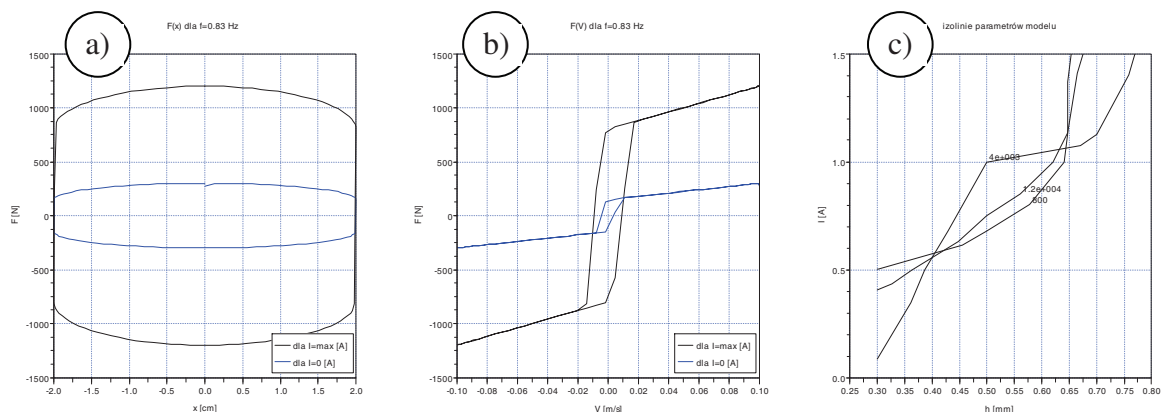
Rys. 7.3. Charakterystyki tłumiąca amortyzatora wyznaczone przy zadanych parametrach modelu, w warunkach przepływu prądu elektrycznego oraz przy braku przepływu; w układzie współrzędnych siła przemieszczenie  $F(x)$  (a) oraz w układzie siła – prędkość  $F(\dot{x})$  (b) oraz izololinie parametrów modelu (c)

Wyznaczenie drugiej charakterystyki tłumienia wymaga znajomości zależności określającej zmianę wartości siły oporu amortyzatora bez przepływu prądu elektrycznego. Podobną zależność wyznaczono podczas identyfikacji i interpolacji parametrów modelu, gdzie kontrolnie zilustrowano wykres wartości rzeczywistej, maksymalnej siły oporu amortyzatora w funkcji wielkości szczeliny i wartości natężenia prądu elektrycznego płynącego w solenoidzie głowicy. Podczas badań eksperymentalnych badano działanie amortyzatora również wtedy, gdy nie był załączony prąd elektryczny, dlatego określenie takiej funkcji nie stanowiło większego problemu. Zależność zmiany wartości siły oporu, w funkcji wielkości szczeliny, ma charakter logarytmiczny. Przyczyny, dla których zdecydowano o przyjęcia takiego rodzaju funkcji interpolującej opisano w rozdziale 6.5 opisującym interpolację parametrów modelu Gamota – Filisko.

Analiza rozwiązań przyjętego modelu obliczeń wykazała kilka szczególnych wyników, które zostaną omówione poniżej. W pierwszym prezentowanym przypadku uzyskane zostały dwa rozwiązania, tzn. dwie wielkości szczelin spełniające zadane parametry charakterystyki tłumienia. Rezultaty rozwiązania pokazano na rys. 7.5. Na wykresie izololinii zaobserwowano dwa punkty przecięcia się krzywych: pierwszy punkt odpowiadający wielkości szczeliny  $h=0,4$  [mm] oraz drugi przy wielkości szczeliny  $h=0,65$  [mm]. Oba uzyskane rozwiązania spełniają warunki określone daną charakterystyką tłumienia (wykres koloru czarnego). W przypadku pierwszym mała szczelina wymagać będzie użycia małych wartości natężenia prądu elektrycznego, celem wywołania zadanego przyrostu siły oporu (rys. 7.4). W drugim rozpatrywanym przypadku, większa szczelina w głowicy wymagać będzie użycia większych wartości natężenia prądu (rys. 7.5).



Rys. 7.4. Przypadek szczególny rozwiązania, przy wysokości szczeliny  $h=0,4$  [mm], wykres w układzie współrzędnych siła przemieszczenie  $F(x)$  (a) oraz w układzie siła – prędkość  $F(\dot{x})$  (b) oraz izolinie parametrów modelu (c)



Rys. 7.5. Przypadek szczególny rozwiązania, przy wysokości szczeliny  $h=0,65$  [mm], wykres w układzie współrzędnych siła przemieszczenie  $F(x)$  (a) oraz w układzie siła – prędkość  $F(\dot{x})$  (b) oraz izolinie parametrów modelu (c)

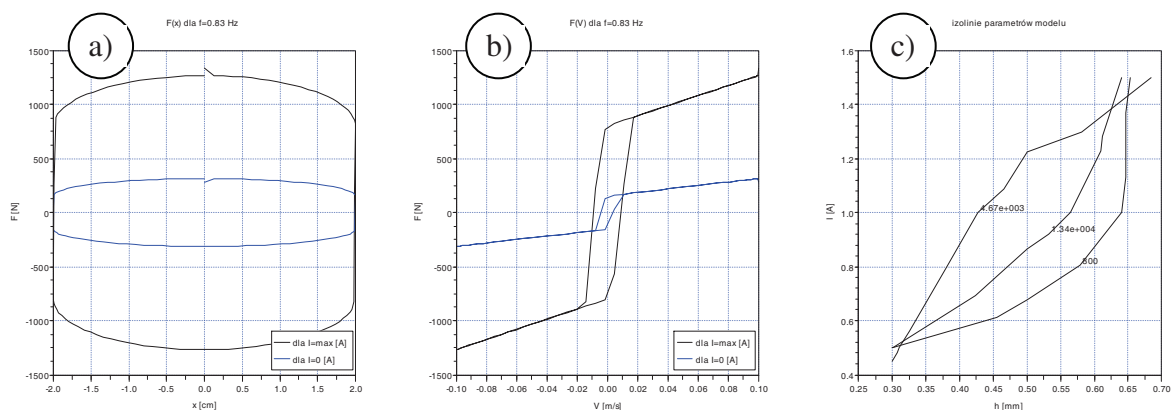
Analizując rezultaty badań zwrócono uwagę na zagadnienie niezwiązane bezpośrednio z kształtowaniem charakterystyki amortyzatora, chociaż jest ono ściśle powiązane z projektowaniem tego typu urządzeń. Przedstawione zostały dwa rozwiązania, z których każde wymaga użycia innych wartości natężenia prądu elektrycznego sterującego polem magnetycznym. Podczas projektowania należy zatem dokonać wyboru rodzaju i sposobu zasilania urządzenia, w prąd elektryczny. Wybierając rozwiązanie, w którym zastosowane będzie przenośne źródło prądu (bateria lub akumulator) trzeba uwzględnić, że urządzenia te mają ograniczoną pojemność i ulegają rozładowaniu. Chcąc zatem wybrać rozwiązanie, w którym czas pracy urządzenia, bez wymiany źródła zasilania, będzie możliwie długi, należałoby wybrać rozwiązanie, w którym szczelina ma mniejszą wysokość tj.  $0,4$  [mm]. W drugim rozpatrywanym wariantcie, dla którego wysokość szczeliny wynosi  $h=0,65$  [mm], konieczne będzie użycie stacjonarnego (nieprzenośnego) źródła zasilania prądem. W tym



przypadku istnieje dodatkowa komplikacja związana z dużą wartością natężenia prądu. Zwiększone natężenie prądu elektrycznego płynące przez solenoid będzie dodatkowym źródłem ciepła w amortyzatorze, co może spowodować przegrzewanie się urządzenia i konieczność zastosowania chłodzenia. Nie zawsze też, ze względu na zjawisko nasycenia magnetycznego, możliwe będzie wykorzystanie do sterowania dużych wartości natężenia prądu zasilającego.

Na podstawie przeprowadzonych badań nie można wskazać wyższości któregośkolwiek z rozwiązań, ani odrzucić jednego z nich jako gorsze. Każdy wynik może mieć swoje uzasadnienie w warunkach określonych w projekcie urządzenia. Prezentowane wytyczne dotyczą ogółu rozwiązań, bez odnoszenia się do szczegółowych założeń projektowych i nie można jednoznacznie ustosunkować się do otrzymanych wyników. Decyzja o wyborze rozwiązania pozostaje w kompetencji projektanta.

Drugim z prezentowanych rozwiązań jest przypadek przedstawiony na rys. 7.6, w którym uzyskano dwa warianty rozwiązania. Izolinie wartości parametrów przecinają się w dwóch miejscach, dzięki czemu wyznaczają dwie szczeliny o wielkości  $h=0,32$  [mm] oraz  $h= \sim 0,65$  [mm]. Natężenie prądu elektrycznego konieczne do wywołania zmian pola magnetycznego wynosi odpowiednio  $I= 0,5$  [A] oraz  $I=1,45$  [A]. Wybranie pierwszego wariantu, w którym szczelina o małej wysokości, w połączeniu z małym natężeniem prądu płynącym w obwodzie elektrycznym, spowoduje, że zakres pracy amortyzatora dla prądu większego niż  $I > 0,5$  A pozostanie niewykorzystany.

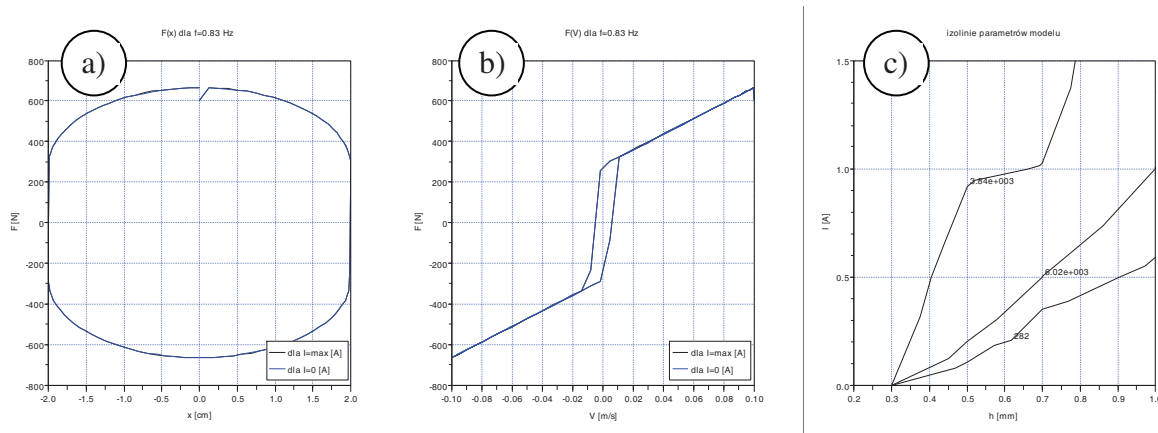


Rys. 7.6. Przypadek szczególny rozwiązania dla  $h=0,65$  [mm], wykres w układzie współrzędnych siła przemieszczenie  $F(x)$  (a) oraz w układzie siła – prędkość  $F(\dot{x})$  (b) oraz izolinie parametrów modelu (c)

Wybór drugiego rozwiązania wydaje się bardziej trafny, gdyż zakres pracy amortyzatora przypada na wyższe wartości natężeń prądu elektrycznego, ale uwzględniając

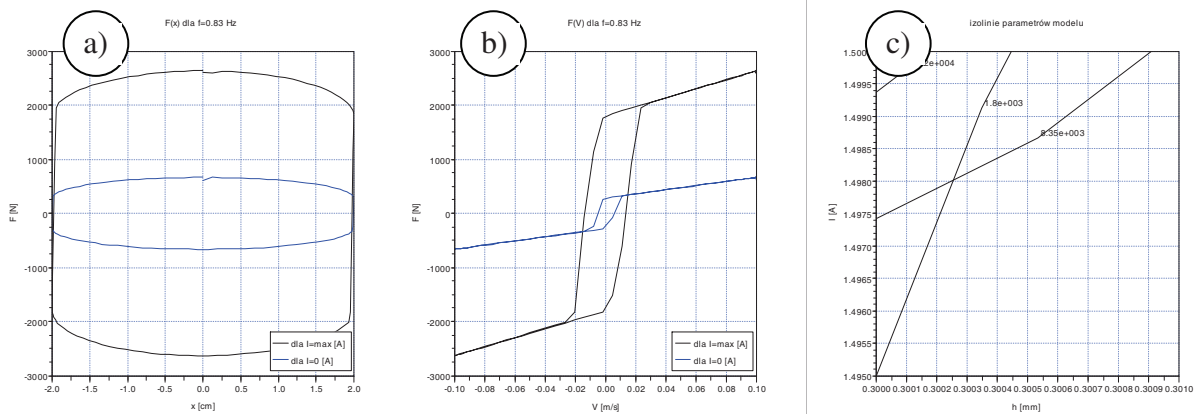
ograniczenia związane ze źródłem i sposobem zasilania ostatecznej decyzji nie podjęto; powinna być ona podjęta przez konstruktora znającego wymagania projektowe.

W trzecim analizowanym przypadku izolinie parametrów modeli są zbieżne w jednym punkcie wyznaczając jeden szczególny punkt (rys. 7.7), który charakteryzuje się zerową wartością natężenia prądu  $I$  i wysokością szczeliny  $h=0,3$  [mm]. Tak określone wartości parametrów modelu determinują warunki pracy amortyzatora bez prądu elektrycznego, określają dolny, graniczny zakres zmian obu tych wartości.



Rys. 7.7. Trzeci przypadek szczególny rozwiązania dla  $h=0,3$  [mm], wykres w układzie współrzędnych siła – przemieszczenie  $F(x)$  (a) oraz w układzie siła – prędkość  $F(\dot{x})$  (b) oraz izolinie parametrów modelu (c)

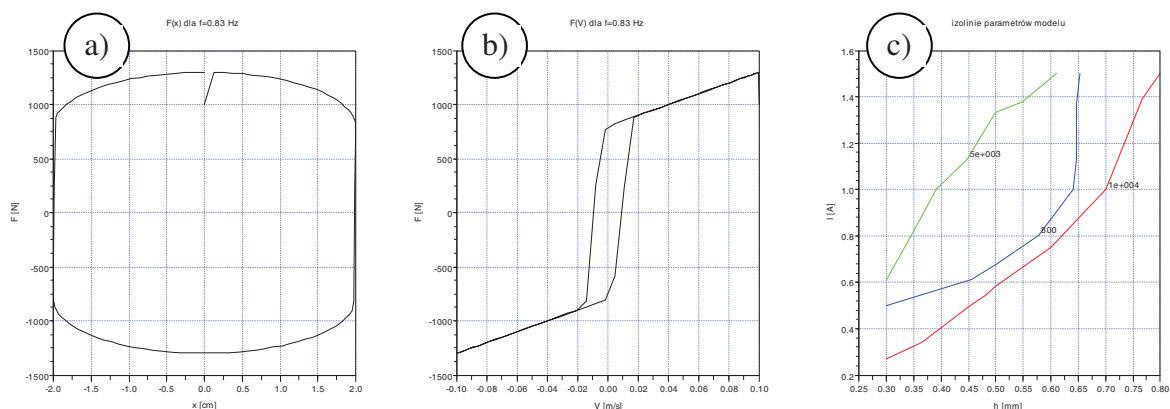
Na rys. 7.8 pokazano sytuację, w której izolinie wartości poszczególnych parametrów nie przecinają się w jednym punkcie, ale są rozbieżne. Ich rozbieżność jest jednak pozorna, gdyż zakres zmian wartości natężenia prądu i wysokości szczeliny jest minimalny, skupia się wokół dwóch wartości dla  $I= 1,5$  [A] oraz  $h = 0,3$  [A]. Izolinie parametrów modelu wyznaczyły jeden punkt, który odpowiada maksymalnej wartości siły tj. minimalnej wartości wysokości szczeliny i maksymalnej wartości natężenia prądu elektrycznego. Dla takiego przypadku wartość energii rozpraszanej w urządzeniu będzie maksymalna. Zakres zmian siły oporu urządzenia (wartość maksymalna – kolor czarny, wartość minimalna – kolor niebieski) przedstawiono na rys. 7.8a,b.



Rys. 7.8. Czwarty przypadek rozwiązania  $h=0,3$  [mm],  $I=1,5$  [A], wykres w układzie współrzędnych siła – przemieszczenie  $F(x)$  (a) oraz w układzie siła – prędkość  $F(\dot{x})$  (b) oraz izolinie parametrów modelu (c)

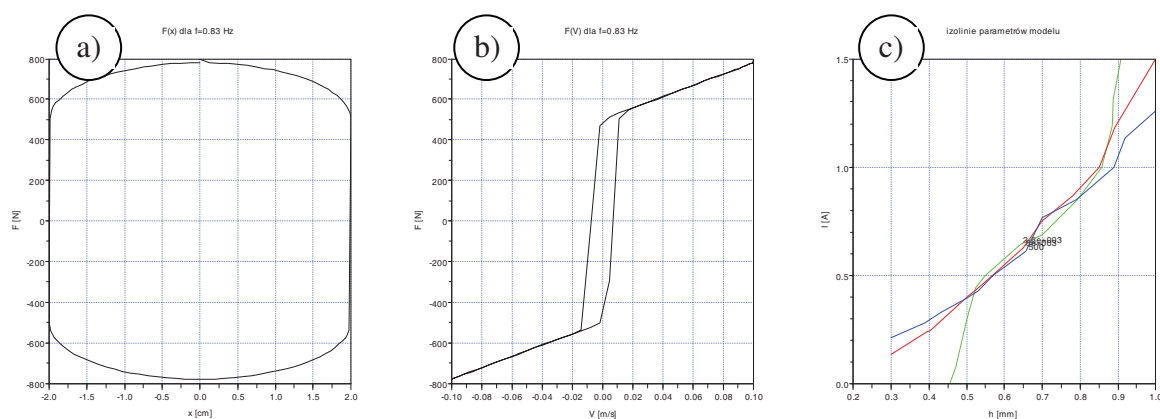
Tak określone wartości parametrów modelu determinują warunki pracy amortyzatora z maksymalnym prądem elektrycznym i określają górny, graniczny zakres zmian obu tych wartości.

Na następnym rys. 7.9 zaprezentowano rozwiązanie, w którym izolinie parametrów modelu nie mają punktu przecięcia się. Wariant ten nie daje rozwiązania, gdyż nie można jednoznacznie określić wysokości szczeliny, ani przypisać wartości natężenia prądu elektrycznego. Przyczyną takiego stanu jest zadanie wartości parametrów modelu, które dla danego typu rozwiązania konstrukcyjnego amortyzatora znajdują się poza badanym obszarem zmienności tych parametrów. Obszar ten był zdefiniowany przez zakres zmienności wysokości szczeliny  $h=0,3\div 1,0$  [mm] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I=0\div 1,5$  [A]. Nie można wykluczyć, że istnieje rozwiązanie, w którym jest możliwe otrzymanie zadanej charakterystyki tłumienia, jednak na podstawie przyjętego algorytmu obliczeń nie można tego ustalić.



Rys. 7.9. Piąty przypadek rozwiązania – brak przecięcia się izolinii, wykres w układzie współrzędnych siła przemieszczenie  $F(x)$  (a) oraz w układzie siła – prędkość  $F(\dot{x})$  (b) oraz izolinie parametrów modelu (c)

Na rys. 7.10 zilustrowano przypadek rozwiązania, w którym izolinie poszczególnych parametrów są do siebie równoległe w przedziale wartości wielkości szczeliny od  $h=0,5\div 0,9$  [mm] oraz natężenia prądu elektrycznego  $I=0,5\div 1,1$  [A]. Uzyskanie takiego rozwiązania dla zadanej charakterystyki tłumienia należy interpretować jako rozwiązanie szczególne. Sposób postępowania w tym przypadku będzie podobny do tego, który opisano dla sytuacji dwóch punktów przecięcia izolinii, a przedstawionej na rys. 7.4 oraz rys. 7.5.



Rys. 7.10. Szósty przypadek rozwiązania – równoległość izolinii w przedziale od  $h=0,5\div 0,9$  [mm] oraz  $I=0,5\div 1,1$  [A], wykres w układzie współrzędnych siła przemieszczenie  $F(x)$  (a) oraz w układzie siła – prędkość  $F(\dot{x})$  (b) oraz izolinie parametrów modelu (c)

## 8. PODSUMOWANIE PRACY

Prezentowana praca jest poświęcona analizie i badaniom amortyzatora z cieczą magnetoreologiczną. Przedstawiono i opisano zagadnienia związane z niekonwencjonalnym i nowoczesnym tłumieniem drgań mechanicznych różnego pochodzenia. Skoncentrowano się na wszechstronnej analizie możliwości projektowania amortyzatorów z cieczą magnetoreologiczną oraz na ukazaniu możliwie wielu wskazówek i kierunków działania przydatnych konstruktorom i projektantom takich urządzeń. Sformułowane we wstępie pracy zadania oraz metodyka badawcza obejmowała zagadnienia budowy, opisu matematycznego i analizy modeli reologicznych prototypu amortyzatora magnetoreologicznego oraz wszechstronnej analizy numerycznej i optymalizacji jego parametrów konstrukcyjnych.

Zadania te wymagały obszernych studiów literaturowych ze szczególnym uwzględnieniem zagadnień konstrukcyjnych i eksploatacyjnych grup amortyzatorów podobnych do badanego prototypu urządzenia. Rozpoznano szczególne cechy i właściwości, które mogą być przypisane badanemu urządzeniu, ale również i takie, które są charakterystyczne dla całej grupy urządzeń.

Przeprowadzona analiza modelowa funkcjonowania amortyzatora z cieczą MR umożliwia sformułowanie następujących wniosków:

1. Zaproponowane do analizy modele reologiczne: zmodyfikowany przez Prof. Grzesikiewicza model Gamota-Filisko oraz model Bouce'a-Wena dobrze odwzorowują właściwości konstrukcyjne i eksploatacyjne amortyzatora z cieczą magnetoreologiczną.
2. Zestawienie wyników symulacji komputerowej rozpatrywanych modeli reologicznych z wynikami badań eksperymentalnych pozwoliło na ich porównanie. W wyniku tego stwierdzono, że oba modele w podobnym stopniu i z podobną dokładnością odwzorowują rzeczywiste charakterystyki tłumienia amortyzatora MR. Porównując liczbę zmiennych

- i sposób generowania rozwiązania przez oba modele reologiczne stwierdzono, że zmodyfikowany przez prof. Grzesikiewicza model Gamota –Filiko cechuje się mniejszą liczbą zmiennych i prostszym zapisem matematycznym, przez co jest łatwiejszy w interpretacji i analizie matematycznej.
3. Bazując na wynikach otrzymanych z eksperymentu zidentyfikowano wszystkie zmienne parametry modelu reologicznego. Sporządzono wykresy zmian poszczególnych parametrów w funkcji wysokości szczeliny w głowicy amortyzatora oraz wartości natężenia prądu elektrycznego. Zakładając ciągłość zmian funkcji pomiędzy punktami pomiarowymi sporządzono wykresy reprezentujące płaszczyzny zmian wartości trzech wielkości parametrów zmodyfikowanego modelu Gamota–Filisko. Otrzymane płaszczyzny umożliwiły wybranie wartości siły tłumiącej i określenia parametrów modelu reologicznego. Takie działanie stało się podstawą do wyznaczenia charakterystyki tłumienia amortyzatora, dla zadanego poziomu siły tłumiącej oraz charakterystyki tłumienia, w przypadku działania amortyzatora bez załączonego pola magnetycznego. Uzyskany w ten sposób zakres funkcjonowania amortyzatora jest podstawą do oszacowania ilości energii pochłanianej i rozpraszanej w urządzeniu. Jednocześnie analiza otrzymanych wyników umożliwia dobranie wielkości szczeliny w głowicy amortyzatora i wartości natężenia prądu elektrycznego.
  4. Szeroko zakrojone badania eksperymentalne dotyczące wpływu wielkości szczeliny w głowicy amortyzatora na własności dyssypacji energii przez urządzenie pokazały, iż zagadnienie doboru wielkości szczeliny do pożądanej charakterystyki tłumienia jest złożone. Zadanie to rozwiązano za pomocą metod optymalizacji i uzyskano rozwiązanie spełniające zadane kryteria. Na etapie sporządzenia pracy, w odniesieniu do grupy urządzeń wykorzystujących ciecz MR, nie można było formułować wniosków o charakterze ogólnym, gdyż uwarunkowane to było przyjęciem wielu założeń konstrukcyjnych – charakterystycznych dla indywidualnego zastosowania amortyzatora o wybranej konstrukcji mechanicznej. Osiągnięte rezultaty pracy pozwalają na przeprowadzenie procesu doboru optymalnej wielkości szczeliny do pożądanej charakterystyki amortyzatora z cieczą magnetoreologiczną z uwzględnieniem dodatkowych wymagań projektowych dotyczących źródła zasilania w energię elektryczną urządzenia.
  5. Wybrany do analizy symulacyjnej modelu reologicznego urządzenia z cieczą MR, środowisko programowania komputerowy *Scilab*, okazało się być bardzo przydatnym i wszechstronnym narzędziem do rozwiązywania zagadnień sformułowanych

w prezentowanej pracy. Dzięki skryptom sporządzonym we wbudowanym wewnątrz programu edytorze, wykonano zaawansowane operacje matematyczne. Uniwersalność programu pozwoliła na import danych pochodzących z innych programów. Istotnym atutem zastosowanego oprogramowania był fakt, iż program ten jest darmową aplikacją typu „open source” i może być alternatywnie stosowany w zastępstwie komercyjnego oprogramowania np. Matlab i Mathematica. Dzięki poznaniu wielu zaawansowanych funkcji programu i języka programowania automatycznych skryptów obliczeń wykonano określone zadania badawcze związane z tematyką pracy.

6. Rozwiązując zagadnienie identyfikacji i doboru poszczególnych parametrów modelu reologicznego, w odniesieniu do badań eksperymentalnych, wykorzystano metodę symulowanego wyżarzania w celu dopasowania charakterystyki tłumienia otrzymanej przez symulację komputerową z charakterystyką otrzymaną z badań eksperymentalnych. Metoda symulowanego wyżarzania (ang. „simulated annealing”) jest zaawansowaną metodą poszukiwania rozwiązania optymalnego i z powodzeniem wykorzystano ją w prowadzonej analizie. Uzyskane rozwiązanie cechowało się dużą dokładnością i krótkim czasem obliczeń numerycznych. Czas ten był kilkadziesiąt razy krótszy, od czasu potrzebnego na znalezienie rozwiązania metodą przeglądu możliwych kombinacji parametrów. Stosując metodę symulowanego wyżarzania pomimo, że nie jest ona najnowsza i tak skomplikowana jak ostatnio wszechstronnie stosowane algorytmy genetyczne, już przy zastosowaniu najprostszych algorytmów obliczeń i funkcji obniżania temperatury, uzyskano pozytywne wyniki obliczeń, w odniesieniu do wyznaczonego zadania badawczego.
7. Rezultaty badań eksperymentalnych jakie są wynikiem prezentowanej dysertacji stanowią wkład w dziedzinę komputerowego wspomaganie prac inżynierskich i pozwoliły na lepsze poznanie złożonych modeli reologicznych urządzeń wykorzystujących w działaniu ciecze magnetoreologiczne. Wnioski zawarte w pracy stwarzają projektantowi duże możliwości wyboru najbardziej interesujących cech, które przypisane są urządzeniom magnetoreologicznym. Praca zawiera obok rozwiązania zdania naukowego dużo wiadomości z zakresu prototypowania i prowadzenia badań eksperymentalnych oraz symulacji komputerowych modeli reologicznych, które mogą być wykorzystane w nowopowstających aplikacjach.
8. W przekonaniu autora zgromadzony w pracy materiał oraz sformułowane i rozwiązane zagadnienia teoretyczne i eksperymentalne dają podstawę do jednoznacznego stwierdzenia, iż sformułowana na początku teza pracy została w pełni udowodniona.



9. Pełne rozpoznanie problematyki zawartej w pracy wymaga prowadzenia dalszych badań eksperymentalnych. Analiza trendów zebranych z różnych źródeł (publikacje, Internet, dane od producentów), własne doświadczenia autora, zgromadzone przy przygotowaniu rozprawy doktorskiej oraz równoległe aktywności podejmowane w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej, jak również w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Poznańskiej, pozwalają na podjęcie próby przewidywania rozwoju w zakresie rozpatrywanej tematyki badawczej. Można zatem, zdaniem autora, prognozować w najbliższej przyszłości pewne kierunki działań naukowych oraz inżynierskich, a także zastosowania, które mają szansę na sukces techniczny. Do głównych zadań należeć będzie uwzględnienie w opisie modelu reologicznego, zjawisk związanych z nagrzewaniem się samego amortyzatora oraz cieczy MR a także możliwością określenia parametrów pracy amortyzatora w dowolnych warunkach. W szczególności dalszego rozpoznania i wyjaśnienia wymaga określenie wpływu na uzyskiwane wartości siły oporu amortyzatora licznych czynników, do których m.in. należą:
- zmienne warunki prędkości oscylacji,
  - obecność magnetyzmu szczątkowego,
  - praca amortyzatora w warunkach chłodzenia obudowy cieczą,

## LITERATURA:

- [1] [Alexandridis A.A., Goldasz J.: Simplified model of the dynamics of magnetorheological dampers. *Mechanics*, AGH University of Sc. And Technology, Cracow, V.24 Nr 2. 2005.
- [2] Ashour O., Rogers C.A. and Kordonsky W., Magnetorheological fluid: Materials Characterization and Devices, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 1996, vol. 7:123 -130.
- [3] Bajkowski J., Sofonea M., Shillor M., Eksperymentalne badania wpływu wielkości szczeliny dla przepływu cieczy a właściwości pochłaniania i rozpraszania energii tłumika magnetoreologicznego, XXII Sympozjon PKM, Gdynia - Jurata 2005, s 41-46.
- [4] Bajkowski J., Modelling, methematical description, simulation and experimental research of magnetorheological damper with influence of temperature, *Machine Dynamic Problems*, 2004, vol. 28, No 3, p. 9-15.
- 5] Bajkowski J., Stanowiska badawczo dydaktyczne do wyznaczania wybranych charakterystyk tłumika lub amortyzatora magnetoreologicznego, XXII Sympozjon PKM, Gdynia - Jurata 2005 s.47-56.
- [6] Bajkowski J., Grzesikiewicz W., Sofonea M. Shillor M Szlagowski J.: Etude et recherche experimentale de rinfluence de la grandeur de la fissure de transfer du liquide magnetorheologigie sur la dissipation de l'energie d'un amortisseur actif. XIII Seminaire Franco-Polonais de Mecanigue. Edition Polytech'Lille, 2005.
- [7] Bajkowski J, Shillor M, Sofonea M: Eksperymentalne badania wpływu wielkości szczeliny dla przepływu cieczy na właściwości pochłaniania i rozpraszania energii tłumika magnetoreologicznego. XXIV Sympozjon PKM, 2005, Jurata.
- [8] Bajkowski J., Stanowiska badawczo dydaktyczne do wyznaczania wybranych charakterystyk tłumika lub amortyzatora magnetoreologicznego, XXII Sympozjon PKM, Gdynia - Jurata 2005 s.47-56.
- [9] Bajkowski J., Nachman J., Schillor M., Sofonea M., A model for a Magnetorheological Damper, *Mathematical and Computer Modeling* Volume: 48, Issue: 1-2, July, 2008, pp. 56-68.
- [10] Bajkowski J., Nachman J., Schillor M., Sofonea M., Zalewski R., Dynamic model for a Magnetorheological Damper,
- [11] Bajkowski J., Tadzik P., Zalewski R., New Possibilities of the active damping of vibrations, *Mechanics* vol. 26 no 4 2007, s. 156-159.
- [12] Bajkowski J., Bajkowski M., Grzesikiewicz W., Sofonea M., Schillor M., Zalewski R., Analysis of the dependence between a temperature and working parameters of the MR damper, *Mechanics* vol. 26 no 4 2007, s. 149-155.
- [13] Bajkowski J., Bajkowski M., Zalewski R., L'influence de la temperature sur le travail d'un amortiseur magnetoreologique, XV French – Polish Seminar of Mechanics, 28.06.2007, Polytech'Lille – USTL, Villeneuve d'Ascq, France.
- [14] Bajkowski J., Constructional and technological problems in designing of the intelligent MR damper, XV French – Polish Seminar of Mechanics, 28.06.2007, Polytech'Lille – USTL, Villeneuve d'Ascq, France.
- [15] Bajkowski J., Grzesikiewicz W., Wakulicz A.: Amortissement des vibrations des vehicules avec l'es amortisseurs actifs. XIII Seminaire Franco-Polonais de Mecanigue. Edition Polytech'Lille, 2005
- [16] Bajkowski M., Grzesikiewicz W., Sofonea M.,: Etude, modelisation et recherche de la temperature sur la dissipation de l'energie d'un amortisseur magnetorheologigie. XIII Seminaire Franco-Polonais de Mecanigue. Edition Polytechlille, 2005

- [17] Bajkowski J., Grzesikiewicz W., Modélisation des vibrations d'un véhicule avec les amortisseurs actifs. XIV Colloque Vibrations Chocs et Bruit, Ecole Centrale de Lyon 69131 Ecully, 2004.
- [18] Bajkowski J., M Sofonea., M. Shillor: Modelisation et etude de rinfluence de la grandeur de lumiere de la fissure de transfer) du liquide sur les proprietes de la dissipation de l'energie d'un amortisseur magnetorheologique. Congres CCCM Tunisie, 2005
- [19] Bajkowski J., Grzesikiewicz W., Holnicki J., Parafiniak M., Wołajsza Z.: Analysis of the influence of magnetorheological damper on the airplane chassis loading during landing. ECOMAS, Lizbona, 2005
- [20] Bajkowski J., Constructional and Technological Problems in Designing of the Intelligent MR Damper. XIII Polish-Ukrainian Conference "CAD in Machinery Design"- Implementation and Educational Problems. Ed. Warsaw Univ. of Technology, Jurata, 2005 oraz Polsko Słowacka Konferencja Rożnów n/Radhostem, 2005
- [21] Bajkowski J. Analysis of Influence of Some Magnetorheological Damper Parameters on Energy Dissipation and Absorption Properties, Machine Dynamics Problems 2004, Vol. 28, No 3, pp. 9-15.
- [22] Bajkowski M., Analiza wpływu wybranych charakterystyk tłumika magnetoreologicznego na zmianę właściwości dynamicznych modelu obiektu specjalnego, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, 2006 Warszawa,
- [23] Bajkowski M., Parafiniak M., Sofonea M.: Symulacyjne i eksperymentalne badania wpływu temperatury na właściwości dynamiczne tłumika z cieczą magnetoreologiczną, XIV Konferencja nt. Metody i Środki Projektowania Wspomagane go Komputerowego, Warszawa 2003
- [24] Bajkowski M., Zalewski R., Improvement possibilities of structural and exploitation parameters f the special object by application of the smart magnetorheological damper, XI International conference Computer Simulation in Machine Design, COSIM 2006, Krynica Zdrój 2006,
- [25] Bajkowski M., Zalewski R., Application of magnetoreological damper in special object, XV French – Polish Seminar of Mechanics, 28.06.2007, Polytech’Lille – USTL, Villeneuve d’Ascq, France
- [26] Barroso L.R., Hunt S., Chase J. G., Application of magneto-rheological dampers for multi-level seismic hazard mitigation of hysteretic structures, 15<sup>th</sup> ASCE Engineering Mechanics Conference, June 2-5, Columbia University, New York 2002
- [27] Bashtovoi V.G., Bossis G , Kabachnikov D., Krakov M. and Volkova O., 2002. "Modelling of Magnetic Fluid Support ". Journal of Magn. Mat., 252, 315-317.
- [28] Bashtovoi V.G., Kabachnikov D.N., Bossis G. Damping of an elastic Beam using an MR suspension in the squeeze mode, Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [29] Bashtovoi V.G. Kabachnikov D.N., Kolobov, A.Y., Samoylov V.B., Vikoulenov A.V., Research of the dynamics of a magnetic fluid dynamic absorber, Journal of Magnetism and Magnetic Materials 252 (2002) s 213-314
- [30] Bashtovoi V.G., Lavrova O., Mitkova T., Polevikov V., Tobiska L., Flow and Energy dissipation in a magnetic fluid drop around a permanent magnet, Journal of Magnetism and magnetic Materials 289, 2005 s. 207-210.
- [31] Bellmunt O.G., Design, Modeling, Identification and Control of Mechatronic systems, Ph D thesis, Barcelona, February 2007,
- [32] Bica I., Damper with magnetorheological suspension, Journal of Magnetism and magnetic Materials 241, 2002 s. 196-200.

- [33] Bica I., Magnetorheological suspension based on mineral oil, iron and graphite micro particles, *Journal of Magnetism and magnetic Materials* 283, 2004 s. 335-343.
- [34] Bombard A.J.F., Joekes I.: Temperature effect on the magnetorheological properties of MRF-132LD suspension, *Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference on Electro-rheological Fluids And Magneto-Rheological Suspensions*, Honolulu, Hawaii 1999
- [35] Breese D.G., Gordaninejad F., Semi-Active, Fail-Safe Magneto-Rheological Fluid Dampers for Mountain Bicycles, *International J. Vehicle Design*, in press, 2003.
- [36] Butz T., von Stryk O., Modeling and Simulation of Electro- and Magnetorheological Fluid Dampers, *ZAMM* vol. 82 No. 1 pp. 3-20 , 2002
- [37] Carlson J.D. and Catanzarite D.M.. 1998. "Magnetorheological Fluid Devices and Process of Controlling Force in Exercise Equipment Utilizing Same,"US.Pat.#5,816,372.
- [38] Carlson J.D., What makes a good MR fluid?, Lord Corporation, 110 Lord Drive, Cary, North Carolina 27511, USA
- [39] Carlson J.D., Catanzarite D.M. and St.Clair K.A., Commercial Magnetorheological fluid devices, Lord Corporation, CN 27511 USA,
- [40] Carlson J.D., Low-cost MR Fluid Sponge Devices, *Proceedings of the 7th International Conference on ER Fluids and MR Suspensions* ,World Scientific Publishing Co.Pte.Ltd, 1999, Honolulu Hawaii.
- [41] Carlson, J. D., Matthis, W., Toscano, J. R., "Smart Prosthetics Based on Magnetorheological Fluids," *Proceedings of SPIE*, Vol. 4332, p. 308-316, 2001.
- [42] Carlson, J.D., and Weiss, K.D. (1994). "A growing attraction to magnetic fluids." *Machine Design*, Aug. 8, pp. 61–66
- [43] Choi S.B., Lee S.K., Park Y.P.:2000. A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magnetorheological damper. *Journal of Sound and Vibration*, 245(2), s. 375-383
- [44] Choi S.B., Choi Y.T.and Park D.W.. 2000."A Sliding Mode Control of a Full-Car Electrorheological Suspension System Via Hardware-in-the-Loop Simulation, " *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 122:114 -121.
- [45] Choi, Seung-Bok; Hong, Sung-Ryong; Sung, Kum-Gil; Sohn, Jung-Woo, Optimal control of structural vibrations using a mixed-mode magnetorheological fluid mount , *International Journal of Mechanical Sciences* ,Volume: 50, Issue: 3 March, 2008 pp. 559-568
- [46] Claracq J., Sarrazin J., Montfort J.P., Viscoelastic properties of magnetorheological fluids, *Rheologica Acta* (2004) vol. 43 s. 38–49
- [47] Constantinescu, V.N. (1995). *Laminar Viscous Flow*, New York: Springer.
- [48] Derski W., Ziemia S., *Analiza modeli reologicznych*, Warszawa PWN 1968
- [49] Dimock G. A., Lindler J. E., Wereley N. M.. Bingham Biplastic Analysis of Shear Thinning and Thickening in Magnetorheological Dampers. Norman M. Wereley, *SPIE, Smart Structures and Materials 2000: Smart Structures and Integrated Systems*, vol.3985, s. 444–455,Czerwiec 2000.
- [50] Dudziak B., Wybrane problemy projektowe związane z zastosowaniem cieczy magnetoreologicznych w amortyzatorach, XIV francusko – polskie seminarium mechaniki, Politechnika Warszawska, Warszawa 05.06.2006
- [51] Dudziak B., Zastosowanie cieczy sterownych w technice na przykładzie tłumika liniowego – problemy projektowe, rozdział w Monografii pod red. I. Malujdy, p.t.: „Kierunki projektowania i badania cech konstrukcyjnych elementów maszyn”, Poznań, grudzień 2006 s. 27-42
- [52] Dudziak B., Bajkowski J., Modelisation et etude de l'influence de la Grandeur de lumiere de la fissure de transfert du liquide sur les proprietes de la dissipation de l'energie d'un

- amortisseur magnéto-rhéologique, XIV francusko – polskie seminarium mechaniki, Politechnika Warszawska, Warszawa 05.06.2006
- [53] Dudziak B., Bajkowski J., Eksperymentalne badania własności dyssypacyjnych tłumika z cieczą magnéto-rhéologiczną, XXIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn Rzeszów-Przemysł 2007
- [54] Dudziak B., Bajkowski J., The analysis of properties of a shock absorber with magnéto-rhéological fluid during operation on the energy dissipation features, XII International Conference on Problems of Material Engineering, Mechanics and Design, 29-31 august, SLOVAKIA 2007,
- [55] Dudziak B., Analysis of a magnéto-rhéological damper with various crevice sizes, XV French – Polish Seminar of Mechanics, 28.06.2007, Polytech'Lille – USTL, Villeneuve d'Ascq, France
- [56] Dudziak B., Badanie tłumika z cieczą magnéto-rhéologiczną o zróżnicowanej wielkości szczeliny w głowicy, XVI Konferencja nt „METODY I ŚRODKI PROJEKTOWANIA WSPOMAGANEGO KOMPUTEROWO”, październik Naęczów 2007.
- [57] Dudziak, B., Bajkowski J., Zalewski R., Analiza i symulacje wybranych charakterystyk amortyzatora z cieczą MR w programie scilab, Ciechocinek 2008,)
- [58] Dudziak B., J. Bajkowski, R.Zalewski, Experimental research of a magnéto-rhéological damper with various crevices – modeling and simulations, XVI Francusko – Polskie Seminarium Mechaniki, Politechnika Warszawska, 15.05.2006 Warszawa,
- [59] Dogruoz M.B., Wang L., Gordaninejad F., Stipanovic A., J.: Augmenting Heat Transfer from Fail-safe Magnéto-rhéological Fluid Dampers Using Fins. Department of Mechanical Engineering, University of Nevada, Reno, NV 89557, USA, Department of Aerospace and Mechanical Engineering, University of Arizona, Tucson, AZ 85721, USA, Faculty of Chemistry, State University of New York, Syracuse, NY 13210, USA
- [60] Dyke S.J., Spencer B.F., Sain M.K. and Carlson J.D. 1998. "An Experimental Study of MR Dampers for Seismic Protection," *Smart Mater Struct* 7:693-703
- [61] Dyke S.J., Spencer Jr. B.F., Sain M.K., Carlson J.D.: Seismic response reduction using magnéto-rhéological dampers. Proceedings of IFAC World Congress, San Francisco, 1996
- [62] Dyke S.J., Spencer Jr. B.F., Sain M.K. and Carlson J.D. 1996. "Modeling and Control of Magnéto-rhéological Dampers for Seismic Response Reduction," *Smart Materials and Structures*, 5(5):565-575.
- [63] Dyke S.J., Acceleration feedback control strategies for active and semi-active control systems: modeling, algorithm development, and experimental verification, Department of Civil Engineering and Geological Sciences, Notre Dame, Indiana, July 1996
- [64] El-Wahed A.K., Sproston J.L. and Schleyer G.K. 1999. "A Comparison between Electrorhéological and Magnéto-rhéological Fluids Subjected to impulsive Loads," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 10:695-700.
- [65] Ericksen E.O., Gordaninejad F., A magnéto-rhéological fluid shock absorber for an off-road motorcycle, *International Journal of Vehicle Design*, Volume 33, Numbers 1-3 / 2003
- [66] Engineering note MRF-132DG Magnéto-Rhéological Fluid, Lord Materials division
- [67] Facey W.B., Rosenfeld N.C., Choi J.T., Wereley N.M., Design and testing of a compact magnéto-rhéological damper for impulsive loads, *International Journal of modern Physics B*, vol.19 Nos. 7,8&9 (2005) s. 1549-1555
- [68] Forte P., Paterno M., Rustighi E., A magnéto-rhéological fluid damper for rotor Application, *International Journal of Rotation Machinery*, vol. 10, 2004
- [69] Gandhi F., Chopra L. 1996. A Time-Domain Non-linear Viscoelastic Damper Model. *Smart Materials and Structures*, 5, pp.517-528.



- [70] Ganguly R., Sen S., Puri I. K., Heat transfer augmentation using a magnetic fluid under the influence of a line dipole, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 271 (2004) 63–73
- [71] Gavin H.P. (1997). The Effect of Particle Concentration Inhomogeneities on the Steady Flow of Electro- and Magneto-Rheological Materials." *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, Vol. 71,165-182.
- [72] Gavin H.P. Multi-duct ER Dampers, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2001
- [73] Gavin, H.P. (1998). Design method for high-force electrorheological dampers." *Smart Materials and Structures*, Vol. 7, No. 5, 664-673.
- [74] Gavin H.P., Hanson, R.D., and Filisko, F.E. (1996). Electrorheological dampers, Analysis and design." *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 63, No. 3, 669-675.
- [75] Gavin H.P., Hanson, R.D., and Filisko, F.E. (1996). Electrorheological dampers, testing and modeling." *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 63, No. 3, 676-682.
- [76] Gavin H., Hoagg J. and Mark Dobossy. Optimal Design of MR Dampers Department of CMI and Environmental Engineering, Duke University Durham, NC, USA,
- [77] Genc S. Synthesis and Properties of Magnetorheological (MR) Fluids. Praca doktorska, University of Pittsburgh, School of Engineering, 2002.
- [78] Giergiel M., Giergiel J.: 2005. Advanced modeling of vibratory machines. *Jour. Of the Theoretical and Applied Mechanics*. 43, 3, pp. 501-509, Warsaw 2005
- [79] Ginder J.M. and Davis L.C.. 1994."Shear Stresses in Magnetorheological Fluids: Role of Magnetic Saturation, "*Applied Phys .Lett.*,65(26):3410-3412
- [80] Ginder J.M., Phule P.P., Synthesis and properties of novel MRF having improved stability and redispersibility, *International Journal of Modern Physics B*, Vol. 13, Nos 14,15&16 (1999) 2019-2027,
- [81] Giuclea M., Sireteanu T., Stancioiu D., Stammers Ch.W., Modeling of magnetorheological damper dynamic behavior by genetic algorithms based inverse method, *Proceedings of the romanian academy, series a*, 2004
- [82] Giuclea M., Sireteanu T., Mitu A.M., Ghita G., Genetic algorithm for parameter identification of Bouc-Wen model, *Proceedings of the Romanian Academy Vol. A*, 2006, abstract
- [83] [108-1] Ghomshie, M., Tabandeh, N., Ghazavi, A., and Gordaninejad, F., "A Three-Dimensional Shape Memory Alloy/Elastomer Actuator," *Composites, Part B: Engineering* , Vol. 32B, No. 5, 2001, pp. 441-449, 2001
- [84] [403] Goncalves F.D., Characterizing the Behavior of magnetorheological Fluids at High Velocities and High Shear Rates, praca doktorska Virginia Polytechnic, Blacksburg, Virginia 2005
- [85] Gordaninejad, F. and Kelso, S. P., "Fail-Safe Magneto-Rheological Fluid Dampers for Off-Highway, High-Payload Vehicles," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 11, No. 5, pp. 395-406, 2000
- [86] Gordaninejad F., Sahdi M., Hansen B.C., Chang F.K..2002.: Magneto-Rheological Fluid Dampers for Control of Bridges. *J. of Int. Material Systems and Structures*. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [87] Gordaninejad F., Breese D.G.: Heating of magnetorheological fluid dampers an experimental study, *Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference on Electro Rheological Fluids And Magneto-Rheological Suspensions*, Honolulu, Hawaii 1999 pp.641 -651.
- [88] Gordaninejad, F., and Breese, D. G., "Heating of Magnetorheological Fluid Dampers," *Journal of Intelligent Materials, Systems and Structures*, Vol. 10, No. 8, Pp. 634-645, 1999.

- [89] Griffin M.J. and Wu X...1997. "A Semi-Active Control Policy to Reduce the Occurrence and Severity of End-stop Impacts in a Suspension Seat with an Electrorheological Fluid Damper, *Journal of Sound and Vibration* ,203(5):781 -793.
- [90] Griffin M.J. and Wu X.. 1998. "The Influence of End-Stop Buffer Characteristics on the Severity of Suspension Seat End-Stop impacts, *Journal of Sound and Vibration* 215(4):989-996.
- [91] Grzesikiewicz W., Knap L., Lassota W., Marzec Z., Identyfikacja modelu magnetoreologicznego tłumika drgań, IV Szkoła "Metody Aktywne Redukcji Drgań i Hałasu", Kraków-Krynica 1999 (s83-87)
- [92] Grzesikiewicz W., Makowski M., Symulacyjne badania drgań pojazdu ze sterowanymi tłumikami, *Mat. XVI Konf. Metody i Środki Projektowania Wspomagane Komputrowo*. s. 51
- [93] Grzesikiewicz W., Bajkowski J.: 1995: Z. Osiński: Tłumienie uderzeń za pomocą amortyzatorów z tarciem suchym *Mat.XVII Sympozjonu PKM, Naęczów*, Wyd. Politechnika Lubelska, s. 1-11,
- [94] Grzesikiewicz W., Bajkowski J., Wakulicz A., 2001: Description d'un non-lisse variationel probleme en rheology. *Mat.:VII Franco-Polonais Seminaire Scientifique en Mecanique*, Lilie,
- [95] Grzesikiewicz W., Bajkowski J., Hać: Coefficients de frottement sec dans le mouvement de translation et de rotation, *Mat.:7 eme Seminaire Franco-Polonais en Mechanique*,.06.2001, Lilie, Francja,
- [96] Grzesikiewicz W., Bajkowski J., 2001: Modelisation des elements elastiques de la suspension d'un vehicule a chenilles. *Mat: VII Franco-Polonais Seminaire Scientifique en Mecanique*, Lilie,
- [97] Grzesikiewicz W., Zbiciak A., Relacje konstytutywne uogólnionego modelu materiału Bingham. Sformułowanie i implementacja numeryczna, *Czasopismo Techniczne „Mechanika”*, z. 1 -M/2006 (rok 103), s. 121-129, Wiesław Grzesikiewicz,
- [98] Grzesikiewicz W., Bajkowski J., Influence de la temperature et la section de transfert du liquide sur les proprietes de dissipation d'energie de l'amortisseur magnetorheologicque, *XIC COLOQUE VIBRATINS CHOCS ET BRUIT, ECOLE CENTRALE DE LYON 69131 ECULLY*, 16,17, 18 Juin 2004,
- [99] Grzesikiewicz W., Bajkowski J., Modelisation des vibrations d'un vehicule avec les amortisseurs actifs , *XIC COLOQUE VIBRATINS CHOCS ET BRUIT, ECOLE CENTRALE DE LYON 69131 ECULLY*, 16,17, 18 Juin 2004,
- [100] Haake G.S.: *Reologia. Podstawy i zastosowania*. Ośr. Wydawnictw Naukowych PAN, Poznań, 1998.
- [101] Hiemenz G. and Wereley N..1999. "Seismic Response of Civil Structures Utilizing Semi-active MR and ER Bracing Systems,"*Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 10:646 -651.
- [102] Hitchcock, G. H., Gordaninejad, F. and Wang, X., "A New By-Pass, Fail-Safe, Magneto-Rheological Fluid Damper," *Proceedings of SPIE Conference on Smart Materials and Structures*, San Diego, March 2002
- [103] Hong S-R, Wang G., Hu W., Wereley N.M., Liquid spring shock absorber with controllable magnetorheological damping, *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineering Part D, Automobile Engineering*, Vol. 220, 2006
- [104] Holnicki-Szulc J., Kotakowski, P.: 1998, Sensitivity Analysis of Truss Structures - Virtual Distortion Method Approach, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol.43, issue 6, pp.1085-1108.



- [105] Holnicki-Szulc J.K., Wikło M., Optimal design of adaptive structures: Part I. Remodeling for impact reception, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Issue Volume 37, Number 3 / January, 2009, strony 305-318,
- [106] Holnicki-Szulc J.K., Wikło M., Optimal design of adaptive structures Part II. Adaptation to impact loads, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Issue Volume 37, Number 4 / January, 2009, strony 351-366,
- [107] Holnicki-Szulc J.K., *Smart Technologies for Safety Engineering*, Książka, Wiley, ISBN: 978-0-470-05846-6, 350 stron, 2008
- [108] Holnicki-Szulc J.K., Mikułowski G.M., Fast controller and control algorithms for MR based Adaptive Impact Absorbers - force based control, *Machine Dynamics Problems* Vol. 30 No. 2 Warsaw 2006: Publishing House of Warsaw University of Technology pp 113-122,
- [109] Holnicki-Szulc J.K., Orłowska A.M., Mróz A., Semi-active Damping of Vibrations. Prestress Accumulation-Release Strategy Development, *International Conference on Noise & Vibration Engineering*, 18-20 September, 2006, Leuven,
- [110] Homik W., Zastosowanie cieczy reologicznych w technice, a w szczególności w tłumieniu drgań mechanicznych, *Przegląd Mechaniczny* 10/2006,
- [111] Hu W., Development of magnetorheological Fluid electrometric dampers For helicopter stability augmentation, University of Maryland, 2005
- [112] Jabbari F., Bobrow J. E., Vibration Suppression with resettable device, *Journal of Engineering Mechanics* , September 2002 , s. 918-924
- [113] Jinung An, Dong-soo Kwon, Modeling of a Magnetorheological Actuator Including Magnetic Hysteresis
- [114] Jeon D., Park C., Park K., Vibration Suppression by controlling an MR Damper, *International Journal of Modern Physics B*, vol. 13 (1999) 2221-2228
- [115] Jolly M.R., Bender J.W., Carlson J.D.: Properties and application of commercial magnetorheological fluids, Lord Corporation, 110 Lord Drive, Cary, NC 27511, USA
- [116] Jolly M.R., Carlson J.D., and Munoz B.C..1996b."A Model of the Behavior of Magnetorheological Materials,*Smart Mater. Structures* ,vol.5 s.607-614.
- [117] Jolly M.R., Bender J.W., Mathers R.T. Indirect measurements of microstructure development in magnetorheological fluids, *Int. Journal of modern Physics B*, vol. 13, 1999
- [118] Kaleta J.Z., Lewandowski D., Inelastic properties of magnetorheological composites: I. Fabrication, experimental tests, cyclic shear properties, *Smart Materials Structures* 2007 vol. 16, s. 1948-1953,
- [119] Kaleta J.Z., Lewandowski D., Ziętek G., Inelastic properties of magnetorheological composites: II. Model, identification of parameters, *Smart Materials and Structures* 2007 vol. 16 s. 1954-1960,
- [120] Kaleta J.Z., Gasperowicz A.Z., Zając P., Badanie własności cyklicznych izotopowych kompozytów magnetoreologicznych, *Zmęczenie i mechanika pękania. Materiały XXI Symposium Zmęczenie i Mechanika Pękania*, Bydgoszcz, Wydaw. Uczelniane ATR 2006, 131-138, 2006,
- [121] Kamath,G., Hurt M., Wereley N., Analysis and Testing of Bingham Plastic Behavior in Semi-Active Electrorheological Fluid Dampers, *Smart Materials and Structures* 5(5):576 -590, 1996
- [122] Kavlicoglu B. M., Gordaninejad F., Evrensel C. A., Cobanoglu N., Liu Y., Fuchs A., A high-torque magneto-rheological fluid clutch, *Proceedings of SPIE Conference on Smart Materials and Structures*, San Diego, March 2002.

- [123] B. M. Kavlicoglu B.M., Saïidi M., Gordaninejad F., Fatigue response of a new graphite/epoxy-concrete girder, ASCE Journal of Structural Engineering, in press, 2002.
- [124] Kavlicoglu, B. M., Gordaninejad, F., Saïidi, M., and Jiang, Y., "Analysis and Testing of Graphite/Epoxy Concrete Bridge Girders under Static Loading, Proceedings of Conference on Retrofit and Repair of Bridges, London, England, July 2001.
- [125] Kelso S.P., Blankship R. Henderson B.K., .2001.: Precision Controlled Actuation and Vibration Isolation Utilizing MR Fluid Technology. American Institute of Aeronautics and Astronautics. 4568
- [126] Kembłowski W., Inżynieria chemiczna, Reometria płynów nienewtonowskich, WNT, Warszawa 1973
- [127] Kim K., Lee J., Jeon D., 1999. "Vibration Suppression of an MR Fluid Damper System with Frequency Shaped LQ Control," In: Proceedings of the 7th International Conference on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions, Honolulu, Hawaii. July 19 -23, pp.648 -656.
- [128] Kirkpatrick S., Gelatt C.D. Jr., Vecchi M.P., Optimization by simulated Annealing, Science, Volume 220 Number 4598
- [129] Kordonsky W. Static Yield Stress in magnetorheological fluid, . Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [130] Kordonski W.I. Golini D., Fundamentals of magnetorheological fluid utilization in high precision finishing, Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [131] Korobko E.V., Mansurov V.A., Kaberdina E.B., Rheological behavior of electrosensitive fluids under normal or shear stress, International Journal of Applied mechanics and engineering, 2008, vol. 13 no.1 pp 145-153
- [132] Krakov M.S. and Zelikovskaya A.S.. 1995. "Influence of Fins on Heat Transfer in a Channel with Magnetic Fluid Coating, Journal of Magnetism and Magnetic Materials 149:122 -124.
- [133] Krakov M.S. 1999."Influence of Rheological Properties of Magnetic Fluid on Damping Ability of Magnetic Fluid on Damping Ability of Magnetic Fluid Shock-Absorber, Journal of Magnetism and Magnetic Materials 201:368 -371.
- [134] Kromulski J., Kaźmierczak H., Damping of vibrations with using magnetorheological Fluid Devices, Journal of Research and Application in Agricultural Engineering, 2006 vol. 51(3),
- [135] Khusid B., Acros. A., Khodorkovsky , Beltran M... "Electrorheological Squeeze-Flow Shock Absorber, "In: Proceedings of the 6th International Conference on Electrorheological Fluids Magnetorheological Suspensions and Their Applications, Yonezawa, 1997, Japan.,pp.705 -712.
- [136] Kwok N. M., Ha Q. P., Nguyen M. T., Li J., Samali B., Bouc-Wen model parameter identification for a MR fluid damper using computationally efficient GA, ISA transactions, 2007, vol. 46, n<sup>o</sup>2, pp. 167-179
- [137] Lee U., Kim D., Jeon D.: Design analysis and experimental evaluation of an ER and MR clutch. Journal of Intelligent Materials and Structures. 1999.
- [138] Lee Y. and Jeon D.Y.: A Study on The Vibration Attenuation of a Driver Seat Using an MR Fluid Damper. . J. of Int. Material Systems and Structures, Vol.13/2002, Sage Publications.
- [139] Lee H.S. and Choi S.B.. 2000."Control and Response Characteristics of a Magneto-Rheological Fluid Damper for Passenger Vehicles, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 11:80 -87.

- [140] Lewandowski D., Właściwości tłumiące kompozytów magnetoreologicznych. Badania, modele, identyfikacja, Praca doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2005
- [141] Lewandowski K., Jedynek M., Simulated Annealing – 30 lat później, czyli jak daleko nam do myślących maszyn,
- [142] Li W. Rheology of MR Fluids and MR Damper Dynamic Response: Experimental and Modeling Approaches. Praca doktorska, School of Mechanical and Production Engineering, 2000.
- [143] Li W.H., Chen G., Yeo S.H. Du H., Experimental investigation of creep and recovery behaviors of MRF, Materials Science and Engineering A333 2002, s 368-376
- [144] Li W.H., Yao G.Z., Chen G., Yeo S.H. and Yap F.F.. (2000). Testing and steady state modeling of a linear MR damper under sinusoidal loading." Smart Materials and Structures, Vol. 9, No. 1, 95-102.
- [145] Li W.H., Rheology of MR Fluids and MR Damper Dynamic Response: Experimental and Modeling Approaches. Praca doktorska, School of Mechanical and Production Engineering, 2000.
- [146] Liu, Y., Gordaninejad, F., Evrensel, C. A., Hitchcock, G., Wang, X., "Variable Structure System Based Fuzzy Logic Control of Bridge Vibration Using Fail-Safe Magneto-Rheological Fluid Dampers," Proceedings of SPIE Conference on Smart Materials and Structures, San Diego, March 2002
- [147] Lopez-Lopez M.T, Vertelov G, Bossis G., Kuzhir P., Duran J.DG., New magnetorheological fluids based on magnetic fibers, Journal of Materials Chemistry 2007 No. 17 s. 3839-3844
- [148] Lord Corporation. 1999 "Rotary Brake MRB-2107-3," Product Bulletin.
- [149] Lord Corporation 1999 „Designing with MR Fluids”, Engineering note,
- [150] Lord Corporation MRF for Automotive Damping Systems, Presentation to the Suspension and Damping Conference,
- [151] LORD Materials Business Unit, “Dr. Dave's Do-It-Yourself Guide to Making MR Fluid Using Household Ingredients,” Information, June 2004,
- [152] LORD Materials Business Unit, “Magnetic Circuit Design,” Engineering Note, November 1999
- [153] LORD Materials Business Unit, “What is the Difference between MR and ER Fluid” Presentation, May 2002
- [154] LORD Materials Business Unit, MR Valve Configurations, Engineering Note, June 2001
- [155] Lord Corporation, Materials Division. MR Damper RD–1003–5, Product Bulletin, 2003.
- [156] Lord Corporation, MRF-132DG Magneto-Rheological Fluid, technical note 05/2006
- [157] Lord Corporation , Smart technology for smart engineers, MR technology workshop, 2006
- [158] Ławniczak A., Milecki A., Ciecze elektro- i magnetoreologiczne oraz ich zastosowania w technice, WPP, Poznań 1999
- [159] Ławniczak A., Milecki A., Pastwa M.: Możliwości wykorzystania cieczy magnetycznych w hydraulice. Maszyny Górnicze. Nr70, 1997
- [160] Ławniczak A., Milecki A., Myszkowski A., Sędziak D.: Tłumiki z cieczami magnetoreologicznymi Maszyny Górnicze, Nr76 1998
- [161] Ławniczak A., Selected dynamics properties of magnetorheological oscillation dampers. Proceedings of colloquium "Dynamics of Machines'99", Prague, 1999.
- [162] Milecki A., 1998. "Analysis of Magnetorheological Fluid Damper Application in Electrohydraulic Servo Drive." In: Proceedings of Conference Engineering Mechanics '98, Srvtka, Czech Republic, 11-14 May.

- [163] Ma, F., Zhang, H., Bockstedte, A., Foliente, G.C. and Paevere, P., Parameter analysis of the differential model of hysteresis. *ASME J Appl Mech.* v71. 342-349
- [164] Makowski M., Knap L., Pokorski J., *Badania i modelowanie drgań układu wyposażonego w sterowany tłumik magnetoreologiczny, Modelowanie inżynierskie, Gliwice 2006, vol 32 s.361-368*
- [165] Mazlan, S.A., Ekreem N.B., Olabi A.G., the performance of magnetorheological fluid in squeeze mode, *Smart materials and Structures* vol. 16, 2007, s. 1678-1682,
- [166] Milecki A. Investigation of Dynamic Properties and Control Method Influences on MR Fluid Dampers 'Performance. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures.* Vol. 13/2002, Sage Publications.
- [167] Milecki A., Investigation and control of magneto-rheological fluid dampers, *International Journal of Machine Tools & manufacture* 41 (2001) 379-391
- [168] Milecki A, *Linowe serwonapędy elektrohydrauliczne, modelowanie i sterowanie, WPP, Poznań 2003*
- [169] Milecki A. Modeling of Magneto-Rheological Shock Absorbers, *Archiwum Technologii Maszyn i Automatykacji* Vol.24 nr 1 , Poznań 2004
- [170] Milecki A. Podstawy projektowania urządzeń z cieczami magnetoreologicznymi, *Przegląd Mechaniczny* nr 2/2005, Warszawa 2005
- [171] Milecki A. Design and investigations of linear magneto-rheological fluid dampers, *Note of Institute of Mechanical Technology, Poznań University of Technology ,*
- [172] Milecki A. Design and investigations of rotary magneto-rheological fluid dampers, *Note of Institute of Mechanical Technology, Poznań University of Technology ,*
- [173] Milecki A., Oscillation reduction by using magneto-rheological fluid dampers, *Note of Institute of Mechanical Technology, Poznań University of Technology,*
- [174] Mcmanus S. J.; St. Clair K. A.; Boileau P. É.; Boutin J.; Rakheja S. Evaluation of vibration and shock attenuation performance of a suspension seat with a semi-active magnetorheological fluid damper, *Journal of sound and vibration* volume: 253, issue: 1, may 23, 2002, pp. 313-327
- [175] AS. Mokhtar, EJ. Abdullah, NM Adam, AR. Abu Talib, NA. Abdul Jalil, R. Zahari, WMI. Hassan & ZA. Zulkefli (Eds.) *Proceedings World Engineering Congress 2007* (pp. 51-61), Penang Malaysia.
- [176] Muc A., Barski M., *Ciecze magnetoreologiczne i ich zastosowania praktyczne, Czasopismo techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 1/2007.*
- [177] Myszkowski A., *Konstrukcja I Badania Hamulca Wahadłowego Z Cieczą Magnetoreologiczną, Archiwum Technologii Maszyn I Automatykacji* Vol. 27 Nr 2 ,Poznań 2007
- [178] Nam Y.J., Park M.K., Electromagnetic design of a Magnetorheological damper, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2008
- [179] Nishiyama H., Oyama T., Damping characteristics of MR fluid in low magnetic Fields, *Proceedings of the 7th International Conference on ER Fluids and MR Suspensions, Wortl Scientific Publishing Co. Pte. Ltd, Honolulu, Hawaii.*
- [180] Norris J.A. Behavior of Magneto-Rheological Fluids Subject to Impact and Shock Loading, *Virginia Polytechnic, Blacksburg, Virginia 2003*
- [181] Norris J.A., Ahmadian M., Behavior of magneto-rheological fluids subject to impact and shock loading, *Proceedings of IMCE'03, Washington D.C., 2003*
- [182] Norris J.A., Ahmadian M., Experimental analysis of magnetorheological dampers when subjected to impact and shock loading, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation* 13 (2008) 1978–1985
- [183] Nyawako D., Reynolds P., Technologies for mitigation of human –induced Vibrations in civil engineering structures, *The Shock and Vibration Digest, Vol. 39 no.6, 2007*



- [184] Ochoński W.: Budowa uszczelnień z cieczą ferromagnetyczną *Przegląd Mechaniczny*, Nr 8, 1989.
- [185] Pang L., Kamath G.M. and Wereley N.M.. 1998. "Analysis and Testing of a Linear Stroke Magneto-rheological Damper ", In: Proc.39th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics ,and Materials Conference and Exhibit and AIAA /ASME/AHS Adaptive Structures Forum -PART 4, pp.2841 -2856.
- [186] Park Ch. and Jeon D..2002.:Semiactive Vibration Control of a Smart Seat with an MR Fluid Damper Considering Its Time Delay. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [187] Pietrzakowski M., A design of piezoelectric vibration absorber with the capacitive adjustment, *Task Quarterly*, 6, no 3, 2002, 363-369
- [188] Pietrzakowski M., Composites with piezoceramic fibers and interdigitated electrodes in vibration control, *Mechanika, kwartalnik Akademii Górniczo-Hutniczej*, 22 (3), 2003, 375-380
- [189] Pietrzakowski M., Wpływ rozmieszczenia włókien piezoelektrycznych na aktywne tłumienie drgań płyt laminowanych, *Czasopismo Techniczne, Mechanika*, 5, 2004, 293-301
- [190] Pietrzakowski M., Dynamic effects of material damping in active laminates reinforced with piezoceramic fibers, *Engineering Transactions*, 54, 3, 2006, 223-231
- [191] Pietrzakowski M., Active control of plates using functionally graded piezocomposite layers, *Mechanics and Mechanical Engineering*, vol. 10, (1), 2006, 117-126
- [192] Pietrzakowski M, Vibration control of functionally graded piezoelectric plates, *Mechanics Quarterly*, vol. 26, (4), 2007, 187-192
- [193] Pietrzakowski M., Active damping of beams by piezoelectric system: effects of bonding layer properties, *International Journal of Solids and Structures*, 38, 2001, 7885-7897
- [194] Poynor J.C., Innovative Designs for Magneto-Rheological Dampers, master thesis Virginia Polytechnic, Blacksburg, Virginia August 7, 2001
- [195] Rabinow J. 1951. "Magnetic Fluid Torque and Force Transmitting Device," US Patent 22575360.
- [196] Rabinow J. 1948. "The Magnetic Fluid Clutch, *AIEE Trans* .,67, (Part 11):1308 -1315.
- [197] Rashid M.M., Hussain M.A., Rahim N. Abd., Application of magnetorheological damper for car suspension Control, *Journal of applied Sciences* 6(4) 933-938, 2006
- [198] Rymarz Cz., *Mechanika ośrodków ciągłych*, PWN, Warszawa 1993
- [199] Sain P. M., Sain M.K., Spencer B.F., Models for hysteresis and application to structural control, *Proceedings of the American Control Conference Albuquerque, New Mexico June 1997*,
- [200] Sapiński B., *Magnetorheological dampers in vibration control*, AGH University of Science and Technology Press, Cracow 2006
- [201] Sapiński B., Linearized Characterization of a magnetorheological fluid damper, *Mechanics Vol. 24*, AGH, 2005
- [202] Sapiński B., Martynowicz P., Experimental study of vibration control in a two-degree-of-freedom pitch-plane model of a magnetorheological vehicle suspension, *Mechanics* 26 (2007), 60-70
- [203] Sapiński B., Martynowicz P., Experimental study of vibration control in a 3 dof pitch-plane model of an mr vehicle suspension, *Mechanics* 26 (2007), 117-124
- [204] Sapiński B., Snamina J., Cable - MR damper system motion in transients, *Mechanics* 26 (2007), 22-29
- [205] Sapiński B., Maślanka M., Snamina J., Analiza eksperymentalna właściwości dynamicznych układu redukcji drgań liny z tłumikiem magnetoreologicznym, *Czasopismo Techniczne WPK*, nr 1/2008 s.204-212

- [206] Sapiński B., Rosół M., MR damper performance for shock isolation, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 45, 1, pp. 133-145, Warsaw 2007
- [207] Sapiński B., Snamina J., Maślanka M., Rosół M., Facility for testing of magnetorheological damping systems for cable Vibrations, *Mechanics* vol. 25/3 , AGH, Kraków 2006
- [208] See.H, Magneto-rheological Suspensions – Physical Mechanism and Modeling, *Journal of the Society of Rheology*, Japan 2003 No.5 297-303,
- [209] See H., Towards an Understanding of the Rheological Response and Microstructure of Electro-Rheological Fluids and Concentrated Particulate Suspensions, *Journal of the Society of Rheology*, Japan Vol.30, No.5, 259-268 (2002)
- [210] Simmons D.E. Experimental Evaluation of Semiactive Magnetorheological Primary Suspensions for Heavy Truck Applications, M.Sc. thesis, September 7, 1998 Blacksburg, Virginia
- [211] Sims N., Peel S., Stanway R., Johnson A. and Bullough W.. 2000. "The Electrorheological Long-stroke Damper, A New Modeling Technique with Experimental Validation, *Journal of Sound and Vibration* 229(2):207 -227.
- [212] Song J., Der Kiureghian A., Generalized Bouc-Wen model for highly asymmetric hysteresis, *Journal of Engineering Mechanics* © ASCE / June 2006, s. 610-618
- [213] Songjing L., Guanghai W., Dong Ch., Songying L., New type relief valve using magneto-rheological fluid, 5th International Conf. Fluid Power Transmission and Control, 2001
- [214] Sówka E., Babski K., Leonowicz M., Bajkowski, J., Zalewski, R., Magnetic and rheological properties of materials used in magnetorheological devices, *Inżynieria Materiałowa* 2007, Vol. 28, nr 3-4, s. 334--338
- [215] Spencer Jr., B. F.: Recent trends in vibration control in the U.S.A. In *Proceedings of the 3rd International Conference on Motion and Vibration Control*, Vol. 2, Chiba, Japan, 1-6 September 1996, K1-K6.
- [216] Spencer Jr.B.F., Dyke S.J., Sain M.K., Carlson J.D..1996. "Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper," *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, March 10.
- [217] Spencer B.F. Jr., Yang G., Carlson J.D. Sain M.K.: "Smart" dampers for seismic protection of structures: a full scale study *Proceedings of Second World Conf. On Structural Control*. Kyoto, Japan, 1998.
- [218] Sproston J.L., Rigby S.G., Williams E.W., Stanway R.A., 1994. "A Numerical Simulation of Electrorheological Fluids in Oscillatory Compressive Squeeze-Flow, *Journal of Physics D : Applied Physics* 27:338 -343.
- [219] Stanway R., Sproston J. and El-Wahed A.. 1996. "Application of Electrorheological Fluids in Vibration Control: A Survey," *Smart Materials and Structures* 5(4):464 -482.
- [220] Takimoto J., Takeda H., Masubuchi Y., Koyama K., Stress rectification in MRF under tilted magnetic field, *International Journal of Modern Physics B*, vol. 13. Nos. 14, 15 & 16 (1999) 2028-2035,
- [221] Tang X., Zhang X, Tao R., Flexible Fixture Device with magneto-rheological Fluids, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [222] Tang X., Zhang X, Tao R., Enhance the Yield stress of magnetorheological fluids, *Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference on Electro-rheological Fluids and Magnetorheological Suspensions*, Honolulu, Hawaii, 1999
- [223] Tylikowski A.2001:Effects of piezo-actuator delamination on the dynamic characteristics of vibration control systems, *Int. J. Solids and Structures*, Vol. 38, No 10-13, s.2189-2202.
- [224] Tylikowski A., *Konstrukcje inteligentne*, *Przegląd Mechaniczny*, Vol. 55(1996), No 16, s.21-23.

- [225] Tylikowski A., Konstrukcje inteligentne, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, Vol. 35(1997), s.991-1002.
- [226] Tylikowski A., Zastosowanie materiałów elektoreologicznych do półaktywnego tłumienia drgań, *Zesz. Nauk. Katedry Mechaniki Stosowanej Pol. Sl., Zesz. 6(1998)*, s.353-358.
- [227] Tylikowski A., Inteligentne Materiały i Konstrukcje, *Przegląd Techniczny*, LVII, 20, 1998, s.17-23.
- [228] Tylikowski A., Simulation examination of active and semi-active damping of structural vibrations, *Zesz. Nauk. Pol. Rzesz., 174, Mechanika z. 52, 1999*, s.357-362.
- [229] Tylikowski A., Półaktywne i aktywne piezoelektryczne tłumiki drgań płyt kołowych i pierścieniowych, *Zeszyty Naukowe Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy*, Nr 221, *Mechanika 44, 1999*, s.21-28.
- [230] Tylikowski A., A study of segmentation of distributed piezoelectric sectorial actuators in annular plates, *Proceedings of the IUTAM Symposium on Smart Structures and Structronic Systems*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2001, s.197-204.
- [231] Tylikowski A., Active damping of parametric vibrations of mechanical distributed systems, [in:] K. Watanabe, and F. Ziegler (Eds.) *IUTAM Symposium on Dynamics of Advanced Materials and Smart Structures*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2003, 409-418.
- [232] Tylikowski A., Inteligentne materiały i konstrukcje, XIV Konferencja "Metody i Środki Projektowania Wspomagane Komputernie", Politechnika Warszawska, Instytut Podstaw Budowy Maszyn, Zbiór Referatów, 2003, Warszawa, str. 33-44.
- [233] Vavreck A.N., Single stage magnetorheological damper parameter estimation, *Smart materials and structures* vol. 11. 2002, s. 596-598
- [234] Wang J., Meng G., Magnetorheological fluid devices: principles, characteristics and applications in mechanical engineering,
- [235] Wang X. and Gordaninejad F., Lyapunov-Based Control of a bridge using magnetorheological fluid dampers, *Journal of intelligent material systems and structures*, vol. 13 2002
- [236] Wang X. and Gordaninejad F., Study of MRF at high shear rates, *Rheological Acta* (200) 45, s. 899-908
- [237] Wang, X. and Gordaninejad, F., "Dynamic Modeling of Semi-Active ER/MR Fluid Dampers," *Damping and Isolation, Proceedings of SPIE Conference on Smart Materials and Structures*, Ed. Daniel J. Inman, Vol. 4331, pp. 82-91, 2001.
- [238] Wang, X., and Gordaninejad, F., "Flow Analysis of Field-Controllable, Electro- and Magneto-Rheological Fluids Using Herschel-Bulkley Model," *Journal of Intelligent Materials, Systems and Structures*, Vol. 10, No. 8, Pp. 601- 608, 1999.
- [239] Wang X, Gordaninejad F., Herschel-Bulkley Analysis of Electro- and Magneto-Rheological Controllable Fluids in Flow Mode. R. Tao, , *Proceedings of the 7th International Conference on Electro-Rheological Fluids and Magneto-Rheological Suspensions*, strony 568–578. World Scientific, 1999.
- [240] Wereley N.M., Lindler J. and Choi Y.T., Rosenfeld N., 2004. "Biviscous Damping Behavior in Electrorheological Shock Absorbers," *Smart Materials and Structures*, 2004, vol. 13, n<sup>o</sup>4, pp. 743-752
- [241] Wereley N.M., Pang L., Nondimensional analysis of semi-active electrorheological and magnetorheological dampers using approximate parallel plate models , *Smart Materials and Structures*.vol.7 (5) 1998, s. 732 – 743
- [242] Winslow W.: Electrorheological coupling. *Journal Applied Physics*. Nr20, 1949.
- [243] Winslow W.: 1949. Magnetorheological coupling. *Journal Applied Physics*. Nr21,.



- [244] Wu Ch. , Research and developmnet of magnetorheological damper, praca doktorska, Department of Civil engineering, National Cheng Kung University, Tainan, Taiwan, 2007
- [245] Wu W., Theoretical and experimental study on cable vibration reduction with a tmd-mr damper, praca doktorska Louisiana State University, 2006
- [246] Yamamoto H. and Nakano M.. 1999. "Dynamic Viscoelasticity and its Mechanical Model of an MR Suspension in Oscillatory Slit Flow Mode," In: Proceedings of the 7th International Conference on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions, Honolulu, Hawaii, July 19-23, pp.665 -673.
- [247] Yang G., Large-Scale Magnetorheological Fluid Damper for Vibration Mitigation: Modeling, Testing and Control. Praca doktorska, Graduate School of the University of Notre Dame, 2001.
- [248] Young-Tai Choi and Wereley N.M.: Comparative Analysis of the Time Response of electrorheological and Magnetorheological Dampers Using Nondimensional Parameters, Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [249] Shen Yuliang, Yang Shaopu, Pan Cunzhi, Experimental Research of Magneto-rheological Fluid Clutch, China 2005
- [250] Zalewski R., Analiza właściwości mechanicznych struktur utworzonych z granulatów umieszczonych w przestrzeni z podciśnieniem, Rozprawa Doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2005.
- [251] Jerzy Bajkowski, Robert Zalewski, Chosen problems connected with modeling of thermic problems in dissipation and absorption of energy in the magnetorheological damper, Proceeding of the XIV Ukrainian-Polish Conference on „CAD in Machinery Design”, pp. 10-16, Polyana, Ukraine May 22-23, 2006.
- [252] Zalewski R., Bajkowski J., Analogie i różnice właściwości cieczy magnetoreologicznych oraz granulatów umieszczonych w przestrzeni z podciśnieniem, Modelowanie inżynierskie 36, s. 313-320, Gliwice 2008
- [253] Zhou Y.F. Chen H.L., Study on damping properties of magnetorheological damper, Frontier Mechanic Engineer China, 2006, vol. 4. s. 452-455,

#### STRONY INTERNETOWE:

- [254] Mat. Katalogowe firmy „Lord Corporation' : <http://www.lord.com/>
- [255] Controlled Damping Applying Rheological Materials, Felix Weber, Structural Engineering Research Laboratory, Swiss Federal Laboratories for Materials Testing and Research, Switzerland, [www.empa.ch/abt116](http://www.empa.ch/abt116)
- [256] Materiały katalogowe firmy „Liquids Research Limited, <http://www.liquidsresearch.com/>
- [257] Materiały katalogowe firmy „Ferrotec, <http://www.ferrotec.com/>
- [258] [www.sciab.org](http://www.sciab.org) - strona internetowa producenta oprogramowania Scilab
- [259] <http://www.qedmrf.com/>
- [260] <http://delphi.com/>
- [261] <http://www.gm-press.com>
- [262] [http://www.sciencentral.com/articles/view.php3?type=article&article\\_id=218392121](http://www.sciencentral.com/articles/view.php3?type=article&article_id=218392121)

**POLITECHNIKA WARSZAWSKA**  
**Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych**

**ROZPRAWA DOKTORSKA**  
**ZAŁĄCZNIK DO PRACY**

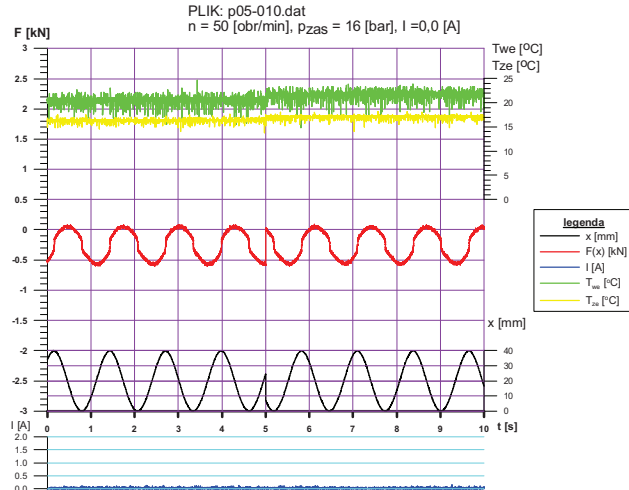
mgr inż. Bartłomiej Dudziak

**Modelowanie i analiza wybranych procesów dyssypacyjnych w pracy**  
 **tłumika z cieczą magnetoreologiczną**

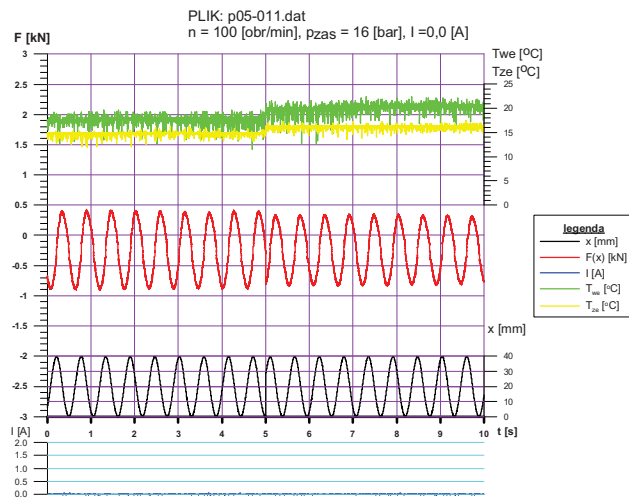
Promotor  
Prof. dr hab. inż. J. Bajkowski

Warszawa, 2009

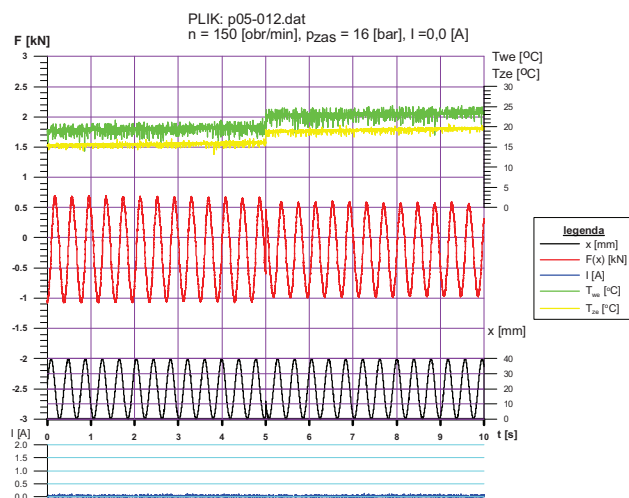
\*\*\*\*\* Dane źródłowe: szczelina h=0,5 [mm] \*\*\*\*\*



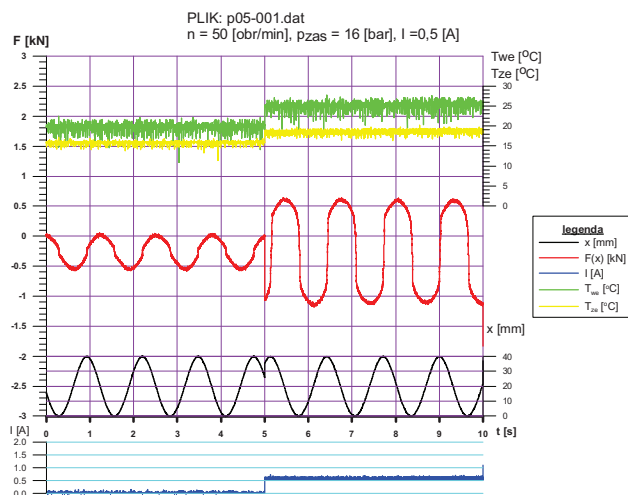
Rys. 1. Wykres siły F[kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu n = 50 [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego I = 0,0 [A]



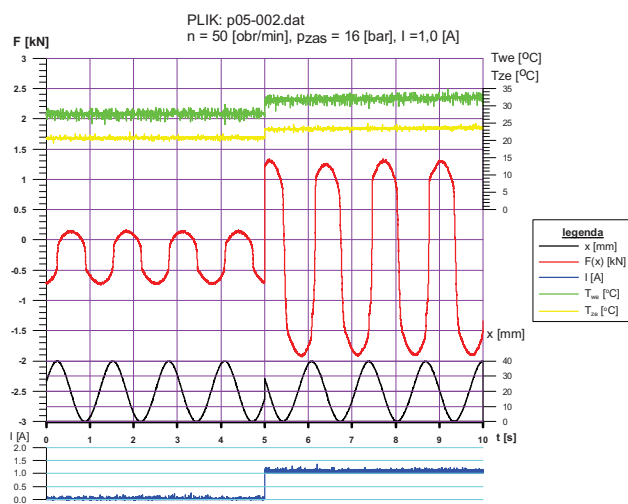
Rys. 2. Wykres siły F[kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu n = 100 [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego I = 0,0 [A]



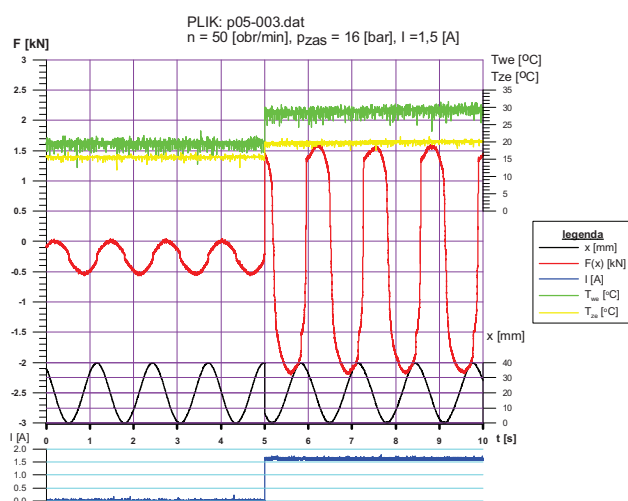
Rys. 3. Wykres siły F[kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu n = 150 [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego I = 0,0 [A]



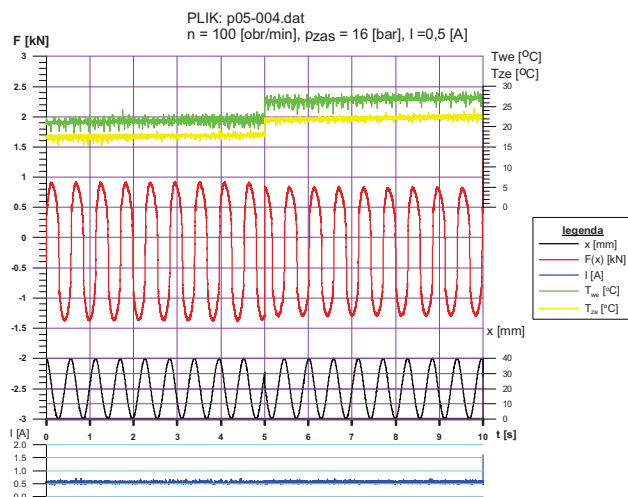
Rys. 4. Wykres siły F[kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 50$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 0,5$  [A]



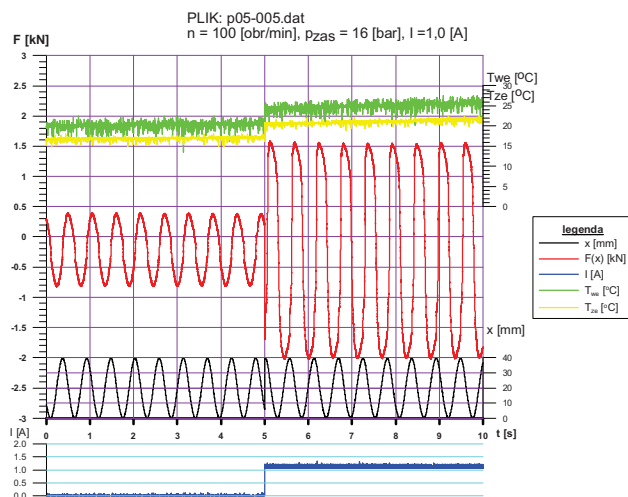
Rys. 5. Wykres siły F[kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 50$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,0$  [A]



Rys. 6. Wykres siły F[kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 50$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,5$  [A]



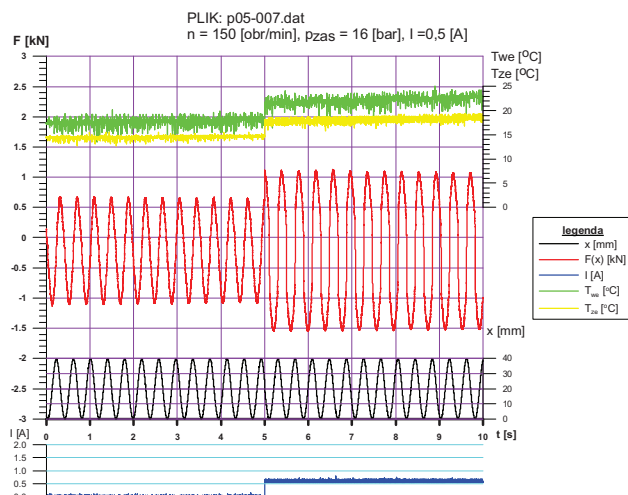
Rys. 7. Wykres siły  $F$ [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 100$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 0,5$  [A]



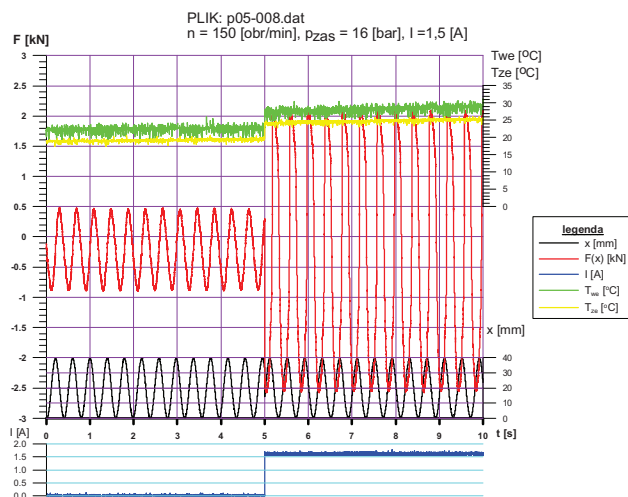
Rys. 8. Wykres siły  $F$ [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 100$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,0$  [A]



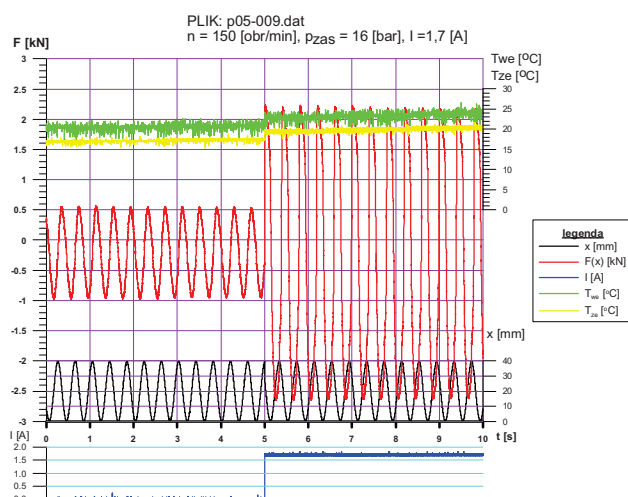
Rys. 9. Wykres siły  $F$ [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 100$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,5$  [A]



Rys. 10. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 150$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 0,5$  [A]

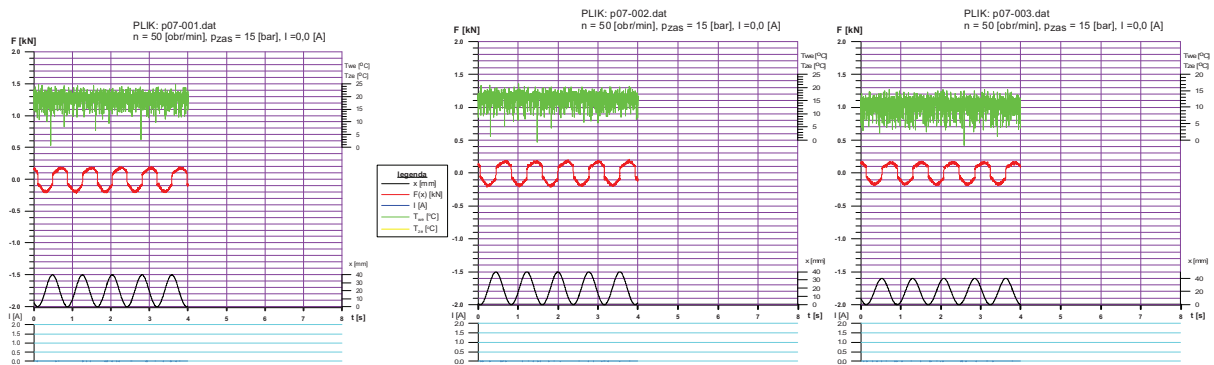


Rys. 11. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 150$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,5$  [A]

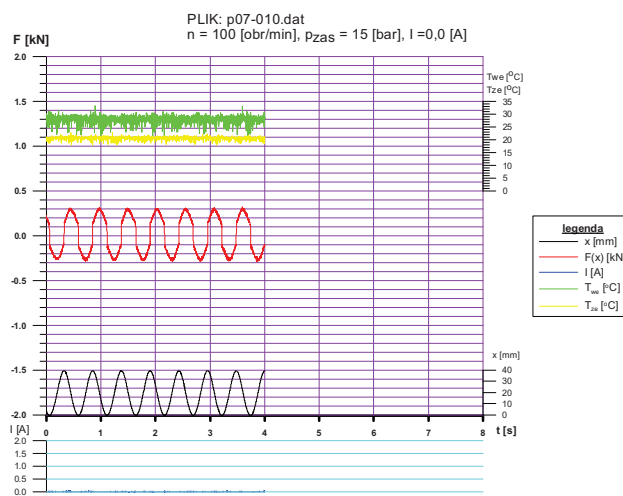


Rys. 12. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 150$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,7$  [A]

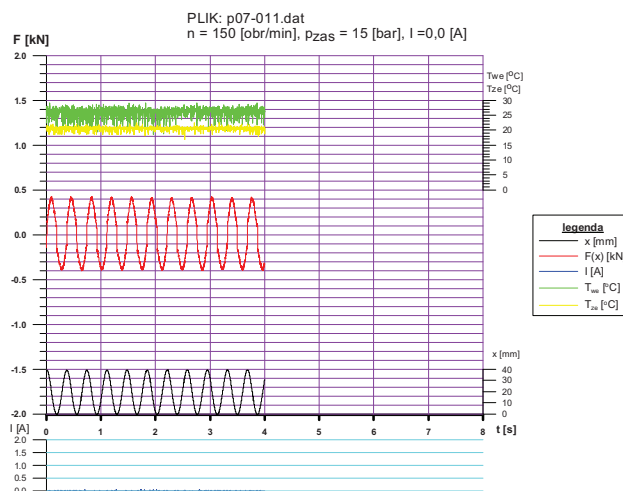
\*\*\*\*\* Dane źródłowe: szczelina h=0,7 [mm] \*\*\*\*\*



Rys. 13. Wykres siły  $F$ [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 50$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 0,0$  [A]

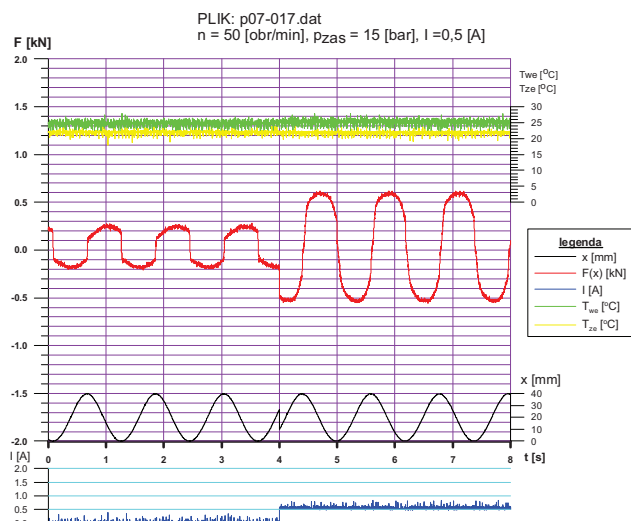


Rys. 14. Wykres siły  $F$ [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 100$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 0,0$  [A]

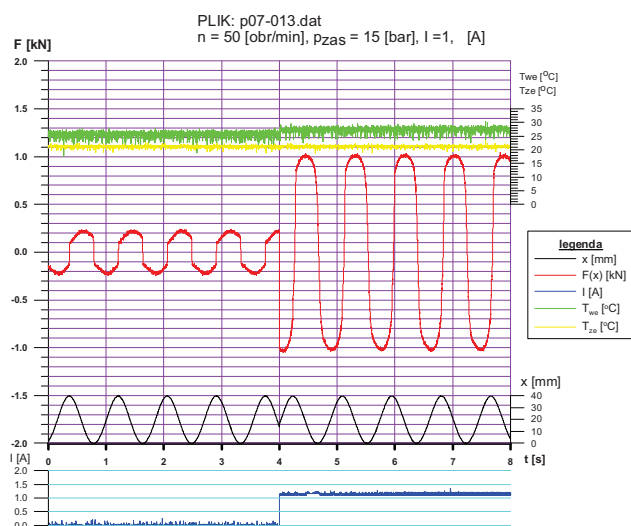


Rys. 15. Wykres siły  $F$ [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 150$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 0,0$  [A]

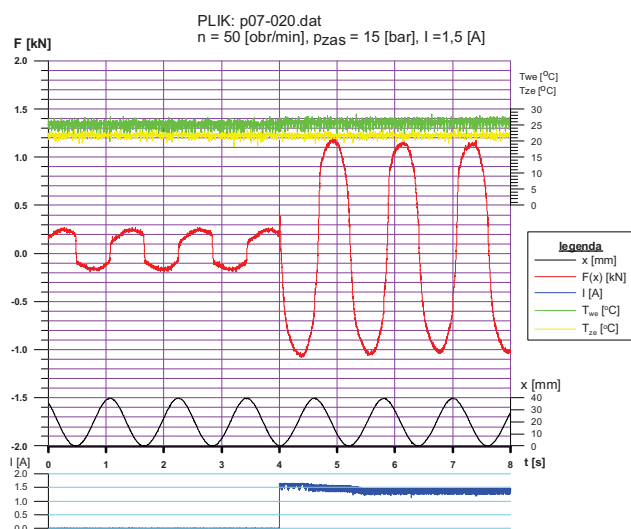




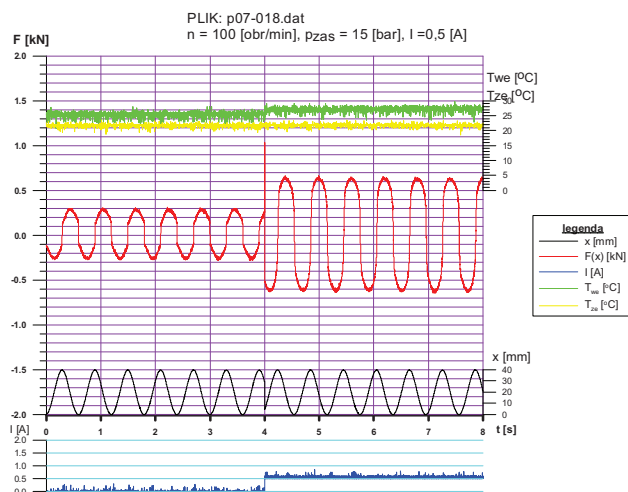
Rys. 16. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 50$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 0,5$  [A]



Rys. 17. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 50$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,0$  [A]



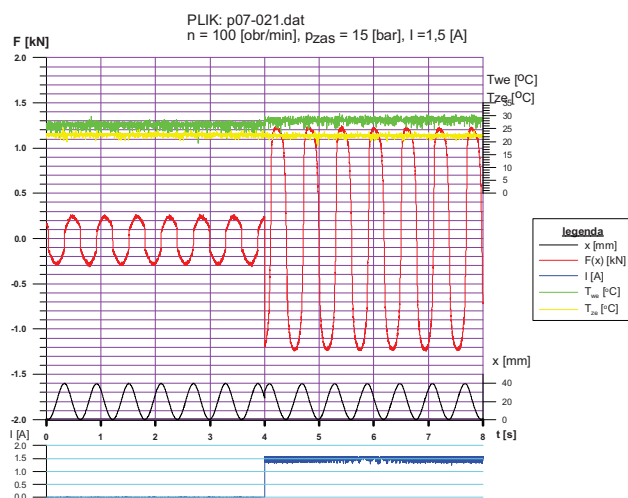
Rys. 18. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 50$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,5$  [A]



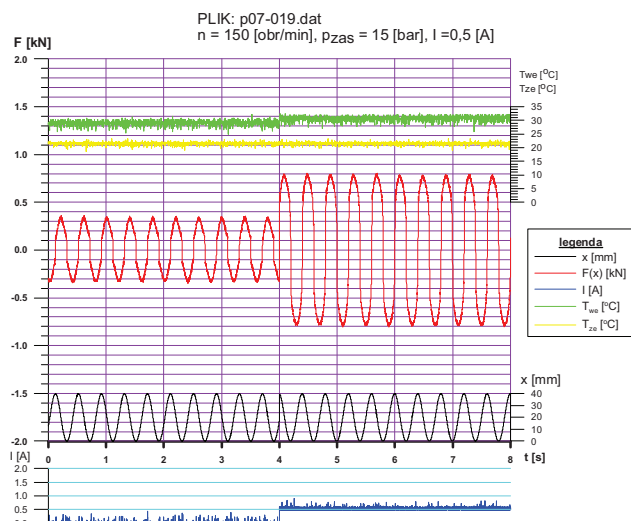
Rys. 19. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 100$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 0,5$  [A]



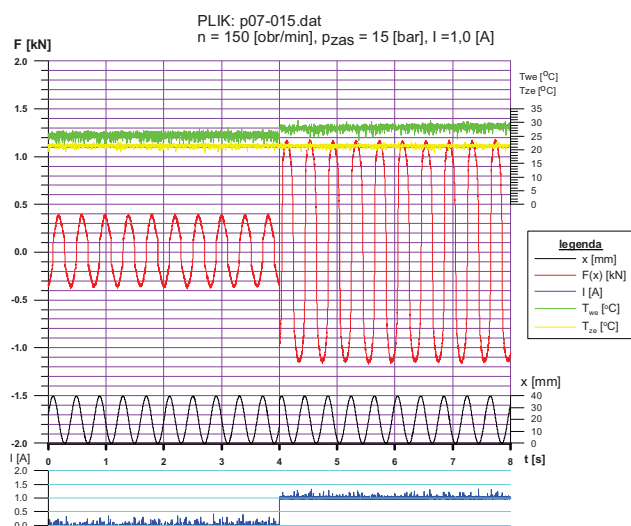
Rys. 20. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 100$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,0$  [A]



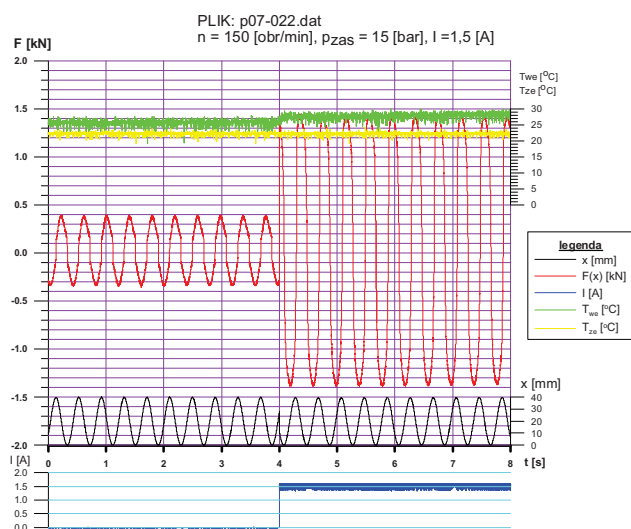
Rys. 21. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 100$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,5$  [A]



Rys. 22. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 150$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 0,5$  [A]

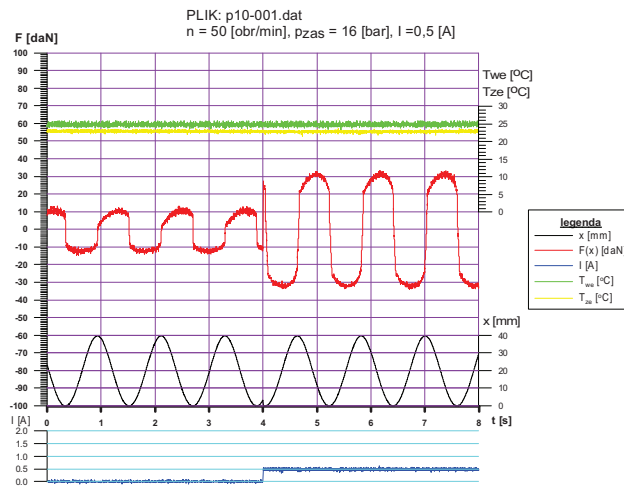


Rys. 23. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 150$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,0$  [A]

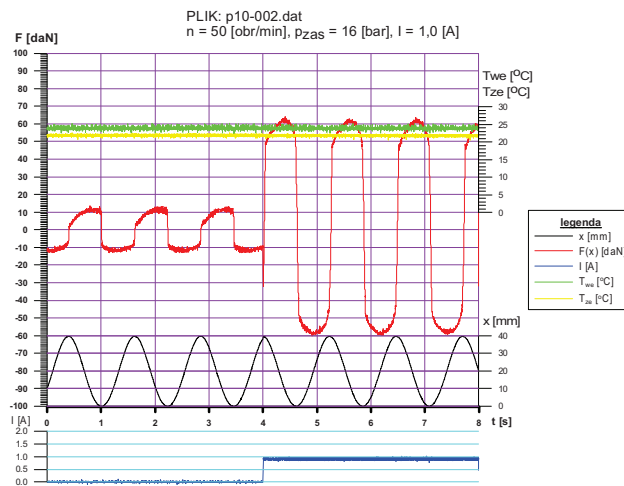


Rys. 24. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 150$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,5$  [A]

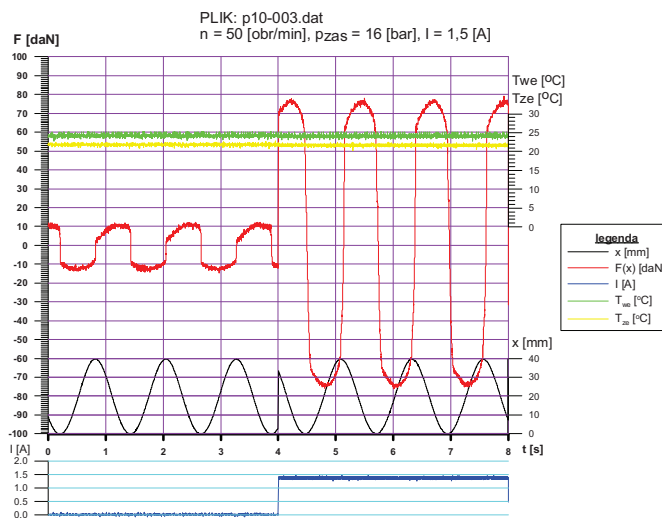
\*\*\*\*\* Dane źródłowe: szczelina h=1,0 [mm] \*\*\*\*\*



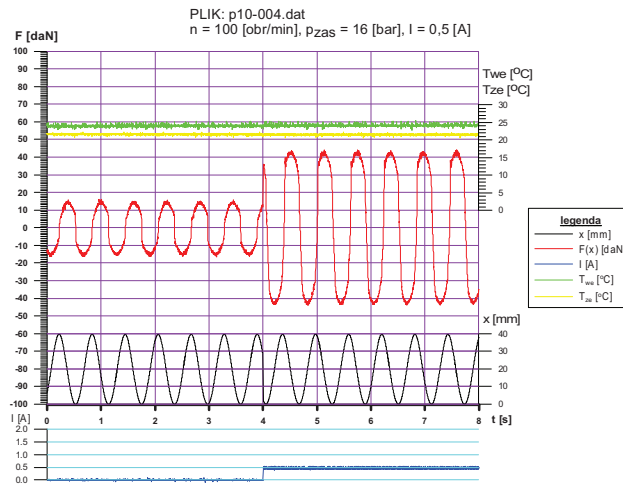
Rys. 25. Wykres siły F[kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu n = 50 [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego I = 0,5 [A]



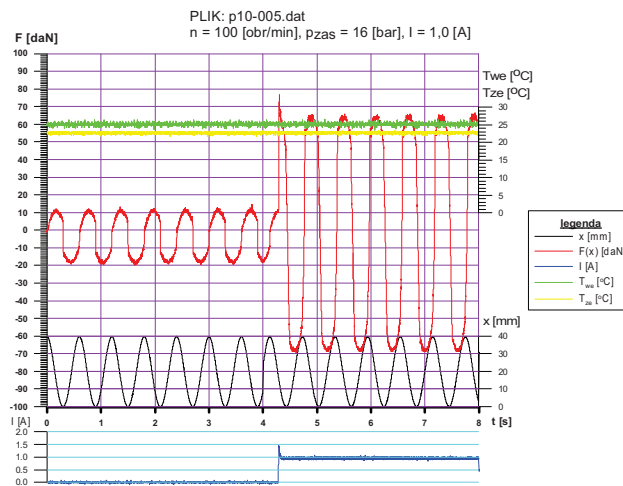
Rys. 26. Wykres siły F[kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu n = 50 [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego I = 1,0 [A]



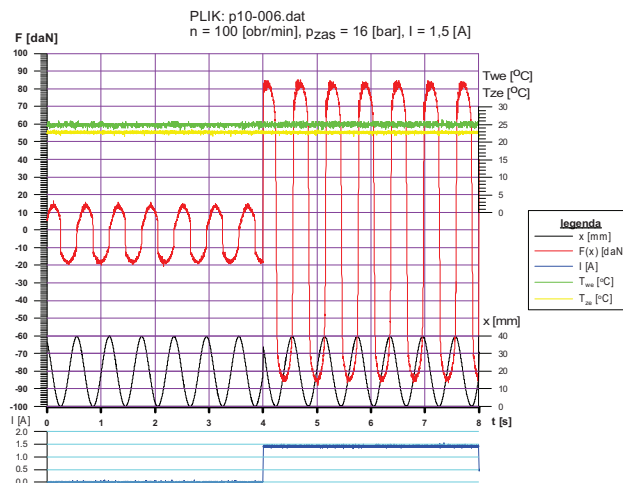
Rys. 27. Wykres siły F[kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu n = 50 [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego I = 1,5 [A]



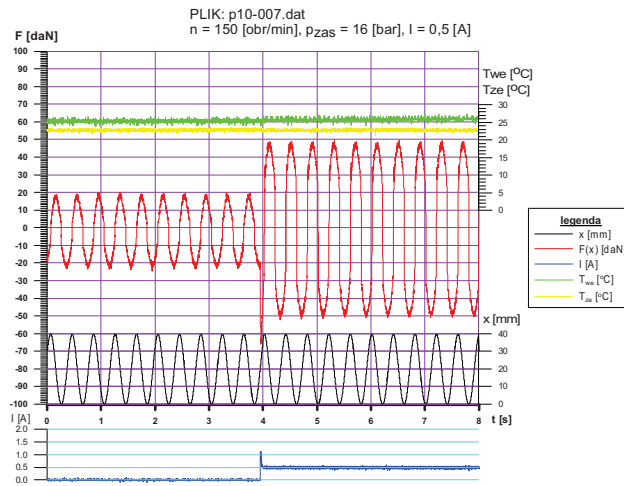
Rys. 28. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 100$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 0,5$  [A]



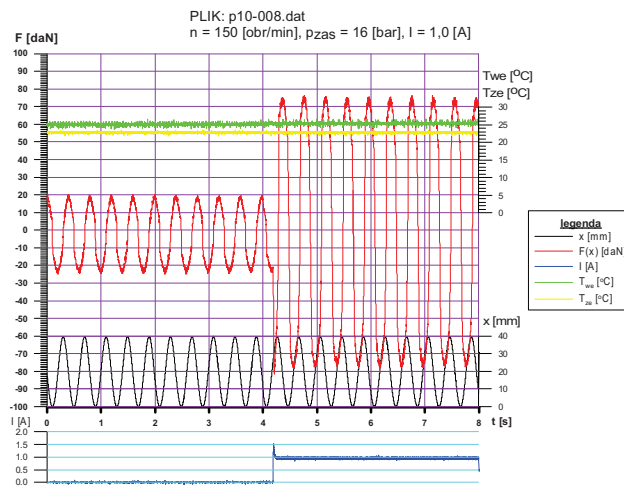
Rys. 29. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 100$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,0$  [A]



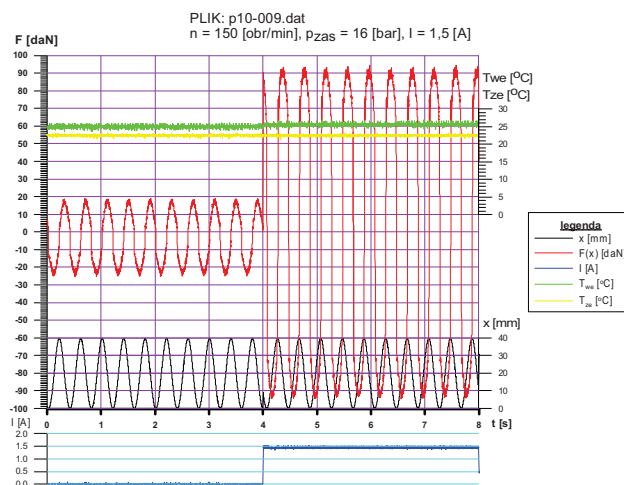
Rys. 30. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 100$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,5$  [A]



Rys. 31. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 150$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 0,5$  [A]

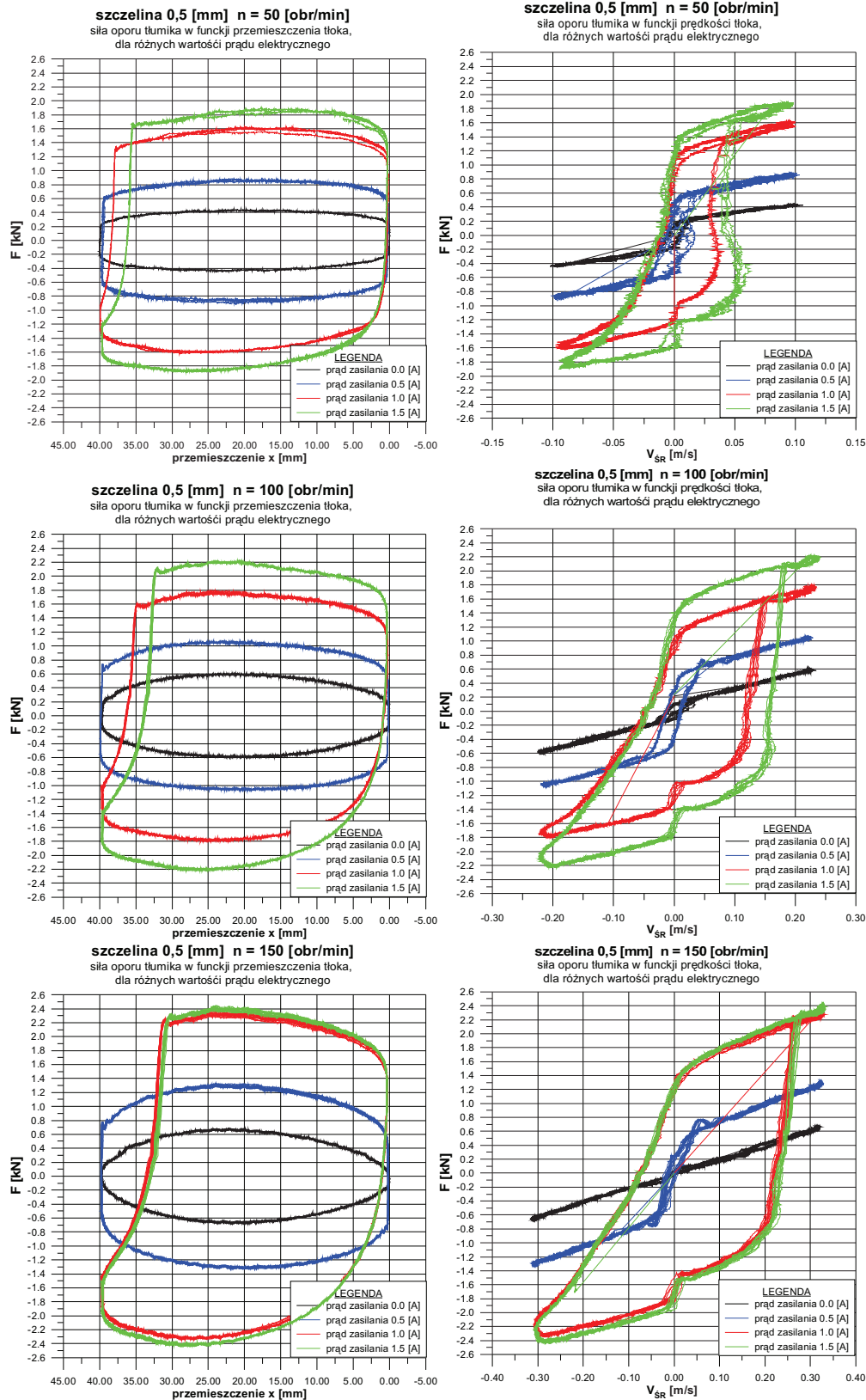


Rys. 32. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 150$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,0$  [A]



Rys. 33. Wykres siły  $F$  [kN] w czasie, dla prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu  $n = 150$  [obr/min] i wartości natężenia prądu elektrycznego  $I = 1,5$  [A]

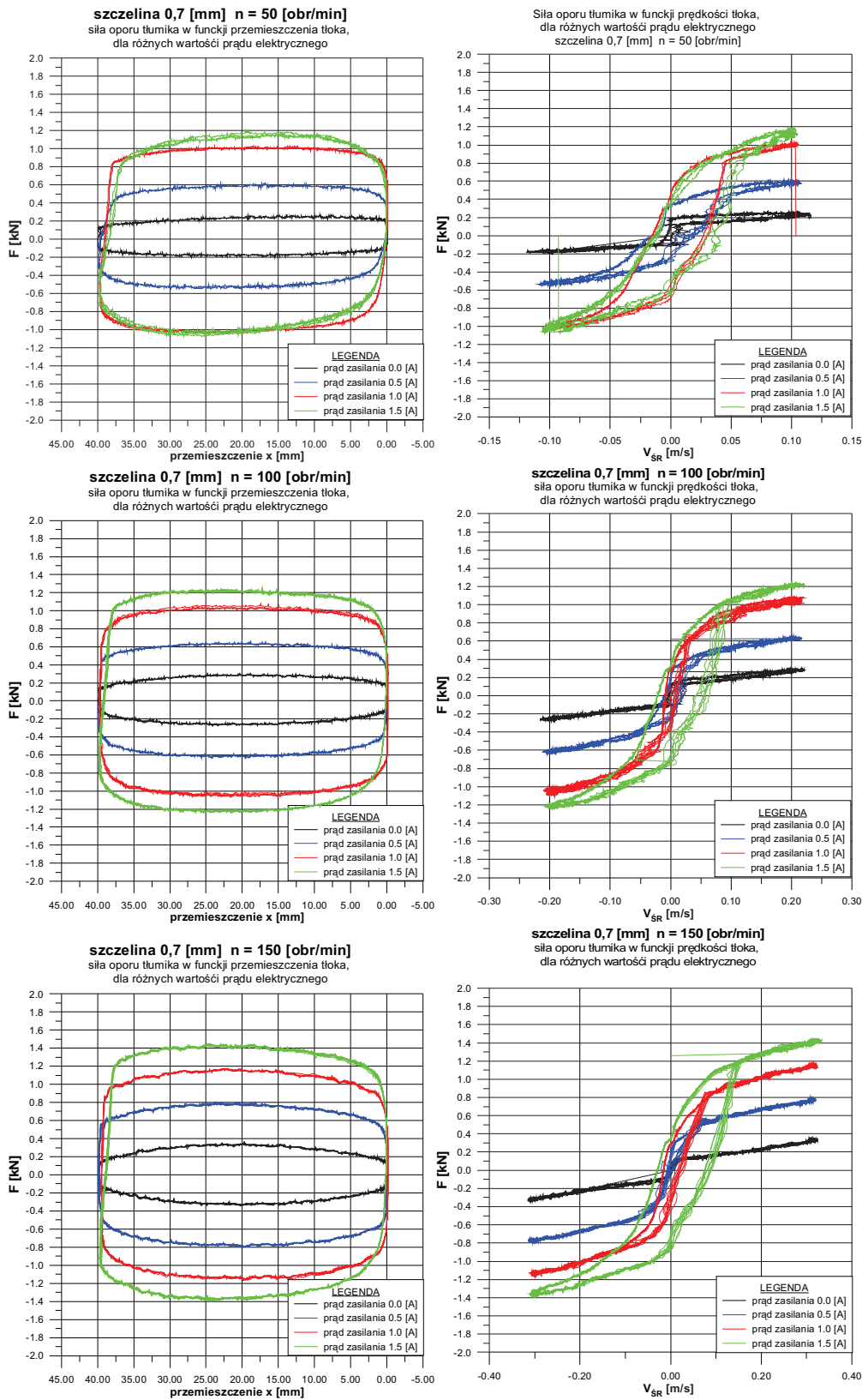
\*\*\*\*\* Zestawienie charakterystyk tłumiących  $h=0,5$  [mm] \*\*\*\*\*



Rys. 34. Zestawienie charakterystyk tłumiących amortyzatora z cieczą magneto-reologiczną dla różnych prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu, różnych wartości natężenia prądu elektrycznego, dla wielkości szczeliny  $h_1=0,5$  [mm]

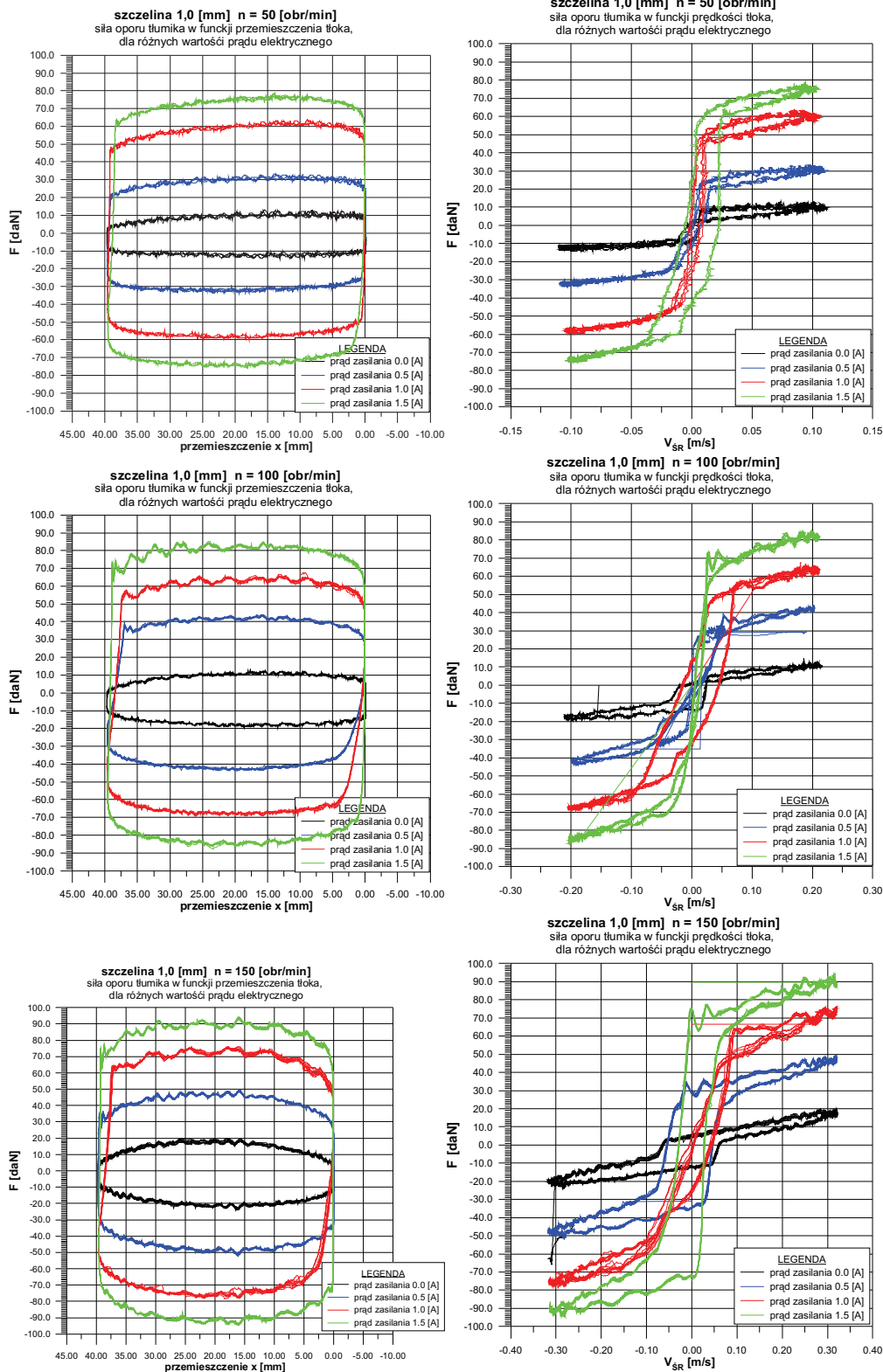


\*\*\*\*\* Zestawienie charakterystyk tłumiących  $h=0,7$  [mm] \*\*\*\*\*

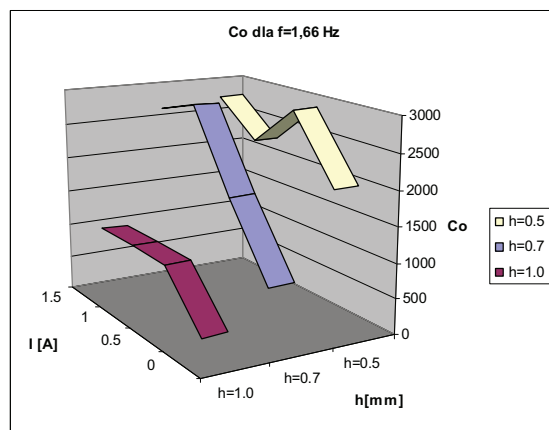
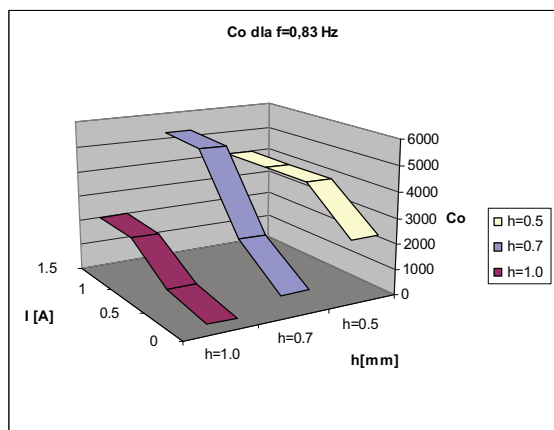


Rys. 35. Zestawienie charakterystyk tłumiących amortyzatora z cieczą magnetoreologiczną dla różnych prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu, różnych wartości natężenia prądu elektrycznego, dla wielkości szczeliny  $h_2=0,7$  [mm]

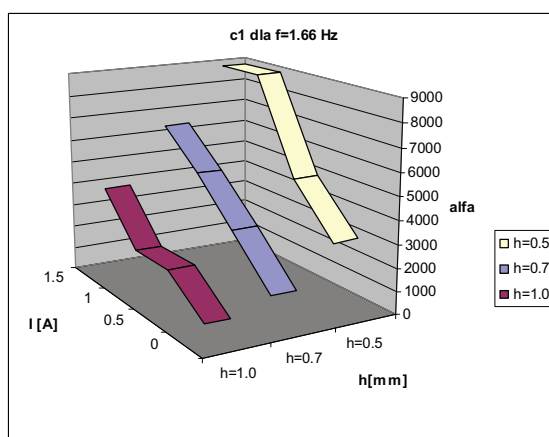
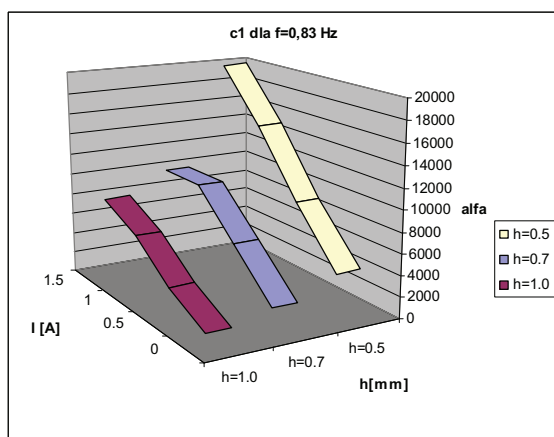
\*\*\*\*\* Zestawienie charakterystyk tłumiących  $h=1,0$  [mm] \*\*\*\*\*



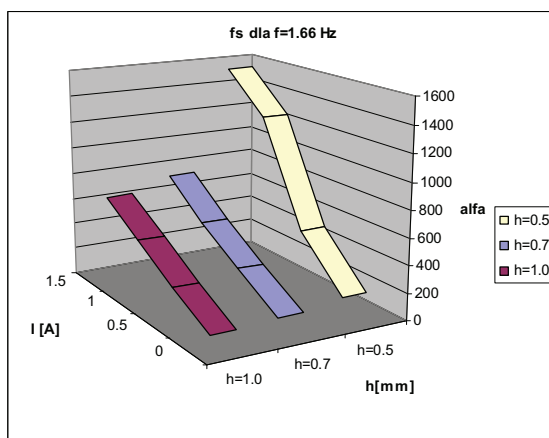
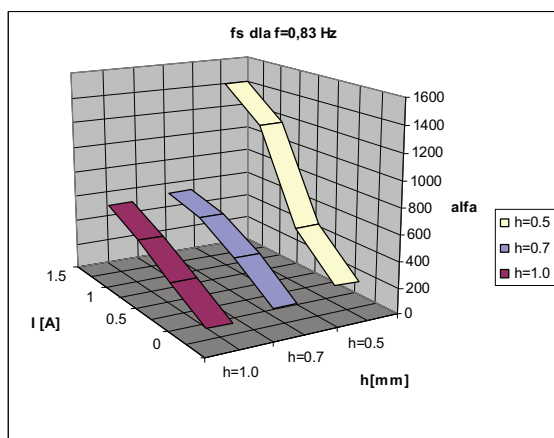
Rys. 36. Zestawienie charakterystyk tłumiących amortyzatora z cieczą magnetoreologiczną dla różnych prędkości kinematycznego wymuszenia ruchu, różnych wartości natężenia prądu elektrycznego, dla wielkości szczeliny  $h_3=1,0$  [mm]



Rys. 37. Zestawienia poszczególnych wartości parametru  $c_0$ , modelu matematycznego Gamota-Filisko, w zależności od wielkości szczeliny oraz natężenia prądu elektrycznego, po identyfikacji wartości; a) dla prędkości oscylacji  $f=0,83$  [Hz], b) dla prędkości oscylacji  $f=1,66$  [Hz],



Rys. 38. Zestawienia poszczególnych wartości parametru  $c_1$ , modelu matematycznego Gamota-Filisko, w zależności od wielkości szczeliny oraz natężenia prądu elektrycznego, po identyfikacji wartości; a) dla prędkości oscylacji  $f=0,83$  [Hz], b) dla prędkości oscylacji  $f=1,66$  [Hz],



Rys. 39. Zestawienia poszczególnych wartości parametru  $f_s$ , modelu matematycznego Gamota-Filisko, w zależności od wielkości szczeliny oraz natężenia prądu elektrycznego, po identyfikacji wartości; a) dla prędkości oscylacji  $f=0,83$  [Hz], b) dla prędkości oscylacji  $f=1,66$  [Hz],

**WARSAW UNIVERSITY  
OF TECHNOLOGY**

**Faculty of Automotive and Construction  
Machinery Engineering**

**Ph.D. THESIS**

**ABSTRACT**

**Bartłomiej Dudziak, M.Sc. Eng.**

**Modelling and analysis of selected dissipation processes during  
operation of a damper with a magnetorheological fluid**

Supervisors  
Professor J. Bajkowski, Ph.D., D.Sc.  
French Professor, M. Pyrz, Ph.D., D.Sc.

Warsaw, 2009

POLITECHNIKA WARSZAWSKA  
Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych

UNIVERSITE DES SCIENCES ET  
TECHNOLOGIES DE LILLE  
Polytech'Lille

**ROZPRAWA DOKTORSKA / THESE DE DOCTORAT**

mgr inż. Bartłomiej Dudziak

**Modelowanie i analiza wybranych procesów dyssypacyjnych w  
pracy tłumika z cieczą magnetoreologiczną**

**Modélisation et analyse des processus choisis de dissipation  
pendant le travail d'un amortisseur avec le fluide  
magnétorhéologique**

*Pracę wykonano w Politechnice  
Warszawskiej (Wydział Samochodów i  
Maszyn Roboczych) i w Université des  
Science et Technologies de Lille  
(Polytech'Lille) w ramach realizacji  
programu wspólnych doktoratów.*

*Podstawa prawna:*

- 1) Umowa o współpracy akademickiej zawarta pomiędzy PW i USTL z dn. 20.06.1998r.
- 2) Umowa o wspólnym doktoracie mgr inż. Bartłomieja Dudziaka zawarta pomiędzy PW i USTL w dn. 10.07.2006r

*Le travail a été réalisé à l'Ecole  
Polytechnique de Varsovie (Faculté des  
Véhicules et des Machines Lourdes) et à  
l'Université des Science et Technologies  
de Lille (Polytech'Lille) dans le cadre de  
réalisation de thèses en cotutelle.*

*Base juridique:*

- 1) Accord de coopération académique entre l'Ecole Polytechnique de Varsovie et l'USTL du 20.06.1998.
- 2) Convention de cotutelle de thèse de M. Barłomiej Dudziak signé par l'Ecole Polytechnique de Varsovie et l'USTL le 10.07.2006.

**Promotorzy / Directeurs de thèse  
Prof. dr hab. inż. J. Bajkowski  
Dr. hab. inż. M. Pyrz**

Warszawa, 2009

**CONTENTS**

- 1. INTRODUCTION.....3
- 2. GENESIS OF WORK .....5
- 3. MAIN PURPOSE, OBJECT AND DOMAIN OF STUDY, METHODOLOGY AND THESIS.....6
- 4. BASIC KNOWLEDGE ABOUT PROPERTIES OF MR FLUIDS .....8
- 5. MAIN PROBLEMS IN CONSTRUCTION AND TECHNOLOGY OF THE MR DAMPER.....8
- 6. THE INFLUENCE OF SELECTED PARAMETERS ON DAMPER’S AND SHOCK ABSORBER’S PROPERTIES .....10
- 7. WORK TIME OF A DAMPER OR A SHOCK ABSORBER.....11
- 8. THE TYPE AND CHARACTER OF MOVEMENT INPUT FUNCTION .....12
- 9. CONSTRUCTIONAL, MATERIAL AND TECHNOLOGICAL FEATURES OF MR DEVICES.....12
- 10. RESEARCH OBJECT.....14
- 11. ANALYSIS OF DAMPER’S SINGLE CYCLE OF WORK.....16
- 12. TEMPERATURE INFLUENCE .....18
- 13. THE INFLUENCE OF THE CREVICE SIZE .....20
- 14. MATHEMATICAL MODELS OF MR FLUIDS AND MR SCHOCK ABSORBERS AND DAMPERS .....23
- 15. COMPUTER SIMULATION RESULTS .....26
- 16. CONCLUSION .....33

## Parameter and abbreviation list

MR, MRF – magnetorheological Fluid ,

$a, a_c, a_{sm}$  – width: crevice, magnetic coil, magnetic field area, [m],

$B$  – inductance [Henr],

$b$  – length of the crevice, measured in the middle of its height [m],

$c, c_0, c_1$  – viscous damping coefficient [Ns/m],

$F, F_{max}, f_o, f_s$  – forces [N],

$F(x)$  – diagram of force as a function of displacement,

$F(\dot{x})$  – diagram of force as a function of piston velocity,

$G$  – shape elasticity module [N/m<sup>2</sup>],

$g$  – gravitational acceleration [m/s<sup>2</sup>],

$H$  – magnetic field intensity [A/m],

$h, h_1, h_2, h_3$  – crevice height [m],

$I, I_0, I_1, I_2, I_3$  – electric current intensity [A],

$k_o, k_1, k_2$  – spring coefficient of elasticity [N/m],

$k_{pm}$  – coefficient that take into account the increase of crevice length due to the rounding of the magnetic field lines,

$n$  – rotates per minute [rpm],

$R_1, R_2, R_3$  – internal diameter, external diameter, damper's internal casing diameter [m],

$T$  – temperature by which the passage to higher level accurse, in simulated annealing

$x_o$  – in diagram of force as a function of displacement initial displacement,

$x$  – displacement [m],

$z$  – evolutionary variable in Bouc-Wen model,

$\mu, \mu_p$  – dynamic viscosity [Ns/m<sup>2</sup>],

$\eta_o, \eta_\infty$  – fluid viscosity for low and large shear rates  $\dot{\gamma}$  ,

$\alpha$  – damping coefficient in Bouc-Wena model,

$\beta, \gamma, A$  – parameters representing nonlinear function in Bouc-Wen model

$\gamma$  – non-dilatational fluid strain,

$\dot{\gamma}$  – shear rate,

$\tau_{OB}$  – shear stress, dependant on the magnetic field strength [N/m<sup>2</sup>],



## 1. INTRODUCTION

Discovered over half of the century before, the possibility to effect, by the change of electric or magnetic field, the properties of special fluids, in a short time, caused a large number of technical application. In the beginning, this applications concerned only the military industry [19,20,22,110,194,254,262]. After almost 20 years of intensive research because of unsolved problems with effective control systems, the research centers in USA (NASA) and in Japan slowly abandoned this branch of studies.

In the course of time and with the rapid evolution of computer systems, the subject of magnetorheological and electrorheological fluids has returned at the end of the eighties. For the last 30 years there was observed a high interest in fields of industry, where the technology of controllable fluids can be applied into the construction of devices, as well as, the development of new kinds of fluids itself. The next generation of computers, allowed the control systems to achieve the expected efficiency, so the properties of fluids could be finally adjusted freely and step less [107,118÷120,187÷193,224,225]. Such a revolution formed a new field of science, which concerned so called “smart materials” [107,158,200,225,227,232].

In the family of materials which could be classified to the “smart structures” group, having particular properties which give possibilities of the integration of sense, control and steering processes, rheological fluids are one of the most important cells creating those group of materials. Through the special properties, that can be utilized in different industry domains, near such a materials like piezoelectric materials [187÷193,229,230], composite materials [118,119,120,140], memory shape alloys, they have a numerous application in many mechanical devices [39,40,42,68,84,89,92]. There is a large number of application in damping strategies for response reduction in civil engineering structures [60,61,62,86,102, 103,101,146,183,217,218,234,247,253,254], medical science [41], space engineering [127,254], mining industry [158,159,160,161], printing industry [176,256], electro-technical

industry [254,256,257], as a sealing elements [184], as a cable vibration damping systems [102,200,204,205,207,245] and in a bearing technology [176,184,254,256,257] etc.

Because of lower control system requirements [6,37,43,61,62,67,80,114,127,166,167,186,197,199,202,215,217,235,247,255], compare to other kinds of smart materials and as well as lower technological requirements, compare to other magnetorheological fluids there was observed a high interest in the field of science considering MR fluids. Particular interest was in construction of different kind of dampers, shock absorbers, clutches and brakes [39,40,84,89,90,122,137,138,149,155,169,174,176,185,186,194,195,196,249,254], etc.

Near the highly advanced construction in specific sciences like space industry, there are examples of devices using the MR fluids in common structures of everyday life, such as:

- application in automotive industry in passenger cars i.e. Cadillac Stabilitrak, Corvette (1999r.), presented for the first time in Geneva 2000 year, other Cadillac models like Sevilla STS 2002 year, suspension dampers made by DELPHI [260], used in Cadillac Corvette 2003, and GM dampers no. RPO F55 and RPO F45 [254,261] with the Magnetic Ride Control.
- driver's seats damping system in HD Trucks, used for the first time in 1998 year by the Western Star and Freightliner company [89,90,138,174,186,210,254], or damping systems for the passenger vehicle seats [92,93,96,99,206],
- dampers used in washing machines, manufactured by LORD company [39,254],
- smart prosthetics based on magnetorheological fluids used since 2000 [41,254],
- damping systems for vibration reduction in civil engineering structures [60,61,62,86,102,103,124,146,183,217,218,234,235,247,254],
- various dampers and shock absorbers [22,24,25,35,39,55,56,57,65,68,84,85,89,90,105-109,138,149,155,166,174,158,186,200,204,207,234,245,253,254],
- small clutches and rotary brakes [122,137,196,249,254,256],
- sealing in elements assigned to mining industry [159,160,162,168,173].

Examples shown above indicate that there is a wide range of possible application of MR fluid technology. The currently available references are describing a lot of devices utilizing MRF as well as a large number of research centers, all over the world, involved in miscellaneous research projects. There are fields of science and kinds of devices, which were not mentioned, but are using MR fluids as a basic component in their structure, some of them are described in references [107,158,200,232].

## 2. GENESIS OF WORK

In spite of intensive development of dampers and shock absorbers construction, studies in the matter of MR subject show, that the theoretical elaborations concerning fluids and its installations are still the main object of research for many industrial and academic research and development centers. The very general criterion of division specified groups of problems, being actually investigated, can be described as:

- considering directly the MR fluid itself ,
- applying to construction and designing process of dampers and shock absorbers and other devices,
- considering the effects appearing during routine operation of these devices.

There is no universal MR fluid, in spite of rich market offer and great demand. Such a fluid would fulfill all necessary requirements, especially operational and technical requirements. The problematic matter concerns sedimentation, magnetic remanence, temperature depending operation range and parameter stability of MR Fluids [71,77,80,115,158,200,247,252,254]. From the engineering point of view, these tasks have a significant meaning on proper function and operation of the device, during its lifetime.

In this work, the main and one of the most important tasks is connected with the dissipation of energy in vibration processes, appearing in dampers and shock absorbers. Author consciously omits unnecessary details about composition and construction of internal structure of MR fluids. These matters are the main domain of analytical chemists, material engineers and are not discussed in this work. In exchange there will be investigated problems considering the engineering design methods, operation parameters and construction.

In these two groups of problems there is, in spite of intensive research work, conducted all over the world, still a large number of phenomenons linked with construction and interaction between special properties of MR fluids, that are not well and fully described. A large number of matters needs further research and investigation, for the purpose of better understanding the behavior of MR fluids.

The completely different group of unsolved tasks applies to processes that are observed during operation of the devices. A lot of observed behaviors have not been fully recognized and mathematically described, or still need a further investigation. The most important of them are, those which concern:

- The crevice size and its shape. This parameter is essential for the fluid flow inside the piston's head and has a major influence on the quantity of energy absorbed and dissipated in the damper or shock absorber,
- the determination of the electric current value on the strength of magnetic field, surrounding the magnetic coil, which directly has a major influence on the quantity of energy absorbed and dissipated in the damper or shock absorber,
- the determination of the influence of motion input function on the quantity of energy absorbed and dissipated in the damper or shock absorber
- a possibly accurate description by the rheological model the real behavior of MR damper or shock absorber,
- unequivocal description of mathematical model parameters, which can be used during structural design of this type of equipment etc.

Mentioned topics have been the direct cause to undertake this work, which in the author's opinion will help to fill a gap in the knowledge.

### **3. MAIN PURPOSE, OBJECT AND DOMAIN OF STUDY, METHODOLOGY AND THESIS**

The main purpose of this work is to gain a possibly good knowledge and create a detailed mathematical description of energy absorption and dissipation processes, in a magnetorheological shock absorber, as well as the determination of factors that have the influence on construction, operation and control systems. This work should lead to formulation of procedures that will optimize selected processes in shock absorbers.

So defined, the main goal can be achieved only by versatile experimental research and analysis of factors determining the damping characteristic of shock absorber, also mathematical description and computer simulation, with the use of rheological models, of behavior during device operation.

The research objects are shock absorbers filled with a magnetorheological fluid – type MR 132-LD, manufactured by LORD Co. Experimental research have been conducted for two dampers;

- magnetoreological damper Rheonetic RD-1005-3 manufactured by LORD Co,
- one of the prototype dampers, manufactured at Warsaw University of Technology, The Institute of Construction Machinery Engineering, designated as SiMR MR-LD 203.

The range of work has been limited to specific investigation of those two mentioned devices. Planned experiments were conducted in such a way, that there was a possibility to

measure all parameters and factors, necessary for the construction of MR damper and representation of the results in a proper way. Particular interest was in the performed research considering the analysis of crevice size influence on the selected dissipation processes and the formulation of computer simulation algorithms as well as optimizing method.

In spite of seemingly reduced range of work, the authors' intention was to perform analysis that could be used, not only for the presented experimental results, but also in other similar cases, which fulfill the classification criterion. One of the most significant assumptions was that the realization of aim will be done by solving a several groups of smaller tasks:

- the choice of shock absorber's construction, that will allow to measure changes of constructional values determining the piston's head dimension, shape, fluid flow through the crevice etc.,
- fulfilling a wide range of experimental results that will be useful to create necessary damping characteristics of the device. It will be the characteristics that will allow to define quantitatively and qualitatively the influence of various constructional and operational factors on the energy absorption and dissipation features,
- performing a specified analysis of various constructional and operational factors and their influence on the device and on the energy absorption and dissipation with the special look on the height of the crevice inside the piston,
- the analysis of existing rheological models and a choice of one or two models for further computer simulation,
- parameter identification of rheological model and representation through these parameters constructional and operational factors of a damper. Next step involves possibility of controlling the behavior of damper under various conditions,
- formulation of optimization task and creation of algorithm that will indicate the best range of electric current values and crevice size.

In the authors' opinion, presented methodology makes fully possible the realization of the main thesis, which is given as;

*Based on detailed experimental results of shock absorber and their analysis it is possible to create an algorithm that will provide the calculation of optimized selected parameters, in particularly the size (height) of the crevice and the value of the electric current. Those parameters have the major influence on the improvement device's operation.*

#### **4. BASIC KNOWLEDGE ABOUT PROPERTIES OF MR FLUIDS**

Magnetorheological fluids belong to the rheo-stable group of liquids, so they are fluids, which rheological properties depend on shearing time; they prove also flowing border; so they are liquids characterizing plastic-viscous properties.

In the magnetorheological fluid group, two sub domain groups could be defined:

- ferrofluids-FF,
- magnetorheological fluids-MRF.

Previously mentioned kinds of fluid are characterized by one, very important common feature. It is the ability of the fundamental change of visco-plastic properties in a very short, few milliseconds order, time. It is possible because of appropriate magnetic field, which is generated by the passage of current through the solenoid. Thanks to that feature, steering of fluid properties is extremely simple and effective.

Being main field of interest, magnetorheological fluids (MRF) are colloidal suspension, which proves magnetic properties, of particles having sizes from 0,5 [ $\mu\text{m}$ ] to 8 [ $\mu\text{m}$ ]. Content of those particles in the main liquid, which is most frequently ponyphenylether, perfluoropolyether or cyclopentan, is about 20%. The value of saturation induction in engineering applications is in order of 1,2 [T], and the range of unchangeable working conditions, is temperature dependence and is defined by values from  $-50^{\circ}\text{C}$  to  $150^{\circ}\text{C}$ . Viscosity of the MRF fluid is defined in the range of 5 [cP] to 25000 [cP]<sup>1</sup>.

The main advantage of the magnetorheological fluid is that it reveals a big magnetization. It's viscous, due to magnetic field action, changes a lot and in a very short time. Basing on information presented in catalogues, viscous of MRF fluids is about 700 [P] in 200 [kA/m] magnetic field intensity. It causes, that shear stress for this type of fluids, assuming previously mentioned field intensity, is about 100 [kPa].

The more precise information concerning the basic properties of MR fluids and the accepted theory of a magnetorheological phenomenon as well as the examples of utilization of main properties of MR fluids in technology are presented in chapter 2.1. of Ph.D. thesis.

#### **5. MAIN PROBLEMS IN CONSTRUCTION AND TECHNOLOGY OF THE MR DAMPER**

The increasing number of MR dampers (dampers built on the basis of the magnetorheological fluid) industry and civil engineering applications causes a common

---

<sup>1</sup> Dynamic viscosity unit 1 centiPoise (cP),  $1 \text{ [cP]} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ [Pa}\cdot\text{s]}$

interests in such devices. The diversity of solutions and number of applications is large, thus it is not possible to discuss them all at once. Considering dampers in general it depends on the force range of the damper. This work concerns small size dampers with the force range up to 2 kN. The possibility of changing the properties of the device by the electric current seems to be an easy way of controlling the damping properties. However, during designing process there are a lot of problems that have to be solved and general (fundamental) decisions that must be taken into considerations. Final solutions are often not so obvious. They concern primary assumptions, which influence the final form of the construction, therefore should be discussed ahead of a mathematical model is proposed. Typical problems that could be encountered in MR dampers designing process are:

- the way of fluid flow through the crevice of the piston head of a damper. This problem is connected with shape of the crevice, its length, diameter, height etc. The geometric shape of the crevice determines the volume of MR fluid, which will be influenced by the magnetic field. Various values of the magnetic field provide a controllable damping force,
- the kind of material used for the coil core, as well as the wire diameter and its cross-sectional area. The choice of coil constructional parameters influence the magnetic field strength,
- the way of moving the piston head with the inner side of a damper case. This place is responsible for friction between moving parts and provides the correct position of piston head axis versus case axis. On the outer side of the piston head it is in common to use a teflon ring to provide low friction and strong support,
- the way of sealing the dampers casing in place where the piston rod comes out of the case. This place is sensitive for leaking and position oscillation, caused by the various damping force,
- the way of leading coil wires out of the damper casing. The most common solution is drilled piston rod but for very small dampers it causes strength loss and is expensive,

There are other constructional problems influencing the structure and characteristics of a damper exists a group of operation features like:

- value of current driven through the coil,
- stroke of a damper,
- velocity of piston,
- damper's and fluid's temperature.



## 6. THE INFLUENCE OF SELECTED PARAMETERS ON DAMPER'S AND SHOCK ABSORBER'S PROPERTIES

The versatility of possible application of MRF's in technology is large. Among the most common applications are MR dampers and shock absorbers, clutches and brakes. The detailed description of construction such devices is presented in scientific works [22,24,25,35, 39,41, 60,61,62,65,68,85,86,84,89,90,102,103,122,124,130,137,138,146,148,149,155,166,167,168, 171,172,173,174,183,185,186,194,196,200,202,203,217,216,235,236,237,247,249,252,254]. In that group of systems the most significant attribute is the dependence of the resistance force or the moment of force as a function of displacement and piston's velocity. These values allow determining the damping characteristics of the device, what matters during the analysis of functionality. Diaphragm of damping characteristic of the device enables the calculation of the quantity of energy dissipated and absorbed during a single work cycle. This parameter describes the most precise way of the functionality of a damper or a shock absorber. The shape of the damping characteristic depends on:

- the kind and basic properties of MR fluid,
- operating parameters (value of the magnetic field strength as a function of electric current intensity or voltage, operation time, kind of work, efficiency, and wear of particular parts and MR fluid etc.),
- the type and character of motion input function,
- design, material and technological features of MR devices,
- damper's and fluid's operating temperature.

The kind of MR fluid, used in a damper or a shock absorber, has an influence on functional and operational features. The physical properties of MR fluid for example a temperature operation range determine the possible environments condition for the entire construction. The inner construction of fluid itself, its visco-elastic properties and sensitivity to magnetic field strength changes, determines the value of a shear stress in the fluid, and the possible variability of the magnetic resistance force increase. Moreover the important task is the durability of MR Fluid and fastness to phenomenon called „in use thickening”, that is the unwanted and uncontrollable increase of fluid's viscosity during operational use. This task has been describes in work [38].

Among the producers of MR fluids, there are special companies that have high approval, these are: American Lord. Co. German AEG, DEA RWE and the Fraunhofer Institute, as well as Japanese companies Bridgestone Corporation i Nippon Shokubai Co. Ltd.

Magnetorheological fluid and their properties have been described in literature: [33,34,46,115,147,156,252], while complex analysis of their physical and constructional properties was presented in Ph.D. [77]. Problems considering the choice of MR fluid to the damper or shock absorber are not the main purpose of this work, therefore they are not investigated. The main subject concerns mainly the methods of designing and assessment of MR damper or shock absorber construction. It is well known that it is necessary to make a choice of MR fluid for the device according to the working parameters and environment requirements. In this work, on the basis of analysis of MR fluid properties, the author has chosen, for further research, a MR fluid made by Lord Co, type MR-132 LD.

## **7. WORK TIME OF A DAMPER OR A SHOCK ABSORBER**

Stability and uniformity of MR damper work depends on many factors. One of the most important things is the operation time of the device, which can be completely different for various applications. There are conditions where constant work of the damper is required and conditions where damper works only sporadically. Operating features of dampers used for protecting civil infrastructure systems against severe earthquake and wind loading has been presented in literature [26,60,61,62,101,217,247]. The other group of devices is represented by constructions that operate constantly, for example [35,65,85,122,137,249]. From the engineering point of view a principal meaning has a quantity of heat produced by the device. The amount of heat is proportional to the amount of energy dissipated in the device, also it depends on the value of electric current intensity in magnetic coil. If nominal parameters must be preserved during constant operation then an additional cooling is required to stop the temperature increase. The energy dissipation problem connected with the temperature increase is described in literature [4,12,13,16,23,34,87,88]. Operation parameters like work time, acceptable temperature increase of the device and its elements, are described in the project documentation. In this work they are not the one of the most significant investigation tasks. For further research a construction of damper has been designed in such a way it can sustain longer work time.

## **8. THE TYPE AND CHARACTER OF MOVEMENT INPUT FUNCTION**

The type of movement input function has a relation with operational properties and destination of dampers and shock absorbers. Forced cinematic movement input function in many cases, in the most appropriate way, that represents the real operation conditions. That is why this type of input function is most often analyzed. The purpose of that action is to acquire a possibly large number of information about behavior of MR damper in long work time, when operation parameters and temperature is changing. The results of MR damper research obtained with the use of that type of input function are presented in literature [3,5,7,22,25,31,34,39,53,61,62,77,84,107,140,158,200,202,203,216,244,250].

Experimental results of damping under the forced input function and shock impact loading has been presented in literature [64,67,89,105,106,107,180,181,182,200].

In this work author will consider only results obtained with cinematic input function.

## **9. CONSTRUCTIONAL, MATERIAL AND TECHNOLOGICAL FEATURES OF MR DEVICES**

The proper selection of particular constructional features has a major influence on damping characteristics. The most important constructional features are:

- the geometry of the crevice inside the piston's head,
- the way that fluid flows through the crevice,
- the way to provide linear piston movement inside the casing, and a solution of sealing the case,
- the method of conducting the electric wires to the magnetic coil,
- the way of placing the magnetic coil,
- the kind of materials used for construction of all component parts, as well as the method of combining the parts into the assembly.

Features mentioned above are the most important among the group of dampers and shock absorbers, clutches and rotary brakes and have significant effect on the final operation of the device. Experimental research confirms that conclusion in literature [22,24,25,35,39,41,60,61,62,65,68,85,86,84,89,90,102,103,122].

The most common in use group of dampers has inside the piston head a crevice, which geometrical shape is a ring. The examples of such a solution are presented in works [130,137,138,146,148,149,155,166,167,168,171,172,173,174,183,185,186,194,196,200,202,203,217,216,235,236,237,245,247,249,252,254]. The resistance force that counteracts the

external force is generated by the fluid flow through the crevice in piston's head. The size of the crevice determines the resistance force. By the size of the crevice is understood the geometrical quantities describing the height, length and width of the crevice. The characteristic dimension of the crevice has been presented at fig. 1. The difference of the external radius  $R_2$  and internal radius  $R_1$  determines the height of the crevice  $h$ . The length of the crevice is described as the circumference of the circle with radius equal to half of the sum of external  $R_2$  and internal  $R_1$  radius. The width of the crevice "a" is equal to the distance between the front and back part of the piston's head. Because of the constructional considerations as a constant value was taken the internal radius of the crevice  $R_1$  and the width "a". In this situation the characteristic parameter is the height of the crevice -  $h$ . Due to production technology of the crevice its surface area has been slightly limited by several welding points. Those welding points are decreasing the surface area of the crevice and they are reducing the quantity of fluid flowing through the crevice, as well as the total volume of the MR fluid that is being under the influence of the magnetic field. The presence of an obstacle has a negative influence on the dampers performance. The surface area, which is occupied by the welding points can be calculated, when the number of welding points, the width of single point  $l_s$  and radius of edge rounding  $r_s$  is known. For computer calculations the real surface area is taken.

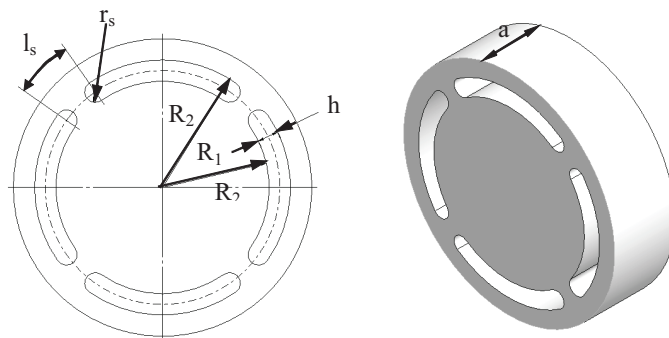


Fig. 1. Geometrical quantities describing the crevice size

During the design process of a damper usually two models of fluid flow through the crevice are used.

The first model is an axial-symmetric model, where for the relation between the shearing stress and the fluid flow speed a Navier –Stokes equation is utilized. In this model an assumption is made that the fluid flow is laminar, and characterized with parabolic velocity distribution [158,217,247].

The second model assumes that the fluid flows between the two infinitely width, parallel plates. Such a solution is generally accepted as providing the necessary precision

during the computer calculation for engineering purposes, it has been described in literature [39,76,115,149,158]. This model has been used for calculation the geometrical shape of the dampers elements [39,62,71]. Because of its simplicity and small error of calculation, result of approximation, it has become the commonly accepted standard.

One of the most significant constructional features is the proper choice of the crevice height. This choice will have a major influence on damper's behavior. The major rules defines that the crevice height must be at least a dozen times smaller than the internal diameter. It is obvious that with the increase of crevice height the dampers resistance force will decrease, and reduction of crevice size to minimal value causes rapid increase of resistance to fluid flow. This leads to a situation where high resistance force is obtained without presence of magnetic field. In practice, there is a large number of solution, where the crevice size has been determined in bounds from 0,5 to 2,0 mm [1,3,39,52,53,54,55,65,76,155, 182,180,247].

There is a lack of information where the operation conditions are investigated due to the value of electric current intensity and the crevice height.

## **10. RESEARCH OBJECT**

For the investigation a prototype of a damper no. SIMR MR-LD 203 filled with MR Fluid (LORD MR 132 LD) has been designed. The damper has been created at Warsaw University of Technology on the Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering. The construction of piston's head has been done in such a way, that it can be replaced with another one, which has the same shape, but different crevice size. For the research three different piston heads, with different gaps have been constructed. Each time the inner diameter of the crevice was the same, but height was different. Such a solution affected the volume of fluid influenced by a magnetic field. Crevice height and crevice area in each solution changed from  $h_1 = 0,5 \text{ mm}$ ,  $F_1 = 38,7 \text{ mm}^2$ , and  $h_2 = 0,7 \text{ mm}$   $F_2 = 57,4 \text{ mm}^2$  to  $h_3 = 1,0 \text{ mm}$   $F_3 = 83,5 \text{ mm}^2$ . Diagram with the construction of MR fluid damper has been presented in fig. 2. The piston head consisted of core with magnetic coil, safety ring and welded external ring with bearing outer ring (brazen ring). The middle part of the core had a thread, allowing a simple connection with drilled piston rod.

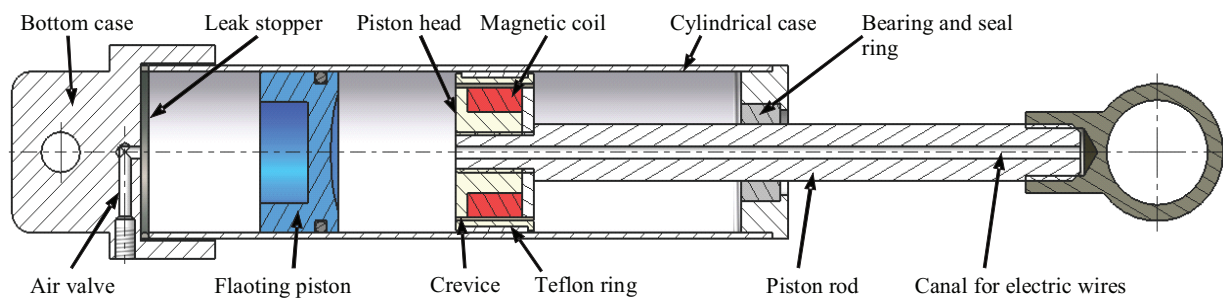


Fig. 2. Construction of MR fluid damper

Experiments have been conducted at a testing stand (fig. 2) for dampers with the MR fluid with forced cinematic movement, located at Warsaw University of Technology. The precise description of the testing stand has been done in paper [77,84,247]. Installed sensors allowed to measure and record values of damping force, and displacement of piston rod, during movement, as a function of time.

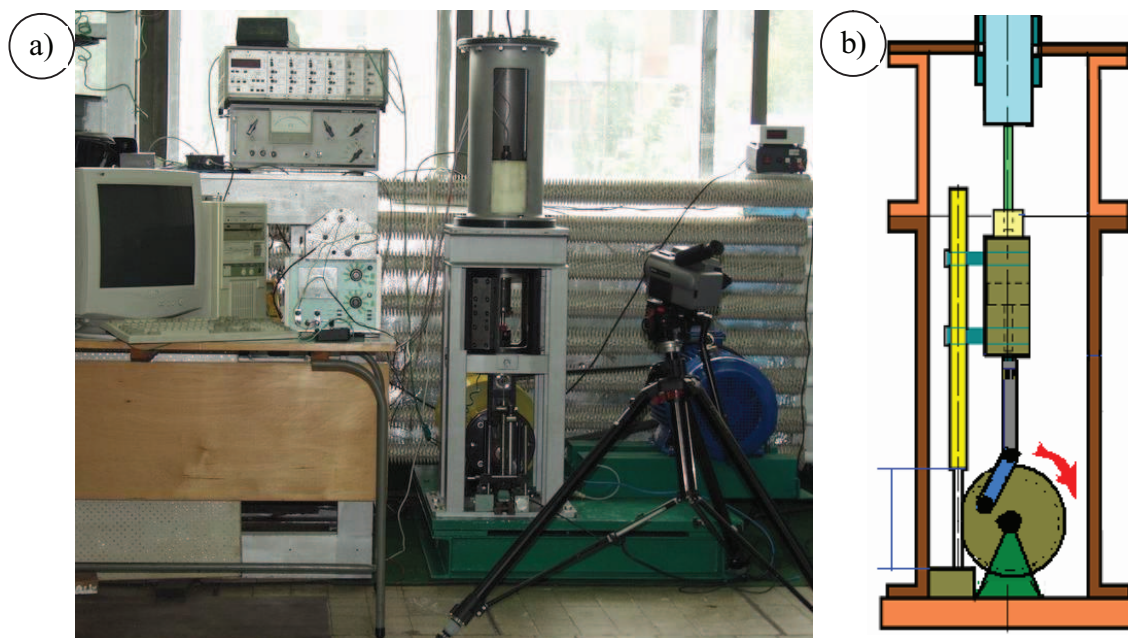


Fig. 3. Research stand for the examination of damper with forced cinematic movement;  
a) frontal view, b) operation schema

The research stand fulfills the basic requirements concerning reliable representation of real operation conditions of dampers and shock absorbers by assurance:

- any possible, as well as very large, piston displacements,
- free regulation possibility of dampers stroke,
- possibility of realization large oscillation changes of movement input function,
- special software and hardware.



In the fig. 4 principles of operation during digital recording of experimental results have been presented.

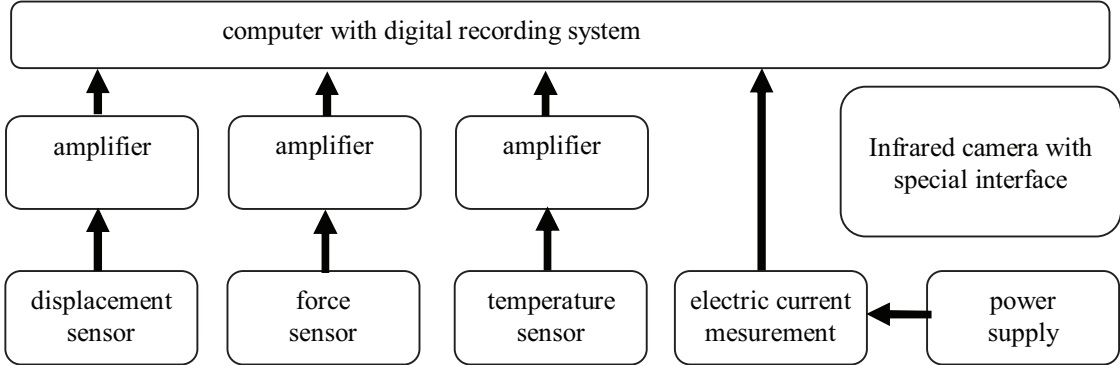


Fig. 4. Block process flow sheet of recording experimental results during research

### 11. ANALYSIS OF DAMPER’S SINGLE CYCLE OF WORK

With the help of the research stand, described above, it was possible to register the damping force, a displacement of the piston rod and two values of temperature as a function of time. For each single work cycle values of oscillation speed and a stroke had to be predetermined as well as the value of electric current intensity. An exemplary diagram representing changes of all mentioned values in time has been presented in fig. 5

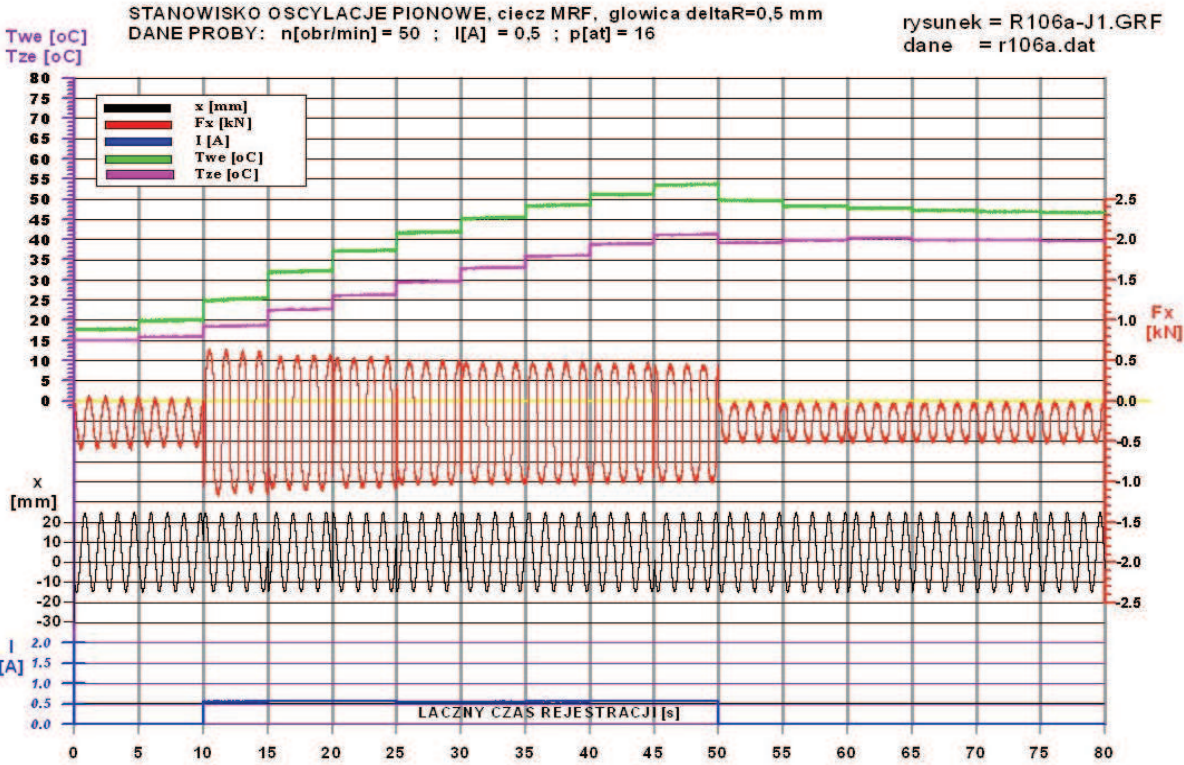


Fig. 5. Damping force, displacement and temperature changes as a function of time. Results obtained for the damper SIMR –MR-LD-203 with the crevice size  $h_l=0,5$  [mm], oscillation speed  $f_l=0,83$  [Hz], and value of the electric current intensity  $I_l=0,5$  [A] and  $I_0=0,0$  [A]



In the fig. 5 a step change of damping force has been presented as a function of time. The exact moment, when the electric current was turned on, was not registered. This period of transition was not investigated, because it was not the main research task. The subject concerning the influence of sudden magnetic field presence and rapid change of fluid viscosity is well known in literature, for example: [114,140,158,247].

During the analysis of temperature curve and damping force curve as a function of time, it is easy to see, that the change of values is arranged in steps. It is an effect of particular register method. The data stream has been recorded in 5 sec periods of time, interrupted by 20 sec intervals. This method of data registration had a purpose of reduction the number of measurement points, simplification of calculation and shortening of experimental results analysis time. The total operation time for the case presented in figure, was 380 sec. At the beginning the damper worked for ca. 40 sec without the electric current, then the electric current intensity  $I_l = 0,5$  [A] was turned on. Work time with the electric current was ca. 200 sec. During entire time of operation the temperature of internal parts of damper and external side of the casing raised up to  $54^{\circ}\text{C}$ . This temperature increase took place after 240 sec of operation. After that time the electric current was turned off and damper worked for another 140 sec. In that time a slow temperature decrease was observed, as well as the reduction of resistance force – compare to the level from the beginning of the experiment. The temperature increase and its influence on the damper have been discussed in chapter 4.3. of Ph.D.

Displacement curve “x” [mm] is presented at the bottom part of the diagram. During the research a constant value of stroke  $s = 40$  [mm] has been assumed.

For further research it was necessary to separate two areas of interest from the entire operation cycle. The first area of interest applied to the operation of damper when the electric current was in off state. Such a period of time was observed between the 5<sup>th</sup> and 10<sup>th</sup> sec of operation cycle in the figure fig. 5. The second area of interest applied to the operation of damper with the electric current turned on. Such a period of time was observed between the 10<sup>th</sup> and 15<sup>th</sup> sec. of operation cycle in fig. 5. With so defined time intervals, a second, more accurate, diagram of damping force as a function of time, has been prepared in fig. 6.

The analysis of the temperature curve indicate that the increase of the temperature of the external damper’ casing was  $\Delta T_{ze} = 4^{\circ}\text{C}$  and the temperature increase of the internal elements of damper was  $\Delta T_{we} = 5^{\circ}\text{C}$ . The collection of all experimental results has been presented in appendix to this work, fig. 1÷33.

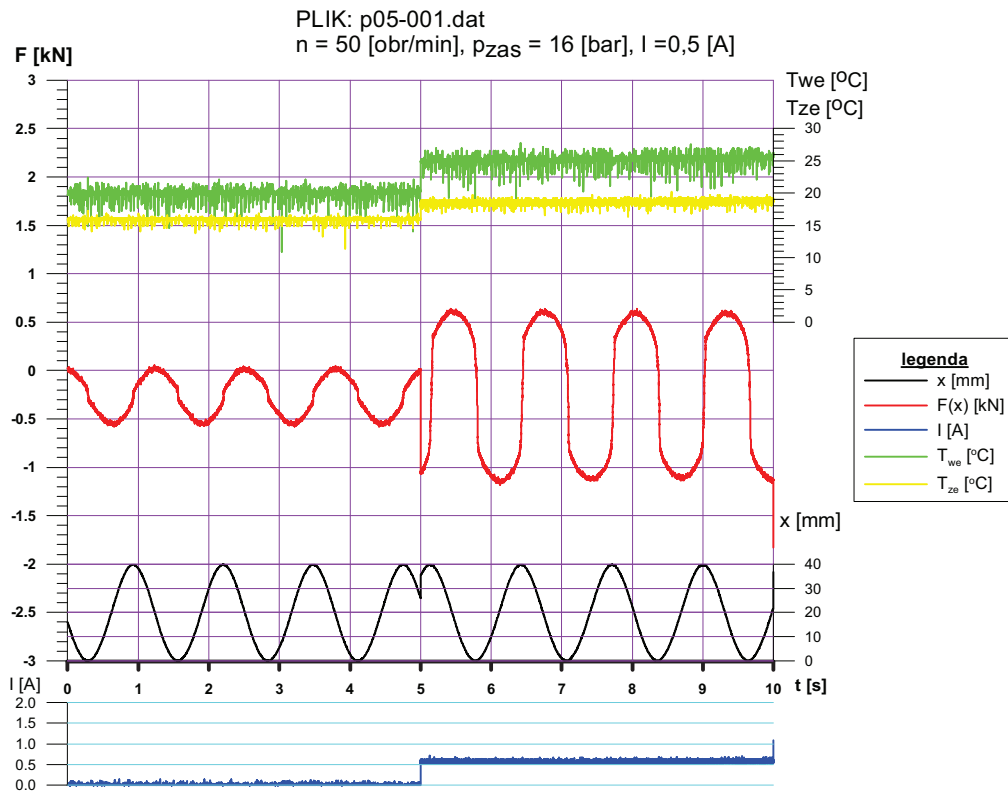


Fig. 6. Damping force, displacement and temperature changes as a function of time. Results obtained for the damper SIMR –MR-LD-203 with the crevice size  $h_l=0,5$  [mm], oscillation speed  $f_l=0,83$  [Hz], and value of the electric current intensity  $I_l=0,5$  [A] and  $I_0=0,0$  [A]

## 12. TEMPERATURE INFLUENCE

During operation of a damper or shock absorber, the device is heating itself. This effect, with high intensity, is observed in all MR devices. The source of heat is first of all the friction force, generated by the fluid flow through the crevice, during operation of a damper. The second source of heat is the electric current flow through the magnetic coil. This causes an additional increase of heat amount generated directly inside the damper. The temperature increase is affecting the damper's behavior, by reducing the resistance force and lowering the capability to energy dissipation. In fig. 7, the resistance force as a function of time has been presented, when operation parameters were extreme large. The stroke was  $s=40$  [mm] and the oscillation speed was  $2,5$  [Hz].

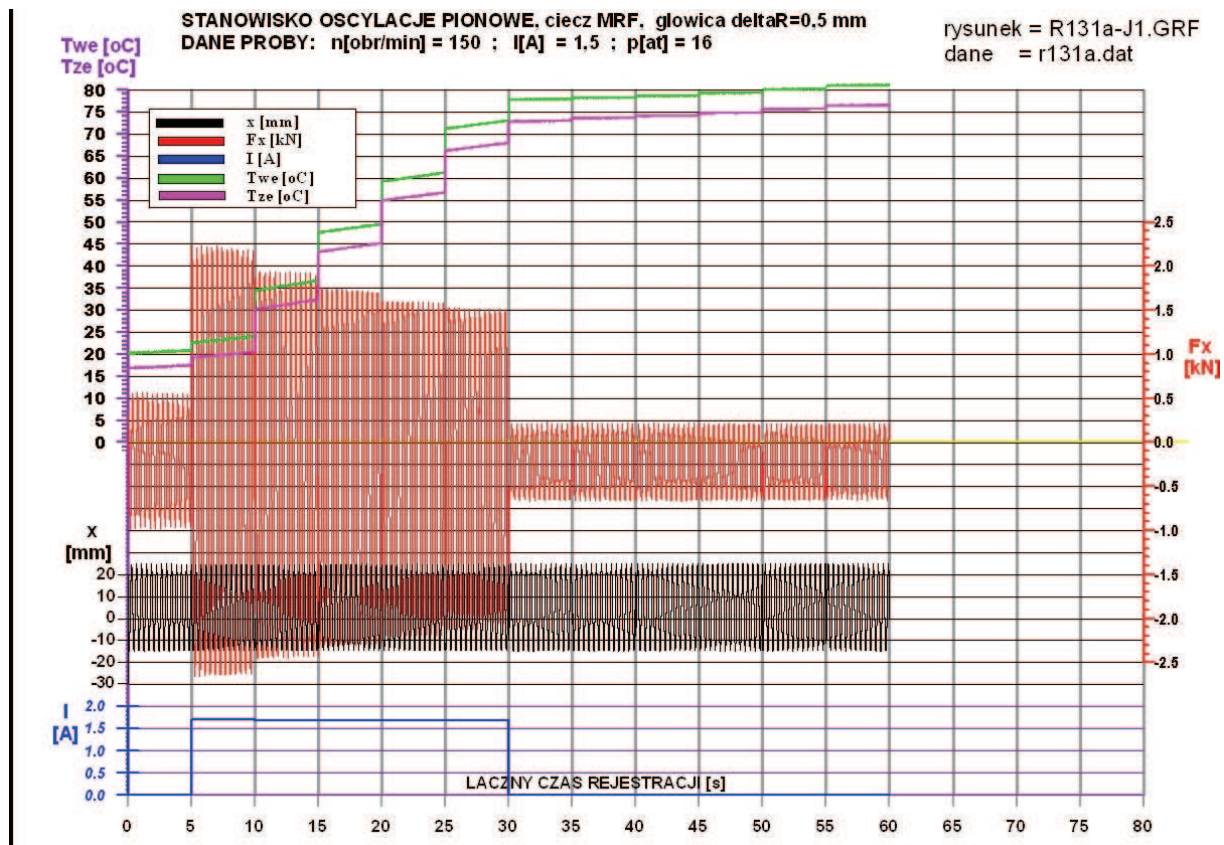


Fig. 7. Damping force, displacement and temperature changes as a function of time. Results obtained for the damper SIMR –MR-LD-203 with the crevice size  $h_1=0,5$  [mm], oscillation speed  $f_2=2,50$  [Hz], and value of the electric current intensity  $I_3=1,5$  [A] and  $I_0=0,0$  [A]

For such extreme operation parameters the temperature increase affected significantly the damping force. After 115 sec of work, with the electric current, the damper temperature has achieved the level of  $80^\circ\text{C}$ . Simultaneously the 30 % decrease of damping force was observed from ca. 2,5 [kN] to 1,75 [kN]. Similar phenomenon has been described in work [47]. With the temperature increase the dynamic viscosity of the fluid decreases. As a consequence it reduces the damping force. The dynamic viscosity is exponentially dependent on temperature, it has been already investigated in work [47]. However the numerical calculation shows that the damping force reduction cannot be caused only by the dynamic viscosity decrease. Additionally there must be some other explanation. Such an effect has been observed in research [42]. Results from the comparison of figures presented in fig. 5 and fig. 7 showed that the reduction of damping force is different and it depends on many factors. The same conclusion applies to the damper's heating speed. Interesting is, that there was a constant temperature increase even after the electric current was turned off. The damper was not able to cool down itself by operating without the electric current. Operation parameters such as: oscillation speed and the value of the electric current intensity, have

major influence on the heating speed and the reduction of damping force, in elevated temperature. Matters concerning the simulation and experimental research of the temperature influence on MR damper behavior have been already investigated in works: [5÷21, 23÷25,34].

Research stand was equipped with the infrared camera, fig. 3. With its help it was possible to determine the temperature distribution on the surface of damper's external casing. The researches have been conducted for various conditions during operation of a damper as well as during the heating by the electric current flow through the magnetic coil without piston movement. The temperature influence has been investigated and results where obtained as a function of time, they have been presented in work [23].

The subject of the temperature influence on the energy dissipation problems is not the main area of authors' interest. During the experimental research results have been carried out in such a way that the temperature increase was max  $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$ . Only the part presented in fig. 6 will be further investigated. Such a small change of the temperature in investigated period of time allows making an assumption, that the temperature does not affect the dampers properties.

### 13. THE INFLUENCE OF THE CREVICE SIZE

Presented diagrams of damping force as a function of time allow obtaining the damping characteristics of the device. Such a damping characteristic represents diagrams of damping force as a function of displacement ( $x$ ) and piston's velocity ( $\dot{x}$ ). It was possible to obtain damping characteristics for various operational parameters. In fig. 8a an exemplary damping characteristic has been presented where damping force is a function of displacement, and in fig. 8b where the damping force is a function of pistons' speed. The loop surface, presented fig. 8a describes the amount of energy dissipated in the device. It is well known that the mechanical energy transmitted from the vibratory construction in majority is changed into the heat and then dissipated into the environment.

The research schedule included series of tests with a different values of current, like  $I_1 = 0$  [A],  $I_2 = 0,5$  [A],  $I_3 = 1,0$  [A] and  $I_4 = 1,5$  [A] with a three different oscillation frequencies  $f_1 = 0,83$  [Hz],  $f_2 = 1,66$  [Hz],  $f_3 = 2,5$  [Hz]. All experiments have been repeated for each, crevice size marked as  $h_1 = 0,5$  [mm],  $h_2 = 0,7$  [mm],  $h_3 = 1,0$  [mm]. Diagrams with damping force change versus piston head temporary speed  $V_{SR}$  have been presented in fig. 9 to fig. 11 as well as the damping force change versus displacement.

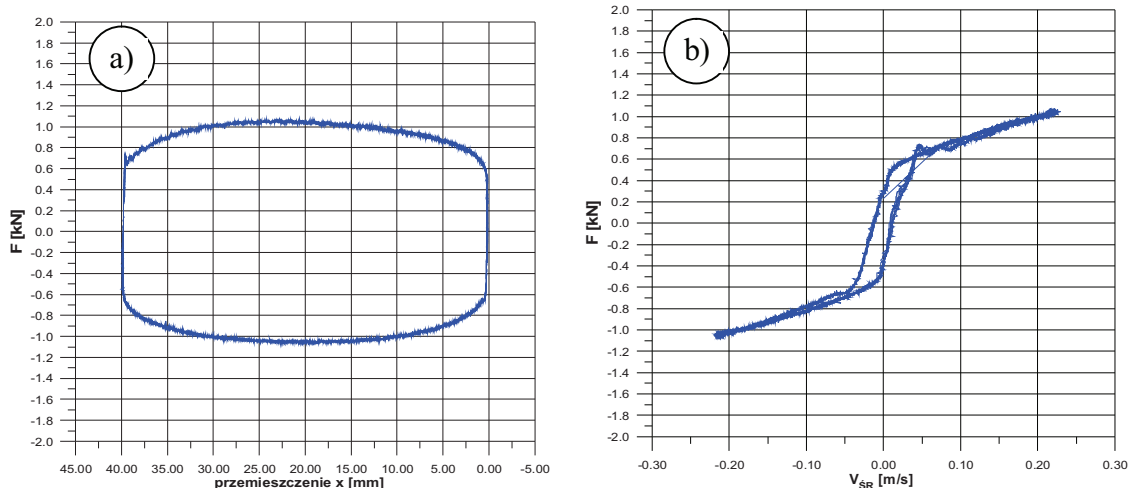


Fig. 8. Exemplary damping characteristic representing the damping force a) as a function of displacement b) as a function of piston speed; operation parameters are: crevice height  $h=0,5$  [mm], value of the electric current intensity  $I=0,5$  [A], oscillation speed  $f=1,66$  [Hz]

The comparison of the curves, their shapes and the values of forces unequivocally leads to the following conclusion that the crevice size and the value of current - driven through the magnetic coil, have a major influence on the properties of the damper with magnetorheological fluid inside. Maximal values of the measured damping forces (circa 1850 N) have been noticed for the smallest crevice  $h_1 = 0,5$  mm and the maximal current  $I_3 = 1,5$  A, see fig. 9

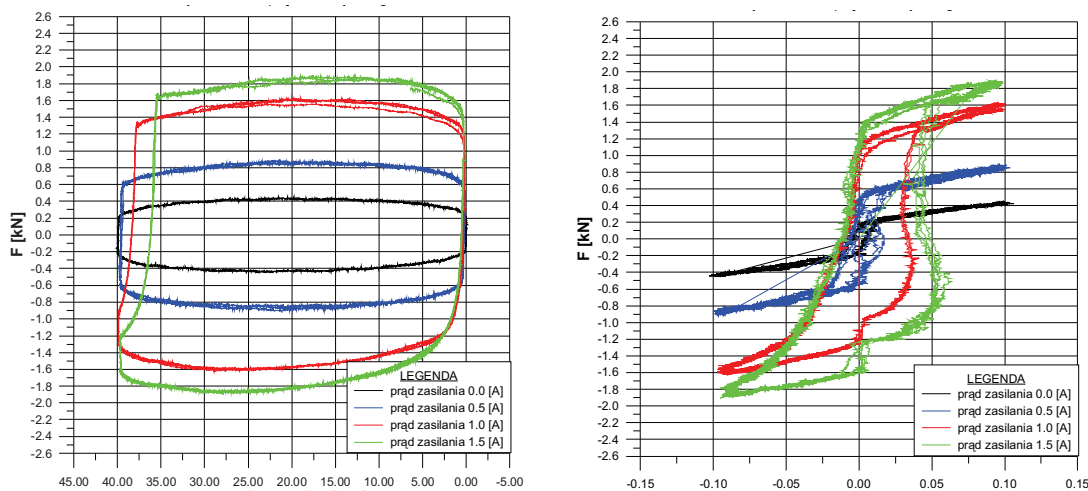


Fig. 9. Damping characteristic for the crevice size  $h=0,5$  [mm] and oscillation frequency of  $0,83$  [Hz]

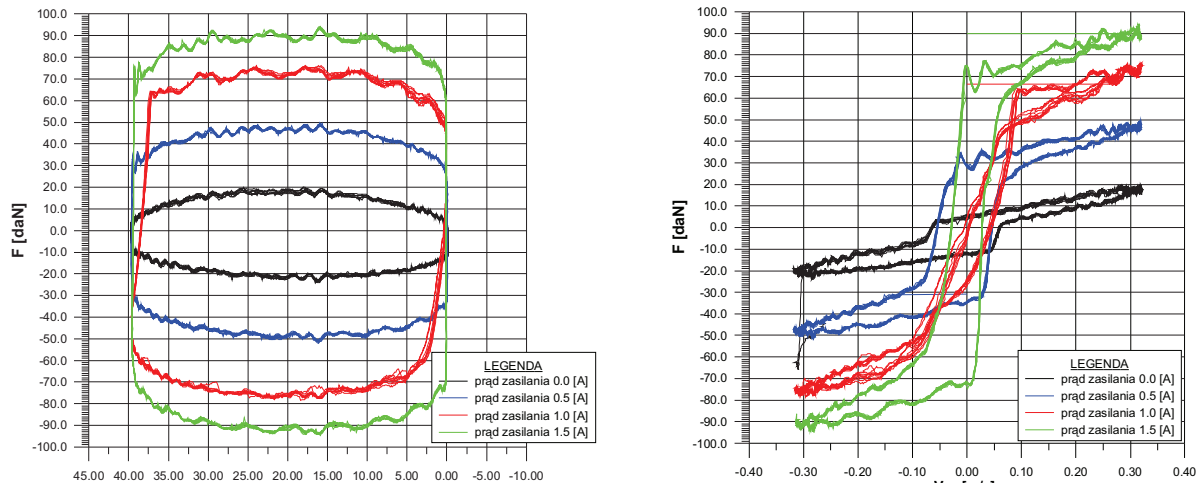


Fig. 10. Damping characteristic for the crevice size  $h=0,7$  mm and oscillation frequency of  $1,66$  [Hz]

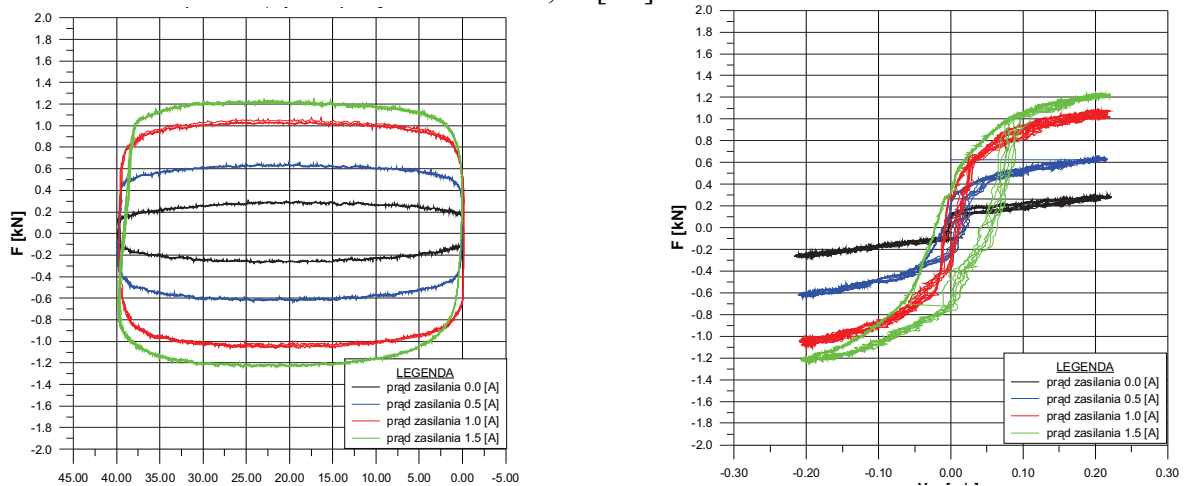


Fig. 11. Damping characteristic for the crevice size  $h=1,0$  mm and oscillation frequency of  $2,5$  [Hz].

Analysis of the curves run leads to a conclusion that the crevice size has a major influence on the damping properties. Higher value of the crevice height reduces the resistance force, and the surface area of the loop on diagram damping force as a function of displacement decreases. In means that the capability of energy dissipation features was reduced. Simultaneously the hysteresis loop in diagram of damping force as a function of piston speed decreases as well.

Comparison of the maximal damping force and the crevice size for different values of the electric current intensity has been presented in fig. 12. Each point in the diagram represents a maximal damping force obtained during experimental research. Four values of the electric current intensity have been investigated. For those conditions it was possible to fit the logarithmic curve to represent the damping force changes as a function of crevice size. With the decrease of the crevice size the damping force increases rapidly.



For the same crevice size the 100% change in the current driven through the magnetic coil (from  $I = 0,5 \text{ A}$  to  $I = 1,0 \text{ A}$ ) always caused an ca. 100% increase in measured damping forces. The 50% change in current driven through the magnetic coil (form  $1,0 \text{ A}$  to  $1,5 \text{ A}$ ) caused only a maximum 30% increase in the measured damping forces This leads to the conclusion that a significant change of the current in range  $1,0 \div 1,5 \text{ A}$  does not cause a significant increase in the damping forces as compared to low current values. The damper's response on the high current values is worse than on the small one. This phenomenon can be explained by saturation of the magnetic field.

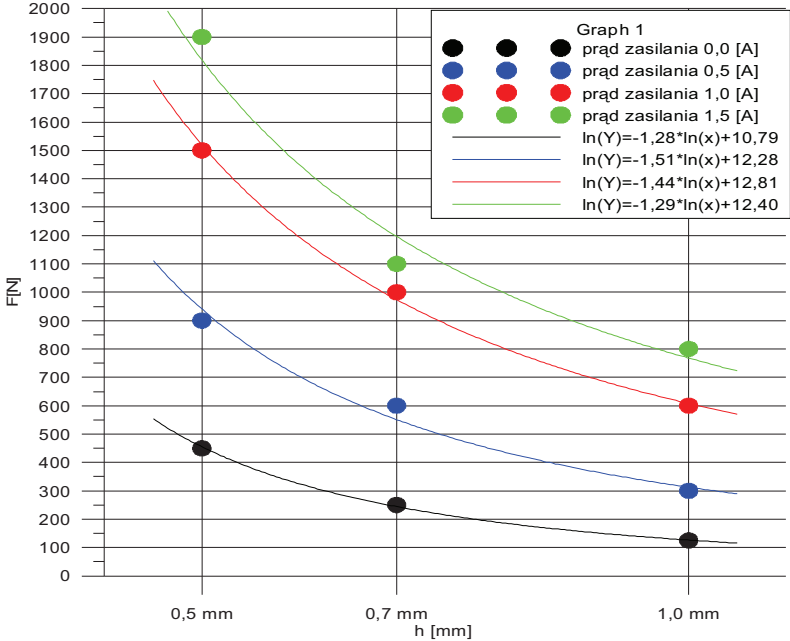


Fig. 12. Maximal damping force changes as a function of crevice size,  $f_1 = 0,83 \text{ [Hz]}$

### 14. MATHEMATICAL MODELS OF MR FLUIDS AND MR SCHOCK ABSORBERS AND DAMPERS

To perform a numerical simulation in Scilab computer program a mathematical model of the MR damper had to be chosen. Several rheological models like visco-plastic and visco-elasto-plastic Bingham model, Cross model, Casson and Herschel-Bulkley model, Gamot-Filisko visco-elasto-plastic model, Li visco-elasto-plastic model, Bouc-Wen'a model and Spencer model have been described in chapter 2.2. of the Ph.D. There are various models that describe only the behavior of magnetorheological fluid in special conditions and those, which characterize the entire device and its properties. Therefore a short comparison has been made in chapter 2.2.10, where remarks to models of MR fluids and dampers and shock absorbers have been presented. It was observed that each new model is constructed in special way, so it describes more accurately the authors' area of interest. In that area of interest, the properties



of MR fluid or MR damper and the representation of damping characteristic is more precise. However for the general calculation of damping characteristics, it is necessary to use a model that is most universal and will provide a good experimental data representation in entire range of research. Based on that assumption two models have been chosen: the Bouc-Wen and simplified Gamot-Filisko model. A modification was done in the third part of the original Gamota-Filisko model by removing the spring  $K_2$ , thus the model is much simpler. It consists of two parts, connected to each other and the basic elements are simple physical elements. The construction of the model is shown in fig. 13a. A Bouc-Wen model has been presented in fig. 13b. These two models differently describe the main properties of a MR damper. To determine which one of the selected models is better for further analysis a comparison has been done. For the same set of experimental data, two damping characteristics have been numerically simulated. A compatibility criterion has been written to determine the parameter that will be equal to the quality of matching. The results obtained in that comparison provided the same level of data representation, therefore the simplified Gamota-Filisko model has been chosen, due to smaller number of model parameters and much simpler construction. In further calculation a modified Gamota-Filisko model was used as the main one. These calculation has been described in chapter 5 of the Ph.D.

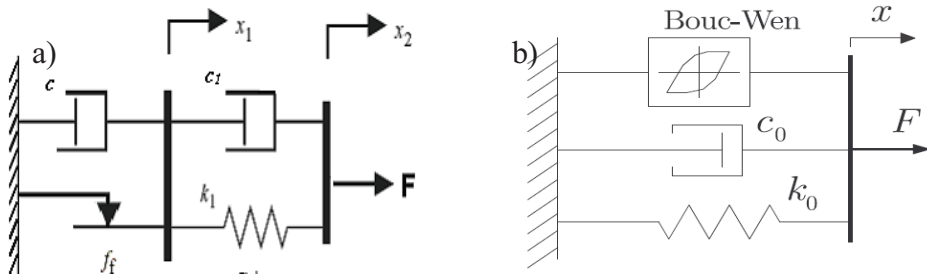


Fig. 13. Simplified Gamota-Filisko model (a), Bouc – Wen model (b)

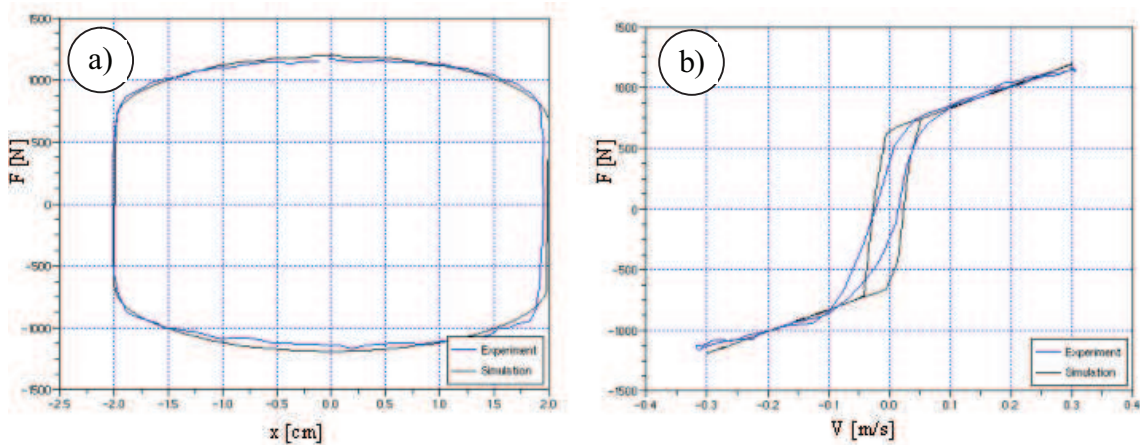


Fig. 14. Simplified Gamota-Filisko model, example of a damping characteristic obtained with this model in coordinates; a)  $F(X)$  , b)  $F(\dot{x})$

The constitutive equation for this mathematical model has the following formula:

$$F = k_1 \cdot (x_2 - x_1) + c_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = c \cdot \dot{x}_1 + f_f \cdot \text{sgn}(\dot{x}_1) \quad |F| > f_f$$

$$F = k_1 \cdot (x_2 - x_1) + c_1 \cdot \dot{x}_2 \quad |F| \leq f_f$$

where:  $f_f$  – friction force,

$k_1$  – parameter representing spring stiffness

$c, c_1$  – parameter representing viscous damping

An exemplary damping characteristic on  $F$ - $\dot{x}$  coordinates obtained for the simplified Gamota-Filisko model has been presented in Fig. 14.

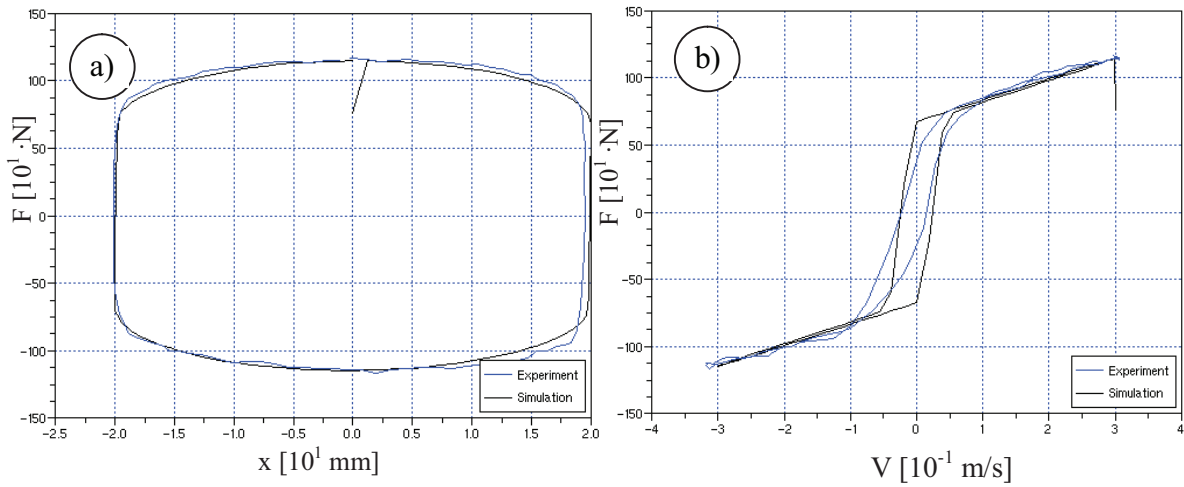


Fig. 15. Bouc – Wen model [42,43,57,58,115,114,217] an example of a damping characteristic obtained with this model in coordinates; a)  $F(X)$ , b)  $F(\dot{x})$

In comparison of Gamot-Filisko and Bouc-Wen model, the second one, has a new option – application of function to description of the hysteresis. This model is very accurate and represents very good damping characteristics in MR devices, as well as other tasks where the hysteresis occurs. Bouc-Wen model has been presented in fig. 15. The constitutive equation for this mathematical model has the following formula:

$$F = c_o \cdot \dot{x} + k_o (x - x_o) + \alpha \cdot z,$$

where :  $z$ , is the evolutionary variable given by the following equation:

$$\dot{z} = -\gamma \cdot |\dot{x}| \cdot |z| \cdot |z|^{n-1} - \beta \cdot \dot{x} \cdot |z|^n + A \cdot \dot{x},$$

$\beta, \gamma, A$  – model parameters

$\alpha$  – damping parameter,

$k_o$  – parameter representing spring stiffness

$c_o, c_l$  – parameter representing viscous damping,

$x_o$  – parameter describing the initial position.

## 15. COMPUTER SIMULATION RESULTS

A computer simulation of each experimental result presented in the chapter 4 or fig. 18 to fig. 20, has been done with the use of simplified Gamota-Filisko model. Numerical calculation was performed in *Scilab* program, where a script was written that was adjusting the model parameters to fit the experimental curve within the given range. This method provided good results, but was highly long-lasting. Because of that, other solution was proposed, where the simulated annealing method has been adapted. This solution shortened rapidly the time necessary for calculation, the detailed results and algorithm have been presented in chapter 6.2. of this dissertation.

As its name implies, Simulated Annealing (SA) exploits an analogy between the way in which a metal cools and freezes into a minimum energy crystalline structure (the annealing process) and the search for a minimum in a more general system.

SA's major advantage over other methods is an ability to avoid becoming trapped at local minima. The algorithm employs a random search which not only accepts changes that decrease objective function  $f$ , but also some changes that increase it. It is shown in the fig. 16.

The implementation of the SA algorithm is remarkably easy. Fig. 17 shows its basic structure. The following elements must be provided:

- representation of possible solutions,
- generator of random changes in solutions,
- means of evaluating the problem functions, and
- *annealing schedule* — an initial temperature and rules for lowering it as the search progresses.

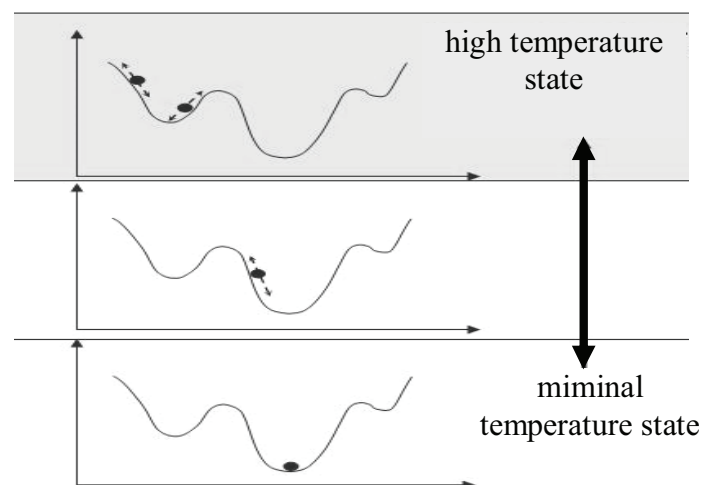


Fig. 16. Schema of searching of global minimum in simulated annealing algorithm

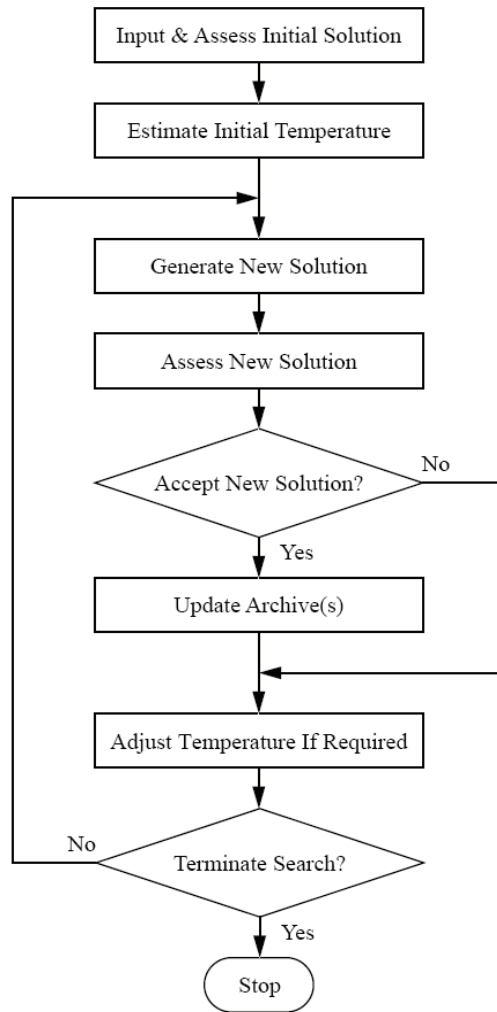


Fig. 17. The structure of the Simulated Annealing algorithm

Using the *Scilab* programming environment, a procedure has been created that is using the SA algorithm to identify model parameters and to fit the experimental damping characteristic to the computer simulation. As a function of goal a minimal value of the sum of deviation in each measurement point has been chosen. This is equal to the global minimum of the function. The basic version of the SA algorithm has been adopted, where the initial temperature was reduced proportionally by the coefficient  $\alpha = 0,9$ . Model parameters were chosen randomly from the range of values determined in the beginning of the procedure. Simulation started from the initial temperature value of  $T_0 = 30^\circ$ , with 20 levels of reduction. The number of neighbors which were analyzed at each level has been selected as 10. Such a SA parameters has been chosen on the basis of experience from conducting several tests.

For each of the experimental curves in e. shown in a fig. 18 to fig. 20, a set of individual parameters has been chosen to perform the best matching from computer simulation and experimental data. The matching has been presented also in fig. 18 to fig. 20,

The analysis of the curves shows, that the mathematical model does not fully describe the experimental results of damping characteristics. Simplificities existing in a mathematical model do not allow describing the hysteresis loop which causes the biggest difference. There are places where the deviation from the recorded results and from the numerical calculation is large. Those points are especially visible for the high value of the damping forces (over 1500 N), what has been marked as a detail A in fig. 18.

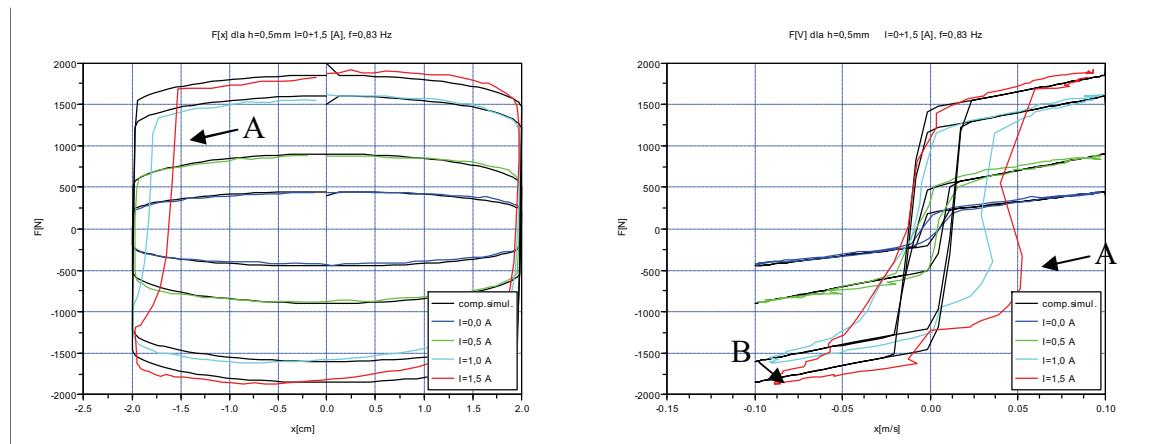


Fig. 18. Damping characteristic for the crevice size  $h=0,5$  mm and oscillation frequency of 0,83 Hz, matching of the experimental and the numerical simulation results

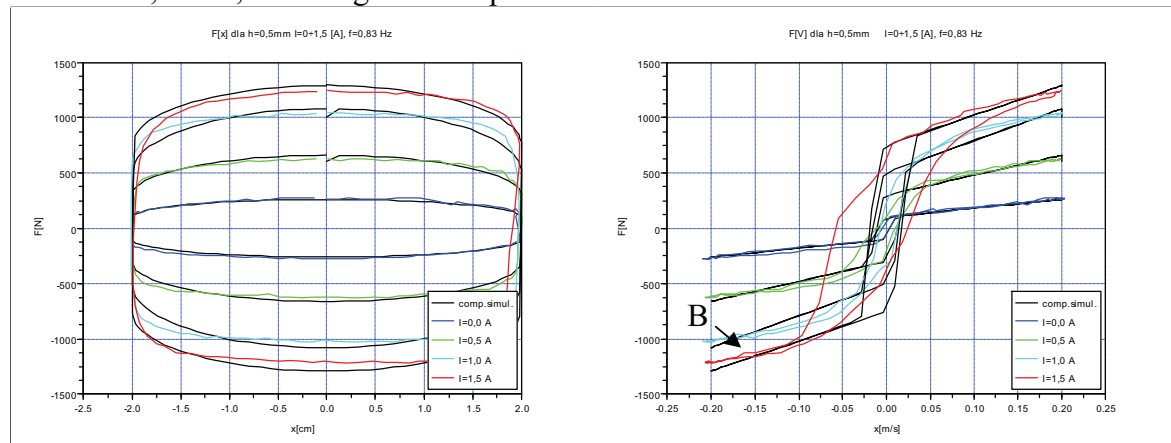


Fig. 19. Damping characteristic for the crevice size  $h=0,5$  [mm] and oscillation frequency of 0,83 [Hz], matching of the experimental and the numerical simulation results

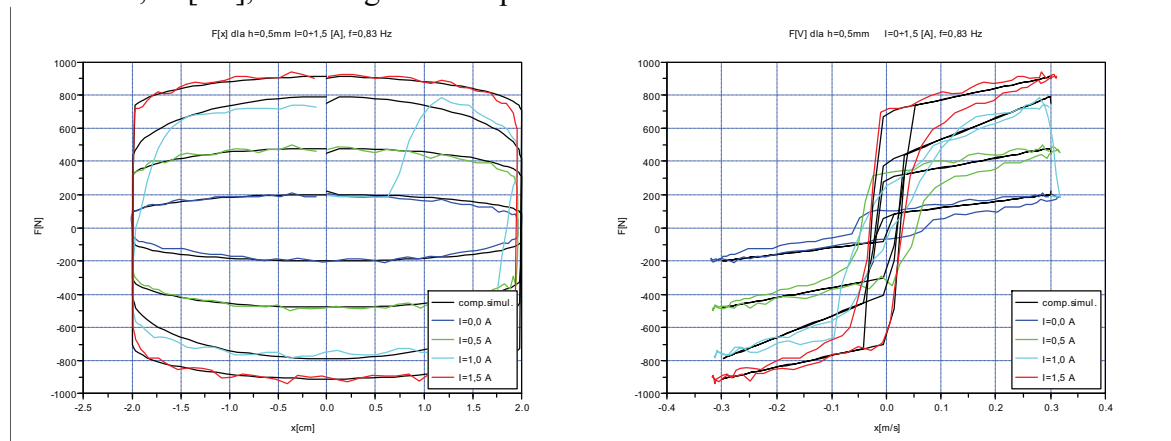


Fig. 20. Damping characteristic for the crevice size  $h=0,5$  [mm] and oscillation frequency of  $0,83$  [Hz], matching of the experimental and the numerical simulation results

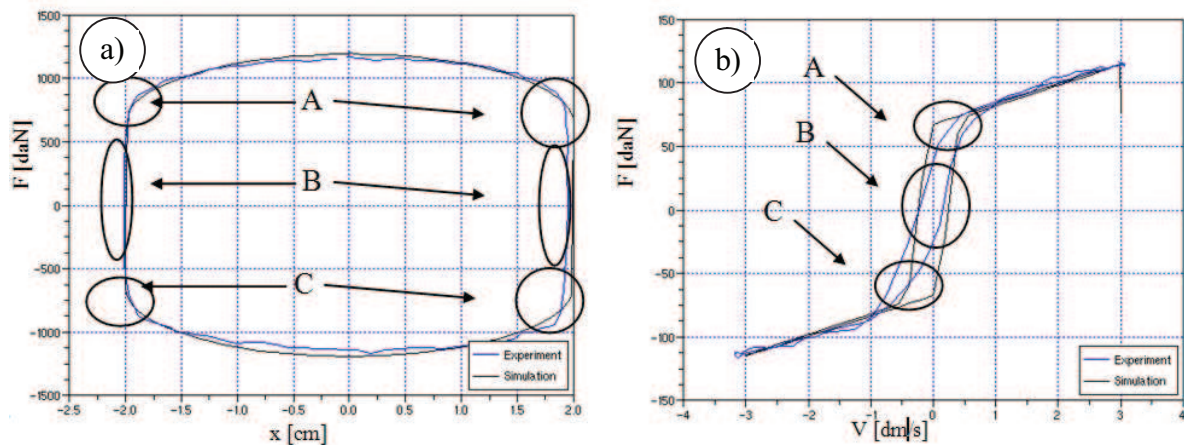


Fig. 21. Comparison between the experimental results and numerical simulation. Three places have been marked: A, B, C, where the largest discrepancy between the data was observed; a)  $F(X)$ , b)  $F(\dot{x})$

Deformation of the experimental damping characteristic in point A or C has a connection with a high pressure chamber in the internal part of the damper. Similar effect has been observed when there was a pressure loss, what has been described in work [140,247]. In the series of experiments this effect occurs, when the maximal damping force was over 1500 N. It was not observed for smaller damping force values. It means that the pressure in chamber was sufficient for small forces. Therefore a conclusion appears that higher damping forces require a higher pressure.

Damping characteristic deformation exists also at the end of the curves, in the extreme position of the piston, when the velocity is maximal, what can be observed as a detail B in fig. 18 and in fig. 19. The investigation and observation during research allowed determining the source of this failure. The error is connected with the precision of setting an oscillation frequency, which was circa  $\pm 0,05$  [Hz] ( $\pm 3$ rpm). Inaccurately set oscillation frequency might cause such problems. Such a behavior might be observed in fig. 21 as well.

The crevice size and the value of the current - driven through the magnetic coil, have a major influence on the properties of the damper with magnetorheological fluid inside. Maximal values of measured damping forces (circa 2450 N) have been noticed for the smallest crevice  $h_1 = 0,5$  mm and the maximal current  $I_3 = 1,5$  A and oscillation  $f_3 = 2,5$  [Hz].

The maximal damping force change as a function of the current change and the crevice size has been presented in the fig. 22. This comparison of forces allows to state that the force increase is linear in range 0 - 1,0 A, when crevice is constant and the current is increasing.



However the slope of a straight line is not the same for different crevices. This means that for the same crevice size, the 100% change in the current driven through the magnetic coil (from  $I = 0,0 \text{ A}$  to  $I = 1,0 \text{ A}$ ) always caused an ca. 100% increase in measured damping forces. The 50% change in current (form  $1,0 \text{ A}$  to  $1,5 \text{ A}$ ) caused only a maximum 30% increase in the measured damping forces. This leads to the conclusion that a significant change of the current in range  $1,0 \div 1,5 \text{ A}$  does not cause a significant increase in the damping forces as compared to low current values. The damper's response on the high current values is worse than on the small one. This phenomenon can be explained by saturation of the magnetic field.

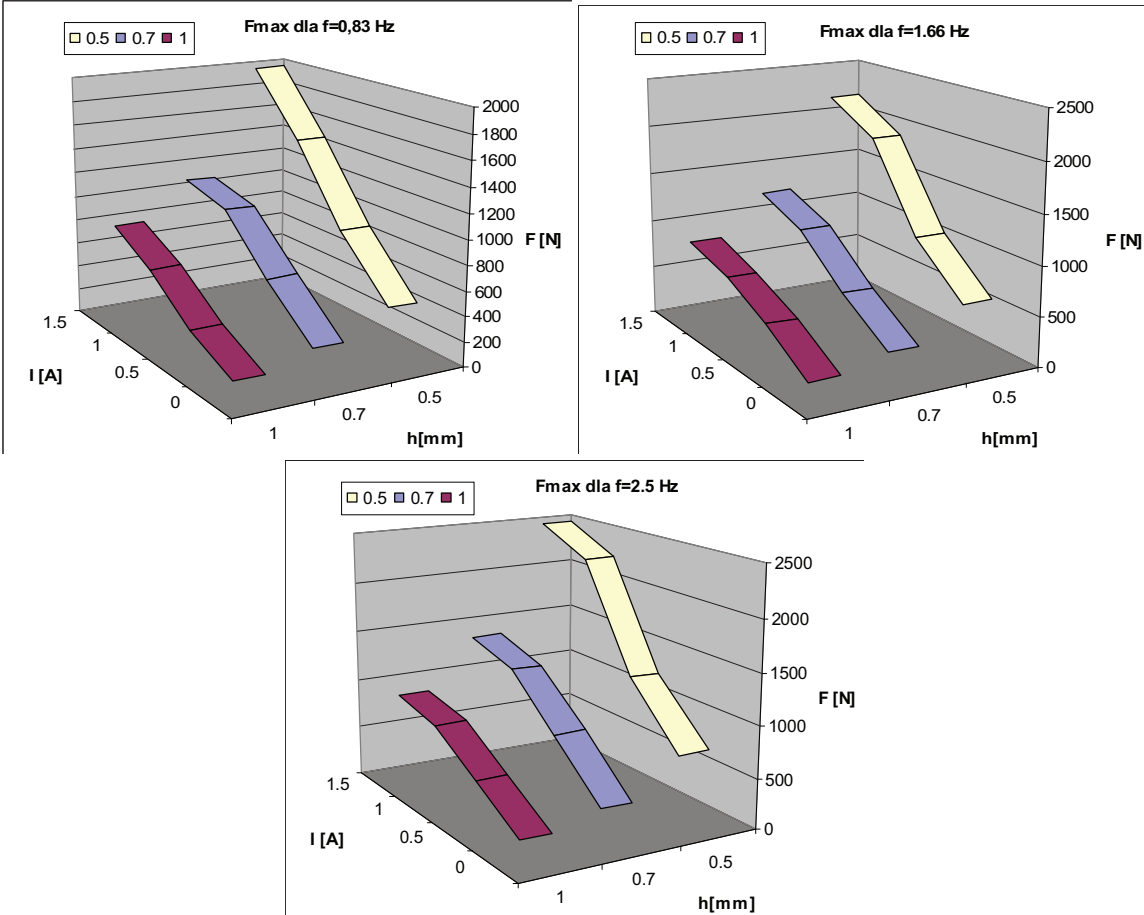


Fig. 22. Comparison of maximal damping forces as a function of the electric current change and the crevice size, for different oscillation frequency

Based on the results obtained from the experiment all parameters of the Gamot-Filisko model have been identified for each single operation cycle. In next step diagram representing models' parameters as a function of crevice size and a value of the electric current have been presented, what is shown in fig. 23. It was observed that the way of value changes is similar to the damping force changes, shown in fig. 22, so the same type of diagrams were prepared. The parameter  $k_1$  was not presented because it was not a variable due. This value represents



the constant pressure of air chamber inside the damper. All conducted researches were done with the same, constant inner pressure.

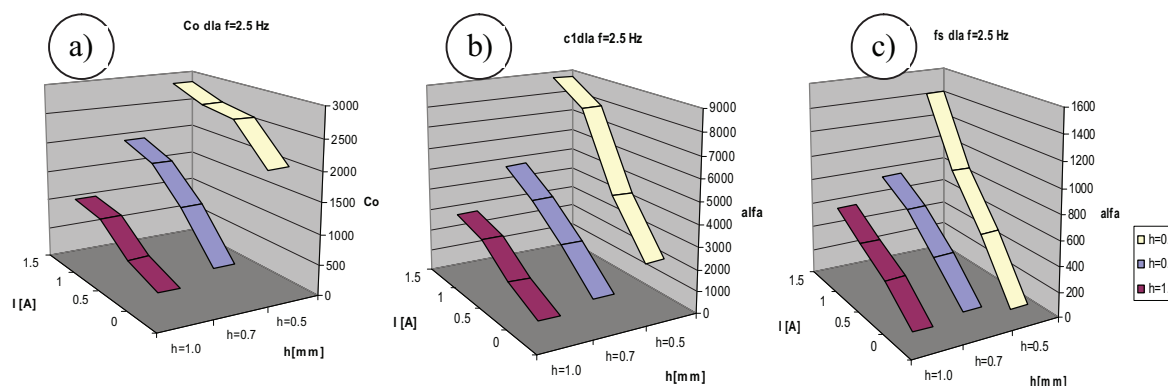


Fig. 23. The change of  $c_0$  (a) and  $c_1$  (b) and  $f_s$  (c) as a function of crevice size and the value of the electric current

With the assumption of continuity of changes between the points of experiment, a modified version of diagrams has been presented, where the specific points were replaced with surfaces. These surfaces allowed determining freely the parameters of model and corresponding (expected) damping force, obtained for particular crevice size and value of the electric current. During that operation it was observed that there was a possibility to extrapolate results in a range for smaller crevice sizes – less than 0,5 [mm]. The minimal crevice size has been set as  $h=0,3$  [mm] and all the parameters were determined for this crevice. This allowed to widening the space and surface of possible solutions. An example of this action is shown in fig. 23.

Further investigation considered the analysis of isolines of particular model parameters. In the numerical model a damping force is described as a function of variables  $c_0, c_1, f_s, k_1$ . On the diagrams representing isolines at the point of experimental research it was observed that the curves are crossing each other and creating one special point, that represents the value of the electric current and the size of the crevice.

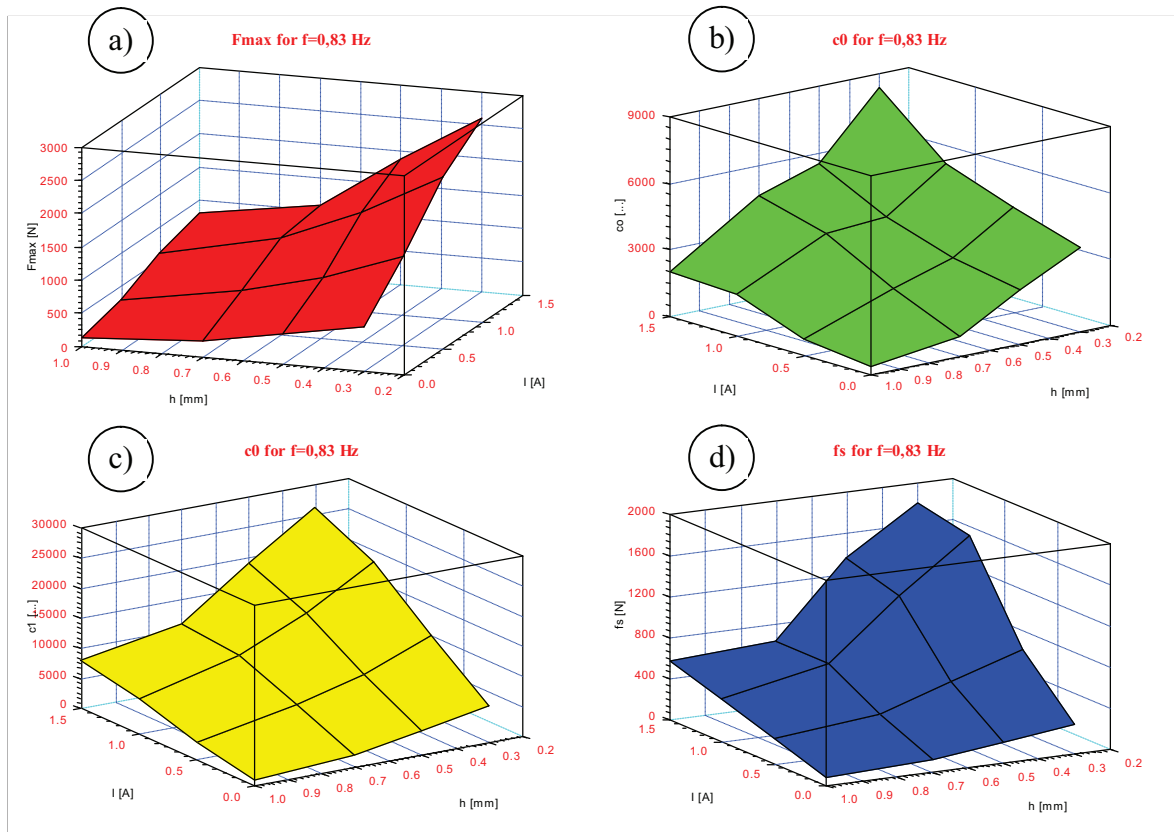


Fig. 24. Surfaces representing the parameter's of Gamot-Filisko model in extrapolated range including small crevice size values; a) the change of maximal force, b) the change of  $c_0$ , c) the change of  $c_1$ , d) the change of  $f_s$

With that knowledge it was possible to characterize the function of shock absorber within two states: with the electric current “on” and without applied magnetic field. Two states of functioning were necessary to calculate the quantity of energy dissipated in single operation cycle of a damper. Simultaneously the analysis of results makes possible to choose the crevice size and the electric current. It is necessary to determine at the beginning the maximal damping characteristic, by proper adjusting the parameters of model and then, based on diaphragm determine the solution – crevice size. The moment, the crevice is determined, the computer predicts the damping force for the “off state ” of magnetic field. Two curves allow the analysis of the value of energy dissipated in the device. Such a situation has been presented in fig. 25 and fig. 26, where two possible solutions are available. First solution is obtained for the crevice size  $h=0,4$  [mm] (fig. 25), and the second solution is obtained for the crevice size  $h=0,65$  [mm] (fig. 26). Detailed description of algorithm and created computer program has been presented in chapter 7 of this work.

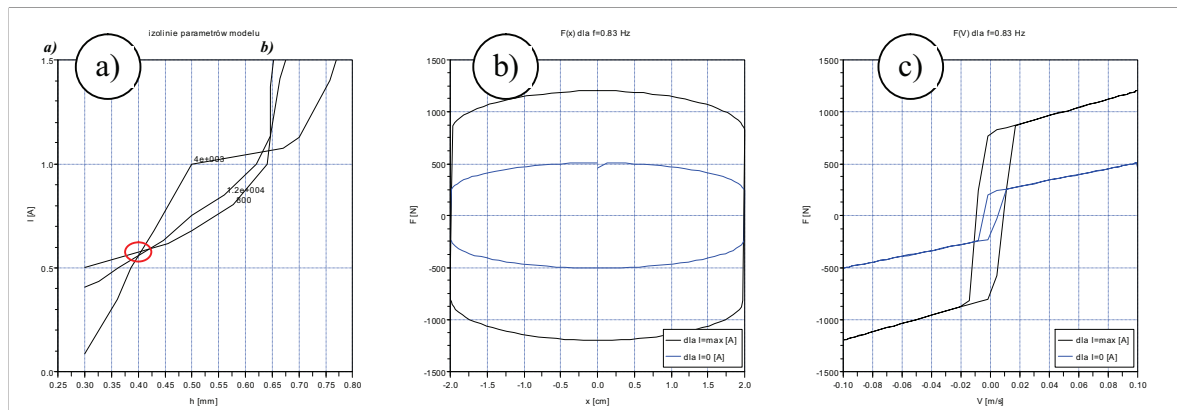


Fig. 25. Case I. Determination of optimal crevice size due to value of maximal damping force and a size of damping characteristic field; a) damping force change as a function of displacement, b) damping force change as a function of piston head temporary speed, c) isolines of model parameters

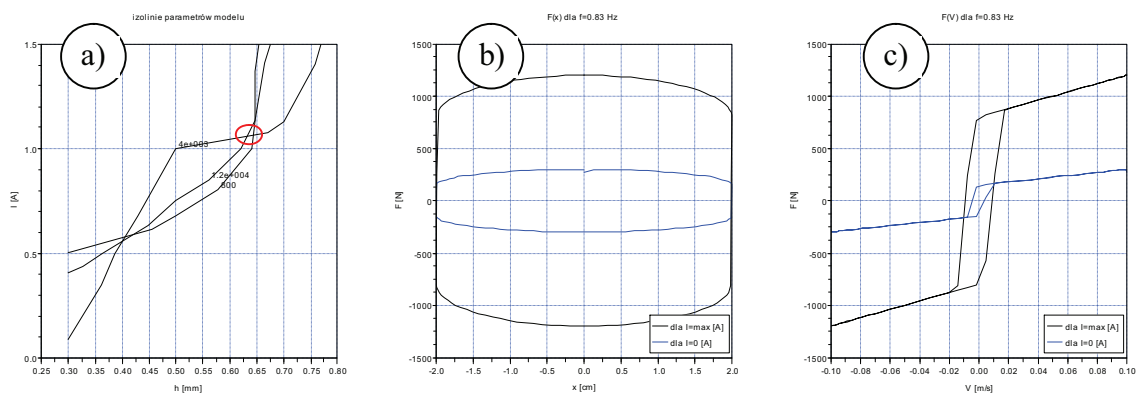


Fig. 26. Case II. Determination of optimal crevice size due to value of maximal damping force and a size of damping characteristic field; a) damping force change as a function of displacement, b) damping force change as a function of piston head temporary speed, c) isolines of model parameters

## 16. CONCLUSION

Presented work is devoted to the analysis and experimental research of a shock absorber with a magnetorheological fluid. The subject is connected with unconventional and modern reduction of mechanical vibrations in machines. Main topics of dissertation are concentrated on the methods and directions of action, undertaken during the designing a construction of magnetorheological shock absorber by the engineers. Formulated in the introduction main purpose of this work and methodology, describes many problems concerning the mechanical engineering, mathematical modelling and versatile analysis with optimization method of selected constructional parameters.

Those problems needed wide range references studies, with detailed description of constructional and operational tasks of shock absorbers, similar to the one that was

investigated. Several special features of dampers have been recognized, which are universal for all groups of devices. Computer simulation performed after an extended experimental research program allowed formulating following conclusions:

1. Rheological models: Bouc-Wen and Gamot-Filisko, which were chosen for the computer simulation, guarantee good representation of constructional and operational features of a damper with magnetorheological fluid.
2. Based on the results from experimental research and a computer simulation a comparison between these two models has been performed. Both models give comparable description of real damping characteristics. However the Gamot-Filisko model is characterized by smaller number of parameters, through what is easier for physical interpretation.
3. Based on the results obtained from the experiment all parameters of the rheological model have been identified. Diagram representing parameters of the model as a function of crevice size and a value of the electric current have been presented. With the assumption of continuity of changes between the points of experiment, a modified version of diagrams has been presented, where the specific points were replaced with surfaces. These surfaces allowed determining freely the parameters of model and corresponding (expected) damping force, obtained for particular crevice size and value of the electric current. With that knowledge it was possible to characterize the function of shock absorber within two states: with the electric current “on” and without applied magnetic field. Two states of functioning were necessary to calculate the quantity of energy dissipated in single work cycle of a damper. Simultaneously the analysis of results makes possible to choose the crevice size and the electric current.
4. Wide range of experimental results considering the influence of the crevice size on the energy dissipation features showed that the task of proper choosing this value to the desirable damping characteristic is complex. This task was solved by the use of optimizing method and a solution has been presented. However it was not possible to state the general conclusion in this matter, due to large number of designing assumptions, that had to be taken, and that were not known, at the moment of calculation. Obtained results allow performing an optimization, with an extra assumption concerning the type of power source supplying electric energy for the damper. The moment, that assumption is made, the optimization process can end.
5. Computer program Scilab, which was used for the computer simulation of results by the Gamot-Filisko model, has been evaluated as a very useful and versatile tool. Thanks to the scripts written in that program it was possible to perform highly advances calculation.

The important advantage of this program was the fact that it was freeware, and it can be used as an alternative for other commercial programs like Matlab and Mathematica. The necessity of performing computer calculation gave the author opportunity to learn and gain knowledge in computer programming.

6. The solution of task, concerning the identification of rheological model's parameters to the results obtained from experiment has been done, by applying a method of simulated annealing. This method is a highly advance algorithm, that can look for optimal solution in a much extended data set. Comparison of the result obtained with the help of other classical, searching methods, proved, that the efficiency of simulated annealing was outstanding. The time necessary for calculation was dozens times shorter. The use of that algorithm within the range of subject, even for the simplest settings, gave satisfying results.
7. Experimental results presented in this work are a contribution to the field of computer aided design and allowed better understanding the behavior of dampers with magnetorheological fluid. Conclusions and presented method of calculation gives the designer a wide range of possibilities to improve the solution and to find the best value of crevice size as well as operating parameters. This work includes, near the solution of scientific problems, a large knowledge from the domain of prototyping, experimenting and computer simulation.
8. In author's opinion presented material, especially theoretical and experimental solution to the problem, is a base to state that the thesis from the beginning of this work has been proved.
9. Full diagnosis of the problematic of this work requires further experimental research. The analysis of research trends (publication, Internet, companies data) and own experience, gathered during the preparation of this work, as well as the activities undertaken during work at the Warsaw University of Technology, the Institute of Construction Machinery Engineering and at the Poznan University of Technology, the Chair of Basics of Machine Design, allowed to predict the direction of the development in this field of science. The main problems that require further investigation or necessity of mathematical description is the problem of heating of MR dampers and possibility to determine the dampers behaviour in any state and the influence of other factors on the damping characteristic. These factors are: variability of the oscillation speed, the presence of the residual magnetism, the dampers operation under elevated temperature with external casing cooling.

## LITERATURE:

- [1] [Alexandridis A.A., Goldasz J.: Simplified model of the dynamics of magnetorheological dampers. *Mechanics*, AGH University of Sc. And Technology, Cracow, V.24 Nr 2. 2005.
- [2] Ashour O., Rogers C.A. and Kordonsky W., Magnetorheological fluid: Materials Characterization and Devices, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 1996, vol. 7:123 -130.
- [3] Bajkowski J., Sofonea M., Shillor M., Eksperymentalne badania wpływu wielkości szczeliny dla przepływu cieczy a właściwości pochłaniania i rozpraszania energii tłumika magnetoreologicznego, XXII Sympozjon PKM, Gdynia - Jurata 2005, s 41-46.
- [4] Bajkowski J., Modelling, methematical description, simulation and experimental research of magnetorheological damper with influence of temperature, *Machine Dynamic Problems*, 2004, vol. 28, No 3, p. 9-15.
- [5] Bajkowski J., Stanowiska badawczo dydaktyczne do wyznaczania wybranych charakterystyk tłumika lub amortyzatora magnetoreologicznego, XXII Sympozjon PKM, Gdynia - Jurata 2005 s.47-56.
- [6] Bajkowski J., Grzesikiewicz W., Sofonea M. Shillor M Szlagowski J.: Etude et recherche experimentale de rinfluence de la grandeur de la fissure de transfer du liquide magnetorheologigue sur la dissipation de l'energie d'un amortisseur actif. XIII Seminaire Franco-Polonais de Mecanique. Edition Polytech'Lille, 2005.
- [7] Bajkowski J, Shillor M, Sofonea M: Eksperymentalne badania wpływu wielkości szczeliny dla przepływu cieczy na właściwości pochłaniania i rozpraszania energii tłumika magnetoreologicznego. XXIV Sympozjon PKM, 2005, Jurata.
- [8] Bajkowski J., Stanowiska badawczo dydaktyczne do wyznaczania wybranych charakterystyk tłumika lub amortyzatora magnetoreologicznego, XXII Sympozjon PKM, Gdynia - Jurata 2005 s.47-56.
- [9] Bajkowski J., Nachman J., Schillor M., Sofonea M., A model for a Magnetorheological Damper, *Mathematical and Computer Modeling* Volume: 48, Issue: 1-2, July, 2008, pp. 56-68.
- [10] Bajkowski J., Nachman J., Schillor M., Sofonea M., Zalewski R., Dynamic model for a Magnetorheological Damper,
- [11] Bajkowski J., Tadzik P., Zalewski R., New Possibilities of the active damping of vibrations, *Mechanics* vol. 26 no 4 2007, s. 156-159.
- [12] Bajkowski J., Bajkowski M., Grzesikiewicz W., Sofonea M., Schillor M., Zalewski R., Analysis of the dependence between a temperature and working parameters of the MR damper, *Mechanics* vol. 26 no 4 2007, s. 149-155.
- [13] Bajkowski J., Bajkowski M., Zalewski R., L'influence de la temperature sur le travail d'un amortiseur magnetoreologique, XV French – Polish Seminar of Mechanics, 28.06.2007, Polytech'Lille – USTL, Villeneuve d'Ascq, France.
- [14] Bajkowski J., Constructional and technological problems in designing of the intelligent MR damper, XV French – Polish Seminar of Mechanics, 28.06.2007, Polytech'Lille – USTL, Villeneuve d'Ascq, France.
- [15] Bajkowski J., Grzesikiewicz W., Wakulicz A.: Amortissement des vibrations des vehicules avec l'es amortisseurs actifs. XIII Seminaire Franco-Polonais de Mecanique. Edition Polytech'Lille, 2005
- [16] Bajkowski M., Grzesikiewicz W., Sofonea M.,: Etude, modelisation et recherche de la temperature sur la dissipation de l'energie d'un amortisseur magnetorheologigue. XIII Seminaire Franco-Polonais de Mecanique. Edition Polytechlille, 2005



- [17] Bajkowski J., Grzesikiewicz W., Modélisation des vibrations d'un véhicule avec les amortisseurs actifs. XIV Colloque Vibrations Chocs et Bruit, Ecole Centrale de Lyon 69131 Ecully, 2004.
- [18] Bajkowski J., M Sofonea., M. Shillor: Modelisation et etude de rinfluence de la grandeur de lumiere de la fissure de transfer) du liquide sur les proprietes de la dissipation de l'energie d'un amortisseur magnetorheologique. Congres CCCM Tunisie, 2005
- [19] Bajkowski J., Grzesikiewicz W., Holnicki J., Parafiniak M., Wołęjsza Z.: Analysis of the influence of magnetorheological damper on the airplane chassis loading during landing. ECOMAS, Lizbona, 2005
- [20] Bajkowski J., Constructional and Technological Problems in Designing of the Intelligent MR Damper. XIII Polish-Ukrainian Conference "CAD in Machinery Design"- Implementation and Educational Problems. Ed. Warsaw Univ. of Technology, Jurata, 2005 oraz Polsko Słowacka Konferencja Rożnów n/Radhostem, 2005
- [21] Bajkowski J. Analysis of Influence of Some Magnetorheological Damper Parameters on Energy Dissipation and Absorption Properties, Machine Dynamics Problems 2004, Vol. 28, No 3, pp. 9-15.
- [22] Bajkowski M., Analiza wpływu wybranych charakterystyk tłumika magnetoreologicznego na zmianę właściwości dynamicznych modelu obiektu specjalnego, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, 2006 Warszawa,
- [23] Bajkowski M., Parafiniak M., Sofonea M.: Symulacyjne i eksperymentalne badania wpływu temperatury na właściwości dynamiczne tłumika z cieczą magnetoreologiczną, XIV Konferencja nt. Metody i Środki Projektowania Wspomagane go Komputerowego, Warszawa 2003
- [24] Bajkowski M., Zalewski R., Improvement possibilities of structural and exploitation parameters f the special object by application of the smart magnetorheological damper, XI International conference Computer Simulation in Machine Design, COSIM 2006, Krynica Zdrój 2006,
- [25] Bajkowski M., Zalewski R., Application of magnetoreological damper in special object, XV French – Polish Seminar of Mechanics, 28.06.2007, Polytech'Lille – USTL, Villeneuve d'Ascq, France
- [26] Barroso L.R., Hunt S., Chase J. G., Application of magneto-rheological dampers for multi-level seismic hazard mitigation of hysteretic structures, 15<sup>th</sup> ASCE Engineering Mechanics Conference, June 2-5, Columbia University, New York 2002
- [27] Bashtovoi V.G., Bossis G , Kabachnikov D., Krakov M. and Volkova O., 2002. "Modelling of Magnetic Fluid Support ". Journal of Magn. Mat., 252, 315-317.
- [28] Bashtovoi V.G., Kabachnikov D.N., Bossis G. Damping of an elastic Beam using an MR suspension in the squeeze mode, Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [29] Bashtovoi V.G. Kabachnikov D.N., Kolobov, A.Y., Samoylov V.B., Vikoulenov A.V., Research of the dynamics of a magnetic fluid dynamic absorber, Journal of Magnetism and Magnetic Materials 252 (2002) s 213-314
- [30] Bashtovoi V.G., Lavrova O., Mitkova T., Polevikov V., Tobiska L., Flow and Energy dissipation in a magnetic fluid drop around a permanent magnet, Journal of Magnetism and magnetic Materials 289, 2005 s. 207-210.
- [31] Bellmunt O.G., Design, Modeling, Identification and Control of Mechatronic systems, Ph D thesis, Barcelona, February 2007,
- [32] Bica I., Damper with magnetorheological suspension, Journal of Magnetism and magnetic Materials 241, 2002 s. 196-200.



- [33] Bica I., Magnetorheological suspension based on mineral oil, iron and graphite micro particles, *Journal of Magnetism and magnetic Materials* 283, 2004 s. 335-343.
- [34] Bombard A.J.F., Joekes I.: Temperature effect on the magnetorheological properties of MRF-132LD suspension, *Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference on Electro-rheological Fluids And Magneto-Rheological Suspensions*, Honolulu, Hawaii 1999
- [35] Breese D.G., Gordaninejad F., Semi-Active, Fail-Safe Magneto-Rheological Fluid Dampers for Mountain Bicycles, *International J. Vehicle Design*, in press, 2003.
- [36] Butz T., von Stryk O., Modeling and Simulation of Electro- and Magnetorheological Fluid Dampers, *ZAMM* vol. 82 No. 1 pp. 3-20 , 2002
- [37] Carlson J.D. and Catanzarite D.M.. 1998. "Magnetorheological Fluid Devices and Process of Controlling Force in Exercise Equipment Utilizing Same,"US.Pat.#5,816,372.
- [38] Carlson J.D., What makes a good MR fluid?, Lord Corporation, 110 Lord Drive, Cary, North Carolina 27511, USA
- [39] Carlson J.D., Catanzarite D.M. and St.Clair K.A., Commercial Magnetorheological fluid devices, Lord Corporation, CN 27511 USA,
- [40] Carlson J.D., Low-cost MR Fluid Sponge Devices, *Proceedings of the 7th International Conference on ER Fluids and MR Suspensions* ,World Scientific Publishing Co.Pte.Ltd, 1999, Honolulu Hawaii.
- [41] Carlson, J. D., Matthis, W., Toscano, J. R., "Smart Prosthetics Based on Magnetorheological Fluids," *Proceedings of SPIE*, Vol. 4332, p. 308-316, 2001.
- [42] Carlson, J.D., and Weiss, K.D. (1994). "A growing attraction to magnetic fluids." *Machine Design*, Aug. 8, pp. 61–66
- [43] Choi S.B., Lee S.K., Park Y.P.:2000. A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magnetorheological damper. *Journal of Sound and Vibration*, 245(2), s. 375-383
- [44] Choi S.B., Choi Y.T.and Park D.W.. 2000."A Sliding Mode Control of a Full-Car Electrorheological Suspension System Via Hardware-in-the-Loop Simulation, "*Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 122:114 -121.
- [45] Choi, Seung-Bok; Hong, Sung-Ryong; Sung, Kum-Gil; Sohn, Jung-Woo, Optimal control of structural vibrations using a mixed-mode magnetorheological fluid mount , *International Journal of Mechanical Sciences* ,Volume: 50, Issue: 3 March, 2008 pp. 559-568
- [46] Claracq J., Sarrazin J., Montfort J.P., Viscoelastic properties of magnetorheological fluids, *Rheologica Acta* (2004) vol. 43 s. 38–49
- [47] Constantinescu, V.N. (1995). *Laminar Viscous Flow*, New York: Springer.
- [48] Derski W., Ziemia S., *Analiza modeli reologicznych*, Warszawa PWN 1968
- [49] Dimock G. A., Lindler J. E., Wereley N. M.. Bingham Biplastic Analysis of Shear Thinning and Thickening in Magnetorheological Dampers. Norman M. Wereley, *SPIE, Smart Structures and Materials 2000: Smart Structures and Integrated Systems*, vol.3985, s. 444–455,Czerwiec 2000.
- [50] Dudziak B., Wybrane problemy projektowe związane z zastosowaniem cieczy magnetoreologicznych w amortyzatorach, XIV francusko – polskie seminarium mechaniki, Politechnika Warszawska, Warszawa 05.06.2006
- [51] Dudziak B., Zastosowanie cieczy sterownych w technice na przykładzie tłumika liniowego – problemy projektowe, rozdział w Monografii pod red. I. Malujdy, p.t.: „Kierunki projektowania i badania cech konstrukcyjnych elementów maszyn”, Poznań, grudzień 2006 s. 27-42
- [52] Dudziak B., Bajkowski J., Modelisation et etude de l'influence de la Grandeur de lumiere de la fissure de transfert du liquide sur les proprietes de la dissipation de l'energie d'un

- amortisseur magnetorheologique, XIV francusko – polskie seminarium mechaniki, Politechnika Warszawska, Warszawa 05.06.2006
- [53] Dudziak B., Bajkowski J., Eksperymentalne badania własności dyssypacyjnych tłumika z cieczą magnetoreologiczną, XXIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn Rzeszów-Przemysł 2007
- [54] Dudziak B., Bajkowski J., The analysis of properties of a shock absorber with magnetorheological fluid during operation on the energy dissipation features, XII International Conference on Problems of Material Engineering, Mechanics and Design, 29-31 august, SLOVAKIA 2007,
- [55] Dudziak B., Analysis of a magnetorheological damper with various crevice sizes, XV French – Polish Seminar of Mechanics, 28.06.2007, Polytech'Lille – USTL, Villeneuve d'Ascq, France
- [56] Dudziak B., Badanie tłumika z cieczą magnetoreologiczną o zróżnicowanej wielkości szczeliny w głowicy, XVI Konferencja nt „METODY I ŚRODKI PROJEKTOWANIA WSPOMAGANEGO KOMPUTEROWO”, październik Naęczów 2007.
- [57] Dudziak, B., Bajkowski J., Zalewski R., Analiza i symulacje wybranych charakterystyk amortyzatora z cieczą MR w programie scilab, Ciechocinek 2008,)
- [58] Dudziak B., J. Bajkowski, R.Zalewski, Experimental research of a magnetorheological damper with various creviceses – modeling and simulations, XVI Francusko – Polskie Seminarium Mechaniki, Politechnika Warszawska, 15.05.2006 Warszawa,
- [59] Dogruoz M.B., Wang L., Gordaninejad F., Stipanovic A., J.: Augmenting Heat Transfer from Fail-safe Magneto rtieological Fluid Dampers Using Fins. Department of Mechanical Engineering, University of Nevada, Reno, NV 89557.USA, Department of Aerospace and Mechanical Engineering, University of Arizona. Tucson, AZ 85721, USA, Faculty of Chemistry, State University of New York, Syracuse, NY 13210, USA
- [60] Dyke S.J., Spencer B.F., Sain M.K. and Carison J.D. 1998. "An Experimental Study of MR Dampers for Seismic Protection," Smart Mater Struci ., 7:693 -703
- [61] Dyke S.J , Spencer Jr.B F., Sain M K.. Carlson J.D.: Seismic response reduction using magnetorheological dampers. Proceedings of IFAC World Congres, San Francisco, 1996
- [62] Dyke S.J., Spencer Jr.B.F., Sain M.K. and Carlson J.D. 1996. "Modeling and Control of Magnetorheological Dampers for Seismic Response Reduction, " Smart Materials and Structures, 5(5):565 -575.
- [63] Dyke S.J., Acceleration feedback control strategies for active and semi-active control systems: modeling, algorithm development, and experimental verification, Department of Civil Engineering and Geological Sciences, Notre Dame, Indiana, July 1996
- [64] El-Wahed A.K., Sproston J.L. and Schleyer G.K.. 1999. "A Comparison between Electrorheological and Magnetorheological Fluids Subjected to impulsive Loads, " Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 10:695 -700.
- [65] Ericksen E.O., Gordaninejad F., A magneto-rheological fluid shock absorber for an off-road motorcycle, International Journal of Vehicle Design, Volume 33, Numbers 1-3 / 2003
- [66] Engineering note MRF-132DG Magneto-Rheological Fluid, Lord Materials division
- [67] Facey W.B., Rosenfeld N.C., Choi J.T., Wereley N.M., Design and testing of a compact magnetorheological damper for impulsive loads, International Journal of modern Physics B, vol.19 Nos. 7,8&9 (2005) s. 1549-1555
- [68] Forte P., Paterno M., Rustighi E., A magnetorheological fluid damper for rotor Application, International Journal of Rotation Machinery, vol. 10, 2004
- [69] Gandi F., Chopra L.. 1996. A Time-Domain Non-linear Viscoelastic Damper Model. Smart Materials and Structures, 5, pp.517-528.

- [70] Ganguly R., Sen S., Puri I. K., Heat transfer augmentation using a magnetic fluid under the influence of a line dipole, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 271 (2004) 63–73
- [71] Gavin H.P. (1997). The Effect of Particle Concentration Inhomogeneities on the Steady Flow of Electro- and Magneto-Rheological Materials." *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, Vol. 71,165-182.
- [72] Gavin H.P. Multi-duct ER Dampers, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2001
- [73] Gavin, H.P. (1998). Design method for high-force electrorheological dampers." *Smart Materials and Structures*, Vol. 7, No. 5, 664-673.
- [74] Gavin H.P., Hanson, R.D., and Filisko, F.E. (1996). Electrorheological dampers, Analysis and design." *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 63, No. 3, 669-675.
- [75] Gavin H.P., Hanson, R.D., and Filisko, F.E. (1996). Electrorheological dampers, testing and modeling." *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 63, No. 3, 676-682.
- [76] Gavin H., Hoagg J. and Mark Dobossy. Optimal Design of MR Dampers Department of CMI and Environmental Engineering, Duke University Durham, NC, USA,
- [77] Genc S. Synthesis and Properties of Magnetorheological (MR) Fluids. Praca doktorska, University of Pittsburgh, School of Engineering, 2002.
- [78] Giergiel M., Giergiel J.: 2005. Advanced modeling of vibratory machines. *Jour. Of the Theoretical and Applied Mechanics*. 43, 3, pp. 501-509, Warsaw 2005
- [79] Ginder J.M. and Davis L.C.. 1994."Shear Stresses in Magnetorheological Fluids: Role of Magnetic Saturation, "*Applied Phys .Lett.*,65(26):3410-3412
- [80] Ginder J.M., Phule P.P., Synthesis and properties of novel MRF having improved stability and redispersibility, *International Journal of Modern Physics B*, Vol. 13, Nos 14,15&16 (1999) 2019-2027,
- [81] Giuclea M., Sireteanu T., Stancioiu D., Stammers Ch.W., Modeling of magnetorheological damper dynamic behavior by genetic algorithms based inverse method, *Proceedings of the romanian academy, series a*, 2004
- [82] Giuclea M., Sireteanu T., Mitu A.M., Ghita G., Genetic algorithm for parameter identification of Bouc-Wen model, *Proceedings of the Romanian Academy Vol. A*, 2006, abstract
- [83] [108-1] Ghomshie, M., Tabandeh, N., Ghazavi, A., and Gordaninejad, F., "A Three-Dimensional Shape Memory Alloy/Elastomer Actuator," *Composites, Part B: Engineering* , Vol. 32B, No. 5, 2001, pp. 441-449, 2001
- [84] [403] Goncalves F.D., Characterizing the Behavior of magnetorheological Fluids at High Velocities and High Shear Rates, praca doktorska Virginia Polytechnic, Blacksburg, Virginia 2005
- [85] Gordaninejad, F. and Kelso, S. P., "Fail-Safe Magneto-Rheological Fluid Dampers for Off-Highway, High-Payload Vehicles," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 11, No. 5, pp. 395-406, 2000
- [86] Gordaninejad F., Sahdi M., Hansen B.C., Chang F.K..2002.: Magneto-Rheological Fluid Dampers for Control of Bridges. *J. of Int. Material Systems and Structures*. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [87] Gordaninejad F., Breese D.G.: Heating of magnetorheological fluid dampers an experimental study, *Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference on Electro Rheological Fluids And Magneto-Rheological Suspensions*, Honolulu, Hawaii 1999 pp.641 -651.
- [88] Gordaninejad, F., and Breese, D. G., "Heating of Magnetorheological Fluid Dampers," *Journal of Intelligent Materials, Systems and Structures*, Vol. 10, No. 8, Pp. 634-645, 1999.

- [89] Griffin M.J. and Wu X...1997."A Semi-Active Control Policy to Reduce the Occurrence and Severity of End-stop Impacts in a Suspension Seat with an Electrorheological Fluid Damper, *Journal of Sound and Vibration* ,203(5):781 -793.
- [90] Griffin M.J. and Wu X.. 1998."The Influence of End-Stop Buffer Characteristics on the Severity of Suspension Seat End-Stop impacts, *Journal of Sound and Vibration* 215(4):989-996.
- [91] Grzesikiewicz W., Knap L., Lassota W., Marzec Z., Identyfikacja modelu magnetoreologicznego tłumika drgań, IV Szkoła "Metody Aktywne Redukcji Drgań i Hałasu", Kraków-Krynica 1999 (s83-87)
- [92] Grzesikiewicz W., Makowski M., Symulacyjne badania drgań pojazdu ze sterowanymi tłumikami, *Mat. XVI Konf. Metody i Środki Projektowania Wspomagane Komputernie*. s. 51
- [93] Grzesikiewicz W., Bajkowski J.: 1995: Z. Osiński: Tłumienie uderzeń za pomocą amortyzatorów z tarciem suchym *Mat.XVII Sympozjonu PKM, Naęczów, Wyd. Politechnika Lubelska*, s. 1-11,
- [94] Grzesikiewicz W., Bajkowski J., Wakulicz A., 2001: Description d'un non-lisse variationnel probleme en rheology. *Mat.:VII Franco-Polonais Seminaire Scientifique en Mecanique, Lilie*,
- [95] Grzesikiewicz W., Bajkowski J., Hać: Coefficients de frottement sec dans le mouvement de translation et de rotation, *Mat.:7 eme Seminaire Franco-Polonais en Mechanique*,.06.2001, Lilie, Francja,
- [96] Grzesikiewicz W., Bajkowski J., 2001: Modelisation des elements elastiques de la suspension d'un vehicule a chenilles. *Mat: VII Franco-Polonais Seminaire Scientifique en Mecanique, Lilie*,
- [97] Grzesikiewicz W., Zbiciak A., Relacje konstytutywne uogólnionego modelu materiału Bingham. Sformułowanie i implementacja numeryczna, *Czasopismo Techniczne „Mechanika”*, z. 1 -M/2006 (rok 103), s. 121-129, Wiesław Grzesikiewicz,
- [98] Grzesikiewicz W., Bajkowski J., Influence de la temperature et la section de transfert du liquide sur les proprietes de dissipation d'energie de l'amortisseur magnetorheologique, *XIC COLOQUE VIBRATINS CHOCS ET BRUIT, ECOLE CENTRALE DE LYON 69131 ECULLY*, 16,17, 18 Juin 2004,
- [99] Grzesikiewicz W., Bajkowski J., Modelisation des vibrations d'un vehicule avec les amortisseurs actifs , *XIC COLOQUE VIBRATINS CHOCS ET BRUIT, ECOLE CENTRALE DE LYON 69131 ECULLY*, 16,17, 18 Juin 2004,
- [100] Haake G.S.: *Reologia. Podstawy i zastosowania*. Ośr. Wydawnictw Naukowych PAN, Poznań, 1998.
- [101] Hiemenz G. and Wereley N..1999. "Seismic Response of Civil Structures Utilizing Semi-active MR and ER Bracing Systems,"*Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 10:646 -651.
- [102] Hitchcock, G. H., Gordaninejad, F. and Wang, X., "A New By-Pass, Fail-Safe, Magneto-Rheological Fluid Damper," *Proceedings of SPIE Conference on Smart Materials and Structures, San Diego, March 2002*
- [103] Hong S-R, Wang G., Hu W., Wereley N.M., Liquid spring shock absorber with controllable magnetorheological damping, *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineering Part D, Automobile Engineering, Vol. 220, 2006*
- [104] Holnicki-Szulc J., Kotakowski, P.: 1998, Sensitivity Analysis of Truss Structures - Virtual Distortion Method Approach, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol.43, issue 6, pp.1085-1108.



- [105] Holnicki-Szulc J.K., Wikło M., Optimal design of adaptive structures: Part I. Remodeling for impact reception, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Issue Volume 37, Number 3 / January, 2009, strony 305-318,
- [106] Holnicki-Szulc J.K., Wikło M., Optimal design of adaptive structures Part II. Adaptation to impact loads, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Issue Volume 37, Number 4 / January, 2009, strony 351-366,
- [107] Holnicki-Szulc J.K., *Smart Technologies for Safety Engineering*, Książka, Wiley, ISBN: 978-0-470-05846-6, 350 stron, 2008
- [108] Holnicki-Szulc J.K., Mikułowski G.M., Fast controller and control algorithms for MR based Adaptive Impact Absorbers - force based control, *Machine Dynamics Problems* Vol. 30 No. 2 Warsaw 2006: Publishing House of Warsaw University of Technology pp 113-122,
- [109] Holnicki-Szulc J.K., Orłowska A.M., Mróz A., Semi-active Damping of Vibrations. Prestress Accumulation-Release Strategy Development, *International Conference on Noise & Vibration Engineering*, 18-20 September, 2006, Leuven,
- [110] Homik W., Zastosowanie cieczy reologicznych w technice, a w szczególności w tłumieniu drgań mechanicznych, *Przegląd Mechaniczny* 10/2006,
- [111] Hu W., Development of magnetorheological Fluid electrometric dampers For helicopter stability augmentation, University of Maryland, 2005
- [112] Jabbari F., Bobrow J. E., Vibration Suppression with resettable device, *Journal of Engineering Mechanics* , September 2002 , s. 918-924
- [113] Jinung An, Dong-soo Kwon, Modeling of a Magnetorheological Actuator Including Magnetic Hysteresis
- [114] Jeon D., Park C., Park K., Vibration Suppression by controlling an MR Damper, *International Journal of Modern Physics B*, vol. 13 (1999) 2221-2228
- [115] Jolly M.R., Bender J.W., Carlson J.D.: Properties and application of commercial magnetorheological fluids, Lord Corporation, 110 Lord Drive, Cary, NC 27511, USA
- [116] Jolly M.R., Carlson J.D., and Munoz B.C..1996b."A Model of the Behavior of Magnetorheological Materials,*Smart Mater. Structures* ,vol.5 s.607-614.
- [117] Jolly M.R., Bender J.W., Mathers R.T. Indirect measurements of microstructure development in magnetorheological fluids, *Int. Journal of modern Physics B*, vol. 13, 1999
- [118] Kaleta J.Z., Lewandowski D., Inelastic properties of magnetorheological composites: I. Fabrication, experimental tests, cyclic shear properties, *Smart Materials Structures* 2007 vol. 16, s. 1948-1953,
- [119] Kaleta J.Z., Lewandowski D., Ziętek G., Inelastic properties of magnetorheological composites: II. Model, identification of parameters, *Smart Materials and Structures* 2007 vol. 16 s. 1954-1960,
- [120] Kaleta J.Z., Gasperowicz A.Z., Zając P., Badanie własności cyklicznych izotopowych kompozytów magnetoreologicznych, *Zmęczenie i mechanika pękania. Materiały XXI Sympozjum Zmęczenie i Mechanika Pękania*, Bydgoszcz, Wydaw. Uczelniane ATR 2006, 131-138, 2006,
- [121] Kamath,G., Hurt M., Wereley N., Analysis and Testing of Bingham Plastic Behavior in Semi-Active Electrorheological Fluid Dampers, *Smart Materials and Structures* 5(5):576 -590, 1996
- [122] Kavlicoglu B. M., Gordaninejad F., Evrensel C. A., Cobanoglu N., Liu Y., Fuchs A., A high-torque magneto-rheological fluid clutch, *Proceedings of SPIE Conference on Smart Materials and Structures*, San Diego, March 2002.

- [123] B. M. Kavlicoglu B.M., Saiidi M., Gordaninejad F., Fatigue response of a newgraphite/epoxy-concrete girder, ASCE Journal of Structural Engineering, in press, 2002.
- [124] Kavlicoglu, B. M., Gordaninejad, F., Saiidi, M., and Jiang, Y., "Analysis and Testing of Graphite/Epoxy Concrete Bridge Girders under Static Loading, Proceedings of Conference on Retrofit and Repair of Bridges, London, England, July 2001.
- [125] Kelso S.P., Blankship R. Henderson B.K., .2001.: Precision Controlled Actuation and Vibration Isolation Utilizing MR Fluid Technology. American Institute of Aeronautics and Astronautics. 4568
- [126] Kembłowski W., Inżynieria chemiczna, Reometria płynów nienewtonowskich, WNT, Warszawa 1973
- [127] Kim K., Lee J., Jeon D., 1999. "Vibration Suppression of an MR Fluid Damper System with Frequency Shaped LQ Control," In: Proceedings of the 7th International Conference on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions, Honolulu, Hawaii. July 19 -23, pp.648 -656.
- [128] Kirkpatrick S., Gelatt C.D. Jr., Vecchi M.P., Optimization by simulated Annealing, Science, Volume 220 Number 4598
- [129] Kordonsky W. Static Yield Stress in magnetorheological fluid, . Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [130] Kordonski W.I. Golini D., Fundamentals of magnetorheological fluid utilization in high precision finishing, Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [131] Korobko E.V., Mansurov V.A., Kaberdina E.B., Rheological behavior of electrosensitive fluids under normal or shear stress, International Journal of Applied mechanics and engineering, 2008, vol. 13 no.1 pp 145-153
- [132] Krakov M.S. and Zelikovskaya A.S.. 1995. "Influence of Fins on Heat Transfer in a Channel with Magnetic Fluid Coating, Journal of Magnetism and Magnetic Materials 149:122 -124.
- [133] Krakov M.S. 1999."Influence of Rheological Properties of Magnetic Fluid on Damping Ability of Magnetic Fluid on Damping Ability of Magnetic Fluid Shock-Absorber, Journal of Magnetism and Magnetic Materials 201:368 -371.
- [134] Kromulski J., Kaźmierczak H., Damping of vibrations with using magnetorheological Fluid Devices, Journal of Research and Application in Agricultural Engineering, 2006 vol. 51(3),
- [135] Khusid B., Acros. A., Khodorkovsky , Beltran M... "Electrorheological Squeeze-Flow Shock Absorber, "In: Proceedings of the 6th International Conference on Electrorheological Fluids Magnetorheological Suspensions and Their Applications, Yonezawa, 1997, Japan.,pp.705 -712.
- [136] Kwok N. M., Ha Q. P., Nguyen M. T., Li J., Samali B., Bouc-Wen model parameter identification for a MR fluid damper using computationally efficient GA, ISA transactions, 2007, vol. 46, n°2, pp. 167-179
- [137] Lee U., Kim D., Jeon D.: Design analysis and experimental evaluation of an ER and MR clutch. Journal of Intelligent Materials and Structures. 1999.
- [138] Lee Y. and Jeon D.Y.: A Study on The Vibration Attenuation of a Driver Seat Using an MR Fluid Damper. . J. of Int. Material Systems and Structures, Vol.13/2002, Sage Publications.
- [139] Lee H.S. and Choi S.B.. 2000."Control and Response Characteristics of a Magneto-Rheological Fluid Damper for Passenger Vehicles, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 11:80 -87.

- [140] Lewandowski D., Właściwości tłumiące kompozytów magnetoreologicznych. Badania, modele, identyfikacja, Praca doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2005
- [141] Lewandowski K., Jedynak M., Simulated Annealing – 30 lat później, czyli jak daleko nam do myślących maszyn,
- [142] Li W. Rheology of MR Fluids and MR Damper Dynamic Response: Experimental and Modeling Approaches. Praca doktorska, School of Mechanical and Production Engineering, 2000.
- [143] Li W.H., Chen G., Yeo S.H. Du H., Experimental investigation of creep and recovery behaviors of MRF, Materials Science and Engineering A333 2002, s 368-376
- [144] Li W.H., Yao G.Z., Chen G., Yeo S.H. and Yap F.F.. (2000). Testing and steady state modeling of a linear MR damper under sinusoidal loading." Smart Materials and Structures, Vol. 9, No. 1, 95-102.
- [145] Li W.H., Rheology of MR Fluids and MR Damper Dynamic Response: Experimental and Modeling Approaches. Praca doktorska, School of Mechanical and Production Engineering, 2000.
- [146] Liu, Y., Gordaninejad, F., Evrensel, C. A., Hitchcock, G., Wang, X., "Variable Structure System Based Fuzzy Logic Control of Bridge Vibration Using Fail-Safe Magneto-Rheological Fluid Dampers," Proceedings of SPIE Conference on Smart Materials and Structures, San Diego, March 2002
- [147] Lopez-Lopez M.T, Vertelov G, Bossis G., Kuzhir P., Duran J.DG., New magnetorheological fluids based on magnetic fibers, Journal of Materials Chemistry 2007 No. 17 s. 3839-3844
- [148] Lord Corporation. 1999 "Rotary Brake MRB-2107-3," Product Bulletin.
- [149] Lord Corporation 1999 „Designing with MR Fluids”, Engineering note,
- [150] Lord Corporation MRF for Automotive Damping Systems, Presentation to the Suspension and Damping Conference,
- [151] LORD Materials Business Unit, “Dr. Dave's Do-It-Yourself Guide to Making MR Fluid Using Household Ingredients,” Information, June 2004,
- [152] LORD Materials Business Unit, “Magnetic Circuit Design,” Engineering Note, November 1999
- [153] LORD Materials Business Unit, “What is the Difference between MR and ER Fluid” Presentation, May 2002
- [154] LORD Materials Business Unit, MR Valve Configurations, Engineering Note, June 2001
- [155] Lord Corporation, Materials Division. MR Damper RD–1003–5, Product Bulletin, 2003.
- [156] Lord Corporation, MRF-132DG Magneto-Rheological Fluid, technical note 05/2006
- [157] Lord Corporation , Smart technology for smart engineers, MR technology workshop, 2006
- [158] Ławniczak A., Milecki A., Ciecze elektro- i magnetoreologiczne oraz ich zastosowania w technice, WPP, Poznań 1999
- [159] Ławniczak A., Milecki A., Pastwa M.: Możliwości wykorzystania cieczy magnetycznych w hydraulice. Maszyny Górnicze. Nr70, 1997
- [160] Ławniczak A., Milecki A., Myszkowski A., Sędziak D.: Tłumiki z cieczami magnetoreologicznymi Maszyny Górnicze, Nr76 1998
- [161] Ławniczak A., Selected dynamics properties of magnetorheological oscillation dampers. Proceedings of colloquium "Dynamics of Machines'99", Prague, 1999.
- [162] Milecki A., 1998. "Analysis of Magnetorheological Fluid Damper Application in Electrohydraulic Servo Drive." In: Proceedings of Conference Engineering Mechanics '98, Srvtka, Czech Republic, 11-14 May.



- [163] Ma, F., Zhang, H., Bockstedte, A., Foliente, G.C. and Paevere, P., Parameter analysis of the differential model of hysteresis. *ASME J Appl Mech.* v71. 342-349
- [164] Makowski M., Knap L., Pokorski J., *Badania i modelowanie drgań układu wyposażonego w sterowany tłumik magnetoreologiczny, Modelowanie inżynierskie, Gliwice 2006, vol 32 s.361-368*
- [165] Mazlan, S.A., Ekreem N.B., Olabi A.G., the performance of magnetorheological fluid in squeeze mode, *Smart materials and Structures* vol. 16, 2007, s. 1678-1682,
- [166] Milecki A. Investigation of Dynamic Properties and Control Method Influences on MR Fluid Dampers 'Performance. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures.* Vol. 13/2002, Sage Publications.
- [167] Milecki A., Investigation and control of magneto-rheological fluid dampers, *International Journal of Machine Tools & manufacture* 41 (2001) 379-391
- [168] Milecki A, *Linijowe serwonapędy elektrohydrauliczne, modelowanie i sterowanie, WPP, Poznań 2003*
- [169] Milecki A. Modeling of Magneto-Rheological Shock Absorbers, *Archiwum Technologii Maszyn i Automatykacji* Vol.24 nr 1 , Poznań 2004
- [170] Milecki A. Podstawy projektowania urządzeń z cieczami magnetoreologicznymi, *Przegląd Mechaniczny* nr 2/2005, Warszawa 2005
- [171] Milecki A. Design and investigations of linear magneto-rheological fluid dampers, *Note of Institute of Mechanical Technology, Poznań University of Technology ,*
- [172] Milecki A. Design and investigations of rotary magneto-rheological fluid dampers, *Note of Institute of Mechanical Technology, Poznań University of Technology ,*
- [173] Milecki A., Oscillation reduction by using magneto-rheological fluid dampers, *Note of Institute of Mechanical Technology, Poznań University of Technology,*
- [174] Mcmanus S. J.; St. Clair K. A.; Boileau P. É.; Boutin J.; Rakheja S. Evaluation of vibration and shock attenuation performance of a suspension seat with a semi-active magnetorheological fluid damper, *Journal of sound and vibration* volume: 253, issue: 1, may 23, 2002, pp. 313-327
- [175] AS. Mokhtar, EJ. Abdullah, NM Adam, AR. Abu Talib, NA. Abdul Jalil, R. Zahari, WMI. Hassan & ZA. Zulkefli (Eds.) *Proceedings World Engineering Congress 2007* (pp. 51-61), Penang Malaysia.
- [176] Muc A., Barski M., *Ciecze magnetoreologiczne i ich zastosowania praktyczne, Czasopismo techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 1/2007.*
- [177] Myszkowski A., *Konstrukcja I Badania Hamulca Wahadłowego Z Cieczą Magnetoreologiczną, Archiwum Technologii Maszyn I Automatykacji* Vol. 27 Nr 2 ,Poznań 2007
- [178] Nam Y.J., Park M.K., Electromagnetic design of a Magnetorheological damper, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2008
- [179] Nishiyama H., Oyama T., Damping characteristics of MR fluid in low magnetic Fields, *Proceedings of the 7th International Conference on ER Fluids and MR Suspensions, Wortl Scientific Publishing Co. Pte. Ltd, Honolulu, Hawaii.*
- [180] Norris J.A. Behavior of Magneto-Rheological Fluids Subject to Impact and Shock Loading, Virginia Polytechnic, Blacksburg, Virginia 2003
- [181] Norris J.A., Ahmadian M., Behavior of magneto-rheological fluids subject to impact and shock loading, *Proceedings of IMCE'03, Washington D.C., 2003*
- [182] Norris J.A., Ahmadian M., Experimental analysis of magnetorheological dampers when subjected to impact and shock loading, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation* 13 (2008) 1978–1985
- [183] Nyawako D., Reynolds P., Technologies for mitigation of human –induced Vibrations in civil engineering structures, *The Shock and Vibration Digest, Vol. 39 no.6, 2007*

- [184] Ochoński W.: Budowa uszczelnień z cieczą ferromagnetyczną *Przegląd Mechaniczny*, Nr 8, 1989.
- [185] Pang L., Kamath G.M. and Wereley N.M.. 1998. "Analysis and Testing of a Linear Stroke Magneto-rheological Damper ", In: Proc.39th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics ,and Materials Conference and Exhibit and AIAA /ASME/AHS Adaptive Structures Forum -PART 4, pp.2841 -2856.
- [186] Park Ch. and Jeon D..2002.:Semiactive Vibration Control of a Smart Seat with an MR Fluid Damper Considering Its Time Delay. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [187] Pietrzakowski M., A design of piezoelectric vibration absorber with the capacitive adjustment, *Task Quarterly*, 6, no 3, 2002, 363-369
- [188] Pietrzakowski M., Composites with piezoceramic fibers and interdigitated electrodes in vibration control, *Mechanika, kwartalnik Akademii Górniczo-Hutniczej*, 22 (3), 2003, 375-380
- [189] Pietrzakowski M., Wpływ rozmieszczenia włókien piezoelektrycznych na aktywne tłumienie drgań płyt laminowanych, *Czasopismo Techniczne, Mechanika*, 5, 2004, 293-301
- [190] Pietrzakowski M., Dynamic effects of material damping in active laminates reinforced with piezoceramic fibers, *Engineering Transactions*, 54, 3, 2006, 223-231
- [191] Pietrzakowski M., Active control of plates using functionally graded piezocomposite layers, *Mechanics and Mechanical Engineering*, vol. 10, (1), 2006, 117-126
- [192] Pietrzakowski M, Vibration control of functionally graded piezoelectric plates, *Mechanics Quarterly*, vol. 26, (4), 2007, 187-192
- [193] Pietrzakowski M., Active damping of beams by piezoelectric system: effects of bonding layer properties, *International Journal of Solids and Structures*, 38, 2001, 7885-7897
- [194] Poynor J.C., Innovative Designs for Magneto-Rheological Dampers, master thesis Virginia Polytechnic, Blacksburg, Virginia August 7, 2001
- [195] Rabinow J. 1951. "Magnetic Fluid Torque and Force Transmitting Device," US Patent 22575360.
- [196] Rabinow J. 1948. "The Magnetic Fluid Clutch, *AIEE Trans .*,67, (Part 11):1308 -1315.
- [197] Rashid M.M., Hussain M.A., Rahim N. Abd., Application of magnetorheological damper for car suspension Control, *Journal of applied Sciences* 6(4) 933-938, 2006
- [198] Rymarz Cz., *Mechanika ośrodków ciągłych*, PWN, Warszawa 1993
- [199] Sain P. M., Sain M.K., Spencer B.F., Models for hysteresis and application to structural control, *Proceedings of the American Control Conference Albuquerque, New Mexico June 1997*,
- [200] Sapiński B., *Magnetorheological dampers in vibration control*, AGH University of Science and Technology Press, Cracow 2006
- [201] Sapiński B., Linearized Characterization of a magnetorheological fluid damper, *Mechanics Vol. 24*, AGH, 2005
- [202] Sapiński B., Martynowicz P., Experimental study of vibration control in a two-degree-of-freedom pitch-plane model of a magnetorheological vehicle suspension, *Mechanics* 26 (2007), 60-70
- [203] Sapiński B., Martynowicz P., Experimental study of vibration control in a 3 dof pitch-plane model of an mr vehicle suspension, *Mechanics* 26 (2007), 117-124
- [204] Sapiński B., Snamina J., Cable - MR damper system motion in transients, *Mechanics* 26 (2007), 22-29
- [205] Sapiński B., Maślanka M., Snamina J., Analiza eksperymentalna właściwości dynamicznych układu redukcji drgań liny z tłumikiem magnetoreologicznym, *Czasopismo Techniczne WPK*, nr 1/2008 s.204-212

- [206] Sapiński B., Rosół M., MR damper performance for shock isolation, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 45, 1, pp. 133-145, Warsaw 2007
- [207] Sapiński B., Snamina J., Maślanka M., Rosół M., Facility for testing of magnetorheological damping systems for cable Vibrations, *Mechanics* vol. 25/3 , AGH, Kraków 2006
- [208] See.H, Magneto-rheological Suspensions – Physical Mechanism and Modeling, *Journal of the Society of Rheology*, Japan 2003 No.5 297-303,
- [209] See H., Towards an Understanding of the Rheological Response and Microstructure of Electro-Rheological Fluids and Concentrated Particulate Suspensions, *Journal of the Society of Rheology*, Japan Vol.30, No.5, 259-268 (2002)
- [210] Simmons D.E. Experimental Evaluation of Semiactive Magnetorheological Primary Suspensions for Heavy Truck Applications, M.Sc. thesis, September 7, 1998 Blacksburg, Virginia
- [211] Sims N., Peel S., Stanway R., Johnson A. and Bullough W.. 2000. "The Electrorheological Long-stroke Damper, A New Modeling Technique with Experimental Validation, *Journal of Sound and Vibration* 229(2):207 -227.
- [212] Song J., Der Kiureghian A., Generalized Bouc-Wen model for highly asymmetric hysteresis, *Journal of Engineering Mechanics* © ASCE / June 2006, s. 610-618
- [213] Songjing L., Guanghuai W., Dong Ch., Songying L., New type relief valve using magneto-rheological fluid, 5th International Conf. Fluid Power Transmission and Control, 2001
- [214] Sówka E., Babski K., Leonowicz M., Bajkowski, J., Zalewski, R., Magnetic and rheological properties of materials used in magnetorheological devices, *Inżynieria Materiałowa* 2007, Vol. 28, nr 3-4, s. 334--338
- [215] Spencer Jr., B. F.: Recent trends in vibration control in the U.S.A. In *Proceedings of the 3rd International Conference on Motion and Vibration Control*, Vol. 2, Chiba, Japan, 1-6 September 1996, K1-K6.
- [216] Spencer Jr.B.F., Dyke S.J., Sain M.K., Carlson J.D..1996. "Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper," *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, March 10.
- [217] Spencer B.F. Jr., Yang G., Carlson J.D. Sain M.K.: "Smart" dampers for seismic protection of structures: a full scale study *Proceedings of Second World Conf. On Structural Control*. Kyoto, Japan, 1998.
- [218] Sproston J.L., Rigby S.G., Williams E.W., Stanway R.A., 1994. "A Numerical Simulation of Electrorheological Fluids in Oscillatory Compressive Squeeze-Flow, *Journal of Physics D : Applied Physics* 27:338 -343.
- [219] Stanway R., Sproston J. and El-Wahed A.. 1996. "Application of Electrorheological Fluids in Vibration Control: A Survey," *Smart Materials and Structures* 5(4):464 -482.
- [220] Takimoto J., Takeda H., Masubuchi Y., Koyama K., Stress rectification in MRF under tilted magnetic field, *International Journal of Modern Physics B*, vol. 13. Nos. 14, 15 & 16 (1999) 2028-2035,
- [221] Tang X., Zhang X, Tao R., Flexible Fixture Device with magneto-rheological Fluids, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [222] Tang X., Zhang X, Tao R., Enhance the Yield stress of magnetorheological fluids, *Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference on Electro-rheological Fluids and Magnetorheological Suspensions*, Honolulu, Hawaii, 1999
- [223] Tylikowski A.2001:Effects of piezo-actuator delamination on the dynamic characteristics of vibration control systems, *Int. J. Solids and Structures*, Vol. 38, No 10-13, s.2189-2202.
- [224] Tylikowski A., *Konstrukcje inteligentne*, *Przegląd Mechaniczny*, Vol. 55(1996), No 16, s.21-23.

- [225] Tylikowski A., Konstrukcje inteligentne, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, Vol. 35(1997), s.991-1002.
- [226] Tylikowski A., Zastosowanie materiałów elektoreologicznych do półaktywnego tłumienia drgań, *Zesz. Nauk. Katedry Mechaniki Stosowanej Pol. Śl., Zesz. 6(1998)*, s.353-358.
- [227] Tylikowski A., Inteligentne Materiały i Konstrukcje, *Przegląd Techniczny*, LVII, 20, 1998, s.17-23.
- [228] Tylikowski A., Simulation examination of active and semi-active damping of structural vibrations, *Zesz. Nauk. Pol. Rzesz., 174, Mechanika z. 52, 1999*, s.357-362.
- [229] Tylikowski A., Półaktywne i aktywne piezoelektryczne tłumiki drgań płyt kołowych i pierścieniowych, *Zeszyty Naukowe Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy*, Nr 221, *Mechanika 44, 1999*, s.21-28.
- [230] Tylikowski A., A study of segmentation of distributed piezoelectric sectorial actuators in annular plates, *Proceedings of the IUTAM Symposium on Smart Structures and Structronic Systems*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2001, s.197-204.
- [231] Tylikowski A., Active damping of parametric vibrations of mechanical distributed systems, [in:] K. Watanabe, and F. Ziegler (Eds.) *IUTAM Symposium on Dynamics of Advanced Materials and Smart Structures*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2003, 409-418.
- [232] Tylikowski A., Inteligentne materiały i konstrukcje, XIV Konferencja "Metody i Środki Projektowania Wspomagane go Komputerowo, Politechnika Warszawska, Instytut Podstaw Budowy Maszyn, Zbiór Referatów, 2003, Warszawa, str. 33-44.
- [233] Vavreck A.N., Single stage magnetorheological damper parameter estimation, *Smart materials and structures vol. 11. 2002*, s. 596-598
- [234] Wang J., Meng G., Magnetorheological fluid devices: principles, characteristics and applications in mechanical engineering,
- [235] Wang X. and Gordaninejad F., Lyapunov-Based Control of a bridge using magnetorheological fluid dampers, *Journal of intelligent material systems and structures*, vol. 13 2002
- [236] Wang X. and Gordaninejad F., Study of MRF at high shear rates, *Rheological Acta (200) 45*, s. 899-908
- [237] Wang, X. and Gordaninejad, F., "Dynamic Modeling of Semi-Active ER/MR Fluid Dampers," *Damping and Isolation, Proceedings of SPIE Conference on Smart Materials and Structures*, Ed. Daniel J. Inman, Vol. 4331, pp. 82-91, 2001.
- [238] Wang, X., and Gordaninejad, F., "Flow Analysis of Field-Controllable, Electro- and Magneto-Rheological Fluids Using Herschel-Bulkley Model," *Journal of Intelligent Materials, Systems and Structures*, Vol. 10, No. 8, Pp. 601- 608, 1999.
- [239] Wang X, Gordaninejad F., Herschel-Bulkley Analysis of Electro- and Magneto-Rheological Controllable Fluids in Flow Mode. R. Tao, , *Proceedings of the 7th International Conference on Electro-Rheological Fluids and Magneto-Rheological Suspensions*, strony 568–578. World Scientific, 1999.
- [240] Wereley N.M., Lindler J. and Choi Y.T., Rosenfeld N., 2004. "Biviscous Damping Behavior in Electrorheological Shock Absorbers," *Smart Materials and Structures*, 2004, vol. 13, n<sup>o</sup>4, pp. 743-752
- [241] Wereley N.M., Pang L., Nondimensional analysis of semi-active electrorheological and magnetorheological dampers using approximate parallel plate models , *Smart Materials and Structures*.vol.7 (5) 1998, s. 732 – 743
- [242] Winslow W.: Electrorheological coupling. *Journal Applied Physics*. Nr20, 1949.
- [243] Winslow W.: 1949. Magnetorheological coupling. *Journal Applied Physics*. Nr21,.



- [244] Wu Ch. , Research and developmnet of magnetorheological damper, praca doktorska, Department of Civil engineering, National Cheng Kung University, Tainan, Taiwan, 2007
- [245] Wu W., Theoretical and experimental study on cable vibration reduction with a tmd-mr damper, praca doktorska Louisiana State University, 2006
- [246] Yamamoto H. and Nakano M.. 1999. "Dynamic Viscoelasticity and its Mechanical Model of an MR Suspension in Oscillatory Slit Flow Mode," In: Proceedings of the 7th International Conference on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions, Honolulu, Hawaii, July 19-23, pp.665 -673.
- [247] Yang G., Large-Scale Magnetorheological Fluid Damper for Vibration Mitigation: Modeling, Testing and Control. Praca doktorska, Graduate School of the University of Notre Dame, 2001.
- [248] Young-Tai Choi and Wereley N.M.: Comparative Analysis of the Time Response of electrorheological and Magnetorheological Dampers Using Nondimensional Parameters, Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol.13/2002. Sage Publications.
- [249] Shen Yuliang, Yang Shaopu, Pan Cunzhi, Experimental Research of Magneto-rheological Fluid Clutch, China 2005
- [250] Zalewski R., Analiza właściwości mechanicznych struktur utworzonych z granulatów umieszczonych w przestrzeni z podciśnieniem, Rozprawa Doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2005.
- [251] Jerzy Bajkowski, Robert Zalewski, Chosen problems connected with modeling of thermic problems in dissipation and absorption of energy in the magnetorheological damper, Proceeding of the XIV Ukrainian-Polish Conference on „CAD in Machinery Design”, pp. 10-16, Polyana, Ukraine May 22-23, 2006.
- [252] Zalewski R., Bajkowski J., Analogie i różnice właściwości cieczy magnetoreologicznych oraz granulatów umieszczonych w przestrzeni z podciśnieniem, Modelowanie inżynierskie 36, s. 313-320, Gliwice 2008
- [253] Zhou Y.F. Chen H.L., Study on damping properties of magnetorheological damper, Frontier Mechanic Engineer China, 2006, vol. 4. s. 452-455,

#### STRONY INTERNETOWE:

- [254] Mat. Katalogowe firmy „Lord Corporation' : <http://www.lord.com/>
- [255] Controlled Damping Applying Rheological Materials, Felix Weber, Structural Engineering Research Laboratory, Swiss Federal Laboratories for Materials Testing and Research, Switzerland, [www.empa.ch/abt116](http://www.empa.ch/abt116)
- [256] Materiały katalogowe firmy „Liquids Research Limited, <http://www.liquidsresearch.com/>
- [257] Materiały katalogowe firmy „Ferrotec, <http://www.ferrotec.com/>
- [258] [www.sciab.org](http://www.sciab.org) - strona internetowa producenta oprogramowania Scilab
- [259] <http://www.qedmrf.com/>
- [260] <http://delphi.com/>
- [261] <http://www.gm-press.com>
- [262] [http://www.sciencentral.com/articles/view.php3?type=article&article\\_id=218392121](http://www.sciencentral.com/articles/view.php3?type=article&article_id=218392121)

# **Modélisation et analyse de processus de dissipation pendant le fonctionnement d'un amortisseur magnétorhéologique**

## **Résumé**

L'objectif du travail était l'analyse et la description mathématique de phénomènes de dissipation et d'absorption d'énergie produits dans les amortisseurs magnétorhéologiques dans les conditions de charges cycliques, la détermination de l'influence des paramètres de contrôle, de construction et d'exploitation et le développement des procédures permettant d'optimiser le fonctionnement du dispositif.

Les essais expérimentaux réalisés ont permis d'étudier l'efficacité de l'amortisseur magnétorhéologique en fonction des paramètres fondamentaux tels que la taille de l'entrefer permettant le passage de fluide entre les chambres d'amortisseur, l'intensité du courant passant par le bobinage et la vitesse d'oscillation des sollicitations cinématiques appliquées.

La simulation du fonctionnement de l'amortisseur a été réalisée à l'aide des modèles rhéologiques de Bouc-Wen et de Gamot-Filisko modifié et les résultats de deux approches ont été comparés quantitativement et qualitativement. Afin d'identifier les paramètres du modèle, la méthode d'optimisation du recuit simulé a été appliquée.

La variation des paramètres identifiés du modèle rhéologique a été représentée graphiquement sous la forme des surfaces de changements. L'extrapolation des surfaces a permis d'étendre le domaine de recherche des solutions au delà de la plage des résultats disponibles expérimentalement. Les configurations caractéristiques des isolignes des paramètres ont été remarquées. Sur cette base une méthode d'analyse et de choix de paramètres du modèle a été formulée. La méthodologie proposée peut être utile à l'étape de conception, évaluation et optimisation des paramètres de fonctionnement des dispositifs à fluide magnétorhéologique.

**Mots-clés : amortisseur magnétorhéologique, fluide magnétorhéologique, modélisation, optimisation, dissipation d'énergie, force d'amortissement**

## **Modelling and analysis of selected dissipation processes during operation of a damper with a magnetorheological fluid**

### **Abstract**

The purpose of this work was the analysis and the mathematical description of energy absorption and dissipation processes in magnetorheological shock absorbers submitted to cyclic loading. The influence of control, construction and exploitation parameters, and the development of procedures allowing the optimization of the device operation have been investigated.

Conducted experiments allowed to determine the performance of a magnetorheological damper as a function of basic parameters such as the crevice size inside the damper's piston head, the electric current intensity in the magnetic coil and the oscillation speed of forced kinematical input motion function.

The computer simulation of the damper's operation has been carried out with the use of two rheological models: of Bouc-Wen and a modified version of simplified Gamot-Filisko. Results of both approaches have been compared in terms of quantity and quality. In order to identify the parameters of the model, the simulated annealing optimization method has been applied.

The changes of identified parameters of the rheological model have been presented graphically as surfaces of variation. The extrapolation of these surfaces allowed extending the domain of searched solutions beyond the available range of experimental results. Characteristic isolines' configurations of model variables have been observed. Basing on this observation, a method of analysis and a way of parameters selection have been presented. The proposed methodology can be useful during design process, comparison and optimization of magnetorheological fluid device operation parameters.

**Keywords : magnetorheological shock absorber, magnetorheological fluid, modeling, optimization, energy dissipation, damping force**