

ABSTRACTS

Leszek Adam Dobrzański, Rafał Honysz

Materials science virtual laboratory innovative didactic tool in the teaching of material engineering performed by traditional and e-learning methods

The purpose of this article is to describe the Material Science Virtual Laboratory, which is an open scientific, investigative, simulating and didactic medium helpful in the realization of the didactic and educational tasks from the field of material engineering in the Institute of Engineering Materials and Biomaterials of the Silesian University of Technology in Gliwice, Poland. The application possibilities of the virtual laboratory are practically unrestricted. It can be a base for any studies, course or training programme performed by traditional and e-learning methods. As the implementation example of the laboratory for the didactic and educational tasks several virtual devices, such as microscope or hardness tester are presented.

Sezgin Ersoy, Özgür Yilmaz

The design of remote controlled bomb destruction robot implemented using mechatronics design method

At the present day, the duration of product life is much shortened as a result of the customer demands changing rapidly and intensive competition. The customary design and production technologies have remained incapable against such hard conditions and consequently new concepts and methods have arisen. One of those concepts is "Mechatronics Engineering". The mechatronics design method is based on an integrated approach to form the design eventuating in mainly match-purpose products instead of sequential design. The basic combination of the mechatronics approach is based on the usage of system model and simulation through prototype stages. The first step in development of the mechatronics systems is analyzing customer demands and the technical frame in which the system is combined. Generally the Mechatronics Design Process is rounded up the under seven main headings. At the present day, remote controlled robotic systems are required for various purposes such as research, education, commerce etc. The target in this study is to design a remote controllable robot equipped with control capability with a robotic arm, to be developed following the Mechatronics Design Processes and used for the purpose of bomb defusing.

Boris Gotlib, Vladimir Tarasyan, Anderej Vakalyuk

Application of the hybrid controller for isothermal extrusion process control

Nowadays most of critical machine elements are manufactured by means of extrusion method. Such workpieces are widely applicable in aeronautical and rocket engineering as well as transport mechanical engineering. One of the methods allowing workpiece quality improvement is isothermal extrusion which provides constant temperature on the surface of the workpiece by changing extrusion velocity. To control over isothermal extrusion process was designed hybrid intelligent controller. This controller was realized as neuro-fuzzy system.

Mikhail Ihnatouski, Anatoly Sviridenok, Vladimir Lashkovski, Bazyli Krupicz

Biomechanical analysis of anthropometric and functional zones on human plantar at walking

The methods of representing barometric information obtained by the pressure measuring instruments of the human plantar onto the contact surface during walking have been developed. The presentation of barometric data in terms of time and phase variables along with the patterns of data elements makes grounds for analyzing independently of the type of the barometric instrument.

Krzysztof Kaliński, Marek Chodnicki, Michał Mazur

Examples of a use of the optimal control at energy performance index in mechatronic approach

Purpose of the paper is to present some examples of application of the optimal control at energy performance index in mechatronic solutions. In the paper were presented methods of vibration surveillance of mechanical systems idealised discretely. These methods were applied in robotics (industrial robots) as well as – for high speed ball end milling processes of flexible details. As example of non-linear system, a possibility of the use of optimal control at energy performance index for wheeled robots was presented.

Aleksander Karolczuk, Jacek Słowiak

Application of two-dimensional probability distribution in fatigue life calculation

The paper presents a methodology to determinate a two-dimensional probability distribution P_z of fatigue crack initiation as a function of fatigue life N and damage parameter σ/ϵ : $P_z-N-\sigma/\epsilon$. The proposed probability function uses the parameters of standard fatigue curve and allows calculating the fatigue life of element with the non-uniform stress distribution.

Tomasz Kopecki

Numerical-experimental analysis of post-critical deformation states of tensioned plate weakened by the crack

Paper presents the methodology of determining the stress distribution in post-critical state of deformation of the rectangular plate weakened with the crack subjected to tension. The problem was formulated as physically and geometrically non-linear. Using finite elements method the numerical analyses were performed. While solving the nonlinear issue, the progressive change of geometry of the structure in the successive incremental steps were compared with results of an experimental studies, performed simultaneously. In order to reproduce the crack coming into existence in the real conditions, the tested plate was subjected to pulsating tension loading, increasing the length of the crack. During application of the static load, after exceeding the critical force value, in the weakened zone appeared the displacement in the normal direction to the surface of the plate, determined as the wrinkling. This kind of deformation is a cause of both membrane and bending stress state in the structure. In order to determine the influence of the extent of weakness to the stress magnitude and its distribution in the plate, the numerical analyses were performed for three selected cases of the weakness state, presented by three different lengths of the crack. Applying shadow moiré method for these cases, applying the same value of the load: $P=1500$ N, the deflection distributions were registered. Obtained results made the base of the

assessment of the reliability of the effects of nonlinear numerical analysis, conditioned by the presence of imperfections of the plate in the neutral state. Two kinds of the imperfection were considered: geometric - based on the assumption of the preliminary deflection of the plate in the zone of weakness and second one, in the form of load perturbation, normal to the middle surface of the plate.

In the conclusion, one focused a special attention to the legitimacy of the concept of the problem formulating and to the choice of the solution strategy in the non-linear formulation, with the simultaneous experimental verification of the results

Elena Kotova, Alexandr Korotynsky, Victor Kirichenko, Valentin Zharov

Experimental research of the reconfigurable multimodular mechatronic system for inside work

The urgency of the multimodularity concept in a modern robotics is connected to increase of requirements to the created mobile technical systems intended for performance of the broad variety of tasks, including problems of development of space, safety of ability to live and counteraction to terrorism. The modular approach is considered to be the most perspective. There are considered functionalities of multimodular system of wheel type and given characteristics of working breadboard models of modules. The purposes are formulated and results of experimental researches are given.

Tamara Kovalevskaya, Mikhail Ihnatouski, Anatoly Sviridenok, Sergey Zhdanok, Andrey Krauklis, Vladimir Voina, Andrey Stepuro

On the relationship between optical and structural properties of polymer films modified by carbon micro and nanoparticles

The studies were concentrated on investigations of optical and structural characteristics of polymeric films filled by carbon micro and nanoparticles. Light transmission in the region of visible spectra of the films based on gelatin and polyvinyl alcohol was found to be almost independent of the wavelength. Carbon particles appeared to have no intrinsic absorption bands within the UV region. In the case of aggregation, nanotubes start to form clusters with an optical fractal structure, while the films display spatial fluctuations in transparency accompanied by deviations from the Bourguer-Lambert-Beer law. In contrast to nanoparticles, microparticles reduce the roentgen level of crystallinity of the films.

Tomasz Kubiak

Dynamic response of thin-walled girders subjected to pure bending puls loading

The paper deals with the dynamic buckling of thin-walled girder with rectangular cross-section subjected to pure bending. The local dynamic buckling was analysed. The analysed girders was short (girder's segment between diaphragm) with the length L equal or three times greater than width a of girder's web. The material is subject to Hooke's law. It was assumed that loaded edges of girders are simply supported. Influence of different shape imperfection was analysed.

Stanislaw Kut

FEM modelling of ductile fracture phase in blanking process

This paper presents the numerical simulation of the blanking process including the ductile fracture phase. The beginning of ductile fracture phase and its trajectory has been predicted using the formability utilization indicator. The specialized subroutine for MSC Marc Mentat software has been developed and implemented to calculate the formability utilization indicator. The fracture progress has been modeled by step-by-step deleting the segments, where the formability utilization indicator's critical value has been exceeded. FEM simulation has been performed for samples made of sheet steel (thickness 3.5 mm) for clearance $L_j = 0.5$ mm. The influence of element size and computational step on accuracy of fracture phase modelling proposed method has been determined. The simulation results have been compared with experimental results. The cross-cut section has been carefully checked.

Ihar A. Miklashevich

Control of the crack trajectory by the electromagnetic field in media with embedded actuators

The variation principle is applied for defining a crack in the solid body. Crack propagation in non-homogeneous media has been considered. It is shown that electromagnetic fields in the material are essentially affecting the trajectory. The crack trajectory stability has been studied as function of fracture energy, phase portraits of the trajectory in different media have been built, and various attractor types have been revealed. Different crack morphologies from single straight and oscillating crack propagation to straight double crack propagation were theoretically founded.

Jitka Mohelnikova

Determination of angular transmittance of glasses for light guides

Tubular light guides transport daylight into internal windowless parts in buildings via multi-reflections on highly reflective surface. They consist of roof dome of glass or transparent plastics, metal hollow core light pipe with mirrored internal surfaces and ceiling cover from diffusive glass which scatters daylight into interior. The investigation of light efficiency of these new systems of tubular light guides needs correct data of transmittance of transparent roof domes and ceiling covers of these systems. Angular transmittance of curved glasses and glasses with pattern are not available. A method for determination of angular transmittance of transparent components of light guides was set up. The method is based on illuminance measurements within an experimental box with glass samples.

Gatis Muiznieks, Eriks Gerins

Conditions of materials choice in manufacturing of pressure originated details

Materials are evolving today faster than at any time in history. In nowadays developing a technique and technology considerably enlarge the exposure of the applicable materials, new materials are created still with much better mechanical and technological properties. Their development and prevalence quickly increase. Today wide use such materials that still recently call by future materials. In the several responsible engineering industry, as well as instrument engineering and other industries do better with "high – performance" composites, new engineering ceramics, high – strength polymers etc., what had previously been done with metals.

Choosing of materials is very important in several engineering industries, construction and instrument engineering industries, for example, crash

of bench constructions is one of the reasons that the engineer who designed them used wrong materials or did not understand the properties of those used. Therefore for rational utilization materials, we need to know not only their properties, but also need understand factors, which provides this properties. Therefore we should know how to select materials which best fit the demands of the design – economic and aesthetic demands, as well as demands of strength and durability. Choice of materials of pressure originated details, as also many manufacturing of other important details, which is one of the most actual problems in nowadays.

First of all this article shows advantages and disadvantages of the conditions of materials choice of pressure originated details in. The most rational conditions of materials choice, way how to eliminate possibility mistakes, which can lead down to different difficulties are given for the manufacturing of the definite group of details.

There is an example which describes conditions of materials choice for oil flooded screw compressors.

The denotations of different standards of the utilized materials are analyzed in this article. As well as the economic parameters of the various materials in the manufacturing of the oil flooded screw compressors are analyzed.

At the end of the article are given possibilities of the improving of materials. We can achieve improving of materials with different materials processing methods, which I had analyzed, for example, using mechanical, thermal, thermal-chemical processing or using different surfaces covering. In nowadays thermal processing method based on metal physic, dislocation theory and changes of metal structure regularity. These processing methods improve physical and mechanical properties of materials.

Egor Nemtsev, Yuri Zhukov

Adaptive neural network control of mechatronics objects

This paper presents an adaptive neural network approach to control of mechatronics objects. This approach is applied in adaptive control of DC motor in SISO-system and 3-DOF robot arm actuators in MIMO system. Results of computer simulation and comparison with other control techniques are introduced.

Piotr Tarasiuk

Influence of FEM modeling strategies of tires on the accuracy of calculated stress distribution in wheels

The present paper deals with the FEM modeling strategies for tubeless tires and their influence on stress distribution in the remaining part of wheels of the low speed vehicles. Different modeling approaches were discussed considering structural tire properties, linear and non-linear materials as well as geometrical description of the tire initial shape. Some conclusions found in the literature and useful for modeling of car and airplane wheels were applied for modeling low speed vehicle wheels subjected to quasi-static radial loading. Quantitative and qualitative results of numerical solutions were discussed compared to experimental results of strains obtained by means of strain gauges.

Leanid Vaitsekhovich , Vladimir Golovko

Employment of neural network based classifier for intrusion detection

Most current Intrusion Detection Systems (IDS) examine all data features to detect intrusion. Also existing intrusion detection approaches have some limitations, namely impossibility to process a large number of audit data for real-time operation, low detection and recognition accuracy. To overcome these limitations, we apply modular neural network models to detect and recognize attacks in computer networks. They are based on the combination of principal component analysis (PCA) neural networks and multilayer perceptrons (MLP). PCA networks are employed for important data extraction and to reduce high dimensional data vectors. We present two PCA neural networks for feature extraction: linear PCA (LPCA) and nonlinear PCA (NP PCA). MLP is employed to detect and recognize attacks using feature-extracted data instead of original data. The proposed approaches are tested with the help of KDD-99 dataset. The experimental results demonstrate that the designed models are promising in terms of accuracy and computational time for real world intrusion detection.

Kirill Voynov, Helena Samoylova

Measurement of the quality of lubricants for mechanical systems

One of the basic factors which plays the dominant role in different machines and mechanisms (and in robots too) is a lubricant (oil, grease, fat, plastic lubricant, organic or synthetic lubricant etc.). In the paper the new effective method of quality test for different lubricants is represented, because a bad lubricant may be a reason of any mechanical system damage.

Krzysztof Wierzcholski

Numerical review of friction forces in microbearings with curvilinear journals

The research showed in this paper lead to presentation of hydrodynamic HDD micro-bearing with orthogonal curvilinear profile of journal for example for conical, hyperbolic and other cooperating micro-bearing surfaces. Pressure distributions and load carrying capacity values on the conical micro-bearing journals are calculated. The formulae describing the friction forces and friction coefficients for micro-bearing curvilinear journals are derived. Up to now, the dynamic behavior of HDD micro-bearings was considered mostly by Jang et al. (2005). Presented paper indicates that on the memory capacity have influence not only herringbone or spiral grooves but in many cases the shapes of micro-bearing journals and sleeves too.

CONTENTS

| | |
|---|-----|
| Leszek Adam Dobrzański, Rafał Honysz <i>Materials science virtual laboratory innovative didactic tool in the teaching of material engineering performed by traditional and e-learning methods</i> | 5 |
| Sezgin Ersoy, Özgür Yilmaz <i>The design of remote controlled bomb destruction robot implemented using mechatronics design method</i> | 11 |
| Boris Gotlib, Vladimir Tarasyan, Andrey Vakalyuk <i>Application of the hybrid controller for isothermal extrusion process control</i> | 16 |
| Mikhail Ihnatouski, Anatoly Sviridenok, Vladimir Lashkovski, Bazyli Krupicz <i>Biomechanical analysis of anthropometric and functional zones on human plantar at walking</i> | 19 |
| Krzysztof Kaliński, Marek Chodnicki, Michał Mazur <i>Examples of a use of the optimal control at energy performance index in mechatronic approach</i> | 24 |
| Aleksander Karolczuk, Jacek Słowiak <i>Application of two-dimensional probability distribution in fatigue life calculation</i> | 29 |
| Tomasz Kopecki <i>Numerical-experimental analysis of post-critical deformation states of tensioned plate weakened by the crack</i> | 35 |
| Elena Kotova, Alexandr Korotynsky, Victor Kirichenko, Valentin Zharov <i>Experimental research of the reconfigurable multimodular mechatronic system for inside work</i> | 44 |
| Tamara Kovalevskaya, Mikhail Ihnatouski, Anatoly Sviridenok, Sergey Zhdanok, Andrey Krauklis, Vladimir Voina, Andrey Stepuro <i>On the relationship between optical and structural properties of polymer films modified by carbon micro and nanoparticles</i> | 51 |
| Tomasz Kubiak <i>Dynamic response of thin-walled girders subjected to pure bending puls loading</i> | 57 |
| Stanisław Kut <i>FEM modelling of ductile fracture phase in blanking process</i> | 62 |
| Ihar A. Miklashevich <i>Control of the crack trajectory by the electromagnetic field in media with embedded actuators</i> | 67 |
| Jitka Mohelníková <i>Determination of angular transmittance of glasses for light guides</i> | 71 |
| Gatis Muiznieks, Eriks Gerins <i>Conditions of materials choice in manufacturing of pressure originated details</i> | 75 |
| Egor Nemtsev, Yuri Zhukov <i>Adaptive neural network control of mechatronics objects</i> | 81 |
| Piotr Tarasiuk <i>Influence of FEM modeling strategies of tires on the accuracy of calculated stress distribution in wheels</i> | 86 |
| Leanid Vaitsekhovich , Vladimir Golovko <i>Employment of neural network based classifier for intrusion detection</i> | 93 |
| Kirill Voynov, Helena Samoylova <i>Measurement of the quality of lubricants for mechanical systems</i> | 99 |
| Krzysztof Wierzcholski <i>Numerical review of friction forces in microbearings with curvilinear journals</i> | 102 |
| | 109 |

SPIS TREŚCI

| | |
|---|-----|
| Leszek Adam Dobrzański, Rafał Honysz <i>Materials science virtual laboratory innovative didactic tool in the teaching of material engineering performed by traditional and e-learning methods</i> | 5 |
| Sezgin Ersoy, Özgür Yilmaz <i>The design of remote controlled bomb destruction robot implemented using mechatronics design method</i> | 11 |
| Boris Gotlib, Vladimir Tarasyan, Andrey Vakalyuk <i>Application of the hybrid controller for isothermal extrusion process control</i> | 16 |
| Mikhail Ihnatouski, Anatoly Sviridenok, Vladimir Lashkovski, Bazyli Krupicz <i>Biomechanical analysis of anthropometric and functional zones on human plantar at walking</i> | 19 |
| Krzysztof Kaliński, Marek Chodnicki, Michał Mazur <i>Examples of a use of the optimal control at energy performance index in mechatronic approach</i> | 24 |
| Aleksander Karolczuk, Jacek Słowik <i>Zastosowanie dwuwymiarowego rozkładu prawdopodobieństwa inicjacji pęknięć w obliczeniach trwałości zmęczeniowej</i> | 29 |
| Tomasz Kopecki <i>Numeryczno-eksperymentalna analiza stanów zakrytycznej deformacji płyty rozciąganej oslabionej szczelestem</i> | 35 |
| Elena Kotova, Alexandr Korotynsky, Victor Kirichenko, Valentin Zharov <i>Experimental research of the reconfigurable multimodular mechatronic system for inside work</i> | 44 |
| Tamara Kovalevskaya, Mikhail Ihnatouski, Anatoly Sviridenok, Sergey Zhdanok, Andrey Krauklis, Vladimir Voina, Andrey Stepuro <i>On the relationship between optical and structural properties of polymer films modified by carbon micro and nanoparticles</i> | 51 |
| Tomasz Kubiak <i>Odpowiedź dynamiczna impulsowo zginanych dźwigarów</i> | 57 |
| Stanisław Kut <i>Modelowanie fazy pękania ciągliwego w procesie wykrawania w ujęciu MES</i> | 62 |
| Ihar A. Miklashevich <i>Control of the crack trajectory by the electromagnetic field in media with embedded actuators</i> | 67 |
| Jitka Mohelníková <i>Determination of angular transmittance of glasses for light guides</i> | 71 |
| Gatis Muiznieks, Eriks Gerins <i>Conditions of materials choice in manufacturing of pressure originated details</i> | 75 |
| Egor Nemtsev, Yuri Zhukov <i>Adaptive neural network control of mechatronics objects</i> | 81 |
| Piotr Tarasiuk <i>Obliczanie MES kół pojazdów wolnobieżnych model opony a dokładność rozwiązania numerycznego</i> | 86 |
| Leanid Vaitsekhovich , Vladimir Golovko <i>Employment of neural network based classifier for intrusion detection</i> | 93 |
| Kirill Voynov, Helena Samoylova <i>Measurement of the quality of lubricants for mechanical systems</i> | 99 |
| Krzysztof Wierzcholski <i>Numerical review of friction forces in microbearings with curvilinear journals</i> | 102 |

MATERIALS SCIENCE VIRTUAL LABORATORY INNOVATORY DIDACTIC TOOL IN THE TEACHING OF MATERIAL ENGINEERING PERFORMED BY TRADITIONAL AND E-LEARNING METHODS

Leszek Adam DOBRZAŃSKI*, Rafał HONYSZ*

*Division of Materials Processing Technology, Management and Computer Techniques In Materials Science,
Institute of Engineering Materials and Biomaterials, Silesian University of Technology, ul. Konarskiego 18a, 44-100 Gliwice, Poland

leszek.dobrzanski@polsl.pl, rafal.honyisz@polsl.pl

Abstract: The purpose of this article is to describe the Material Science Virtual Laboratory, which is an open scientific, investigative, simulating and didactic medium helpful in the realization of the didactic and educational tasks from the field of material engineering in the Institute of Engineering Materials and Biomaterials of the Silesian University of Technology in Gliwice, Poland. The application possibilities of the virtual laboratory are practically unrestricted. It can be a base for any studies, course or training programme performed by traditional and e-learning methods. As the implementation example of the laboratory for the didactic and educational tasks several virtual devices, such as microscope or hardness tester are presented.

1. INTRODUCTION

The specific of passing on knowledge performed by the use of e-learning systems caused the creation of the new virtual reality. At present the process of gaining knowledge, skills and abilities takes place beyond class benches and laboratory workrooms - in the virtual reality. This process aided by telecommunication technologies, leads in the consequence to emerging of the virtual academical community and to the development of new building methodology of educational materials. Special case of such materials are the simulator programs of investigative equipment, that are simulating the work of real devices used for scientific, investigative and educational tasks on several technical universities (Stec, 1996; Bidziński et al., 2004; Lau et al., 2003; Referowski et al., 2000; Dobrzański et al., 2006).

2. E-LEARNING SYSTEM AND ITS FORMS

E-learning (also called electronic or distance learning) is a method of leadership and education. It makes the learning procedures possible in any place, any time and at any speed. E-learning means aided didactics by use of personal computers connected to the Internet and permits teaching and graduating students without necessity of physical presence in lecture room.

The e-learning system is a purposely separated whole, composed from parts and connections between them, meaning, that it is an advisable composition (intentional by his creator), can realize aims in one or on many manners, does not have part isolated in relation to other of his elements, connections between parts and with whole (of system) rely familiar, that every part of system has to contribute to successes of whole.

E-learning systems are found as separating lectures from student in time and space for the greatest duration of lectures, identity of technology of remittance for teaching and studying persons, disengagement of communication between lecturers and students, individualization of programs of student occupations, high level of self-observation and self-control of progress of studies by the students themselves

An advantage of an e-learning system is this same repeatable quality of education process. There are no limitations, if goes for time, place and number of students. Estimations of results are made by the computer, always according to identical criterions (Wodecki, 2005; Zajac, 2006; Dąbrowski, 2004; Piech, 2003; Krupa, 2004; Vermunt et al., 2004; Barrraya et al., 1999; Cox et al., 1999).

E-learning can be realized in many various ways. Because of accessibility in the time, we distinguish the synchronic mode, that is called „education online” with use of suitable communication software making possible the contact in the real time with teacher and students, and the asynchronous mode, „own work” with use of forums, audio-visual recordings, e-books etc. (<http://www.plataforma.imiib.polsl.pl>)

As an example of e-learning system, we can show the e-learning platform applied in The Institute of Engineering Materials and Biomaterials of the Silesian University of Technology in Gliwice (Fig. 1).

It offers the access for students and academical staff to the electronical didactic materials helpful in courses guided in the traditional way on the university. It is also the basis for material engineering e-learning courses performed into the Mechanical Technological Department (Dobrzański et al., 2006).

Another e-learning system applied in Institute is a Materials Science Virtual Laboratory, described in coming chapters.

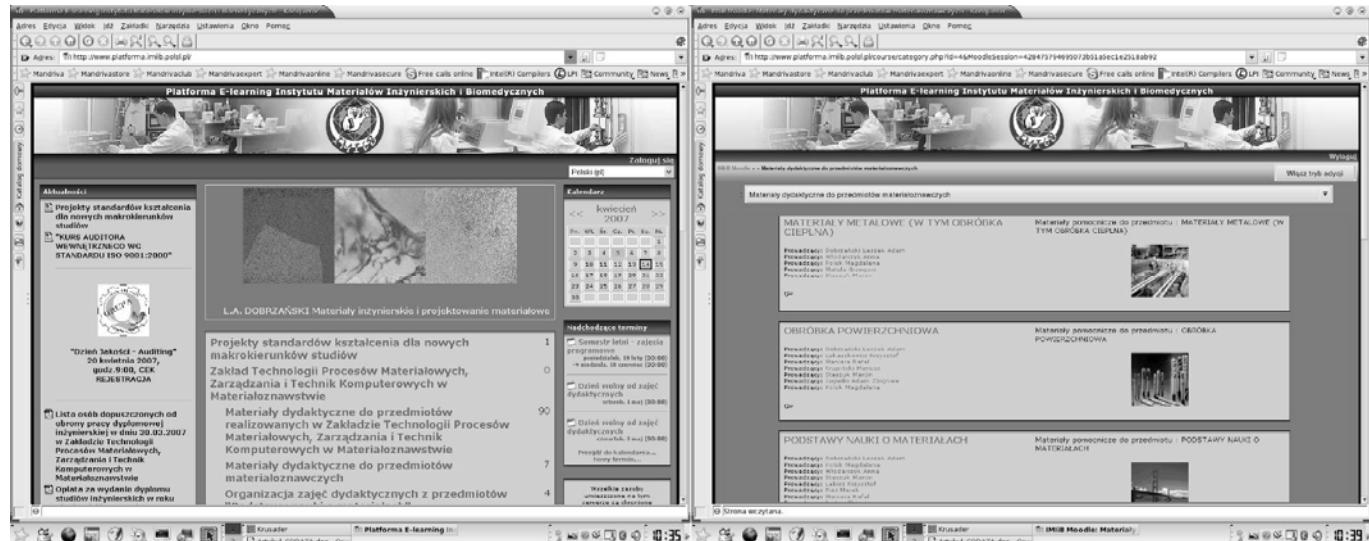


Fig. 1. E-learning Platform applied by the Institute of Materials and Biomaterials

3. VIRTUAL LABORATORY DESCRIPTION

Generally, virtual laboratory is an idea, that serves for facilitation of the work of students and engineers interested in acquiring skills and abilities from field of engineering materials. This is a perfect environment to learn about investigations performed with the use of equipment, to which the students do not have access, or which they do not want to serve, because of inadequate knowledge on its working.

In the virtual reality, the laboratory devices are replaced by corresponding to them computer programs created in different programming languages and technologies (e.g. Flash, Java, Delphi, C++). They are virtual reproductions of real equipment installed in a real laboratory. User has on his computer screen new possibility for realization of various defined tasks from given field answering to the given device. (Fig. 2) (Krupa, 2004; Vermunt et al., 2004; Barraya et al., 1000; Cox et al., 1999; Dobrzański and Honysz, 2007).

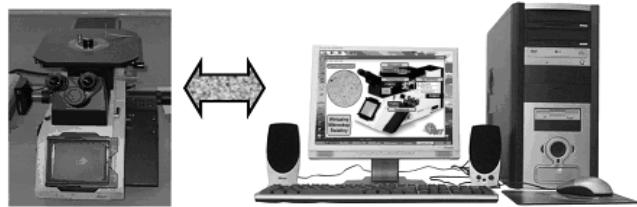


Fig. 2. The conception of the virtual laboratory - replacement of expensive equipment by the computer simulations in the virtual reality on the initial level of education and laboratory practices (Dobrzański and Honysz, 2007)

Material Science Virtual Laboratory is an open scientific, investigative, simulating and didactic medium helpful in the realization of the didactic and educational tasks from the field of material engineering in Institute of Engineering Materials and Biomaterials of the Silesian University of Technology in Gliwice, Poland (Fig. 3).

Virtual laboratory offers the access for students and academic staff to the electronical didactic materials helpful

in courses guided in the traditional way on the university. It is also the basis for material engineering e-learning courses performed in the Mechanical Technological Department (Dobrzański and Honysz, 2007).

The possession of practically imperishable equipment will certainly encourage students to individual researches and experiments. Inexperienced users can affect experiments without threatening to their life or to health and without anxieties for the equipment damage caused by unsuitable use. Irregular service will end only with simulated irregular work of machine or with damages only on the computer screen. Then it suffices to restore the settings to the initial state and repeat the experiment with a new setup. Possible to the execution will be however only earlier prepared and conducted model experiments. The true investigative work is impossible to obtain (Dobrzański and Honysz, 2007).

The use possibilities of such virtual laboratory are practically unrestricted. Such laboratory can be a base for any studies, courses or training programmes performed by traditional and e-learning methods. Practically imperishable, cheap in exploitation and safe in usage virtual simulated scientific equipment encourage students and scientific workers to independent audits and experiments in situations, where the possibilities of their execution in the true investigative laboratory are restricted. During the work with the simulations users learn the functioning principle as well as the investigation and experiments guidance methodology of the simulated real device (Dobrzański and Honysz, 2007; Shen et al., 2003; Lee et al., 2001).

Several virtual workrooms are equipped with device simulations and didactic materials. Examples of virtual devices are presented below (Fig 4).

4. VALUE OF THE PROJECT IN THE WORLD EDUCATION

Rapid development of Internet and application of computers in more and more extensive areas of the life has caused that we become slowly the global informative

society. The fact, that computers and the global communication net are in the present-day world indispensable, is undeniable. The use of computer and virtual reality became natural, without regard on this, if lessons were guided traditionally in class with benches and a table in an university building, or with use of e-learning methods (Honysz and Dobrzański, 2007).

The presented project of Materials Science Virtual Laboratory corresponds with the global tendency for expand the investigative and academic centres about the possibilities of training and experiments performance with use of the virtual reality, created to complement the work for persons interested in acquiring skills and abilities from field of materials science and for persons wanting to effect their investigations with use of equipment, to which they do not have access, or which they do not want to serve, because of inadequate knowledge on its working (Dobrzański and Honysz, 2007; Lee et al, 2001; Tadeusiewicz, 2002; Morbitzer, 2003; Siemienicki, 2002; Aebli, 1982).

Many virtual laboratory centres, related to the most various fields of life, already came into being all over the world – www.virtuallaboratory.net, <http://jhu.edu/~virtlab/>, <http://vlab.psnc.pl/modules/>, <http://www.math.uah.edu/stat/>, <http://www.home.agh.edu.pl/~vlsl/AI/>, <http://neon.chem.ox.ac.uk>.

World investigations guided at universities proved, that the possibility for practicing the given task beyond the laboratory and beyond the control of the supervisor have positive influence on the student morale. They do not feel helpless and lost during the practice in the classes. The number of incidents and damages caused by their light-hearted behavior is a lot smaller than usually. Prepared students do not act recklessly in the situation, when the bad note is threatening. They know the behavior of equipment and know how to behave leading the investigations in the real world (Dobrzański and Honysz, 2007, Honysz and Dobrzański, 2007; Shen, 2003).



Fig. 3. Material science virtual laboratory of the Institute of Engineering Materials and Biomaterials, Gliwice, Poland, a) entrance, b) main corridor, c) workrooms, d) entrance door to virtual laboratory of light and confocal microscopy, e) inside the laboratory (Honysz and Dobrzański, 2007).

5. THE DEVELOPMENT OF MATERIAL SCIENCE VIRTUAL LABORATORY

Work at home with the use of computer is more and more popular. More of colleges and institutions are engaged in similar projects building their own virtual laboratories helping in different fields of knowledge, not only in material science. This makes the work more attractive and creates new possibilities for self-education for the students and employers. It expands also the interest for new fields of science.

From didactic point of view, virtual laboratory can be treated as a basic form of learning previous to work with the real equipment. Remote or e-learning students without exercises in a real laboratory should have their classes in the virtual reality as well. It could be also an exchange form of theoretical knowledge to practical competence.

Computer applications which simulate the work of real devices should be their possibly faithful imaging. Naturally, the simulation will never reach the full usability of the real equipment, but the simulator should describe the possibly largest quantity of function and the possibility of the original, particularly these, which are used in training and education. In a real device all functions are called out by use of the suitable levers or knobs, in simulated devices, by „clicking” on corresponding buttons, or by pressing an appropriate key on the keyboard. All buttons and

switches must be placed in positions adequate to real effectors.

The fidelity of the simulation is very important in this case, because it has the cognitive character for students just getting to know the techniques of scientific investigations performed with use of the given device.

The economic aspects are also not to concealment. The virtual laboratory is inexpensive in maintenance and exploitation. Beyond the costs of starting, that are the costs of necessary computer system preparations and the costs of realization of virtual devices and virtual material samples to their service, there are only the costs of system running maintenance. While using the system, there is no need for preparing any material samples, any exploitative materials, sometimes extraordinarily expensive. The necessary technical reviews of these machines are not required and resetting machine to the initial state will liquidate all occurred damages.

The best virtual laboratory will never be as good as the modest and smallest real laboratory. Virtual and real technologies are complementary. The full principles of the machine guidance can be introduced only using the real device. Simulations have mostly bounded functionality. Present are only the basic function of the machine, which are necessary for realization of the chosen investigation and they were distinguished from the whole. The training experiments on virtual equipment are perfect for skills gathering which can be very useful later for operating

this equipment in the reality (Dobrzański et al, 2006; Dobrzański and Honysz, 2007).

In the virtual laboratory are placed the virtual simulations of investigative equipment installed in the laboratories own by the Institute of Engineering Materials and Biomaterials, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland. Except this the user will also find instructions and educational materials, necessary for execution of training experiments in the virtual reality, the description of real investi-

tigative equipment and scientific investigations guidance methodology, current information on subjects connected with the widely understood material science matter, multi-mediascientific help for better understanding of problems, educational animations, supervisory, examination tests and advises, thematic services, the scripts of the lesson and didactic presentations (Dobrzański and Honysz, 2007; Tadeusiewicz, 2002; Aebli, 1982; Siemieniecki, 2002).



Fig. 4. Examples of virtual devices placed in the virtual laboratory a) light microscope, b) confocal microscope, c) hardness tester, d) scratch-test machine, e) impact testing machine (Dobrzański and Honysz, 2007)

6. THE DEVELOPMENT OF MATERIAL SCIENCE VIRTUAL LABORATORY

The laboratory does not consist only of machines. Didactic helps are also very important for processes of active teaching. They raise the pictorial range of the methods applied by the teacher and they favour the realization of the collectivization postulates. The students use rich sets of information, which they require processing in the aim of their full understanding. In this way students are assimilating the knowledge through creating meanings, defining notions, creating logical structures, hierarchizing and valuing information (Dobrzański and Honysz).

Presented here (Fig. 5) interactive periodic table of the elements and the iron-carbon equilibrium diagram contains the compendium of knowledge on the presented subject and makes possible the cooperation with students by enabling the easy and immediate access to the necessary data. Only one mouse click on demanded element or structure is necessary

for displaying of suitable description. The three-dimensional introductions of the elementary cells let help students in the understanding of the atomic building of engineer materials, electronic books and instruction to laboratory practices contains exclusively useful and objectively contents and passed on objectively devoid of the mediumistic hum.

7. SYSTEM REQUIREMENTS

To have the laboratory usage possibility indispensable is the PC/MAC class computer with the access to Internet and with web browser with Flash plug-in installed.

The minimum hardware configuration which assures the smooth work, is processor PentiumII 400MHz, 256MB of RAM memory and 100Mbps network card. The operating system should operate in the graphic user interface (GUI) with running TCP/IP and HTTP protocols. Every laboratory users posses its own login and, suitable for his rights, access password.

The laboratory was tested on several machines working under control of operating systems such as Windows 98/Me, Windows 2000/Xp/Vista, Mandriva Linux 2007/2008, Ubuntu Linux 7.10PL and FreeBSD 6.2. Browsers, used to the view laboratory content were Microsoft Internet Explorer 6/7, Firebox 2/3, Opera 9, Konqueror 3.5 and Epiphany 7.1. No difficulties were encountered in any case. The access to the system and his services was delivered without any problem.

8. CONCLUSIONS

The frames of this article allowed only for the very cursory presentation of the virtual laboratory as the computer aided didactic environment. However, this few examples show potential use possibilities of the virtual reality

to scientific and educational aims. The interaction with simulation of the investigative device opens new possibilities in acquiring of knowledge and skill from the field of material engineering.

The virtual laboratory is a modern educational and accessible platform for all users. It delivers the knowledge not only to students, but also to teachers and other persons, who want to expand their knowledge with the functioning and operating methods of investigative equipment. The respective elements of the laboratory, built according to circumscribed in this article methodology, are the attractive introduction of the studied task and they can be applied directly at the university classes as the program basis of materials science projects, or as supplementary units of the teaching programme. In both cases the education process is richer about new possibilities of traditional and distance learning.

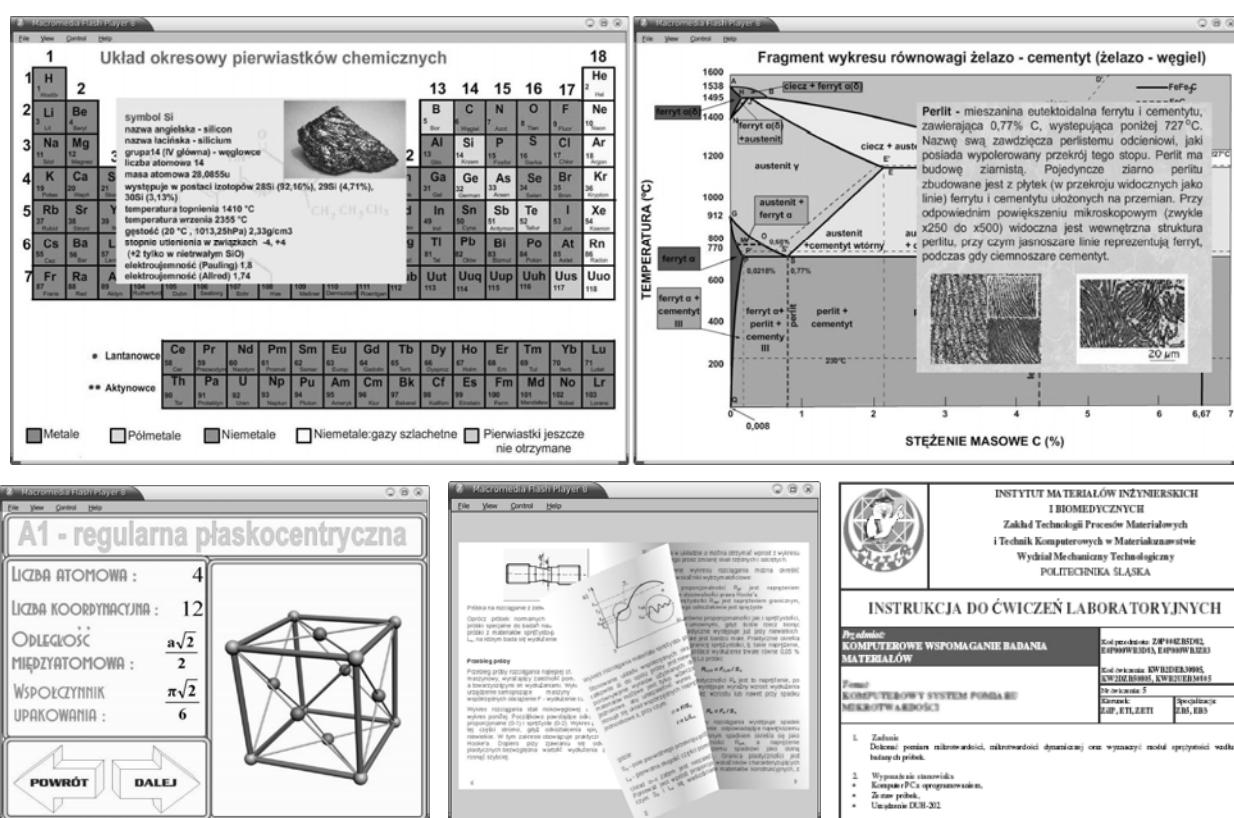


Fig. 5. Examples of different multimedia helps, a) interactive periodic table of the elements, b) the iron-carbon equilibrium diagram, c) three-dimensional presentation of metals crystallographic structure, d) electronic book on the subject of materials durability investigations, e) the fragment of the instruction to laboratory practices. (Dobrzański and Honysz, 2007)

LITERATURA

1. **Aebli H.** (1982), *The psychological didactics*, PWN, Warszawa, 75–118.
2. **Barry D., Burnett P., Boulton-Lewis G., Campbell J.** (1999), Classroom Learning Environments and Students, Approaches to Learning, *Learning Environments Research*, Vol.2/2, 137–156.
3. **Bidziński B., Gryga W., Nalepa J.** (2004), Virtual posts in laboratory of metrology, *Proceedings of 16th Intercollégiate metrology conference MKM*, Kraków (in Polish).

4. **Cox M. T., Ram A.** (1999), Learning-strategy construction problem; Blame assignment; Learning goals; Multistrategy learning; Case-based reasoning; Meta-reasoning; Explanation; Planning, *Artificial Intelligence*, Vol.112/1-2, 1-55.
5. **Dąbrowski M.** (2004), Creations standards and leaderships of occupations online, *E-mentor*, Vol.4(6), 13–20 (in Polish).
6. **Dobrzański L. A.** (2006), *Engineering materials and materials design. Fundamentals of materials science and physical metallurgy*, WNT, Warszawa, (in Polish).
7. **Dobrzański L. A., Honysz R.** (2007), Building methodology of virtual laboratory posts for materials science virtual laboratory purposes, *Archives of Materials Science and Engineering*, Vol.28/11, 695–700.

8. **Dobrzański L. A., Honysz R.** (2007), Development of the virtual light microscope for a material science virtual laboratory”, *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering* 20, 571-574.
9. **Dobrzański L. A., Honysz R.** (2007), Materials science virtual laboratory as an example of the computer aid in materials engineering”, *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, Vol.24, 219-222.
10. **Dobrzański L. A., Honysz R., Brytan Z.** (2006), Application of interactive course management system in distance learning of material science, *Journal Of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, Vol.17, 429-432.
11. **Honysz R., Dobrzański L. A.** (2007), Application of material science virtual laboratory in traditional and distance-learning, *Proceedings of the 5th Polish-Ukrainian Students'Conference*, Bukowina Tatrzańska.
12. **Krupa T.** (2004) Student E-platform tool of handicapped education, *Proceedings of X International Conference of Ergonomics Handicap*, Łódź (in Polish).
13. **Lau H. Y. K., Mak K. L., Lu M. T.** (2003), A virtual design platform for interactive product design and visualization, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 139, 402-407
14. **Lee W. B., Cheung C. F. Li G. F.** (2001) Applications of virtual manufacturing in materials processing, *Journal of Materials Processing Technology* Vol.113, 416-423
15. **Morbitzer J.** (2003), The computer and mediumistic education - together or separately, that is about the possible integration of these educations, *Edukacja Medialna*, Vol. 4, 21–26 (in polish)
16. **Piech** (2003), Idea of a life-time-learning and education in system e-learning, *E-mentor* Vol. 1(1), 15-17 (in Polish).
17. **Referowski L., Rokosz R., Swisulski D.** (2000), CD-Rom laboratory versus Internet laboratory as an aid in educational programme, *Third International Conference on Quality, Reability & Maintenance QRM*, Oxford, 363-366.
18. **Shen C., Zhang Y., Kong J., Lee S. F., Kwong W. C.** (2003), Re-usable component design for supporting 3D modeling and simulation, Relevance Feedback Icon, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 139, 624-627.
19. **Siemieniecki B.** (2002), *Computer in education*, Adam Marszałek Publishing, Toruń. (in polish)
20. **Stec K.** (1996) Computer Simulation as tool helping in laboratory of theoretical electrotechnics, *Materials & Uses of Computers in Electrotechnics Conference*, Poznań/Kiekrz, 397-398, (in polish).
21. **Tadeusiewicz R** (2002), *Internet society*, The Publishing Annex EXIT, Warszawa, (in polish)
22. **Vermunt J., Vermetten D., Yvonne J.** (2004), Patterns in Student Learning: Relationships Between Learning Strategies, Conceptions of Learning, and Learning Orientations, *Educational Psychology Review*, Vol. 16/4, 359–384
23. **Wodecki A.** (2005), For what e-learning on college?, *Proceedings of II Education Development in economic higher educational system*, Warszawa (in Polish).
24. **Zajac M.** (2005), Methodic aspects of online courses projecting, *Proceedings of II E-education Development in economic higher educational system*, Warszawa (in Polish).

THE DESIGN OF REMOTE CONTROLLED BOMB DESTRUCTION ROBOT IMPLEMENTED USING MECHATRONICS DESIGN METHOD

Sezgin ERSOY*, Özgür YILMAZ*

*Marmara University Faculty of Technical Education Department of Mechatronics Education İstanbul,
Göztepe Kampüsü ,34722 Kadıköy İstanbul, Turkey

sersoy@marmara.edu.tr, oyilmaz@marmara.edu.tr

Abstract: At the present day, the duration of product life is much shortened as a result of the customer demands changing rapidly and intensive competition. The customary design and production technologies have remained incapable against such hard conditions and consequently new concepts and methods have arisen. One of those concepts is “Mechatronics Engineering”. The mechatronics design method is based on an integrated approach to form the design eventuating in mainly match-purpose products instead of sequential design. The basic combination of the mechatronics approach is based on the usage of system model and simulation through prototype stages. The first step in development of the mechatronics systems is analyzing customer demands and the technical frame in which the system is combined. Generally the Mechatronics Design Process is rounded up the under seven main headings. At the present day, remote controlled robotic systems are required for various purposes such as research, education, commerce etc. The target in this study is to design a remote controllable robot equipped with control capability with a robotic arm, to be developed following the Mechatronics Design Processes and used for the purpose of bomb defusing.

1. INTRODUCTION

The word “mechatronics” has gained its up-to-date usage by providing a focus point and title which joins the electronic equipment (hardware) and computer software with mechanical engineering for a product or process (Erden, 2002). Mechatronics is a method used for the optimal design of the electronic products. The method is a collection of the applications, procedures and rules which are used by employees in a particular branch of a science or discipline.

As a result of this definition the mechatronics system is: an integrated approach which covers the subjects of four disciplines and between disciplines such as electrics, machine, computer science and knowledge technology (Devdas, 1997; Erden, 2002).

2. MECHATRONICS DESIGN

The engineering branch known as System Engineering uses the synchronous approach for the first design (Devdas, 1997). According to this meaning mechatronics can be thought as the extended system engineering approach. However, mechatronics is supported with information systems in order to set light to the design and to render the whole design more comprehensive, and is not only applied to the first stage of the design but also to all of the stages. There is a synergy in the whole of electrical and computer systems as well as the information systems for the production of products and procedures and design. Synergy is produced with the right combination of the

parameters, which means the last product can be better than all of the parts. Mechatronics parts used to show performance characteristics which were difficult to achieve without synergy combination. The basic components of mechatronics design are shown in Fig. 1.

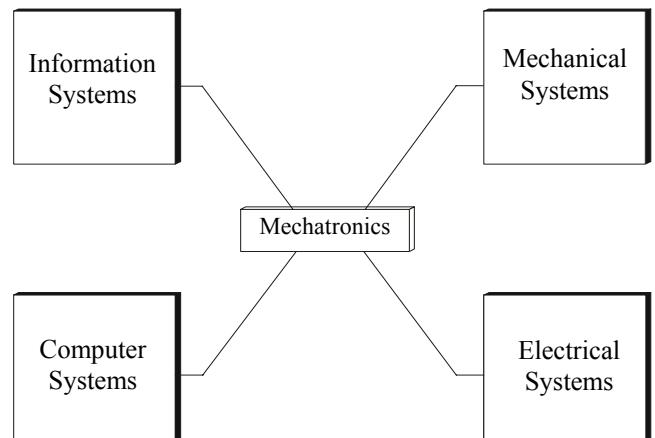


Fig. 1. Basic components of mechatronics design

Although the literature has adopted this essential/genuine representation, a more clear but more complicated representation is shown in Fig. 2.

Mechatronics is the result of the application of information systems to physical systems. The physical system actuators on the right hand dotted block contain electric and computer systems as well as sensors and real time interfaces. In the literature this block is called electromechanical system (Histand and Alcatiore, 1999; Çetinel, 2000).

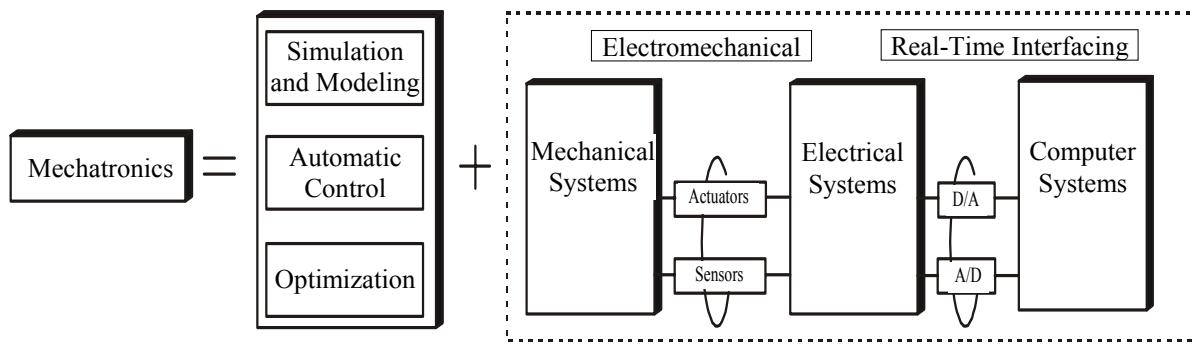


Fig. 2. The key elements of mechatronics design

3. THE PROCESS OF MECHATRONICS DESIGN

Mechatronics is an integrated approach both in design philosophy and engineering philosophy. Mechatronics provides suitable conditions in order to increase synergy by means of the simulation of inter-disciplinary ideas and techniques. Typical mechatronics systems collect data and information from the technical environment by using sensors. The next procedure is using model and design methods in detail in order that the system covers all the subtitles in an assembled way. The first step in mechatronics system design is to analyze customer needs and the technical environment which the systems assemble. Accordingly, the Process of Mechatronics Design can be collected under seven subtitles. Needs: The design process may start with the needs coming from either a customer or a purchaser. This may be determined by Market research done

in order to understand the needs of potential customers. The Analysis of the Problem: The first stage of the development of the design is finding the genuine nature of the problem for example analyzing it. The analysis of the problem in a good way is important to define the problem completely and to avoid losing time on designs which won't satisfy the needs. Preparing the technical details: Following the analysis the properties of the needs can be prepared. The limitations which will take place in the solution and the criteria which will determine the quality of the design will explain the problem. While exposing the problem all the functions as well as all the properties which the design requires must be determined. Therefore, the mass of the required motion, its dimensions, types and area of change space, and accuracy of the elements, conditions of access and input and output, interfaces, conditions of power, operation environment, and related standards can be a report about the application codes. Determination of plausible solutions: This stage is called "conceptual state". Draft solutions which can be worked out in sufficient details in order to show the way to obtain each desired function such as approximate dimensions, shapes, materials and prices are prepared. This also means showing what has been done for similar problems before. There is no meaning in inventing the wheel again. Choosing the Suitable Solution: Various solutions are evaluated and the most suitable is chosen. Production of a Detailed Design: In this section the details of the chosen design must be operated. This might require

the production of prototypes in order to decide on the best details of a design. Production of the Working Drafts: The chosen design is then changed to working drafts and electric circuit diagrams so that the design equipment can be produced.

It mustn't be thought that each stage of the process of design will be followed stage by stage. Sometimes it might be necessary to go back to the previous stage and to work on it more. Therefore, during the stage of the production of the plausible solutions it might be necessary to go back and to revise the analysis of the problem (Çetinel, 2000).

4. APPLICATION OF THE TECHNIQUE TO THE BOMB DESTROYER ROBOT

The Design of Bomb Destroying Robot was realized in three parts. The first part is the realization of the mechanical design. The second part is the design of the electronic audit card. The third part was prepared on the LabVIEW program which maintains auditing by computer. Electronic audit card was designed connected to NI-cfp-1808 compact Field Point. Step engines which have the power to enable the robot arm to move and to lift the weight with the communicating unit, and audit unit by realizing the pallet system were chosen. In order the picture to be transmitted IP camera was chosen and NI Field Point SRM6000 Radio Modem was used along with access point as the transmitting unit in the device which enables all the audits to be done

on the internet basis.

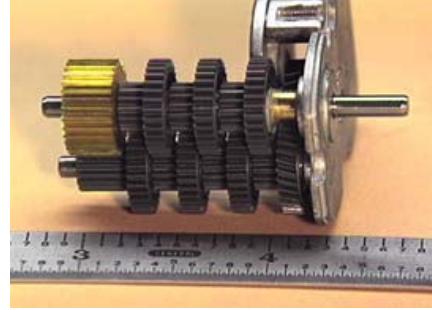


Fig. 3. Gearbox

Mechanical design stage of the project; The desired motion is put into a new mold by changing direction and shape; that is, by being modeled; by means of these processes the needed power or the direction of acceleration can be gained. Below gearbox which is the best example for this and their structures can be seen.

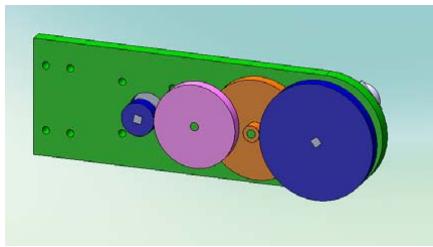


Fig. 4. Gearbox transmission system for robot arm designed

The picture of gearbox system transferring disturbance received from step motors provide movement of robot arm is shown in Fig. 4.

According to data given, numbers of gear, power account, torque, size of module and gearbox, external forces and response values incoming to bearings. Choice of Motor and design of driver circuit; driver circuit and step motors chosen for robot arm is shown below.

- Card operating voltage (12 – 24 VDC)
- Motor operating voltage (12 - 55 VDC)
- Maximum Motor driver current is 8 mA.

Driver circuit has been designed for step motors chosen. Driver circuit is shown in Fig. 5.

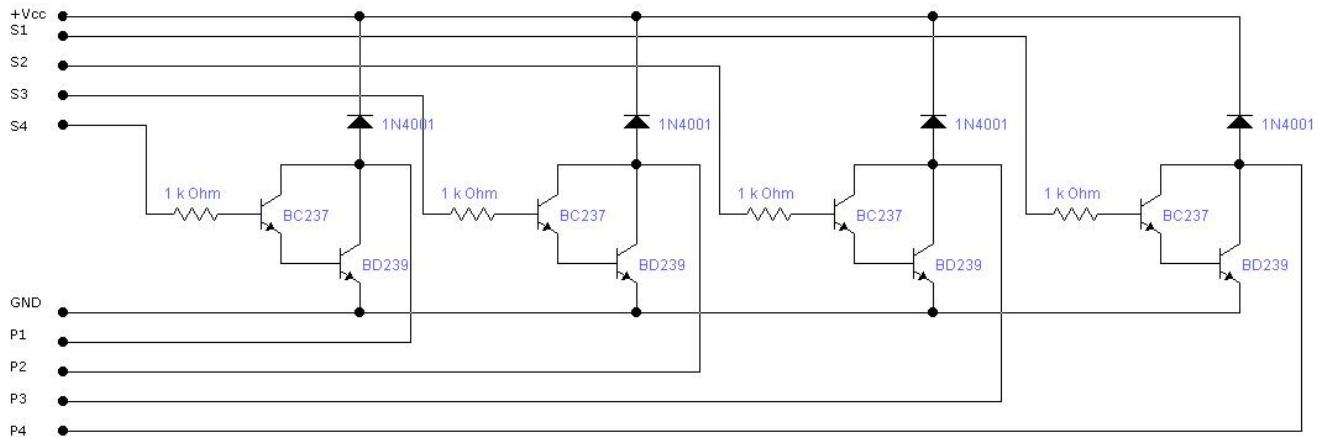


Fig. 5. Driver circuit designed for step motors

Control Card; The designed control card holds the drivers which control the movement of the device and robot arm movement by the signals coming from FieldPoint, and lighting system. On the main control card there are connection sockets which enables step motor drivers cards to be attached as a module. The voltage of the control card to work was chosen 12V.

Energy Conducting; The need for the power of the device is provided by dry batteries. A stand-by circuit which prolongs the life of the battery by cutting feed during stand-by of the system was added.

Feedback and Sensing; Sensors do the duty of a bridge which connects the physical environment and electrical/electronic devices produced for industrial purposes. These devices have a wide spectrum of usage such as control, protection and projection during an industrial process. Below are shown the sensors which were chosen to realize the intended movements and their properties.

Sensing Distance; It has become easier to measure distance thanks to the advancement of present-day sensor technology. There are ultrasonic infra-red models for this. We will, on the other hand, will sense this distance by means of the cameras installed on the device.

Sensing Obstacles; The general properties of the HOKUYO- Obstacle-Sensor which is planned to be used

in the project are as follows; The scanning angle (Sensing space) has been increased to 180 degrees and the dead space which can be sensed is decreased. The picture of the obstacle sensor which is used is shown in Fig. 6.



Fig. 6. The obstacle sensing sensor

Seeing; Two high-soluble cameras to get information about the environment and to guide the device accordingly are planned to be installed on the device. Axis PTZ14 model, which gives high-quality pictures by means of high rate of zooming and Sony lens in addition to the picture transmitting facility and easy intervention possibilities, was used in the project.

Communication; Access Point was used for the communication of the robot. WAP54GPE model, which was developed by Linksys Firm for the communication of IP cameras outdoors, was used. It enables to use cameras with four Ethernet ports, which were installed on it.



Fig. 7. LinkSys WAP54GPE outdoor Access Point

Fieldpoint SRM-6000 Radio Modem; SMR6000 Radio Modem, which was again produced by NI Firm, and which allows to work without wire and real time with compact FieldPoint, which performs the main controls of the device.



Fig. 8. SMR6000 Radio Modem

Prototype drawing in SolidWorks;

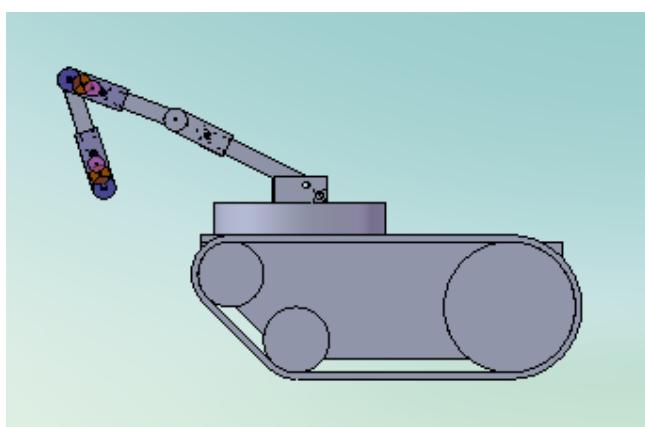


Fig. 9. Vehicle image drawn with SolidWorks

Programming of Control Program of System; LabVIEW soft ware package of NI firm has been used for project. Vi and subvis written to implement the control of system is shown below.

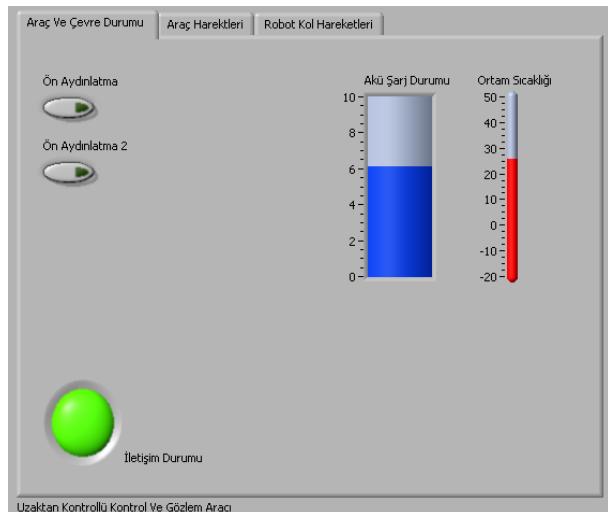


Fig. 10. Front Panel 1 Written For Project

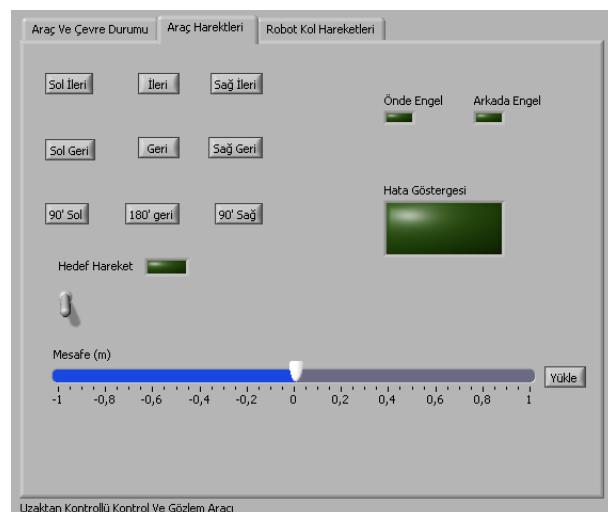


Fig. 11. Front Panel 2 Written For Project

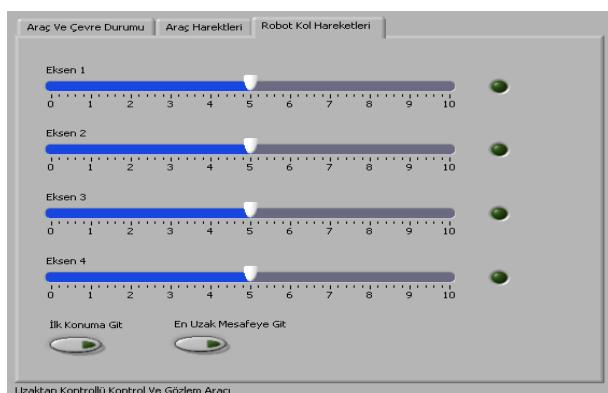


Fig. 12. Front Panel 3 Written For Project

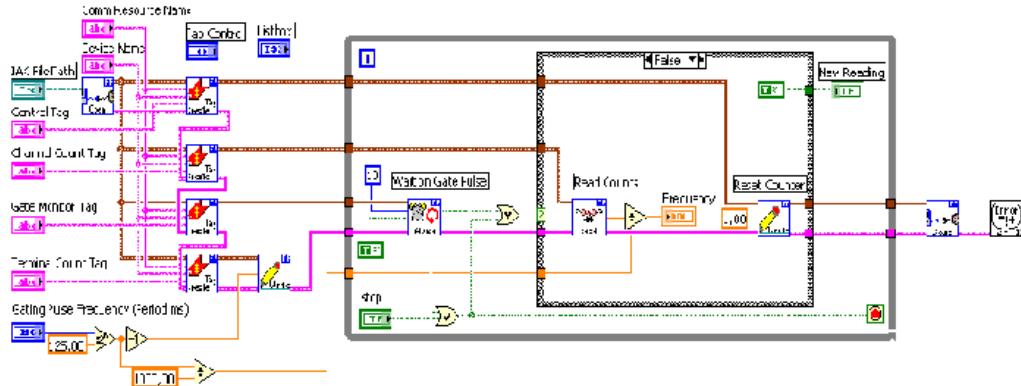


Fig. 13. Block Diagram Written For Project

5. CONCLUSION

Mechatronics is a joint approach both in design philosophy and in engineering designing. The main factor in Mechatronics is the combination of these fields within the framework of the process of designing. The method provides suitable conditions in order to increase the synergy by means of the simulation the interdisciplinary ideas and techniques. In this way it provides catalytic effect for new solutions to technically complex conditions.

If a product is joint with Mechatronics Design Technique, there can be impressive results. With the usage of Mechatronics Design Technique more productivity, high quality, feedback system and product reliability are provided. In order to apply Mechatronics Design Technique to obtain these aims, the organization's changing needs of tomorrow, the data functions, the control, and the combination of the devices have to be considered at the beginning of the design. The prior aim of the device, which was developed by following Mechatronics Design steps, is to be used in the operations carried out to destroy bombs. Besides being used in the applications to destroy bombs, it can be also used in rescue operations, in sample collecting in dangerous environments, and in mini military tank applications with the additional equipment attached to it. Moreover, it can be of use to inspect suspicious packages for the contents in the applications to destroy bombs and to find people who are still alive during rescue operations. With its capability to save lives by being used in the operations to destroy bombs it will play an active role in defusing the bomb packages which can be encountered anywhere nowadays.

REFERENCES

1. Erden A. (2002),; İlkeler Ve Tasarım Mühendisliğindeneki Yenilikler, *Mekatronik Tasarım* <http://design.me.metu.edu.tr/me462/Papers/Endüstri&Otomasyon-03.pdf>.
2. Devdas S., Kolk R. A. (1997), *Mechatronics System Design*, PWS Publishing, Boston, 2-3.
3. Erden A. (2002), Tanim Ve Temel İlkeler, *Mekatronik Mühendisliği Kavramlar*, <http://design.me.metu.edu.tr/m00000e462/Papers/Endüstri&Otomasyon-01.pdf>.
4. Histan M. B., Alciatore D. G. (1999), *Introduction to Mechatronics and Measurement Systems*, McGraw Hill Inc.
5. Çetinel M. (2000), Mekatronik, *Mühendisliğin Yeni Adresi*, Mühendis ve Makina Dergisi, Sayı: 489, Cilt: 41, 29-31, Ekim.
6. Demir M. (1996), *Robot System Equipments and Transaction Analyses*, Graduate Thesis, Gazi University.
7. Kayhan G. (2003), *Introductory of Robot Kinematics*, Graduate Seminar, Ondokuz Mayıs University.
8. Belev M. (2004), *Makine Elemanları II*, Bileşim Yayıncılık.
9. Boylestad R. (2004), *Elektronik Elemanlar ve Devre Teorisi*, MEB Yayınları.
10. Akkurt M. (1999), *Makine Elemanları (Dişli Çarklar ve Diğer Güç İletim Elemanları)*, Birsen Yayın Evi, İstanbul.
11. Schiebel A. (1974), *Dişli Çarklar (Düz Dişli Alın Çarklar ve Konik Çarklar)*, Birsen Yayın Evi, İstanbul.
12. Paul R. P. (1981), *Robot Manipulators: Mathematics, Programming and Control*, MIT Press , 279-281.
13. Sciavicco L., Siciliano B. (1996), *Modeling and Control of Robot Manipulators*, McGraw-Hill International Publications, 358-364.
14. <http://www.ni.com> (2007).

APPLICATION OF THE HYBRID CONTROLLER FOR ISOTHERMAL EXTRUSION PROCESS CONTROL

Boris GOTLIB*, **Vladimir TARASYAN***, **Anderej VAKALYUK***

*Urals State University of Transport (USURT), Of. 214, 66 Kolmogorov St., 620034, Ekaterinburg, Russia

gotlib@usurt.ru, VTarasyan@tm.usurt.ru, plotter@e1.ru

Abstract. Nowadays most of critical machine elements are manufactured by means of extrusion method. Such workpieces are widely applicable in aeronautical and rocket engineering as well as transport mechanical engineering. One of the methods allowing workpiece quality improvement is isothermal extrusion which provides constant temperature on the surface of the workpiece by changing extrusion velocity. To control over isothermal extrusion process was designed hybrid intelligent controller. This controller was realized as neuro-fuzzy system.

1. INTRODUCTION

In the whole world large-sized products from light and special-property alloys in order to meet the needs of aeronautic, space, shipbuilding, energetic and transport engineering are produced on high-powered horizontal and vertical hydraulic presses (of 100...750 MN force), which are the part of forging and press complexes. The examples are as follows: computerized production line of long-length large-sized products like compound cross-section panels of 1.5 m wide and 35 m long, made of high-strength aluminum alloys on the basis of horizontal presses of 120 and 200 MN force; automated unit on the basis of vertical presses of 300 and 750 MN force for die forging irregular shaped articles of light and special steels with an area of 8000 cm²; automated unit on the basis of hydraulic press of 300 MN force using the method of hydrostatic stretching for production of steel shroud rings with a diameter of 2.5 m necessary for hardening of winding front parts of large unit rating turbo generators for nuclear power stations.

It is a well-known fact that the most high-powered horizontal and vertical hydraulic presses, of 200 and 750 MN force correspondingly, are exploited in Russia. For instance they are used to produce large-sized structural components for wide-body aircrafts Boeing-777 and A-380 by orders of Boeing and Airbus companies.

The general disadvantage of high-powered forging and press complexes is their insufficient data ware (including the stage of technological processes design) and low-level control systems. It can be explained by the fact that the technological processes realized on the high-powered hydraulic presses are characterized by factors variety, nonlinear links between process parameters, instability, big delays in control channels, unregulated noises and perturbations, great number of feedback couplings, stochasticity of major technological processes parameters and other factors. All the above mentioned impedes the processes design

and makes it impossible to realize both linear control systems, which don't reflect the real systems characteristics, and use of compound nonlinear mathematical models, which precisely reflect the physical correlation between systems input and output but are absolutely useless for process control in the real time.

There are two major ways to make high-powered forging and press complexes more intelligent: 1) development of design expert systems of irregular shaped articles plastic deformation technological processes and 2) creation of intelligent technological machines and complexes' control systems by modernizing the existing ones.

2. BASIC MATHEMATICAL MODEL OF ISOTHERMAL EXTRUSION

Basic mathematical model of isothermal extrusion was made on the ground of complex mathematical model.

Dependence of temperature of metal on the exit from die from the basic technological parameters can be described

by functional dependence

$$\vartheta(t) = \varphi(t, X, V(t), \delta(t)) \quad (1)$$

where t is time, X is array of basic technological parameters (geometrical size of tools, initial temperature of tools and billet, thermophysical and mechanical properties of tools and billet), $V(t)$ ram velocity and $\delta(t)$ are unsuspected parameters.

With ram velocity of different constant values, function Eq. 1 can be written in form

$$\vartheta(t) = \vartheta_{st} - (\vartheta_{st} - \vartheta_b) \left(\frac{\varepsilon_1}{\vartheta_{st} - \vartheta_b} \right)^{\frac{t}{t_u}}, \quad (2)$$

where ϑ_{st} temperature of workpiece surface on the steady process stage with constant velocity V , ϑ_b initial temperature of a billet, t_{st} is time taken to reach steady temperature mode and ε_1 is a small quantity which is predefined by accuracy of temperature sensor (doesn't exceeds 1.5% of upper limit of a measured value).

The base velocity mode of isothermal extrusion is defined as the function where ram velocity is dependant on distance $V=V(s)$ or time $V=V(t)$. This functional dependence provides temperature constancy on the surface of the work-piece which leaves the die.

The algorithm for calculating base velocity modes was created on the basis of the complex mathematical model. Full distance of ram moving was divided into finite number of control stage. On every stage the initial (for the stage) extrusion velocity V_i and a number of time steps are set. The problem of calculating base velocity mode for isothermal extrusion is set in the following form: to find a sequence of velocity values which provides a difference between the temperature of isothermal extrusion $\tilde{\vartheta}$ and workpiece surface temperature less then ε in the end of each control stage. Here ε is a small quantity which is defined by technological consideration and accuracy of temperature sensor.

For practical use in automatic control system, base velocity modes were approximated by formula

$$V(t, X) = \begin{cases} V_i, & t < t_i, \\ V_{st} + (V_i - V_{st}) \left(\frac{\varepsilon_2}{V_i - V_{st}} \right)^{\frac{t-t_i}{t_{st}-t_i}}, & t \geq t_i. \end{cases} \quad (3)$$

In this formula V_i and V_{st} are velocities of ram in the beginning of the process and in the steady stage, t_i is the time during which the velocity V_i is sustained, t_{st} is time taken to reach steady velocity mode and ε_2 is a small quantity which is defined by accuracy of extrusion velocity sensor (doesn't exceeds 1% of upper limit of measurement).

3. HYBRID CONTROLLER FOR ISOTHERMAL EXTRUSION PROCESS

The intelligent control system of the extrusion process provides isothermal extrusion conditions by speed regulation of compression ram in the extrusion process (Fig. 1).

In this system intelligent control is used in hybrid controller which connects a neural networks and fuzzy logic technology.

The authors created a model of such hybrid system. In the book Gotlib and Dobychin (1985), the process of pipes isothermal extrusion out of D16 aluminum alloy by 58,8 MN force press is considered. For technological reasons all types of pipes were divided into three groups according to the geometrical sizes of matrix and a needle. Basic technological parameters of the process have the following values: diameter of container $D_c=370$ mm, temperature of isothermal extrusion $\tilde{\vartheta}=470^\circ\text{C}$, the initial temperature of the billet ϑ_b and container ϑ_c were changed

from 350 to 450°C, the ram velocity was changed from 2.0 to 8.0 mm/s.

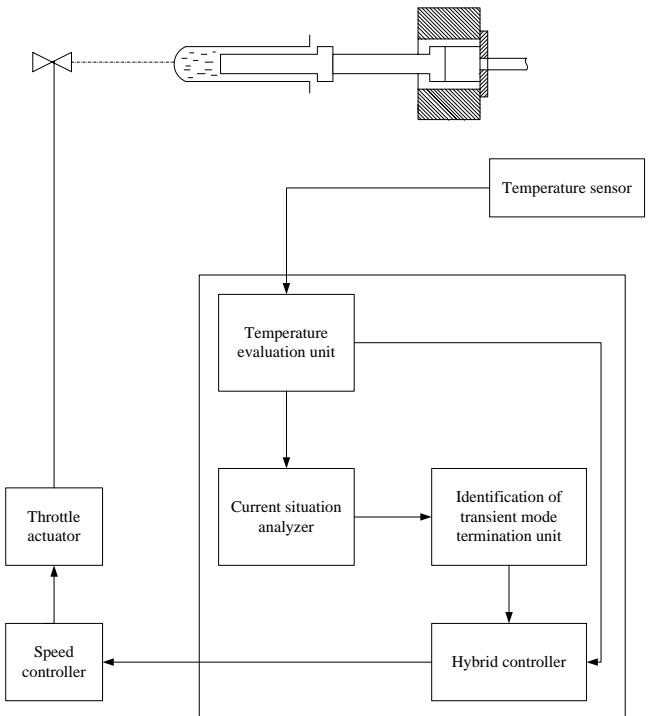


Fig. 1. Intelligent control system of isothermal extrusion

To simplify further use of dataset the following regression equations were obtained:

a) for values $101.5 \leq D_m \leq 126.5$ and $51 \leq D_n \leq 96.5$

$$\begin{aligned} \vartheta_{st} &= 93.38 + 1.907D_m + 3.493D_n + 0.1936\vartheta_b + 0.06013\vartheta_c + \\ &\quad 32.72V - 0.03678D_m D_n + 0.01605D_n^2 - 0.3104D_n V, \\ t_{st} &= -2400 + 24.43D_m - 0.9481D_n + 7.735\vartheta_b - 0.3048\vartheta_c - \\ &\quad 13.56V - 0.06785D_m \vartheta_b \\ V_{st} &= 5.749 + 0.06876D_m - 0.03813D_n - \\ &\quad 0.01267\vartheta_b - 0.00791\vartheta_c, \end{aligned} \quad (4)$$

$$V_i = 6.139 + 0.08066D_m - 0.0361D_n - 0.01367\vartheta_b,$$

$$t_{st}^* = 316.9 + 1.858D_m - 0.8678D_n - 0.3885\vartheta_b - 0.3829\vartheta_c;$$

b) for values $126 \leq D_m \leq 157$ and $60.5 \leq D_n \leq 122.3$

$$\begin{aligned} \vartheta_{st} &= 313.2 + 0.5543D_m + 0.05255D_n + 0.2719\vartheta_b + \\ &\quad 0.05753\vartheta_c + 6.525V - 0.01429D_m D_n + 0.01271D_n^2, \\ t_{st} &= -600.1 + 0.4338D_m - 0.2658D_n + 2.313\vartheta_b + \\ &\quad 1.816\vartheta_c - 12.13V - 0.005654\vartheta_b \vartheta_c, \end{aligned} \quad (5)$$

$$V_{st} = -5.805 + 0.0642D_m + 0.11D_n - 0.00657\vartheta_b - \\ 0.0007522D_n^2,$$

$$V_i = 6.113 + 0.09873D_m - 0.05395D_n - 0.01616\vartheta_c,$$

$$t_{st}^* = 388 - 0.5497D_n - 0.2733\vartheta_b - 0.2731\vartheta_c;$$

c) for values $151.2 \leq D_m \leq 172$ and $91 \leq D_n \leq 146.5$

$$\begin{aligned}
 \vartheta_{st} &= -359 + 9.278D_m - 0.8466D_n + 0.244\vartheta_b + 0.05463\vartheta_c + \\
 &\quad + 16.25V - 0.0303D_m^2 + 0.00544D_n^2 - 0.0965V^2, \\
 t_{st} &= -3799 + 22.84D_m 3.331D_n + 9.78\vartheta_b - 0.3344\vartheta_c + \\
 &\quad 104.5V - 0.06056D_m\vartheta_b - 0.9389D_nV, \\
 V_{st} &= -18.06 + 0.0791D_m + 0.2534D_n - 0.009262\vartheta_b - \\
 &\quad 0.001206D_n^2, \quad (6) \\
 V_i &= 617.7 - 4.903D_m - 0.6265D_n - 0.4781\vartheta_b - 0.4767\vartheta_c + \\
 &\quad + 0.01539D_m^2 + 0.002417D_n^2 + 0.00064\vartheta_b^2 + 0.00063\vartheta_c^2 \\
 t_{st}^* &= 812.7 - 1.807D_n - 0.365\vartheta_b - 0.7845\vartheta_c.
 \end{aligned}$$

In these formulas diameters of matrix (D_m) and needle (D_n) are given in millimeters.

At the first stage of hybrid system we use three neural networks (one for each of three groups). These networks are used to calculate of parameters ϑ_{st} , t_{st} , V_{st} , V_i , t_{st}^* which are included in the basic isothermal extrusion model. These parameters are defined by Eq. 4-6. In this case fully-connected three-layered feed-forward backpropagation neural networks type are used.

At the second stage of hybrid system we use methods of fuzzy sets theory. As all groups have partial intersection of their initial parameters, for this reason membership function for each group was created. As a membership function we use trapezoid functions of two variables. Using a values of membership functions and outputs of neural networks we calculate the final values of parameters ϑ_{st} , t_{st} , V_{st} , V_i , t_{st}^* to obtain the temperature of metal and base velocity mode with Eq. 2 and Eq. 3.

Such system architecture gives an opportunity for the most exact approximation of all necessary parameters. Structural scheme of hybrid controller of isothermal extrusion is on Fig. 2.

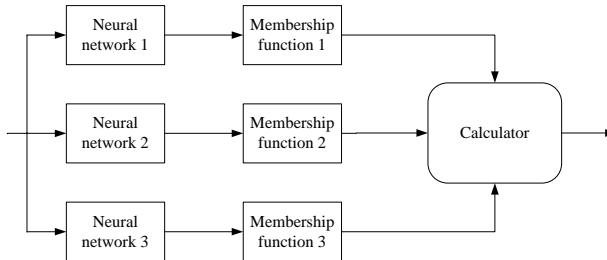


Fig. 2. Structural scheme of hybrid controller of isothermal extrusion

It's obvious that the suggested structure controller can be used for different methods of isothermal extrusion and die forging. Also different alloys workpieces can be manufactured.

4. CONCLUSION

Using such system architecture we achieve the system control goals at most and implement the model of the process that is grounded on the knowledge base in the real time control process.

REFERENCES

1. **Gotlib B. M., Dobychin I. A.** (1985), Adaptivnoe upravlenie processami obrabotki metallov davleniem, *Metallurgiya*, USSR.
2. **Gotlib B. M., Byvalzev S. V., Tarasyan V. S.** (2006), Tendencii i problemy intellektualizacii mogshnyh kuznechnopressovyh kompleksov, *Proceedings of 3rd Scientific Conference «Mechatronics, automatic, control»: 1st Russian Multiconference for control problems*, LETI, SPb, Russia, 317-320.

BIOMECHANICAL ANALYSIS OF ANTHROPOMETRIC AND FUNCTIONAL ZONES ON HUMAN PLANTAR AT WALKING

Mikhail IHNATOUSKI*, Anatoly SVIRIDENOK*, Vladimir LASHKOVSKI**, Bazyli KRUPICZ***

*The Research Center of Resources Saving Problems of the National Academy of Sciences of Belarus,
Tizenhauza sq., 7, 230023 Grodno, Belarus

**Grodno State Medical University, Gorky Str., 80, 230015 Grodno, Belarus

***Bialystok University of Technology, ul. Wiejska 45 a, 15-351 Bialystok, Poland

mii_by@mail.ru, bazek@pb.edu.pl

Abstract: The methods of representing barometric information obtained by the pressure measuring instruments of the human plantar onto the contact surface during walking have been developed. The presentation of barometric data in terms of time and phase variables along with the patterns of data elements makes grounds for analyzing independently of the type of the barometric instrument.

1. INTRODUCTION

Biomechanics as a special branch of mechanics dealing with mechanical motion of living organisms, their separate elements and tissues is intensively developing in view of availability of numerous miniature and cheap devices enabling measurements directly on the biological objects (Mironov et al., 1999; Ihnatouski et al., 2005). The parameters of human plantar contact with a surface and characteristics of his gait are studied on the base of barometric insoles imparted a function of measuring local pressure values (Walczak et al., 2007; Sviridenok et al., 2008).

The diversity of barometric insoles and data processing systems presumes the need in adequate knowledge of their operation principles and limits of their application in both biomechanical simulation and medicinal practice (Duckworth et al., 1985; Sviridenok et al., 2005, Skvortsov, 2008).

The authors have studied in the present work a combination of techniques and a conceptual apparatus used to describe and analyze barometric data on the plantar contact with a surface in statics and dynamics. The use of mentioned in the work data abstraction extends the potentialities of biomechanical analysis together with the mathematical software independently of the type of the barometric device used.

2. METHODS USED

2.1. Instantaneous values

Definitions. During cycle T of measuring plantar pressure P' the system may be found in any moment t ($t=1,2,\dots, T$) in one of the states characterized by a set of instantaneous pressure values p_i^t ($P'=\{ p_1^t, p_2^t, \dots, p_N^t \}$)

transmitted from the insole sensors N and characterized by index $i=1,2,\dots,N$ via direct measurements (Fig. 1). The set of instantaneous values p_i^t is a quantitative parameter that depends on man's mass (m) and a real contact area of both feet with the surface (s):

$$P' \propto f(m, s, t) \quad (1)$$

The values of the elements of the set show pressure on the local regions and obey the additivity law.

The value of each element of the set incorporates a parasitic constituent in the form of the pressure created by pressing the insole against the plantar inside the footwear.

The considered pressure values should fit the full range from zero till the absolute maximum determined by the man's mass and the contact area of one sensor. The values of the elements in a set define the range from the minimal till the maximal value. The critical and significant levels are calculated proceeding from the range span.

The set of instantaneous pressure values is ordered according to the sensor coordinates on the insole (x_i, y_i) or by vector \vec{r}_i relative to the reference point on each sensing insole. The distance between the points preset by the coordinates remain fixed at each moment.

The elements may be attached additional significance factors according to the adopted rules.

The pressure center is found by a ratio of the sum of products of the element values by the radius-vector, which depends on their coordinates, versus the sum of these values. This center specifies the point of projection onto the pressure vector plane.

The configurations of elements K_j^t with indices $j=1,2,\dots,W$ ($W \leq N$) turn to be associations of boundary elements chosen in terms of similarity of the values ($K_j^t \subset P'$). The configurations may be in the form of spots, graphic primitives or isobaric lines.

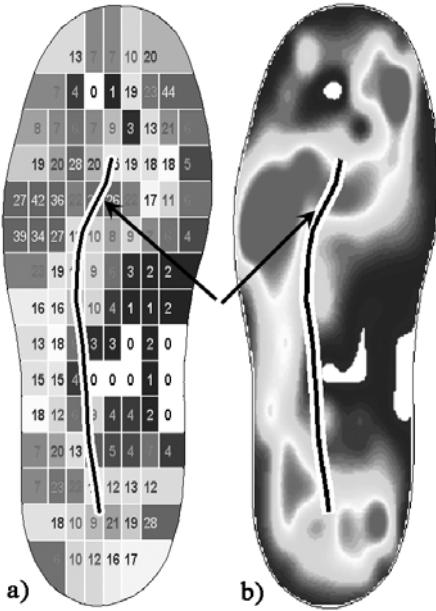


Fig. 1. 2D barograms of the left measuring insole with instant set of values (arrows show displacement trajectory of pressure center): a) numerical; b) via color gradients

Techniques. Proceeding from a disordered set of values of the elements, the statistical analysis of the values is made for two insoles separately and jointly. The analysis gives a quantitative estimation of pressure distribution values and compares them to those of the significant and critical levels. The distributions are compared for several measurements of motion of one or different men.

The ordered sets of elements serve to create a set of configurations in terms of a level or cluster analysis, providing a set of objects is given, where X is an n -dimensional space of ξ characteristics:

$$X = \{\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_n\}. \quad (2)$$

Partitioning into classes may be considered fully completed in case for all $X_l, X_m (l, m = 1, 2, \dots, n; l \neq m)$ the next relation is satisfied:

$$X_l \cap X_m = \emptyset (\forall l, m). \quad (3)$$

Sampling X_i is a result of partitioning $\Pi(X)$ of set X , where the problem consists in finding such function f that ensures this partitioning

$$f : X \rightarrow \Pi(X). \quad (4)$$

For further analysis of their form, dimensions, statistics of values and recurrence (Vapnik et al., 1974; Cohen et al., 1993; Boykov et al., 2000), the configurations are analyzed in respect to their compliance with anatomic representations based on shift points and templates (Ihnatouski, 2000; Minchenkov, 2004).

Here are the examples of attaching significance factors to the elements:

- creation of binary maps, using which the number of elements is found that overcomes the threshold level (Ablameiko et al., 2000);

- use of contrasting multipliers enabling separate elements to impose a stronger effect on distribution images (Ablameiko et al., 2003).

2.2. Time sequences

Definitions. A combination of sets of instantaneous pressure values of a plantar recorded sequentially within the whole measuring period presents a direct barometric information about motion of a man in space (Fig. 2):

$$Z = \bigcup_{t=1}^T P^t. \quad (5)$$

The combination of sets consists of uninterrupted time sequences of values of the like elements of each set I^i :

$$Z = \bigcup_{i=1}^N I^i, \quad (6)$$

where

$$I^i = \{p_i^1, p_i^2, \dots, p_i^T\}.$$

The minimal and maximal values of each sequence define the range of the element values. Based on the range span, the significance levels are calculated for the whole measurement cycle.

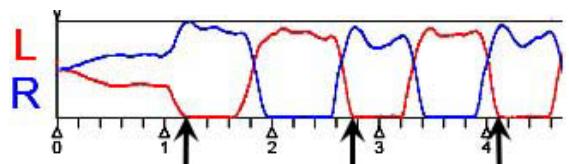


Fig. 2. A combination of a set of instant values of the left and right measuring insoles reflecting immobility during 1s and 2.5 steps within 3.5s (arrows show step limits)

Step S is considered to be a sequence of sets of instantaneous values of the plantar pressure constrained by reiteration of certain element configurations from the moment $t1$ till $t2$ (Fig. 2):

$$S = \bigcup_{t=t1}^{t2-1} P^t, \quad (7)$$

where

$$P^{t1} = \bigcup_{j=1}^W K_j^{t1} \equiv P^{t2} = \bigcup_{j=1}^W K_j^{t2}.$$

The anatomic phase of a step is a sequence of sets of instantaneous values of the plantar pressure during one step limited by the appearance of certain configurations within the frames of anatomic representations (Cappozzo, 2002; Michard, 2003).

The displacement trajectory of the pressure center pre-

sents a set of finite curves along which the pressure center moves during a half-step (Fig. 1):

$$\bar{r}_t = \frac{\sum_{i=1}^N p_i^t \bar{r}_i}{\sum_{i=1}^N p_i^t}. \quad (8)$$

The trajectory coordinates are found relative to the centers on each of two insoles similarly to those on the sensors.

Indirect values of the elements obtained for analyzing the pressure variation rate in time and along the insole length are the variations of one of the coordinates on the plane relative to the initial position of the reference point. In view of independence of the coordinates of the sensors on both insoles, the real 3D coordinates of the elements can be found only using the correction factor and probability error.

Techniques. Independent normalizing of each sequence based on the ranges obtained makes it possible to sift out the parasitic constituent of pressure values.

The statistical and frequency analyses are performed for the time sequences of the values. Proceeding from the analyses, the probability of the contact between the plantar and the surface in some local area and its contribution into the total pressure is estimated. The time sequences of the like element values of each set turn to be dependent and to find their correlation is of specific interest.

The configurations of elements formed on the base of instantaneous values are treated as existing in time objects. The life cycle of configurations is to be studied despite the fact that it is suffice to have time sequences for the values of the elements to describe qualitatively a man's motion, while for the analysis and synthesis of a model one should use associations of elements based on the ordered configurations. The phases of a step are calculated in terms of the conformity of the configurations with anatomic representations.

When considering a step as an independent element of motion, the elements should be compared to all parameters used for describing motion as a whole.

The analysis of the trajectory gives us its spatial characteristics, namely, length and rocking in response to dimensions of a rectangle circumscribing the considered line, and the dominant displacement angle.

2.3. Phase sequences

Definitions. The anatomic phases of a step are presented as both the sequences of instantaneous value sets and the statistics of these sets.

Non-anatomic phases of a step Φ_a ($a=1,2,\dots,A$ ($A \in \mathbb{N}$)) will be the mean values of the sequences of instantaneous value sets obtained by partitioning steps into the equal number of parts.

$$\Phi_a \cap P^{t_{a+1}} = \emptyset, \quad (9)$$

where

$$\begin{aligned} \Phi_a &= \bigcup_{t=t_a}^{t_{a+1}-1} P^t = \bigcup_{t=t_a}^{t_{a+1}-1} \bigcup_{j=1}^W K_j^t, \\ P^{t_{a+1}} &= \bigcup_{j=1}^W K_j^{t_{a+1}}. \end{aligned}$$

Techniques. To find motion stability, the like anatomic phases for different steps are compared. The comparison of unlike phases inside a step gives us a representation of the distinctness of their boundaries.

The analysis of the averaged values of the elements and the comparison to the parameters of time sequences is made to evaluate the stability factor within the frames of non-anatomic phase sequences.

2.4. Configurations of element's analysis

Partition of a set of sensors into groups corresponding to the anatomic zones was checked up by analyzing configurations of the elements (Lusardi et al., 2007). The variants of configurations were found from correlations of time sequences of the values of the like elements:

$$k_{ii2} = \frac{\sum_1^T (p_{i1}^t - \bar{p}_{i1})(p_{i2}^t - \bar{p}_{i2})}{\sqrt{\sum_1^T (p_{i1}^t - \bar{p}_{i1})^2} \sqrt{\sum_1^T (p_{i2}^t - \bar{p}_{i2})^2}}. \quad (10)$$

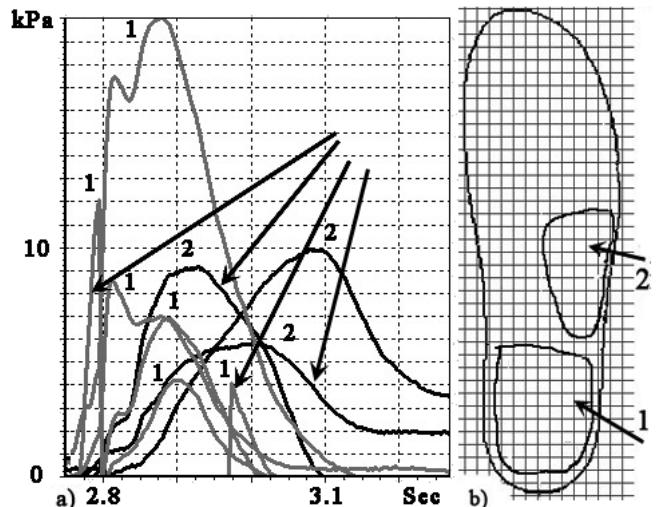


Fig. 3. Initial data: a) time sequences of the like element values joined into two groups on the right plantar per step duration (numbers of groups near lines) – arrows show removed sequences; b) groups of sensors of the right insole (the arrows show groups of sensors under study) grouping into zones based on anatomic representations

Further association of the elements into configurations takes place in provision of condition k_{ii2} tendency to a maximum with tracking association overflow. Named stages may be performed just as for the whole period of measurements so for each separate step. Time sequences

of the values of the like elements joined into two groups on the right insole per one step are shown in Fig. 3a, 4a.

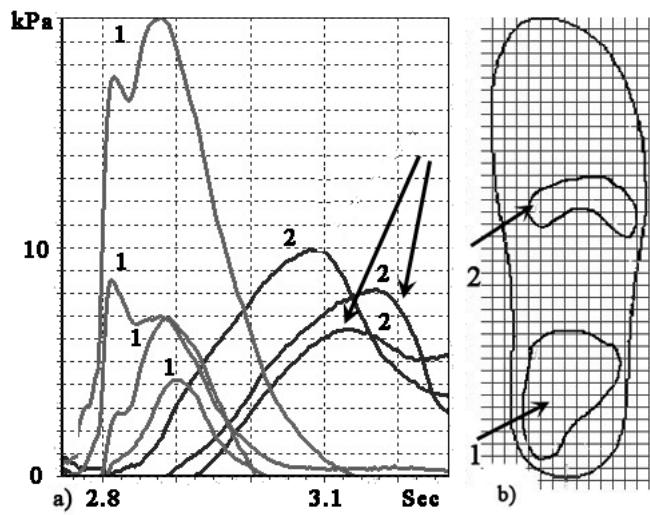


Fig. 4. Data processing results: a) time sequences of the like element values joined into two groups on the right plantar per step duration (numbers of groups near lines) – the arrow shows added sequence; b) groups of sensors of the right insole (the arrows show groups of sensors under study) configurations based on the analysis

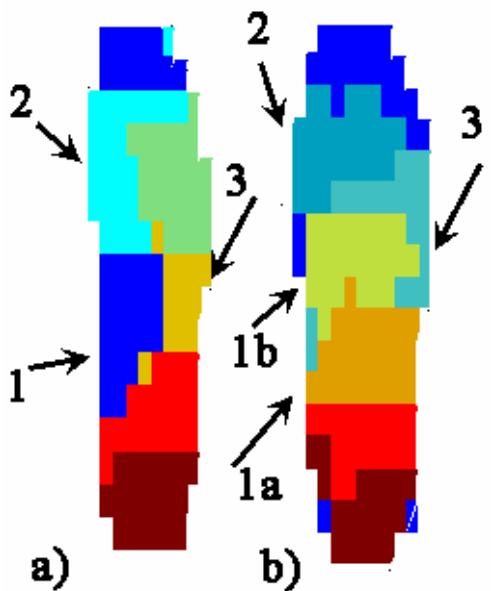


Fig. 5. Groups of sensors of the right insole configurations based on the analysis: a) diagnosis healthy; b) diagnosis Pes planovalgus

The arrows in Fig. 3,a indicate the sequences to be removed upon the analysis of the reduced groups. The sequence that was added to one of the reduced sequences is shown in Fig. 4,a by an arrow.

As it is seen from the diagrams, the analysis assists in removal of the time sequences giving imperfect agreement with the sequences of the element values that make a chief contribution into the barometric characteristics

of human gait and helps to reveal and interrelate the new synchronous sequences.

The groups of sensors on the right insole are distributed over the zones according to anatomic argumentations as is shown in Fig. 3,b. Figure 4,b presents the configurations obtained on the base of the analysis, as a result of which one sensor in the zone of the heel was cancelled and the configuration of the middle chain of sensors was altered.

Above example illustrates that the basic notions used to analyze time sequences of barometric data at describing human gait should be treated with care. It would be erroneous to accept a priori the notion “zone” as anatomically substantiated and united group, since the aim of biomechanical investigations is to evaluate the anatomy and its probable pathologies using the analysis of associations of elements that incorporate both spatial and mechanical characteristics.

3. CONCLUSIONS

The analysis of barometric data aimed at describing man’s motion in space and functioning of his locomotor system proceeds from the basic conceptual pattern set forth in the present work (Ihnatouski et al., 2008). A solution is proposed for the problem of analyzing configurations of sensors of a measuring insole as to its compliance with anthropometric characteristics of patient’s plantar.

Figure 5 illustrates sets of sensors of the right insole. These configurations have been obtained from analyzing barometric data of two patients, a healthy one (Fig. 5,a) and the one affected by Pes planovalgus (Fig. 5,b).

The barogram presented in Fig. 5,a displays clearly the regions of the plantar beneath the navicular bone (1), metatarsus from the inner (2) and outer sides and the cuboidal bone (3). This image agrees with distribution of the active regions on a man’s plantar surface having healthy locomotor system, resting upon the outer side of the middle plantar at walking, while the elements of metatarsus possess certain freedom.

The barogram in Fig. 5,b of the regions (1a) and (1b) unite the areas of the plantar found between the outer and inner edges of the plantar. Such a configuration means that the pressure variations under the cuboidal and navicular bones on the contact surface are varying synchronously during walking. This fact helps to make a diagnosis of Pes planovalgus. Changes in the direction of the long axis of region (2) from the coaxial about the plantar for the perpendicular one proves that the metatarsus elements have lost their freedom and the patient is affected by a Transverse flatfoot.

It seems promising to use the modern mathematical apparatus for data processing to employ the prediction by using the database (Winter, 1991) and to conduct complex investigations on the base of uniting measuring systems for recording 3D displacements of a specific set of points on human body and barometric data (Pauk, 2005; Krupicz et al., 2008).

REFERENCES

1. **Ablameyko S. V., Belotserkovsky A. M.** (2003), Segmentation of medical images using homogeneity and color characteristics histogram, *Proceedings of the National academy of sciences of Belarus*. No 3, 76-83.
2. **Ablameyko S. V., Lagunivski D. M.** (2000), *Processing of images: technology, methods, application*, Minsk Almafei.
3. **Boykov Y., Jolly M.-P.** (2000), Interactive organ segmentation using graph cuts, *Proceedings of the Medical Image Computing and Computer-Assisted Intervention*, 276-286.
4. **Cappozzo A.** (2002), Measurement of human locomotion, *Journal of Biomechanics*, Vol. 36, No 1, 147 – 148.
5. **Cohen L. D., Cohen I.** (1993), Finite-Element Methods for Active Contour Models and Balloons for 2-D and 3-D Images, *IEEE Trans. Pattern Anal. Mach. Intell.* Vol. 15, No 11, 1131-1147.
6. **Duckworth T., Boulton A. J. M., Betts R. P.** (1985), Plantar pressure measurement and the prevention of ulceration in the diabetic foot, *The journal of bone and joint surgery*, Vol. 67, No. 1, 79-85.
7. **Ihnatuski M., Lashkovski V.** (2008), Biomechanical researches of children from Grodno area: the barometric measurement of the gait, *Proc. of the inter. conf. "Biomechanics of human foot 2008"*, Grodno, 94-96.
8. **Ihnatuski M. I.** (2000), Methods of segmentation of AFM and STM images, *Recognition and description of cluster objects on the surface in nanorange*, *4th Belarusian Seminar on Scanning Electron Microscopy 2000*, Gomel, 122-126.
9. **Ihnatuski M. I., Kosarev V. A.** (2005), Use of optico-mechanical method of measurements to expand functional abilities of plantographic diagnostics of plantar pathology, *J. Of GrMU*, No. 4, 122-123.
10. **Krupicz B., et al.** (2008), *Foot dysfunction - biomechanics, diagnostics, treatment*, Bialystok Technical University.
11. **Lusardi M. M., Nielsen C. C.** (2007), *Orthotics and prosthetics in rehabilitation*, Saunders Elsevier.
12. **Michard T. C.** (1993), *Foot orthoses and other forms of conservative foot care*, Williams & Wilkins.
13. **Minchenkov M.** (2004), Algorithm of automatic segmentation of the raster images, based on growth of clusters from maxima of R-size, *International Conference Graphcon*, <http://masters.donntu.edu.ua/2006/fvti/poltava/library/article1.htm>
14. **Mironov S. P., Romanov A. I., Reshetnyak V. K., Skvortsov D. V.** (1999), Clinical analysis of motions: organizational, general and methodical aspects, *Kremlin Medicine, Clinical Bulletin*, No. 4, 120-145.
15. **Pauk I.** (2005), Gait assessment of children with cerebral palsy by stochastic approximation function, *Proc. of the inter. conf. "Biomechanics 2004"*, Gdansk, Vol. 6, 338-341.
16. **Skvortsov D.V.** (2008), Diagnostics feet and muscular-skeleton system pathology and its rehabilitation by new Tekscan technology, *Proc. of the inter. conf. "Biomechanics of human foot 2008"*, Grodno, 103-105.
17. **Sviridenok A. I., Beloenko E. D.** (2005), Biomechanics and biomaterials science, *J. Gr.MU*, Vol. 4, No. 12, 3-7.
18. **Sviridenok A., Lashkovsky V.** (2008), Biomechanical aspects of modern podiatrics development, *Proc. of the inter. conf. "Biomechanics of human foot 2008"*, Grodno, 4-11.
19. **Vapnik V.N., Jenkins G.** (1974), *The theory of image recognition*, Moscow, Nauka.
20. **Walczak M., Napiontek M.** (2007), The variability of plantar pressure pattern distribution in healthy children and its relation to flexible flatfoot, *The journal of orthopedics trauma surgery and related research*, Vol. 1, No 5, 13-26.
21. **Winter D.A.** (1991), *Biomechanics and motor control of human gait: normal, elderly and pathological*, Waterloo Biomechanics.

The work was supported by INTERREG IIIA / TACIS CBC, project NEB/PL/PDL/2.1/05/238.

EXAMPLES OF A USE OF THE OPTIMAL CONTROL AT ENERGY PERFORMANCE INDEX IN MECHATRONIC APPROACH

Krzysztof KALIŃSKI*, Marek CHODNICKI*, Michał MAZUR*

*Chair of Mechanics and Strength of Materials, Faculty Mechanical Engineering, Gdańsk University of Technology

kkalinsk@o2.pl, marek@chodnicki.pl, mazur.m.r@gmail.com

Abstract: Purpose of the paper is to present some examples of application of the optimal control at energy performance index in mechatronic solutions. In the paper were presented methods of vibration surveillance of mechanical systems idealised discretely. These methods were applied in robotics (industrial robots) as well as – for high speed ball end milling processes of flexible details. As example of non-linear system, a possibility of the use of optimal control at energy performance index for wheeled robots was presented.

1. INTRODUCTION

Here is defined general form of energy performance index, which considers changing with time kinetic energy and potential energy of the system, i.e. (Kaliński, 2001):

$$J(t) = \frac{1}{2}(\dot{\mathbf{q}}^* - \ddot{\mathbf{q}})^T \mathbf{Q}_1 \mathbf{M}^* (\dot{\mathbf{q}}^* - \ddot{\mathbf{q}}) + \frac{1}{2}(\mathbf{q} - \bar{\mathbf{q}})^T \mathbf{Q}_2 \mathbf{K}^* (\mathbf{q}^* - \bar{\mathbf{q}}) + \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u} \quad (1)$$

where: Q – matrix of dimensionless weighing coefficients, R – matrix of control command effect, M – matrix of inertia, K – matrix of stiffness, q – vector of generalised coordinates of the real motion trajectory, $\bar{\mathbf{q}}$ – vector of generalised coordinates of the given trajectory, u – vector of control commands.

Vector of generalised displacement $\bar{\mathbf{q}}$ is solution of the following equation:

$$\mathbf{K}^* \bar{\mathbf{q}} = \mathbf{f}_0 \quad (2)$$

where: \mathbf{f}_0 - vector of non-potential generalised forces of the system, which are system's loads for the given trajectory.

In particular case $\mathbf{f}_0 \equiv \mathbf{f}^*$ (see Eq. 4).

Vector of the generalised velocities $\dot{\mathbf{q}}$ is time derivative of the $\bar{\mathbf{q}}$ vector.

Matrix Q1 defines influence of the kinetic energy of the vibrations, what is particularly important in process of the free vibrations surveillance, while Q2 – influence of the potential energy, which is important for the vibrations surveillance of the systems with delayed feedback (Kaliński, 2001).

If the task of the control unit in the system is to survey vibrations, then assumption has been made that the control signals do not influence the given trajectory movement. Thus we equal variation of the performance index to zero.

After suitable transformations, relationship describing optimal control command has been obtained, i.e.:

$$\begin{aligned} \mathbf{u} = & -\left(\mathbf{R} + \mathbf{R}^T\right)^{-1} \int_{t_0}^t \mathbf{B}^T(\tau) \Phi^T(t, \tau) d\tau \\ & \left\{ \mathbf{T}_1^T \left(\mathbf{M}^{*T} \mathbf{Q}_1^T + \mathbf{Q}_1 \mathbf{M}^* \right) \left[\dot{\mathbf{q}}^* - \left(\dot{\mathbf{K}}^{*-1} \mathbf{f}_0 + \mathbf{K}^{*-1} \dot{\mathbf{f}}_0 \right) \right] \right. \\ & \left. + \mathbf{T}_2^T \left(\mathbf{K}^{*T} \mathbf{Q}_2^T + \mathbf{Q}_2 \mathbf{K}^* \right) \left(\mathbf{q}^* - \mathbf{K}^{*-1} \mathbf{f}_0 \right) \right\} \end{aligned} \quad (3)$$

A very important and thusfar unresolved problem is how to determine values of the components of matrices Q1, Q2, R (Engel and Kowal, 1995). Random selection of these values ought to be avoided, because the surveillance effect depends on them. It is difficult to find effective method for searching of the large dimension space of parameters. One indication leads to a use of computer simulation methods (Górecki et al., 1983).

2. OPTIMAL CONTROL AT ENERGY PERFORMANCE INDEX IN HYBRID SYSTEM

Here is introduced dynamic equation of controlled non-stationary system, described in generalised coordinates:

$$\mathbf{M}^* \ddot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{L}^* \dot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{K}^* \mathbf{q}_i = \mathbf{f}^* + \mathbf{B}_u^* + \mathbf{u} \quad (4)$$

Signs \mathbf{M}^* , \mathbf{L}^* , \mathbf{K}^* , \mathbf{B}_u^* , \mathbf{q}^* , \mathbf{f}^* and \mathbf{u} denote respectively matrices of inertia, damping, stiffness and control, and also vectors of generalised displacements, forces and control commands of the system.

2.1. The hybrid system

Further consideration relates to the system decomposition into following ones (Kaliński and Chodnicki, 2007).

- Modal subsystem, which is described in generalised co-ordinates \mathbf{q}_m . Matrices of inertia, damping and stiffness are \mathbf{M}_{mm} , \mathbf{L}_{mm} , \mathbf{K}_{mm} , but vector of generalised forces is \mathbf{f}_m . Properties of that subsystem are defined by:

$\Omega_m = \text{diag}[\omega_{01} \ \omega_{02} \dots \ \omega_{0\text{mod}}]$ – matrix of undamped angular natural frequencies ω_{0k} , $k=1, \dots, \text{mod}$, $\Psi_m = [\Psi_1 \ \Psi_2 \ \dots \ \Psi_{\text{mod}}]$ – matrix of normal modes Ψ_k corresponding to undamped angular frequencies of the system ω_{0k} , $i=1, \dots, \text{mod}$, $\mathbf{Z}_m = \text{diag}[\zeta_1 \ \zeta_2 \ \dots \ \zeta_{\text{mod}}]$ – matrix of dimensionless damping coefficients corresponding to modes $k=1, \dots, \text{mod}$, mod – number of modes being considered. Thus, following conditions are fulfilled:

$$\begin{aligned} \mathbf{q}_m &= \Psi_m \mathbf{a}_m, \quad \Psi_m^T \mathbf{M}_{mm} \Psi_m = \mathbf{I}_m, \quad \Psi_m^T \mathbf{L}_{mm} \Psi_m = 2\mathbf{Z}_m \Omega_m, \\ \Psi_m^T \mathbf{K}_{mm} \Psi_m &= \Omega_m^2. \end{aligned} \quad (5)$$

- Structural subsystem, described in generalised co-ordinates \mathbf{q}_s .
- Connective subsystem, whose generalised co-ordinates are \mathbf{q}_c .

It is assumed that rheonomic-holonomic bilateral constraints are between co-ordinates of modal subsystem \mathbf{q}_m and connective subsystem \mathbf{q}_c , that is to say:

$$\mathbf{W}_c \mathbf{q}_c = \mathbf{W}_m \mathbf{q}_m \text{ or } \mathbf{q}_c = \mathbf{W} \mathbf{q}_m \quad (6)$$

and;

$$\mathbf{W} = (\mathbf{W}_c^T \mathbf{W}_c)^{-1} \mathbf{W}_c^T \mathbf{W}_m = \mathbf{W}(t) \quad (7)$$

Non-stationary controlled system being free-off-constraints becomes stationary.

If we consider constraint reactions' equation, constraints' equations and their time derivatives, we shall obtain description of dynamics of non-stationary controlled system in hybrid co-ordinates ξ , that is to say:

$$\hat{\mathbf{A}}\ddot{\mathbf{q}}_i + \hat{\mathbf{B}}\dot{\mathbf{q}}_i + \hat{\mathbf{C}}\mathbf{q}_i = \hat{\mathbf{p}}(t, t-T) \quad (8)$$

where:

$$\xi = \begin{bmatrix} \mathbf{a}_m \\ \mathbf{q}_s \end{bmatrix} \text{ – hybrid co-ordinates of the whole system,}$$

Now we define energy performance index again, but in the hybrid co-ordinates:

$$\begin{aligned} J(t) &= \frac{1}{2} \left(\dot{\xi} - \ddot{\xi} \right)^T \mathbf{Q}_{1\xi} \mathbf{M}_\xi \left(\dot{\xi} - \ddot{\xi} \right) + \\ &\quad \frac{1}{2} \left(\xi - \bar{\xi} \right)^T \mathbf{Q}_{2\xi} \mathbf{K}_\xi \left(\xi - \bar{\xi} \right) + \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u} \end{aligned} \quad (9)$$

where: $\mathbf{Q}_{1\xi}$, $\mathbf{Q}_{2\xi}$ – matrices of dimensionless weighing coefficients, \mathbf{R} – matrix of hybrid control efforts.

Thus, the optimal control command in hybrid co-ordinates has been determined in similar way, as described in Kaliński (2001). That is to say:

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= -(\mathbf{R} + \mathbf{R}^T)^{-1} \int_{t_0}^t \mathbf{B}_\xi^T(\tau) \Phi_\xi^T(t, \tau) d\tau \\ &\quad \left\{ \mathbf{T}_{1\xi}^T \left(\mathbf{M}_\xi^T \mathbf{Q}_{1\xi}^T + \mathbf{Q}_{1\xi} \mathbf{M}_\xi \right) \left[\dot{\xi} - \ddot{\xi} \right] + \right. \\ &\quad \left. \mathbf{T}_{2\xi}^T \left(\mathbf{K}_\xi^T \mathbf{Q}_{2\xi}^T + \mathbf{Q}_{2\xi} \mathbf{K}_\xi \right) \left(\xi - \bar{\xi} \right) \right\} \end{aligned} \quad (10)$$

Description of controlled system in hybrid co-ordinates significantly reduces size of the system. The latter is of a great importance, especially in case of large multi-degree-of-freedom systems.

Relationships (Eq. 8 – 10) showed, that for a performance of optimal control in hybrid co-ordinates, here is required matrix Ω_m of angular natural frequencies and matrix Ψ_m of corresponding normal modes of modal subsystem. The latter are time-invariant, due to the modal subsystem being stationary. In order to determine them we can apply:

- Computer software for calculation of eigenfrequencies and corresponding normal modes of systems idealised discretely. In practise, we utilise high-degree-of-freedom calculation models, created by the finite element method.
- Methods of experimental modal analysis.

Both of the approaches above are recommended, with respect to necessity of mutual verification of the results obtained.

2.2. Cutting process dynamics

Dynamic analysis of a slender ball end milling process has been performed, based upon following assumptions (Kaliński, 2001).

- The spindle together with the tool fixed in the holder, and the table with the workpiece, are separated from the machine tool whole structure.
- Here is considered flexibility of the tool and flexibility of the workpiece.
- Coupling elements (CEs) are applied for modelling the cutting process.
- An effect of first pass of the edge along cutting layer causes proportional feedback, but the effect of multiple passes causes delayed feedback additionally.

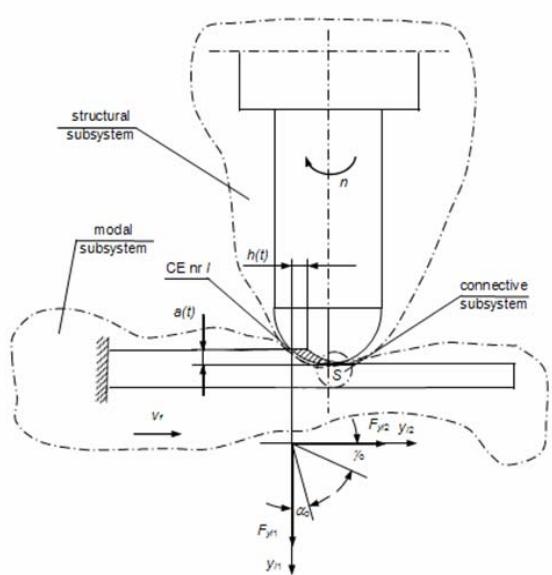


Fig. 1. A scheme of a slender ball end milling of one-side-supported curved flexible billet

As result of a milling process modelling, we get a hybrid system in which are separated (Fig. 1):

- modal subsystem. It is a stationary model of one-side-supported flexible billet, which displaces itself with feed speed v_f ;
- structural subsystem, that is to say non-stationary discrete model of ball end mill (speed of revolution n) and cutting process;
- abstractive connective subsystem as conventional contact point S between tool and workpiece.

For conventional contact point of tool edge and workpiece (i.e. CE no. I), proportional model of the cutting dynamics is included (Kaliński, 2001; Kaliński et al., 2006). Thus, we can get:

$$\mathbf{F}_l(t) = \mathbf{F}_l^0(t) - \mathbf{D}_{Pl}(t) \cdot \Delta\mathbf{w}_l(t) + \mathbf{D}_{Ol}(t) \cdot \Delta\mathbf{w}_l(t - \tau_l) \quad (11)$$

After transformation of displacements to local coordinate system of end mill as well as – flexible billet, equation of dynamics shall get a form (Kaliński et al., 2006):

$$\hat{\mathbf{A}}\ddot{\mathbf{q}}_i + \hat{\mathbf{B}}\dot{\mathbf{q}}_i + \hat{\mathbf{C}}\mathbf{q}_i = \hat{\mathbf{p}}(t, t - T) \quad (12)$$

where:

$$\mathbf{K}^*(t) = \mathbf{K} + \sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{T}_l^T(t) \mathbf{D}_{Pl} \mathbf{T}_l(t) \quad (13)$$

$$\mathbf{f}^* = \sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{T}_l^T(t) \mathbf{F}_l^0(t) + \sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{T}_l^T(t) \mathbf{D}_{Ol} \Delta\mathbf{w}_l(t - \tau_l) \quad (14)$$

But: \mathbf{q} – vector of generalised displacements of the system, \mathbf{M} , \mathbf{L} , \mathbf{K} – matrices of decoupled system, $\mathbf{F}_l^0(t)$ – vector of desired forces of CE no. I, \mathbf{D}_{Pl} , \mathbf{D}_{Ol} – matrices of proportional and delayed feedback of CE no. I, $\Delta\mathbf{w}_l(t - \tau_l)$ – vector of deflections of CE no. I for time-instant $t - \tau_l$.

The matrix of transformation $\mathbf{T}_l(t)$ is time-dependent, because several edges of the cutter change their positions ourselves.

2.3. Dynamics of milling flexible details as of a hybrid system

Vector of deflections of CE no. I can be described in structural co-ordinates \mathbf{q}_s and modal co-ordinates \mathbf{a}_m , i.e.:

$$\Delta\mathbf{w}_l = \mathbf{T}_l(t) \cdot \mathbf{q}_s - \mathbf{W}_{ml}(t) \cdot \mathbf{a}_m = [\mathbf{T}_l(t) \quad -\mathbf{W}_{ml}(t)] \cdot \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_s \\ \mathbf{a}_m \end{Bmatrix} \quad (15)$$

where: $\mathbf{T}_l(t)$ – matrix of transformation of displacements from a structural co-ordinate system to co-ordinate system $y1, y2, y3$ of CE no 1, $\mathbf{W}_{ml}(t)$ – matrix of constraints between displacements in modal coordinates and displacements in coordinate system $y1, y2, y3$ of CE no 1.

Finally we shall obtain description of non-stationary model of dynamics of the milling process in hybrid co-ordinates, i.e.:

$$\begin{aligned} & \left[\begin{array}{cc} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{array} \right] \cdot \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{a}} \end{Bmatrix} + \left[\begin{array}{cc} \mathbf{L} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & 2\mathbf{Z}\Omega \end{array} \right] \cdot \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \dot{\mathbf{a}} \end{Bmatrix} + \\ & + \left[\begin{array}{cc} \mathbf{K} + \sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{T}_l^T(t) \mathbf{D}_{Pl}(t) \mathbf{T}_l(t) & -\sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{T}_l^T(t) \mathbf{D}_{Pl}(t) \mathbf{W}_{ml}(t) \\ -\sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{W}_{ml}^T(t) \mathbf{D}_{Pl}(t) \mathbf{T}_l(t) & \Omega^2 + \sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{W}_{ml}^T(t) \mathbf{D}_{Pl}(t) \mathbf{W}_{ml}(t) \end{array} \right] \cdot \\ & \cdot \begin{Bmatrix} \mathbf{q} \\ \mathbf{a} \end{Bmatrix} = \left[\begin{array}{c} \sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{T}_l^T(t) \mathbf{F}_l^0(t) \\ -\sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{W}_{ml}^T(t) \mathbf{F}_l^0(t) \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{T}_l^T(t) \mathbf{D}_{Ol}(t) \Delta\mathbf{w}(t - \tau_l) \\ -\sum_{l=1}^{i_l} \mathbf{W}_{ml}^T(t) \mathbf{D}_{Ol}(t) \Delta\mathbf{w}(t - \tau_l) \end{array} \right] \end{aligned} \quad (16)$$

where: i_l – number of „active” coupling elements.

3. WHEEL MOBILE ROBOT

Mobile robots can be purposed for variety of applications, like for example, inspection and surveillance. Performance of mobile robots during their tasks depends on good integrity of their components and control algorithms. Global positioning and task planning usually takes a lot of time. However it is very hard to achieve good performance without using an algorithm making fast corrections of motor control signals during performance of desired trajectory. Such low level control procedures should run not only fast but should also be based at dynamic model of the robot for providing optimal control commands.

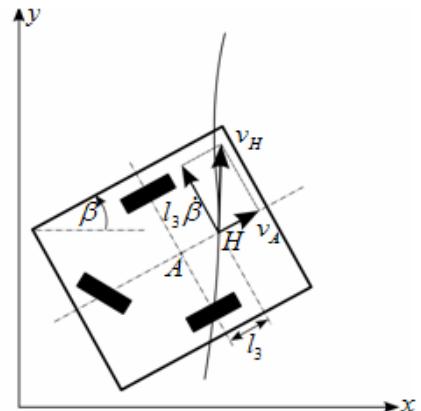


Fig. 2. 2-wheel mobile platform

This part of the paper is devoted to description of a use of the energy performance index for low level control of the 2-wheel mobile platform (Fig. 2). Two-wheel mobile platform is equipped with two independently driven wheels. Third wheel is used as third point of support for the platform and has ability of rotating freely and can achieve any orientation, together with the robot frame. Assumptions are made that robot moves over flat, horizontal surface without slippage and the wheels and other parts of the robot do not experience any deformations during the movement. Mathematical model of two-wheel mobile robot is strongly

nonlinear (Giergel et al., 2002). Two-wheel robot is characterized by non-holonomic constraints. Supervising the movement of the two-wheel mobile robot is not trivial task, because of nonlinearities and kinematic constraints between instantaneous velocities of characteristic points.

3.1. Optimal control at energy performance index

Let us assume that control unit is minimising errors in courses of the velocity of the characteristic point A and the angular velocity $\dot{\beta}$ of the robot frame. In such a case, errors in courses of surveyed, generalised velocities could be a source of position errors, which are not being surveyed (Kaliński and Mazur, 2007).

Let us denote mobile platform point H, which follows the path. Velocity components of that point \dot{x}_H and \dot{y}_H have to be modified in such a way that they will correct position errors. Projections on the global coordinate system of the position errors could be divided by time-interval during which we are going to correct this error.

Obtained additional velocity components of the characteristic point H allow us to define additional angular velocities of the driving wheels, with a use of the problem of inverse kinematics.

We assume such obtained additional velocities to the velocities obtained from the question of inverse kinematics for the desired trajectory. A superposition rule is not valid towards non-linear systems. Thus, computation should be performed only for adequately short period of time. Without making a great error, it is allowable to consider that motion parameters are not changing during the period of the assumed step of time.

Investigated mobile robot moves over horizontal surface; hence potential energy of the robot does not change in time. Here is defined energy performance index, which refers to changing with time kinetic energy of the system (Kaliński and Mazur, 2007):

$$J(t) = \frac{1}{2}(\dot{\mathbf{q}} - \dot{\bar{\mathbf{q}}} - \dot{\hat{\mathbf{q}}})^T \mathbf{Q} \mathbf{M} (\dot{\mathbf{q}} - \dot{\bar{\mathbf{q}}} - \dot{\hat{\mathbf{q}}}) + \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u} \quad (17)$$

where: \mathbf{Q} – matrix of dimensionless weighing coefficients, \mathbf{R} – matrix of control command effect, $\dot{\mathbf{q}}$ – vector of generalised velocities of the real motion trajectory, $\dot{\bar{\mathbf{q}}}$ – vector of generalised velocities of the given trajectory, which was obtained from the question of inverse kinematics, $\dot{\hat{\mathbf{q}}}$ – vector of additional, generalised velocities, which are the results of difference between actual and desired position of the mobile platform, divided by assumed time-step.

Further we consider a system with kinematics constraints. For such the system it is possible to define variations of generalised velocities. We shall obtain an optimal control command as follows:

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= -(\mathbf{R} + \mathbf{R}^T)^{-1} \int_t^{t+\Delta t} \mathbf{B}_u^T(\tau) \Theta^T(t, \tau) d\tau \cdot \\ &\cdot \mathbf{T}^T (\mathbf{M}^T \mathbf{Q}^T + \mathbf{Q} \mathbf{M})(\dot{\mathbf{q}} - \dot{\bar{\mathbf{q}}} - \dot{\hat{\mathbf{q}}}) \end{aligned} \quad (18)$$

where: $\mathbf{T} = [\mathbf{I} \ 0]$, $\mathbf{B} = [\mathbf{B}_u^T \mathbf{M}^{-T} \ 0]^T$, $\mathbf{x} = [\dot{\mathbf{q}}^T \ \mathbf{q}^T]^T$, $\Theta(t, \tau)$ – is solution to homogeneous differential equation $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x}$.

Computer simulations proved that optimal control of the two-wheel mobile robot with the energy performance index (Kaliński and Mazur, 2007) allows us to achieve very accurate trajectories. Performance of the real wheeled mobile robot depends strongly on the unit ability to generate optimal control commands. Because of the non-linearity, control signal should be generated very frequently and thus measurements should also be made very often. Encoders allow us to make nearly instantaneous measurements with good resolution. Such measurements are indirect. Spinning the wheel caused by non-optimal control signals can be a source of measuring errors. It is impossible to eliminate the need of the use of direct methods of measurement, but for short distance and for supervising of the movement presented method should allow us to achieve very good results. Better performance at the short distance should improve overall performance of the mobile robot.

3.2. Computer simulation

For a research of presented method there have been developed the author computer programmes written in the C code. Given trajectory has three main stages. In the 1st stage mobile platform accelerates from zero to given velocity v_A of the characteristic point A. Next, the platform has to follow a quarter of the circle with constant speed of characteristic point A. At last stage the platform has to follow straight line also with constant speed. Presented path was smoothed, because of using clothoid.

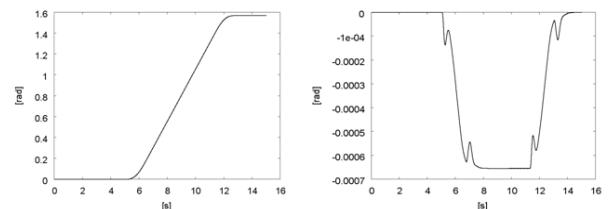


Fig. 3. Course of orientation angle and error of the orientation angle β

Fig. 3 shows that course of the orientation angle β of the mobile platform at the optimal control is very good. Errors are significantly small and they are approaching zero by the end of simulation.

3.3. Real 2-wheel platform

In the (Fig. 4) is shown 2-wheel mobile robot constructed and assembled for the test of the presented control algorithm.

Initial tests of the optimally controlled two wheel mobile robot with the performance index were succeeded (Fig 5). Measured trajectory of characteristic point H is very close to the desired trajectory. It was shown that robot

performed the trajectory very well. These measurements were based on counting the encoders impulses. The latter means that jerks and spin effects have not been detected during these initial tests. Complete tests will be set up in the nearest future. It is also expected to make experiments with implementations of various control algorithms.

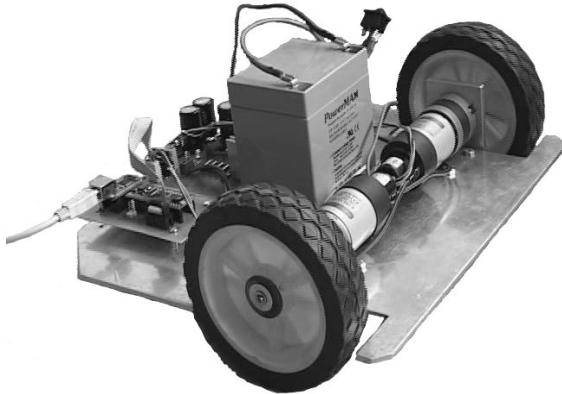


Fig. 4. Constructed mobile robot

Presented method for low level control of 2-wheel mobile platform appeared to be very effective. The latter is supported with following arguments.

- During simulation achieved trajectories were very accurate.
- Presented algorithm seems to be practically stable, because errors were eliminated and desired trajectories stay close to the obtained during simulation time.
- Results of the initial tests on real object appeared to be very good.

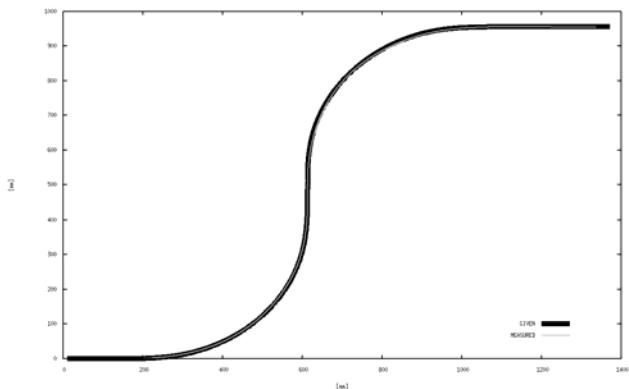


Fig. 5. Measured and desired trajectory of the point H

4. SUMMARY

An optimal control at energy performance index for a surveillance of various mechanical discrete systems appeared to be effective rule for new ideas of mechatronic solutions. Meaning of the latter is evidenced by theoretical derivations, computer simulations as well as by experiments on real structures.

The novel method of vibration surveillance during machining of curved flexible details is purposed for development with success. We use modal model of the workpiece whose parameters are identified during modal tests and analytical derivations. Employment of the FEM model compatible with a real billet and creation of the hybrid non-stationary system of the milling process lead to assure an efficiency of vibration surveillance.

The computation results are comparable with real behaviour of 2-wheel mobile platform. It means that such simulation is valuable tool in the process of designing of the motion path and control unit of real mobile platforms. Research showed that proposed surveillance algorithm is reliable and effective. According to that 2-wheel mobile platform is an example of non-linear system, it means that such algorithm could be used also for a surveillance of non-linear systems.

REFERENCES

1. Engel Z., Kowal J. (1995), *Sterowanie procesami vibroakustycznymi*, Kraków, Wydawnictwa AGH.
2. Giergiel M. J., Hendzel Z., Żyłski W. (2002), *Modelowanie i sterowanie mobilnych robotów kołowych*, PWN
3. Górecki H., Fokusa S., Korytkowski A., Mitkowski W. (1983), Warszawa, PWN.
4. Kaliński K. (2001), *Nadzorowanie drgań układów mechanicznych modelowanych dyskretnie*, Politechnika Gdańska.
5. Kaliński K., Chodnicki M. (2004), *Nadzorowanie drgań za pomocą sterowania optymalnego w układzie hybrydowym na przykładzie procesu skrawania*, *Teoria maszyn i mechanizmów* (Red. J. Wojnarowski, T. Uhl). t. 2, 197-202, Kraków, Kated. Robotyki i Dynam. Masz., AGH
6. Kaliński K., Chodnicki M. (2007) : *Wybrane zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych*, ed. T. Uhl, AGH, Kraków.
7. Kaliński K., Galewski M., Sawiak S. (2006), *Reduction of vibration level by the spindle speed optimisation during ball end milling of flexible details*, Ecole Nat. Supérieure d'Arts et Métiers de Metz
8. Kaliński K., Mazur M. (2007), *Prediction of the stability during optimal control of the 3-wheel mobile platform* Wybrane zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych, AGH.

ZASTOSOWANIE DWUWYMIAROWEGO ROZKŁADU PRAWDOPODOBIĘSTWA INICJACJI PEKNIEĆ W OBLICZENIACH TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ

Aleksander KAROLCZUK*, Jacek SŁOWIK**

* Katedra Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Opolska, ul. Mikołajczyka 5, 45-271 Opole
** Instytut Lotnictwa, Aleja Krakowska 110/114, 02-256 Warszawa

a.karolczuk@po.opole.pl, jrslowik@op.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono metodę obliczania trwałości zmęczeniowej elementów o niejednorodnych rozkładach naprężeń zmiennych bazującą na dwuwymiarowym rozkładzie prawdopodobieństwa zniszczenia elementu. Zaproponowany dwuwymiarowy rozkład inicjacji pęknięcia zmęczeniowego wykorzystuje standardowe charakterystyki zmęczeniowe i pozwala na obliczenia trwałości zmęczeniowej dla dowolnego poziomu prawdopodobieństwa. Metoda została przeanalizowana przy wykorzystaniu badań zmęczeniowy próbek wykonanych z trzech stali konstrukcyjnych o różnej geometrii.

1. WPROWADZENIE

Złożone kształty elementów maszyn i konstrukcji oraz często sposób obciążenia, generuje powstawanie obszarów w materiale o niejednorodnym stopniu uszkodzenia zmęczeniowego. Badania doświadczalne wykazują, że trwałość takich elementów wyznaczone na podstawie maksymalnych naprężeń lokalnych są zawyżone w stosunku do trwałości eksperymentalnych (Papadopoulos i Panaskaltsis, 1996; Morel i Palin-Luc, 2002).

Z przeglądu literatury specjalistycznej można wyróżnić dwie grupy metod, które uwzględniają wpływ gradientu naprężeń na trwałość zmęczeniową. Pierwsza, bardziej rozpowszechniona grupa to metody deterministyczne, w których trwałość zmęczeniową wyznacza się ściśle bez uwzględnienia probabilistycznego charakteru zmęczenia materiału. Dominują tutaj metody polegające na zredukowaniu pola naprężeń do naprężeń lokalnych poprzez proces uśredniania (Morel i Palin-Luc, 2002). Druga grupa to metody probabilistyczne bazujące na koncepcji najsłabszego ogniw, w której zakłada się, że wielkość obszaru narażonego na zmienne naprężenia o różnych poziomach wpływa na prawdopodobieństwo wystąpienia pęknięcia.

W pracy zaprezentowano probabilistyczną metodę szacowania trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych bazującą na koncepcji najsłabszego ogniwia (the weakest link concept, (Weibull, 1939, 1949; Bomas i inni, 1999; Delahay i Palin-Luc, 2006). W przeciwnieństwie do klasycznego w tej koncepcji podejścia polegającego na wyznaczeniu rozkładu prawdopodobieństwa wytrzymałości zmęczeniowej $P_z\sigma_a$, przy danej trwałości zmęczeniowej N (liczby cykli do zniszczenia), przedstawiona w pracy metoda uwzględnia wzrost prawdopodobieństwa wystąpienia pęknięcia ze wzrostem zrealizowanej liczby cykli obciążenia. W obliczeniach przyjęto rozkłady typu Weibulla, których parametry uzależniono od lokalnych wartości naprężen/odkształceń ekwiwalentnych i standaryzowanych charakterystyk zmęczeniowych.

2. OPIS METODY

Koncepcja najsłabszego ogniwia, która leży u podstawy proponowanej metody oraz teorii Weibulla została sformułowana już w latach dwudziestych XX wieku. Podstawowe założenia koncepcji najsłabszego ogniwia to: (i) dany element konstrukcyjny zawiera statystycznie rozmieszczone różnego rodzaju mikro defekty; (ii) inicjacja pęknięcia nastąpi w pewnym elementarnym obszarze (ogniwie) elementu, który zawiera „najbardziej niebezpieczny defekt”; (iii) wystąpienia inicjacji pęknięć zmęczeniowych w poszczególnych ogniwach elementu są od siebie niezależne.

Dla kolejnych elementów o tej samej geometrii i obciążeniu „najbardziej niebezpieczny defekt” charakteryzuje się innymi cechami, co prowadzi do inicjacji pęknięcia przy innej liczbie cykli N . W przypadku niejednorodnego pola naprężeń dany element jest dzielony na podobszary. Prawdopodobieństwo, że w całym elemencie nie pojawi się pęknięcie w przedziale $[0, N]$ oznacza, że inicjacja pęknięcia nie nastąpi w żadnym elementarnym podobszarze. Oznaczając przez $P_{tr}^{(i)}$ prawdopodobieństwo, że podobszar (i) nie zainicjuje pęknięcia w pewnym przedziale liczby cykli $[0, N]$ to prawdopodobieństwo P_{tr} dla całego elementu jest iloczynem prawdopodobieństw $P_{tr}^{(i)}$:

$$P_{tr} = \prod_{i=1}^{i=k} P_{tr}^{(i)}, \quad (1)$$

gdzie k jest liczbą wszystkich podobszarów (ogniw).

Przyjęcie wykładniczej postaci rozkładu $P_{tr}^{(i)} = e^{-f(\sigma^{(i)})}$ prowadzi do zastąpienie iloczynu Π we wzorze (1) operacją sumowania (całkowania) wykładnika liczby e :

$$P_{tr} = P_{tr}^{(i)} \cdot P_{tr}^{(i+1)} \dots = e^{-f(\sigma^{(i)})} \cdot e^{-f(\sigma^{(i+1)})} \dots = e^{-f(\sigma^{(i)}) - f(\sigma^{(i+1)}) \dots}$$

Taką postać rozkładu prawdopodobieństwa zmiennej losowej zaproponował Weibull w 1939 roku, uzależniając rozkład $P_{tr}^{(i)}$ od poziomu naprężenia $\sigma^{(i)}$. Klasyczna

(Weibullowska) postać rozkładu prawdopodobieństwa $P_z = 1 - P_{tr}$ zniszczenia elementu jest następująca:

$$P_z = 1 - e^{-\frac{1}{\Omega_0} \int_{\omega} g(\sigma) d\omega}, \quad g(\sigma) = \left(\frac{\sigma}{\sigma_u} \right)^m, \quad g(\sigma) = \left(\frac{\sigma - \sigma_0}{\sigma_u} \right)^m, \quad (2a, 2b, 2c)$$

gdzie Ω_0 jest objętością lub powierzchnią referencyjną elementu charakteryzującego się rozkładem (2). Natomiast $g(\sigma)$ jest funkcją tzw. „ryzyka zniszczenia”, której postać zależy od własności materiału. Weibull zaproponował dwu (2b) i trzy (2c) parametrową postać funkcji $g(\sigma)$, gdzie σ_0 , σ_u , m są odpowiednio naprężeniowymi parametrami: przesunięcia, skali i kształtu rozkładu (2a). Z uwagi na różne własności materiału na jego powierzchni oraz w objętości, Weibull rozważał wyznaczenie rozkładu prawdopodobieństwa zniszczenia osobno w objętości V materiału ($\omega = V$) jak i na powierzchni swobodnej A elementu ($\omega = A$). W przypadku procesów zmęczeniowych rozkład prawdopodobieństwa zniszczenia elementu jest dwuwymiarową funkcją amplitudy naprężenia σ_a i liczby cykli N do zniszczenia elementu $P_z = f(\sigma_a, N)$. Postać takiej funkcji nie została

jednak zaproponowana przez Weibulla. Inni badacze (Bomas i inni, 1999; Delahay i Palin-Luc, 2006) rozwijali tą koncepcję, ale ich badania skoncentrowały się na wyznaczeniu funkcji typu $P_z = f(\sigma_a, N = \text{poziom granicy zmęczenia})$, czyli na zagadnieniu czy element ulegnie zniszczeniu lub nie, bez względu na liczbę cykli.

W niniejszej pracy przedstawiono koncepcję obliczania trwałości zmęczeniowej elementów na podstawie dwuwymiarowego rozkładu prawdopodobieństwa $P_z = f(D, N)$, gdzie D jest uogólnioną zmienną zależną od poziomu naprężenia/odkształcenia. Ogólna postać takiego rozkładu jest analogiczna do klasycznego rozkładu Weibulla (2a), czyli:

$$P_z = 1 - e^{-\frac{1}{\Omega_0} \int_{\omega} h(N, D) d\omega}, \quad (3)$$

gdzie funkcja „ryzyka zniszczenia” h zależy od dwóch zmiennych: D i N .

Przeprowadzając testy zmęczeniowe na danym poziomie amplitudy naprężenia σ_a ($D = \sigma_a$) otrzymane trwałości zmęczeniowe N wykazują pewne rozproszenie. Część badaczy (Schijve, 1993) skłania się do poglądu, że rozkład Weibulla dobrze opisuje rozrzuł trwałości zmęczeniowej w skali logarytmicznej, co wyraża się zależnością:

$$P_z = 1 - e^{-\left(\frac{\log(N)}{\mu} \right)^m}, \quad (4)$$

gdzie μ jest współczynnikiem skali, m jest współczynnikiem kształtu. Kształt rozkładu trwałości zmęczeniowej N jest wyrażony wartościami parametrów μ i m , które zależą od poziomu amplitudy naprężenia σ_a . Prawidłowo uzależniony współczynnik skali μ od poziomu naprężenia σ_a powinien umożliwić porównanie rozrzułów trwałości zmęczeniowej uzyskanych dla różnych poziomów σ_a . W związku z tym współczynnik skali μ przyjmuje formę $\mu = \log(N_f)$, gdzie N_f jest charakterystyczną (referencyjną) dla danego poziomu σ_a trwałością zmęczeniową. Przy założeniu,

że współczynnik skali μ jest cechą materiałową, trwałość N_f można wyznaczyć ze standardowej charakterystyki zmęczeniowej typu $\sigma_a \cdot N_f$. Dla stałego współczynnika skali $\log(N_f)$ współczynnik m odpowiada za kształt rozkładu, czyli

za szerokość pasma rozrzutu trwałości N . A zatem, współczynnik m jest cechą jakościową wykonania danego elementu, ale nie tylko. Przy dużych obciążeniach, czyli małej trwałości N_f rozrzuty są mniejsze niż przy obciążeniach mniejszych. Przy obciążeniu równym statycznej granicy wytrzymałości trwałość N_f w sensie zmęczeniowym nie wykazuje praktycznie żadnego rozrzutu ($N_f \rightarrow 1$ cykl obciążenia). Z drugiej strony przy obciążeniach na poziomie granicy zmęczenia jedne próbki ulegają zniszczeniu a inne mają trwałość nieograniczoną, co prowadzi do znacznych rozrzułów trwałości. Symulacje przeprowadzone dla równania (4) wykazują, że przy stałej funkcji skalującej $\log(N_f)$ rozrzut maleje dla wzrastającej wartości funkcji m . Prostą funkcją spełniającą takie wymagania jest funkcja w postaci:

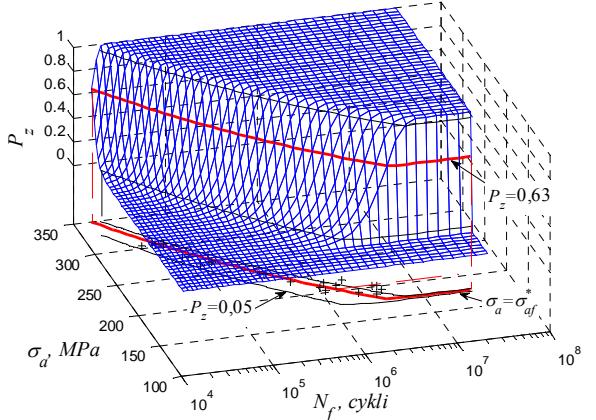
$$m(\sigma) = m(N_f) = \frac{p}{\log(N_f)}, \quad (5)$$

gdzie p jest wyodrębnioną cechą jakościową wykonania danego elementu. Ostatecznie rozkład prawdopodobieństwa (4) zniszczenia elementu przyjmuje postać

$$P_z(N) = 1 - e^{-\frac{1}{\Omega_0} \int_{\omega} \left(\frac{\log(N)}{\log(N_f)} \right)^{\frac{p}{\log(N_f)}} d\omega}. \quad (6)$$

W przypadku równomiernego rozkładu naprężzeń o powierzchni swobodnej (referencyjnej) równej A_0 , wzór (6) redukuje się do następującej formy

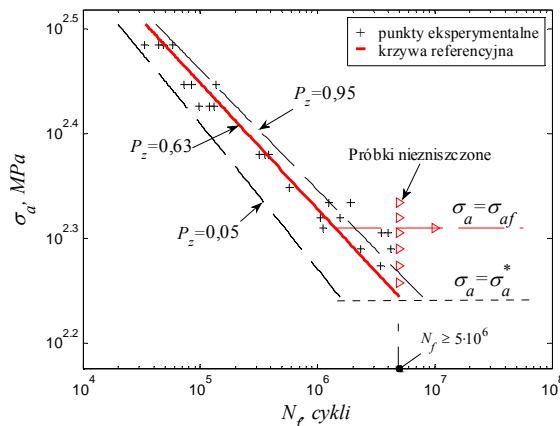
$$P_z(N) = 1 - e^{-\left(\frac{\log(N)}{\log(N_f)} \right)^{\frac{p}{\log(N_f)}}}. \quad (7)$$



Rys. 1. Symulowany dwuwymiarowy rozkład prawdopodobieństwa pęknięcia elementu wykonanego ze stali 18G2A dla $p=580$

Na rysunku 1 przedstawiono przykładowy dwuwymiarowy rozkład prawdopodobieństwa zniszczenia otrzymany na podstawie zależności (7) przy wykorzystaniu charakterystyki zmęczeniowej $\sigma_a \cdot N_f$ stali 18G2A (Tab. 1) oraz przyjęciu wartości parametru $p = 580$. Natomiast rysunek 2

przedstawia punkty eksperymentalne charakterystyki σ_a-N_f wraz z otrzymanym dla $p = 580$ rozrzutem trwałości przy $P_z=\{0,05 \text{ i } 0,095\}$. Testy eksperymentalne dla wyznaczenia charakterystyki σ_a-N_f przerywano w przypadku osiągnięcia $5 \cdot 10^6$ cykli, co odpowiada $\sigma = \sigma^* = 175,4 \text{ MPa}$. Takie samo założenie należy przyjąć przy wyznaczaniu rozkładu prawdopodobieństwa P_z , czyli $P_z(\sigma < \sigma^*) = 0$.



Rys. 2. Charakterystyka zmęczeniowa σ_a-N_f z punktami eksperymentalnymi wraz z rozrzutem trwałości zmęczeniowej wyznaczonym dla $p=580$.

Przecinając dwuwymiarowy rozkład $P_z(\sigma_a, N_f)$ płaszczyzną poziomą otrzymujemy charakterystykę zmęczeniową σ_a-N_f dla dowolnego poziomu prawdopodobieństwa (Rys. 1). W przypadku funkcji rozkładu według równania (7) krzywa referencyjna σ_a-N_f (Tab. 1) odpowiada prawdopodobieństwu $P_z = 0,63$ (dla $N=N_f$). W przypadku przyjęcia rozkładu logarytmiczno normalnego krzywa referencyjna odpowiadałaby prawdopodobieństwu $P_z=0,50$. Krzywa referencyjna dla stali 18G2A została wyznaczona w układzie podwójnie logarytmicznym metodą regresji liniowej na podstawie wyników badań zmęczeniowych dla $\sigma_a > \sigma_{af}$. Jeżeli trwałości eksperymentalne układłyby się według rozkładu logarytmiczno normalnego to liczba punktów po lewej stronie krzywej referencyjnej byłaby równa liczbie punktów po jej prawej stronie $P_z=0,50$. Całkowita liczba punktów użytych do wyznaczania parametrów krzywej σ_a-N_f ($\sigma_a > \sigma_{af}$, rys. 2) jest równa $n_t=19$, a liczba punktów po lewej stronie krzywej referencyjnej $n=12$, co daje iloraz równy $n/n_t=0,632$. Wynik ten sugeruje poprawność założenia o rozkładaniu trwałości typu (7), gdzie $P_f=0,63$.

Opisana metoda jest zaproponowana z myślą o jej zastosowaniu w dowolnym zakresie liczby cykli do inicjacji pęknięcia. Taka koncepcja wymaga przedyskutowania podstawowego założenia metod probabilistycznych o niezależności inicjacji pęknięć w poszczególnych podobszarach (ogniwach) elementu konstrukcyjnego. Niezależności pęknięć poszczególnych elementarnych podobszarów oznacza, że inicjacja pęknięcia w jednym (pierwszym) podobszarze definiuje zniszczenie całego elementu. W praktyce problem dotyczy de facto definicji inicjacji pęknięcia. Popularną definicją inicjacji pęknięcia jest przyjęcie pewnej krytycznej długości makroskopowego pęknięcia, której odpowiada trwałość o dominującym okresie bez zauważalnego pęknięcia. Postuluje się, że koncepcja naj słabszego ogniw może być stosowana w zakresie dowolnej

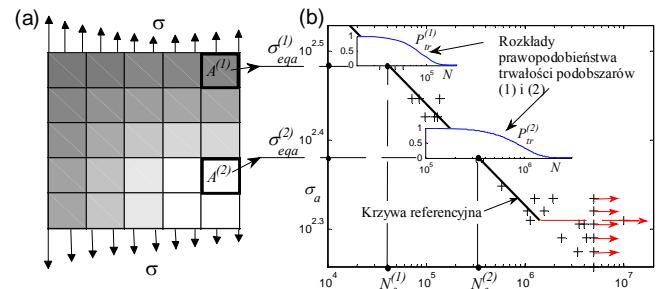
liczby cykli, jeżeli długość pęknięcia definiująca zniszczenie elementu będzie osiągnięta w okresie zdominowanym przez mechanizm inicjacji, w którym nie ma wyraźnej interakcji pomiędzy mikropęknięciami. Odkształcenia plastyczne spowalniają prędkość rozwoju szczeliny zmęczeniowej

i w takim przypadku zbyt długie pęknięcie byłoby osiągnięte w okresie propagacji szczeliny. Propagująca szczelina nachodzi na kolejne ogniva, nisząc ich potencjał na zainicjowanie pęknięcia i niwelując w ten sposób hipotezę o niezależności pęknięć. Podsumowując, koncepcja naj słabszego ogniw może być stosowana w dowolnym zakresie liczby cykli, jeśli długość pęknięcia, definiująca zniszczenie elementu, jest osiągnięta w dominującym mechanizmie inicjacji pękania, czyli dla materiałów o makroskopowych cyklicznych odkształcenach plastycznych, pęknięcia (definiujące okres inicjacji) powinny być stosunkowo krótkie.

3. ZASTOSOWANIE DWUWYMIAROWEGO ROZKŁADU PRAWDOPODOBIEŃSTWA P_z W OBLICZENIACH TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ

Przyjmując, że za zniszczenie elementu odpowiadają pęknięcia mające miejsce na powierzchni swobodnej elementu ($\omega=A$, $\Omega_0=A_0$) oraz znając parametry dwuwymiarowego rozkładu prawdopodobieństwa (6), procedura wyznaczania trwałości zmęczeniowej elementu o niejednorodnym polu naprężeń jest następująca:

- powierzchnia swobodna rozważanego elementu jest dzielona na podobszary $A^{(i)}$, w których panuje jednorodny rozkład naprężeń/odkształceń (Rys. 3a).



Rys. 3. (a) Wydzielone podobszary elementu o jednorodnych rozkładach naprężeń, (b) rozkłady prawdopodobieństwa trwałości $P_{tr}^{(i)}$ indywidualnych podobszarów na tle krzywej referencyjnej.

- w każdym podobszarze $A^{(i)}$ wieloosiowy stan naprężenia $\sigma_{kl}^{(i)}(t)$ jest redukowany do stanu ekwiwalentnego $\sigma_{eqa}^{(i)}$ wykorzystując odpowiednie kryterium wieloosiowego zmęczenia materiału.
- na podstawie ekwiwalentnego naprężenia i charakterystyki zmęczeniowej σ_a-N_f obliczamy lokalną (i) liczbę cykli $N_f^{(i)}$ do zniszczenia dla każdego podobszaru $A^{(i)}$ (Rys. 3b). Znając funkcję skalującą $\log(N_f^{(i)})$ wyznaczamy rozkład trwałości $P_{tr}^{(i)} = 1 - P_z^{(i)}$ (Rys. 3b)

$$P_{tr}^{(i)}(N) = e^{-\frac{1}{A_0} \left(\frac{\log(N)}{\log(N_f^{(i)})} \right)^{\frac{p}{p-1}} A^{(i)}} \quad (8)$$

- dla każdej trwałości zmęczeniowej N sumujemy wykładniki liczby e funkcji (8) po wszystkich podobszarach $A^{(i)}$ otrzymując funkcję:

$$P_{tr}(N) = e^{-\frac{1}{A_0} \sum_{i=1}^{i=k} \left(\frac{\log(N)}{\log(N_f^{(i)})} \right)^p} A^{(i)} \quad \text{oraz } P_z(N) = 1 - P_{tr}(N).$$

- trwałości N_{cal} obliczamy dla $P_z(N_{cal}) = 0,63$. W podobny sposób można obliczyć trwałość zmęczeniową dla dowolnego poziomu prawdopodobieństwa, czyli rozrztu trwałości zmęczeniowej.

4. WYZNACZENIE PARAMETRÓW DWUWYMIAROWEGO ROZKŁADU PRAWDOPODOBIEŃSTWA ZNISZCZENIA ELEMENTU

Wykorzystując standardową krzywą referencyjną $\sigma_a\text{-}N_f$, liczba parametrów rozkładu dwuwymiarowego (6) została ograniczona do dwóch tj. Ω_0 i p . Pole powierzchni lub objętość próbki referencyjnej jest to obszar o jednorodnym rozkładzie naprzężeń próbki wykorzystanej przy wyznaczaniu krzywej referencyjnej $\sigma_a\text{-}N_f$ (próbki referencyjnej).

Parametr p odpowiadający za rozkład rozrzutów trwałości zmęczeniowej może być wyznaczony na podstawie badań eksperymentalnych próbek, jeśli charakteryzują się one takim samym rozkładem defektów (rodzaj i morfologia) jak analizowany element konstrukcyjny. Zazwyczaj jednak, jakość wykonania elementów konstrukcyjnych różni się, od jakości próbek. W takim wypadku, parametry rozkładu najlepiej dopasować na podstawie jednej serii badań eksperymentalnych konkretnego elementu przy prostych obciążeniach. Taką procedurę zastosowali między innym Delahay i Palin-Luc (2006) przy wyznaczaniu parametrów jednowymiarowego rozkładu typu (2). W niniejszej pracy zastosowano różne wartości parametru p , które posłużyły do obliczeń trwałości zmęczeniowej i analizy zaproponowanego modelu.

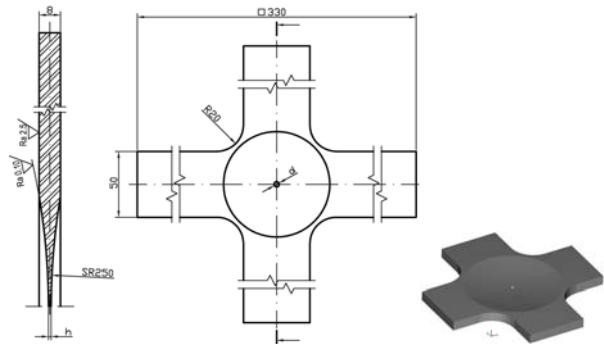
5. BADANIA EKSPERYMENALNE

Do weryfikacji proponowanej metody wyznaczania trwałości zmęczeniowej wykorzystano wyniki badań eksperymentalnych z trzech stali: 18G2A (Karolczuk i inni, 2007), AISI 1141 (Fatemi i inni, 2004), St3S (Słowiak, 2007).

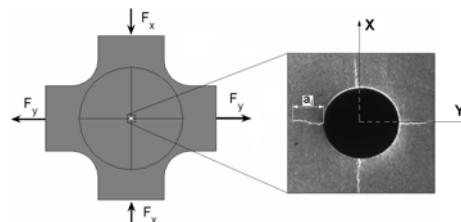
W badaniach stali 18G2A testom poddano próbki krzyżowe (Rys. 4) z koncentratorem naprężen w postaci otworu o trzech średnicach $d = \{2,4; 2,5; 3,0\}$ mm.

Podstawowe właściwości cykliczne badanej stali 18G2A, przedstawiono w tabeli 1. Badania prowadzono przy kontrolowanych przebiegach sił: $F_x(t)=F_{xa}\sin(2\pi ft)$, $F_y(t)=F_{ya}\sin(2\pi ft-\delta)$ o takich samych częstotliwościach ($f=13$ Hz) i zblizonych amplitudach sił F_{xa} i F_{ya} z przesunięciem fazowym $\delta=180^\circ$. Za trwałość zmęczeniową uznano liczbę cykli $N_{exp}=\{39700 \div 246695\}$ odpowiadającą maksymalnym obciążeniom.

jąca długości pierwszego zarejestrowanego pęknięcia $a_1= \{0,07-0,37\}$ mm (Rys. 5). Dokładniejszy opis badań zawarto w pracy (1).



Rys. 4. Geometria próbki krzyżowej; $d=\{2,4; 2,5; 3,0\}$ mm; $h=\{1,20 \div 1,86\}$ mm



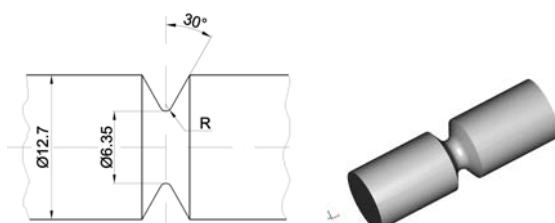
Rys. 5. Schemat obciążenia próbki krzyżowej z położeniem pękień zmęczeniowych

Tab. 1. Cykliczne własności stali 18G2A przy wahadłowym rozciąganiu ścisaniu i wielkość pola referencyjnego A_0

| $\sigma_a = \sigma_{af} \left(N_\sigma / N_f \right)^{1/m_\sigma}$ | $\varepsilon_a^p = (\sigma_a / K)^{1/n'}$ | A_0 |
|---|---|--------------------|
| σ_{af} , MPa | m_σ , - | N_σ , cykli |
| 204 | 8.32 | $1.426 \cdot 10^6$ |
| | | |
| | | |

Indeksy: af – granica zmęczenia, a – amplituda, p – część plastyczna

Drugą część wyników eksperymentalnych zaczerpnięto z pracy (Fatemi i inni, 2004). Przebadane próbki wykonano ze stali AISI 1141 (Tab. 2) w dwóch stanach bez obróbki cieplnej (AF) i po obróbce cieplnej (QT-hartowanie i odpuszczanie). Próbki z karbem obrączkowym (Rys. 6) o dwóch promieniach zaokrąglenia dna karbu $R=\{0,529; 1,588\}$ mm poddano jednoosiowym obciążeniu o zerowej wartości średniej. Trwałość zmęczeniowa to liczba cykli do całkowitego zniszczenia próbki w zakresie $N_{exp}=\{6991 \div 756000\}$. Dominującym okresem trwałości zmęczeniowej był okres inicjacji pęknięcia.

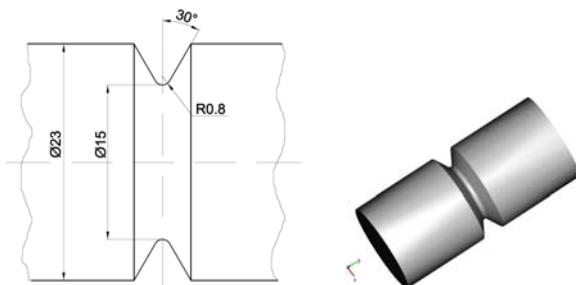


Rys. 6. Geometria próbki z karbem obrączkowym wykonanej ze stali AISI 1141

Tab. 2. Cykliczne właściwości stali AISI 1141 bez obróbki cieplnej (AF) i po obróbce cieplnej (QT) oraz wielkość pola referencyjnego A_0

| $\varepsilon_a = \sigma_f' / E(2N_f)^b + \varepsilon_f'(2N_f)^c$ | | | | | $\varepsilon_a^p = (\sigma_a / K')^{1/n'}$ | A_0 | | |
|--|-----------|-------------------|----------------------|---------|--|------------|----------|--------|
| | E , GPa | σ_f' , MPa | ε_f' , - | b , - | c , - | K' , MPa | n' , - | mm^2 |
| AF | 200 | 1296 | 1,026 | -0,088 | -0,686 | 1205 | 0,122 | 162 |
| QT | 212 | 765 | 1,664 | -0,041 | -0,704 | 1133 | 0,134 | 162 |

Trzecią część wyników eksperymentalnych zaczerpnięto z pracy (Słowik, 2007). Próbki z karbem obrączkowym wykonane ze stali St3S (Tab. 3) poddano jednoosiowym obciążeniu $F_x(t)=F_{xa}\sin(2\pi ft)$ o zerowej wartości średniej ($f=\{0,6;4,0$ Hz $\}$). Trwałość zmęczeniowa to liczba cykli do pojawiения się makro-pęknięcia w zakresie $N_{exp}=\{2730\div322000\}$.



Rys. 7. Geometria próbki z karbem obrączkowym wykonanej ze stali St3S

Tab. 3. Cykliczne właściwości stali St3S przy wahadłowym rozciąganiu ścisisku i wielkość pola referencyjnego A_0

| $\varepsilon_a = \sigma_f' / E(2N_f)^b + \varepsilon_f'(2N_f)^c$ | | | | | $\varepsilon_a^p = (\sigma_a / K')^{1/n'}$ | A_0 | | |
|--|-----------|-------------------|----------------------|---------|--|------------|----------|--------|
| | E , GPa | σ_f' , MPa | ε_f' , - | b , - | c , - | K' , MPa | n' , - | mm^2 |
| | 200 | 1964 | 0,828 | -0,201 | -0,620 | 851,5 | 0,168 | 1885 |

6. WYNIKI OBLICZEŃ

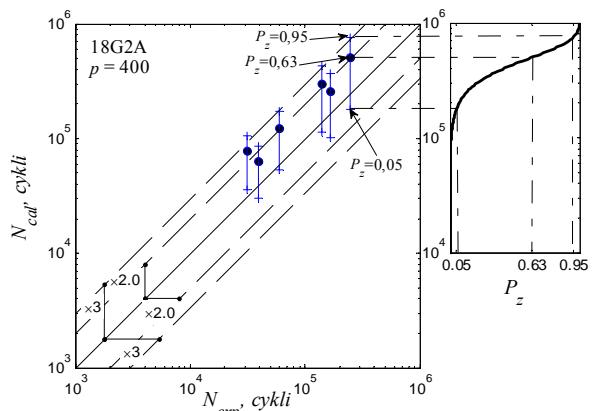
Ze względu na posiadane charakterystyki zmęczeniowe oraz prosty stan obciążenia próbek referencyjnych jak i próbek z karbem za kryterium wieloosiowego zmęczenia materiału przyjęto kryterium maksymalnych naprężeń normalnych (próbki krzyżowe) lub odkształceń normalnych (próbki z karbem obrączkowym) w płaszczyźnie krytycznej. Wartości ekwiwalentne według tych kryteriów oblicza się odpowiednio

$$\sigma_{eq}(t) = \sigma_n(t) = \sigma_{ij}(t)n_i n_j, \quad \varepsilon_{eq}(t) = \varepsilon_n(t) = \varepsilon_{ij}(t)n_i n_j, \quad (9a, 9b)$$

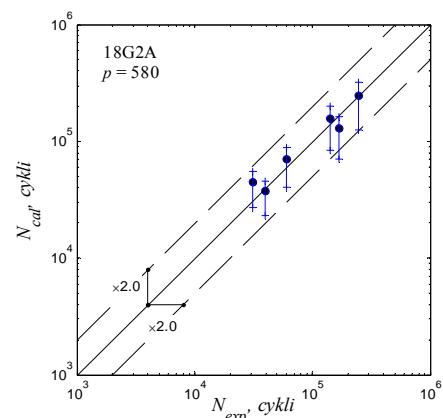
gdzie n_i jest wektorem prostopadlym do płaszczyzny o największej wartości naprężenia $\max_{t,n} \sigma_n(t)$ lub odkształcenia normalnego $\max_{t,n} \varepsilon_n(t)$. Z uwagi na symetrię obciążenia i geometrii, obliczenia przeprowadzono dla reprezentatywnej części próbki. Wartość naprężeń i odkształceń obliczono na podstawie modelu ciała z umocnieniem kinematycznym z wykorzystaniem metody elementów skończo-

nych (elementy Lagrange'a 3D-2 rzędu) i programu COMSOL (2006). W obliczeniach użyto krzywą cyklicznego umocnienia według prawa Ramberga-Osgooda i warunek plastyczności według hipotezy Hubera-Misesa-Hencky'ego. Jako obszar ω przyjęto powierzchnie swobodną elementu A . Powierzchnie elementów skończonych potraktowano, jako podobszary $A^{(i)}$ opisane w paragrafie 3. Na podstawie otrzymanych, dla różnych wartości parametru p , rozkładów P_z obliczono liczbę cykli do inicjacji pęknięcia

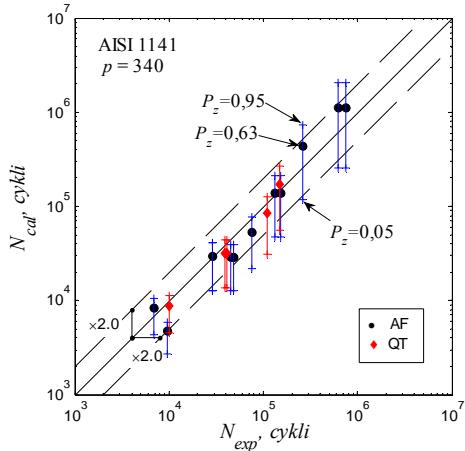
N_{cal} dla trzech poziomów prawdopodobieństwa: $P_z=\{0,05; 0,63; 0,95\}$ (Rys. 8.). Dla stali 18G2A satysfakcyjną zgodność uzyskano dla $p=580$ (Rys. 9). Natomiast dla stali AISI 1141 najlepszą zgodność trwałości eksperymentalnej N_{exp} z obliczeniową N_{cal} uzyskano dla $p=340$ (Rys. 10) i to zarówno dla dwóch promieni zaokrąglenia dna karbu jak i obróbki: AF i QT. Dla stali St3S najlepszą korelację trwałości N_{exp} z N_{cal} uzyskano dla stosunkowo małej wartości $p=195$, co odbija się na dużym paśmie rozrzutu trwałości obliczeniowej (Rys. 11). Na rysunkach 9-11 umieszczono dodatkowo pasmo rozrzutu o współczynniku 2 w obrębie, którego mieścią się wszystkie obliczeniowe trwałości uzyskane dla $P_z=0,63$ przy odpowiednio dobranym współczynniku p .



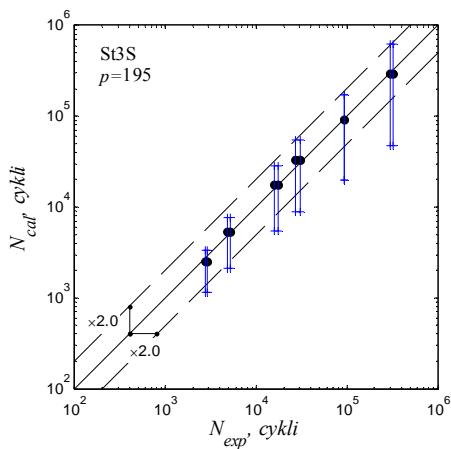
Rys. 8. Porównanie trwałości eksperymentalnej N_{exp} z trwałością obliczeniową N_{cal} dla stali 18G2A przy $p=400$ z rozkładem prawdopodobieństwa zniszczenia $P_z(N)$ dla wybranej próbki



Rys. 9. Porównanie trwałości eksperymentalnej N_{exp} z trwałością obliczeniową N_{cal} dla stali 18G2A przy $p=580$



Rys. 10. Porównanie trwałości eksperymentalnej N_{exp} z trwałością obliczeniową N_{cal} dla stali AISI 1141 przy $p=340$



Rys. 11. Porównanie trwałości eksperymentalnej N_{exp} z trwałością obliczeniową N_{cal} dla stali St3S przy $p=195$

7. PODSUMOWANIE

W pracy zaproponowano procedurę wyznaczania dwuwymiarowego rozkładu prawdopodobieństwa do zniszczenia elementu $P_z-N-\sigma/\varepsilon$ i jego zastosowanie do obliczania trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych. Podejście pozwala na obliczenie trwałości zmęczeniowej dla dowolnego poziomu prawdopodobieństwa uwzględniając niejednorodny rozkład naprężeń w materiale. Przedstawiony rozkład prawdopodobieństwa według zależności (6) ma postać ogólną i może być stosowany dla różnych charakterystyk zmęczeniowych, czy to naprężeniowych, odkształceniowych lub energetycznych.

Obliczeniowe wyniki trwałości zmęczeniowej N_{cal} dobrze korelują z trwałością eksperymentalną przy $p=580$ dla stali 18G2A, $p=340$ dla stali AISI 1141 i $p=195$ dla stali St3S. Należy zwrócić uwagę, że trwałości zmęczeniowe próbek wykonanych ze stali AISI 1141 o różnym promieniu zaokrąglenia dna karbu i po różnej obróbce cieplnej (o różnych charakterystykach zmęczeniowych) zostały dobrze wyznaczone dla takiej samej wartości parametru p . Próbki zostały wykonane taką samą obróbką mechaniczną, co potwierdza, że parametr p jest cechą jakościową elementów.

LITERATURA

1. Papadopoulos I.V., Panoskaltsis V.P. (1996), Invariant formulation of a gradient dependent multiaxial high-cycle fatigue criterion, *Engng Fract Mech* 55(4), 513-528.
2. Morel F., Palin-Luc T. (2002), A non-local theory applied to high cycle multiaxial fatigue, *Fatigue Fract Engng Mater Struct* 25, 649-665.
3. Weibull W. (1939), A statistical theory of the strength of materials, *Royal Swed. Inst. Engng Res.* No 151.
4. Weibull W. (1949), A statistical representation of fatigue failures in solids, *Transaction of The Royal Institute of Technology* No 27, Stockholm.
5. Bomas H., Linkewitz T. Mayra P. (1999), Application of a weakest-link concept to the fatigue limit of the bearing steel SAE 52100 in a bainitic condition, *Fatigue Fract Engng Mater Struct* 22, 733-741.
6. Delahay T., Palin-Luc T. (2006), Estimation of the fatigue strength distribution in high-cycle multiaxial fatigue taking into account the stress-strain gradient effect, *Int J Fatigue* 28, 474-484.
7. Schijve J. (1993), A normal distribution or a Weibull distribution for fatigue lives, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, Vol 16, No. 8, 851-859.
8. Karolczuk A., Lachowicz C.T., Rozumek D., Słowiak J. (2007), Inicjacja i rozwój pęknięć zmęczeniowych w próbkach krzyżowych z karbem, *Przegląd Mechaniczny* 2007, 12/07, 18-23.
9. Fatemi A., Zeng Z., Plaseied A. (2004), Fatigue behavior and life predictions of notched specimens made of QT and forged microalloyed steels, *Int. J. Fatigue* 26, 663-672.
10. Słowiak J. (2007), *Wpływ złożonego stanu naprężenia w dnie karbu na trwałość zmęczeniową elementów maszyn*, Rozprawa doktorska, Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny.
11. COMSOL (2006), Structural Mechanics Module User's Guide, version 3.3 (www.comsol.com).

APPLICATION OF TWO-DIMENSIONAL PROBABILITY DISTRIBUTION IN FATIGUE LIFE CALCULATION

Abstract: The paper presents a methodology to determinate a two-dimensional probability distribution P_z of fatigue crack initiation as a function of fatigue life N and damage parameter σ/ε . $P_z-N-\sigma/\varepsilon$. The proposed probability function uses the parameters of standard fatigue curve and allows calculating the fatigue life of element with the non-uniform stress distribution.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2007-2009 jako projekt badawczy.

NUMERYCZNO-EKSPERYMENTALNA ANALIZA STANÓW ZAKRYTYCZNEJ DEFORMACJI PŁYTY ROZCIĄGANej OSŁABIONej SZCZELINą

Tomasz KOPECKI*

*Katedra Samolotów i Silników Lotniczych, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Politechnika Rzeszowska,
ul. W. Pola 2, 35-959 Rzeszów

tkopecki@prz.rzeszow.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono metodykę określania rozkładu naprężeń w stanach zakrytycznej deformacji poddanej rozciąganiu cienkościennej płyty prostokątnej osłabionej szczerbiną. Problem sformułowano, jako fizycznie i geometrycznie nieliniowy. Analizy numerycznej dokonano metodą elementów skończonych. W trakcie rozwiązywania zagadnienia nieliniowego, progresywną zmianą geometrii ustroju w kolejnych krokach przyrostowych konfrontowano z wynikami równolegle realizowanych badań doświadczalnych.

W celu odwzorowania szczerbin powstającej w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych, badaną płytę poddawano zmieniem obciążeniu pulsującą siłą rozciągającą, wskutek czego długość szczerbin ulegała zwiększeniu. W warunkach obciążenia statycznego, po przekraczaniu wartości siły krytycznej odpowiadającej geometrii płyty, w strefie osłabienia pojawiały się, i w miarę wzrostu obciążania narastały przemieszczenia w kierunku normalnym do płaszczyzny płyty, określone, jako marszczenie lub wrinkling (ang.). Tego rodzaju deformacje powodują wystąpienie w konstrukcji zarówno błonowego jak i giętnego stanu naprężenia. W celu określenia wpływu stopnia osłabienia płyty na rozkład i wartości naprężeń analizę numeryczną prowadzono dla trzech wybranych stanów osłabienia, którym przyporządkowane były trzy różnice długości szczerbin osiągane w trakcie obciążania płyty pulsującą siłą rozciągającą. Posługując się metodą mory cieniowej, we wszystkich trzech stanach osłabienia rejestrowano wartości i rozkłady ugięć w warunkach identycznego obciążenia siłą $P=1500\text{N}$. Otrzymane rezultaty stanowiły podstawę oceny wiarygodności wyników nieliniowej analizy numerycznej, uwarunkowanej obecnością zakładanej imperfekcji płyty w stanie neutralnym.

Rozważano dwa rodzaje imperfekcji: geometryczną - opartą na założeniu wstępnego ugięcia płyty w strefie osłabienia oraz w formie zaburzenia wywołanego obciążeniem normalnym do płaszczyzny płyty. Wskazano na istotne różnice w wynikach analizy opartej na obu rodzajach imperfekcji.

W konkluzji, zwrócono szczególną uwagę na zasadność koncepcji formułowania problemu oraz wyboru strategii jego rozwiązywania w ujęciu nieliniowym, z jednoczesną eksperymentalną weryfikacją wyników.

1. WPROWADZENIE

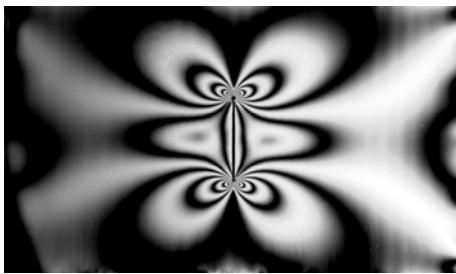
Racjonalne projektowanie ustrojów nośnych sugeruje konieczność zwracania szczególnej uwagi na strefy charakteryzujące się obecnością wysokich poziomów i gradientów naprężeń decydujących o trwałości i niezawodności konstrukcji. Określanie stanu naprężenia w owych strefach na etapie projektowania, gdy odpowiednich zmian w konstrukcji można dokonać przed kosztowną i czasochłonną realizacją warsztatową rozwiązywania prototypowego wymaga analizy pracy konstrukcji w pełnym zakresie eksploatacyjnie dopuszczalnych deformacji. Dotyczy to w szczególności ustrojów cienkościennych, w których w zakresie obciążen dopuszczalnych występują stany zakrytyczne. Rozwiązywanie problemu rozkładu naprężen w owych stanach wymaga stosowania analizy nieliniowej opartej na metodach numerycznych, głównie metodzie elementów skończonych. Mimo istnienia szerokiego spektrum metod i algorytmów umożliwiających rozwiązywanie problemów nieliniowych, w przypadkach ustrojów cienkościennych o złożonej geometrii, w trakcie rozwiązywania zagadnienia nieliniowego otrzymywane konfiguracje geometryczne odpowiadające kolejnym stanom równowagi mogą wyka-

zywać znaczące rozbieżności w stosunku do rzeczywistego stanu deformacji rejestrowanego w trakcie badań eksperymentalnych.

Do tej kategorii ustrojów można zaliczyć cienkie płyty osłabione obecnością szczerbin lub wykrojów. Gdy konstrukcje te poddajemy rozciąganiu, w warunkach osiągania lub przekraczania krytycznej wartości obciążenia w strefie osłabienia pojawiają się, i w miarę wzrostu obciążania narastają, przemieszczenia w kierunku normalnym do płaszczyzny płyty określone jako marszczenie lub wrinkling (ang.). Zaistniały stan deformacji zakrytycznej powoduje zasadniczą zmianę geometrii płyty, czego konsekwencją jest istotna redystrybucja naprężen.

Przyczynę lokalnej utraty stateczności płyty osłabionej szczerbiną uzasadniały stan naprężenia. Uwidaczniona go rozkład izochrom obserwowany w modelu płyty wykonanej z materiału optycznie czarnego (rys. 1).

Wysokie rzepy izochrom są tożsame z wysokimi wartościami różnic głównych naprężen normalnych, które mogą zaistnieć wyłącznie w przypadku zachowania znaków przeciwnych. W sąsiedztwie frontu szczerbin, pojawiają się zatem zarówno naprężenia rozciągające, jak również naprężenia ściskające w kierunku poprzecznym, co stwarza warunki do zaistnienia lokalnego wyboczenia płyty.



Rys. 1. Rozkład izochrom w płycie rozciąganej ze szczerbiną

Zagadnienia stateczności prostokątnych płyt rozciąganych osłabionych centralnie usytuowaną szczerbiną stanowiły przedmiot rozważań szeregu autorów (Markström i Storakers B., 1980; Sih i Lee, 1986; Shaw and Huang, 1990; Riks i in., 1992; Dyszel, 2002; Brighneti, 2005). Prezentowane rozważania, przeprowadzane na podstawie teorii zlinearyzowanych ograniczały się do określania krytycznych wartości obciążzeń oraz postaci wyboczenia płyty w zależności od orientacji kątowej szczerbiny.

W dążeniu do rozszerzenia zakresu badań nad zagadnieniem zjawiska marszczenia charakterystycznego dla ustrojów cienkościennych, w niniejszej pracy podjęto próbę rozszerzenia badań na zakres analizy stanów deformacji zakrytycznych umożliwiającej wyznaczanie rozkładu naprężen, w płycie osłabionej szczerbiną. Przyjęto, iż rozważane zagadnienie jest w założeniu nieliniowe w sensie fizycznym i geometrycznym. W formie postulatu przyjęto, iż w rozwiązywaniu problemu fizycznie i geometrycznie nieliniowego zasadne jest dokonywanie bieżącej konfrontacji wyników analizy numerycznej z prowadzonymi równolegle badaniami eksperymentalnymi. W tym celu wykonano płytę z materiału wykazującego właściwości sprężyste i nie-sprężyste, dla którego w próbie jednoosiowego rozciągania wyznaczono charakterystykę natychmiastową. W trakcie badań płytę poddawano zmциальнemu obciążaniu pulsującą siłą rozciągającą, wskutek czego długość szczerbiny ulegała zwiększeniu. Analizę numeryczną prowadzono dla trzech wybranych wartości długości szczerbin osiąganych w trakcie badań zmęczeniowych, dla których metodą mory cieniowej (Patorski i Kujawińska, 1993) rejestrowano rozkłady deformacji w kierunku normalnym do płaszczyzny płyty.

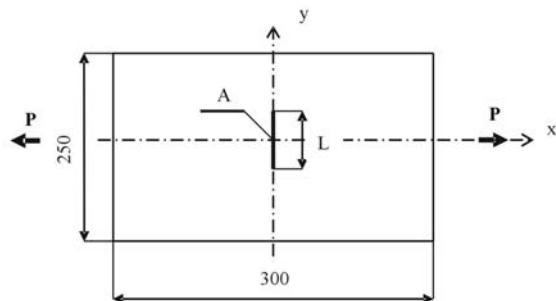
Obliczenia numeryczne wykonywano metodą elementów skończonych. Zwróciło szczególną uwagę na skuteczność stosowanych metod i procedur, zapewniających zgodność wyników obliczeń z eksperimentem. Stopień zgodności deformacji w stanie zakrytycznym przyjmowano jako podstawę uznania za wiarygodny stan naprężenia określony na podstawie nieliniowej analizy numerycznej (Crisfield, 1997; Felippa i in., 1994; Felippa, 1976).

2. BADANIA EKSPERYMENTALNE

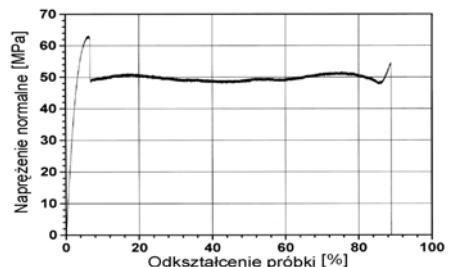
Przedmiot badań stanowiła płyta o wymiarach: 300mm x 250mm, grubości 0.7mm (rys. 2) wykonana z poliwęglanu o charakterystyce fizycznej przedstawionej na rys. 3.

W centralnej części płyty nacięto szczerbinę zorientowaną prostopadle do kierunku obciążania, o długości początk-

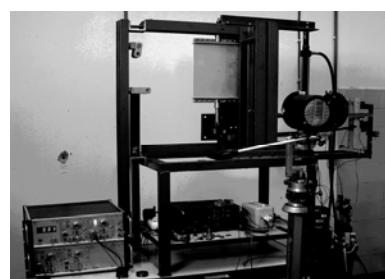
kowej zbliżonej do wymiaru L=30mm. Pełny wymiar 30mm osiągnięto w wyniku propagacji szczerbiny spowodowanej pulsującym obciążeniem rozciągającym zmieniającym się w przedziale: (0 – 1500)N (Kopecki i Zacharzewski, 2006). Płyłę zamocowano w sztywnych uchwytach, zapewniających stałość docisku szczerbek. Poza strefą osłabienia zlokalizowaną w sąsiedztwie szczerbiny, przyjęty sposób mocowania płyty zapewniał jednorodność pola przemieszczeń, o dominującej składowej zgodnej z kierunkiem siły rozciągającej. Jednorodność tę kontrolowano w trakcie badań, poddając płytę ciągłej obserwacji w świetle spolaryzowanym.



Rys. 2. Geometria płyty



Rys. 3. Wykres rozciągania materiału płyty



Rys. 4. Stanowisko do badań z zamontowaną płytą

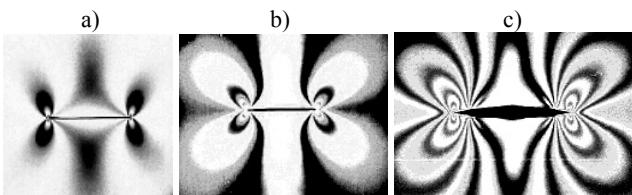
Wskutek zmiennego obciążenia długość szczerbiny ulegała zwiększeniu w miarę wzrostu liczby cykli. Badania prowadzono do czasu, gdy długość szczerbiny osiągnęła wartość 70mm. Właściwości polaryzacyjno-optyczne materiału płyty pozwalały na jednoczesną obserwację efektów optycznych. Rejestracji obrazów dokonywano posługując się metodą światła odbitego. W tym celu badaną płytę pokryto od strony wewnętrznej warstwą refleksyjną.

Rys. 5 przedstawia rozkłady efektów optycznych obserwowanych w świetle kołowo spolaryzowanym, dla trzech stanów deformacji odpowiadających wybranym

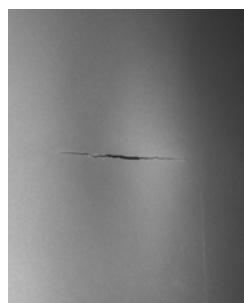
długościom szczeliny. Rejestracji fotograficznej dokonywano przy identycznym poziomie obciążenia siłą P=1500 N.

Otrzymane obrazy nie stwarzały podstaw do interpretacji ilościowej wyników, gdyż ze względu na obecność stanu giętnego w strefach najwyższego poziomu wytężenia, nie mogą one być interpretowane jako izochromy (Aben, 1979; Laermann, 1982). Jako wyniki badań doświadczalnych o charakterze jakościowym są wysoce przydatne w ocenie rozkładów wytężenia otrzymywanych na podstawie analizy numerycznej, jak również w określaniu poziomów obciążania, przy których pojawiają się pierwsze, lokalne deformacje trwałe.

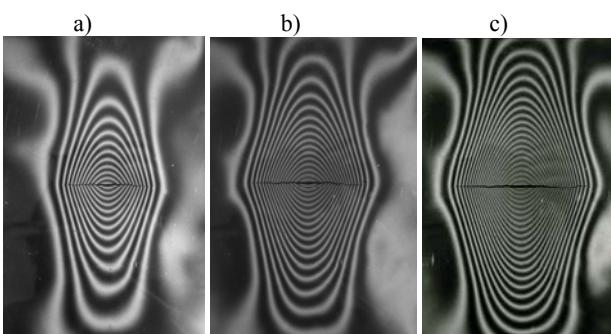
W każdej z rozpatrywanych faz rejestrowano przemieszczenie w kierunku normalnym do płaszczyzny płyty (ugięcia). Fotografię obrazującą stan deformacji zakrytycznej odpowiadający długości szczeliny L=70mm przedstawia rys.6, zaś obrazy prążków mory ilustrujące pole ugięć prezentuje rysunek 7.



Rys. 5. Rozkłady izochrom w strefie szczeliny w warunkach ekstremalnego obciążenia, a) L=30 mm; b) L=50 mm; c) L=70 mm



Rys. 6. Fotografia obrazująca zmarszczenie płyty w sąsiedztwie szczeliny o długości L=70 mm, P=1500N, $f_{\max}=5.72\text{mm}$



Rys. 7. Obrazy prążków mory ilustrujące jakościowy i ilościowy charakter deformacji poprzecznych: a) L=30mm $f_{\max}=3.12\text{mm}$ b) L=50mm $f_{\max}=4.42\text{mm}$, c) L=70mm $f_{\max}=5.72\text{mm}$

Każdej z warstwic odpowiadała stała wartość ugięcia. Z doboru parametrów rastra oraz warunków rejestracji obrazów wyznaczono odległość pomiędzy sąsiednimi warstwicami, która wynosiła 0.26mm. Na tej podstawie wyznaczono maksymalne ugięcia płyty f_{\max} w wybranych fazach deformacji (rys. 7)

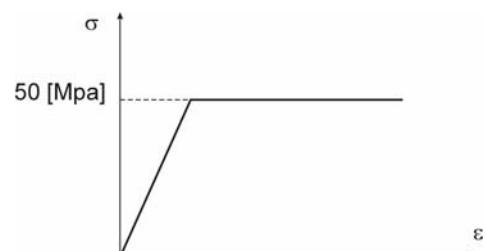
3. ANALIZA NUMERYCZNA

W nieliniowej analizie struktur nośnych relacje pomiędzy zbiorem parametrów statycznych, a odpowiadającym im zbiorem parametrów geometrycznych można przedstawić w formie równania macierzowego (Crisfield, 1997; Felippa i in., 1994; Felippa, 1976; Rakowski i Kacprzyk, 1993):

$$\mathbf{g} = \mathbf{K}^I(\mathbf{g})\mathbf{f}. \quad (1)$$

gdzie \mathbf{g} jest zbiorem parametrów geometrycznych opisujących stan deformacji ustroju wywołany obciążeniem, \mathbf{f} – jest zbiorem parametrów statycznych, zaś \mathbf{K} – macierzą sztywności zależną od zbioru parametrów geometrycznych określających aktualny stan deformacji oraz nieliniowego związku konstytutywnego.

Wobec stwierdzania obecności trwałych odkształceń w trakcie badań eksperymentalnych, wyznaczoną w próbie jednoosiowego rozciągania charakterystykę fizyczną materiału płyty (rys. 3) przybliżono modelem ciała idealnie sprężysto-plastycznego (rys. 8).



Rys. 8. Model materiału

W równaniu konstytutywnym, w opisie odnoszącym się do zakresu liniowo-sprężystego

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon} \quad (2)$$

utrzymano w mocy założenie o niezmienności długości odcinka normalnego ($\varepsilon_z=0$).

Zatem stan naprężenia płyty reprezentowany jest przez wektor $\boldsymbol{\sigma}=\{\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}\}^T$.

$$D = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2k} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2k} \end{bmatrix} \quad (3)$$

jest macierzą stałych materiałowych, w której poprzez wprowadzenie współczynnika korekcyjnego – $k=1,2$

(MSC, 2006) uwzględniono wpływ odkształceń postaciowych na energię sprężystą płyty, zaś

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\varepsilon} &= \left\{ \varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx} \right\}^T = \\ &= \left\{ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right], \right. \\ &\quad \left. \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right], \right. \\ &= \left\{ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right), \right. \\ &\quad \left. \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} + \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right) \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right), \right. \\ &\quad \left. \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) \right\} \end{aligned} \quad (4)$$

jest wektorem zawierającym składowe stanu odkształcenia odpowiadające tensorowi odkształceń Greena – Saint-Venant'a (MSC, 2006), \mathbf{u} , \mathbf{v} , \mathbf{w} są składowymi wektora przemieszczenia w układzie lokalnym x, y, z .

Odwzorowania numeryczne nieliniowych deformacji rozważanego ustroju opierane są na założeniu, iż na dowolnym etapie rozwiązania przy odpowiadającym mu obciążeniu odkształcony układ zachowuje zawsze stan równowagi statycznej. Tak więc, dla zdefiniowanego układu dyskretnego można sformułować układ równań równowagi, który w odniesieniu do nieliniowej analizy strukturalnej w ujęciu metody przemieszczeniowej przedstawić można w formie macierzowej równania sił rezidualnych:

$$\mathbf{r}(\mathbf{u}, \Lambda) = \mathbf{0}, \quad (5)$$

w którym \mathbf{u} jest wektorem stanu zawierającym składowe przemieszczenia węzłów struktury odpowiadające aktualnej konfiguracji geometrycznej, Λ - macierzą zawierającą parametry kontrolne odpowiadające aktualnemu stanowi obciążenia, natomiast \mathbf{r} jest wektorem rezidualnym, zawierającym niezrównoważone składowe sił, związane z aktualnym stanem deformacji układu (Crisfield, 1997; Felippa i in., 1994).

W algorytmach numerycznych, składowe macierzy Λ wyrażane są w funkcji parametru λ określonego jako parametr kontroli stanu. Jest on miarą przyrostu obciążenia związanego pośrednio lub bezpośrednio z parametrem pseudo-czasu – t . Zatem układ równań równowagi (5) można również przedstawić w postaci:

$$\mathbf{r}(\mathbf{u}, \lambda) = \mathbf{0}, \quad (6)$$

Równanie powyższe określone jest jako monoparametryczne równanie sił rezidualnych. Jego rozwiązanie obejmuje skończoną liczbę kolejnych stanów deformacji struktury, przy czym każdemu stanowi odpowiada kombinacja zmieniających się parametrów kontrolnych związanych z obciążeniem układu, wyrażanych poprzez pojedynczy parametr kontroli stanu λ . Przejście od bieżącego stanu do kolejnego, wyrażające krok przyrostowy inicjowane jest przez zmianę parametru kontrolnego, któremu odpowiada nowa geometria struktury określona przez nowy wektor stanu (Felippa, 1976; Ramm, 1982).

Rozwój metod numerycznych znajdujący swoje odzwierciedlenie we współczesnych algorytmach ujmowanych w profesjonalnych programach komercyjnych, ukonstytuował dwa zasadnicze rodzaje owszych metod. Pierwsze, to metody czysto przyrostowe zwane również metodami prognostycznymi, drugie to metody korekcyjne, nazywane również prognostyczno-korekcyjnymi lub przyrostowo – iteracyjnymi. Pierwsze z wymienionych charakteryzuje się ograniczoną, często niezadowalającą dokładnością uzyskiwanych wyników. Ponadto, nie stwarzają one możliwości kontynuowania obliczeń po przekroczeniu punktów krytycznych na ścieżce równowagi. Wprowadzana faza iteracyjna ma więc głównie na celu zmniejszenie błędu rozwiązania oraz umożliwienie określania punktów krytycznych. Zapewnia to możliwość analizy struktury w zaawansowanych stanach deformacji.

Wspólną cechą obydwu rodzajów metod jest obecność fazy przyrostowej. W odniesieniu do dowolnego przyrostu, przy przejściu ze stanu n do stanu $n+1$, wielkościami nie określonymi są:

$$\Delta \mathbf{u}_n = \mathbf{u}_{n+1} - \mathbf{u}_n \text{ oraz } \Delta \lambda_n = \lambda_{n+1} - \lambda_n. \quad (7)$$

W celu ich wyznaczenia, formułowane jest dodatkowo równanie kontroli przyrostu, zwane równaniem więzów, wyrażane w formie warunku:

$$c(\Delta \mathbf{u}_n, \Delta \lambda_n) = 0, \quad (8)$$

Zasadniczym składnikiem fazy przyrostowej jest jej krok prognostyczny, określający punkt w hiperprzestrzeni stanu odpowiadający kolejnej konfiguracji układu, wyznaczanej poprzez określenie przyrostu $\Delta \mathbf{u}$ dla przyjętego $\Delta \lambda$, przy jednoczesnym spełnianiu równania (8). Błąd rozwiązania

w danym kroku przyrostowym uzależniony jest od równania kontroli przyrostu oraz przyjętej formuły ekstrapolacyjnej. W każdym kolejnym kroku przyrostowym, wartość całkowitego błędu może ulegać zwiększeniu, co określone jest jako tzw. błąd dryfu. Jego zminimalizowanie zapewnia faza iteracyjna.

Podstawową metodą stosowaną w rozwiązywaniu nieliniowych problemów mechaniki konstrukcji jest dobrze oprogramowana metoda Newtona-Raphsona posiadająca szereg odmian, stanowiących rodzinę metod (Crisfield, 1997; Felippa i in., 1994; Rakowski i Kacprzyk, 1993). Istota owszych metod opiera się na rozwinięciu w szeregu Taylora równań: sił rezidualnych – $\mathbf{r} = \mathbf{0}$ oraz kontroli przyrostu – $\mathbf{c} = \mathbf{0}$.

Otrzymany w wyniku zbiór stanowiący rozwiązanie nieliniowego układu równań algebraicznych względem niewiadomych przemieszczeń węzłowych, stwarza podstawę wyznaczania ścieżki równowagi. W rozważanym zagadnieniu jako reprezentatywne parametry dla wyznaczenia ścieżki równowagi przyjęto zależność pomiędzy maksymalną wartością ugęcia w połowie długości szczerbin, a maksymalną siłą rozciągającą płytę.

Jako podstawę rozwiązania przyjęto przyrostową metodę Newtona-Raphsona oraz strategię korekcyjną opartą na koncepcji kontroli długości łuku w sformułowaniu Riksa-Wempnera (Ramm, 1982). Próby zastosowania wyłąc-

nie metody Newtona-Raphsona, prowadziły do zbyt dużej rozbieżności wyników obliczeń numerycznych i eksperymentu. Wiarygodność wyników oceniano na podstawie porównywania zarówno kształtu ścieżek równowagi, jak i zgodności geometrii deformacji. Obydwa elementy stanowiły podstawę wielokrotnego korygowania modelu numerycznego (Kopecki i Dębski, 2007).

Płyłę modelowano stosując czterowęzłowy, cienkościenny element powłokowy (curved quadrilateral thin-shell element). Jest to element izoparametryczny o dwóch krzywiznach, opisany bikubicznymi funkcjami interpolacyjnymi, bazujący na teorii powłok Koitera – Sandersa (MSC, 2006). W każdym węźle element posiada 12 następujących stopni swobody:

$$u, \frac{\partial u}{\partial \theta^1}, \frac{\partial u}{\partial \theta^2}, v, \frac{\partial v}{\partial \theta^1}, \frac{\partial v}{\partial \theta^2}, w, \frac{\partial w}{\partial \theta^1}, \frac{\partial w}{\partial \theta^2}, \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^1 \partial \theta^2}, \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^1 \partial \theta^2}, \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^1 \partial \theta^2}$$

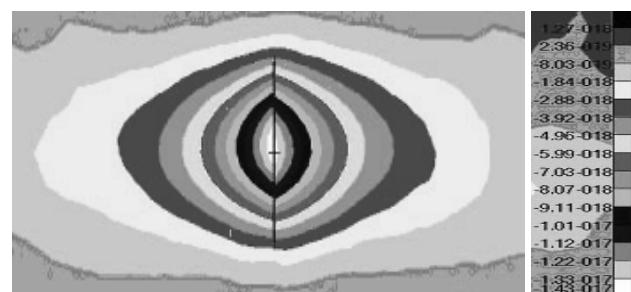
gdzie (θ^1, θ^2) są współrzędnymi Gaussa związanymi z powierzchnią środkową powłoki, u, v, w są składowymi przemieszczenia definiowanymi w globalnym, kartezjańskim układzie współrzędnych x, y, z . Zastosowany element jest zalecany w zagadnieniach nieliniowej analizy ustrojów cienkościennych.

3.1. Płyta bez imperfekcji

Rzeczywiste układy mechaniczne charakteryzuja się występowaniem mniejszych lub większych niedokładności wykonawczych. Cechą ta odnosi się zarówno do geometrii rozważanych obiektów, lokalnych wad materiałowych, jak i sposobu ich wstępного obciążenia. Niedokładności te określane są mianem imperfekcji. Rozważymy szczegółowo znaczenie rodzaju i wartości imperfekcji na przykładzie rozważanej płyty.

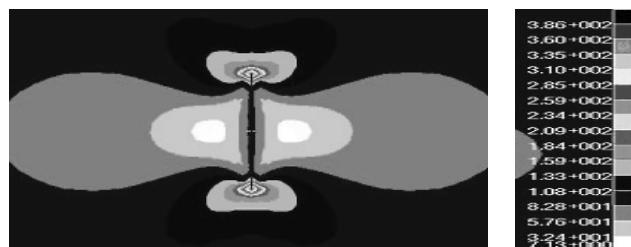
Płyta zawierająca w swoim obszarze szczeleń nie posiadająca imperfekcji geometrycznej lub materiałowej poddana numerycznej analizie nieliniowej w założeniu nie powinna wykazywać deformacji w kierunku normalnym do płaszczyzny płyty. Jednakże złożoność procedur numerycznych, a także uwarunkowania natury hardwareowej mogą prowadzić do wyników sugerujących poprawność błędного rozwiązania.

W celu ilościowego zilustrowania zagadnienia rozbieżności wyników w stosunku do oczekiwanych, dokonano analizy numerycznej przyjmując jako podstawę, geometrię płyty wg rys.2 ze szczelenią o długości $L=30\text{mm}$. Przyjęto idealnie sprężysto-plastyczną charakterystykę fizyczną materiału (rys.3): $\text{Re}=50\text{MPa}$, $E=3000\text{MPa}$, $v=0.36$ oraz obciążenie w formie sił rozciągających, przykładanych za pośrednictwem sztywnych uchwytów do krótszych krawędzi płyty. Wzdłuż brzegów dłuższych blokowano stopień swobody odpowiadający przemieszczeniu w kierunku prostopadłym do płaszczyzny płyty. Ponadto, ograniczono przemieszczenia wzdłuż kierunku obciążania w dwóch węzłach, położonych na dłuższych krawędziach, na osi poprzecznej symetrii płyty. Analizę nieliniową przeprowadzono stosując oprogramowanie MSC-Marc-7 oraz pre-i postprocesor MSC-Patran. W wyniku, w strefie sąsiadującej ze szczelenią otrzymano symetryczną postać deformacji poprzecznej przedstawioną w formie warstwic na rys. 9.



Rys. 9. Warstwice stałych wartości ugierów [cm] w strefie szczeleń płyty bez imperfekcji. Model oparty na regularnej siatce (12 700 elementów).

Mimo geometrycznego podobieństwa rozkładu warstwic przedstawiających jednakowe wartości ugierów, pod względem ilościowym wyniki nie odzwierciedlają zidentyfikowanego w eksperymencie stanu deformacji. Zwraca uwagę pomijalnie mała, maksymalna wartość bezwzględna ugierów wynosząca $1.43 \cdot 10^{-17}\text{cm}$. Podobne wyniki otrzymywano niezależnie od przyjmowanych parametrów sterujących przebiegiem analizy, stosowanej metody przyrostowej oraz strategii korekcyjnej. Na rys. 10 przedstawiono rozkład naprężeń zredukowanych wg hipotezy H-M-H.



Rys. 10. Płyta bez imperfekcji. Warstwice obrazujące rozkład wytrzymałości wg hipotezy H-M-H. $\sigma_{\max}=386$ [daN/cm²]

Maksymalna wartość naprężenia zredukowanego wynosiła 38.6MPa co oznacza, że w warunkach obciążenia siłą rozciągającą $P=1500\text{N}$ nie wystąpiła deformacja niesprężysta. Rezultat ten jest rozbieżny z wynikami badań eksperymentalnych, potwierdzających obecność deformacji trwałych po obciążeniu. Można zatem wnioskować, iż rozwiązywanie problemu płaskiej płyty bez imperfekcji osłabionej obecnością szczeleń jako zagadnienia geometryczne nieliniowego prowadzi do błędnych wyników, zaniżujących poziom wytrzymałości.

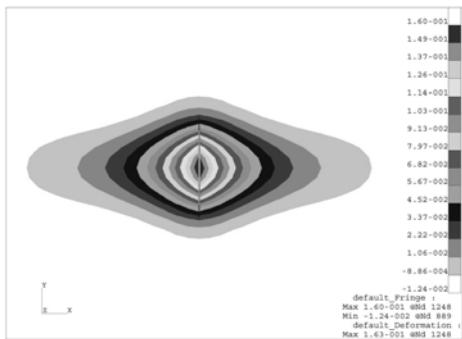
3.2. Płyta z zadaną imperfekcją geometryczną

W świetle przedstawionych wyników, w kolejnym rozważaniu uwzględniono imperfekcję geometryczną płyty. Polegała ona na umiejscowieniu centralnie usytuowanego punktu A (rys.2) poza płaszczyzną płyty, w kierunku normalnym. W celu określenia rzędu wielkości wprowadzonego defektu w stanie neutralnym, przeprowadzono szereg wstępnych analiz, w których zakładano szereg zróżnicowanych jego wartości. Ostatecznie analizę numeryczną prowadzono przyjmując wartość wstępnego ugieru punktu A

równą 1mm. Rozważano szereg wariantów siatki. Jako podstawową przyjęto siatkę nieregularną, zagęszczoną w obszarze sąsiadującym ze szczerbiną. Brano również pod uwagę wariant siatki regularnej. W obu przypadkach liczba elementów nie przekraczała 13000. Obecność szczerbinę modelowano wprowadzając podwójne węzły o identycznych współrzędnych, przyporządkowane symetrycznie dwóm sąsiadującym obszarom po obu stronach krawędzi szczerbiny. Stosowano identyczny schemat mocowania i obciążania modelu jak w przypadku płyty bez imperfekcji.

Obliczenia przeprowadzono posługując się programem MSC-Marc-7, zapewniającym możliwość dokonywania wyboru parametrów analizy nieliniowej, alternatywnego wyboru metody przyrostowej oraz strategii korekcyjnej.

W rezultacie uzyskano rozwiązanie, w którym rozkład ugięć w sąsiedztwie szczerbiny (rys.11) okazał się zgodny w swym charakterze z otrzymanym na drodze eksperymentalnej (rys. 7a).

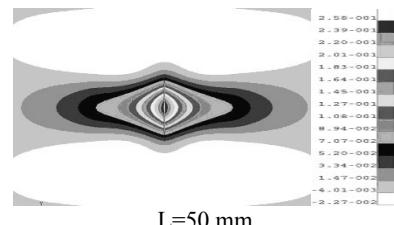


Rys. 11. Warstwice ugięć płyty w sąsiedztwie szczerbiny o długości L=30mm. Model oparty na regularnej siatce z geometryczną imperfekcją [cm].

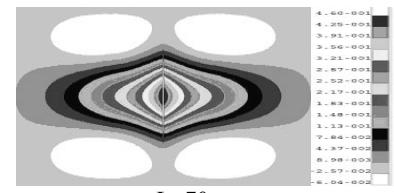
W przypadku zastosowania siatki nieregularnej, przy zachowaniu identycznych procedur numerycznych oraz identycznego zbioru parametrów sterujących, uzyskiwano podobny rezultat.

Ograniczając się do oceny porównawczej przedstawionych wyników obliczeń z wynikami eksperymentu (rys.7a) można stwierdzić, iż otrzymany rezultat wykazuje zadowalającą zgodność co do rozkładu ugięć. Porównania ilościowe wskazują jednakże na rozbieżność wyników obliczeń w stosunku do eksperymentu. Liczbowym wyrazem owej rozbieżności są maksymalne wartości obliczonych ugięć, wynoszące poniżej 80% wartości rzeczywistej. Obliczenia wykonane dla płyty ze szczerbiną o długości 50 mm wykazały nieznacznie lepszą zgodność maksymalnego ugięcia z eksperymentem, przekraczającą nieco wartość 80%. Zasadniczą zmianę otrzymano dla szczerbiny o długości 70mm. Tutaj zgodność sięgała 95%.

Na rys. 12 przedstawiono w formie warstwic rozkłady ugięć płyty dla przypadków, w których szczerbina osiągała kolejno długości: 50 i 70mm. W obu przypadkach przyjmowano identyczną imperfekcję geometryczną, wyrażającą się usytuowaniem punktu A (rys. 2) poza płaszczyzną płyty w odległości 1mm.



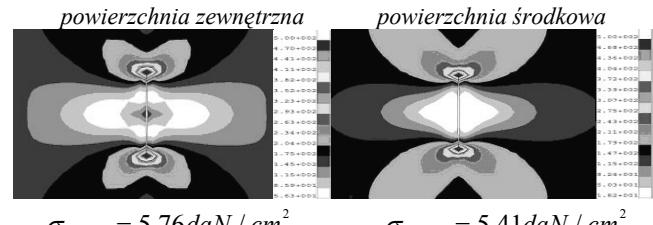
L=50 mm



L=70 mm

Rys. 12. Warstwice ugięć w sąsiedztwie szczerbiny w modelach o nieregularnej siatce

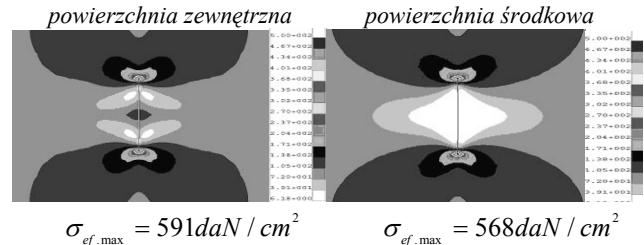
Na rysunkach:13,14,15 przedstawiono rozkłady wytężenia wg hipotezy H-M-H odpowiadające obliczonym deformacjom. Z porównania wyników można wnioskować, że różnice w maksymalnych wartościach naprężen zredukowanych w strefie frontu szczerbiny, w obu powierzchniach: środkowej i zewnętrznej, uwzględniającej giętny i błonowy stan naprężenia osiągają wyższe wartości w przypadku szczerbiny o długości mniejszej. W miarę przyrostu długości szczerbiny, strefa uplastycznienia staje się praktycznie jednorodna wzdłuż grubości płyty. W najbardziej zaawansowanej fazie deformacji zmalały również gradienty ugięć, co wskazuje na to, iż w miarę wzrostu długości szczerbiny dominującym staje się stan błonowy.



$$\sigma_{ef,max} = 5.76 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{ef,max} = 5.41 \text{ daN/cm}^2$$

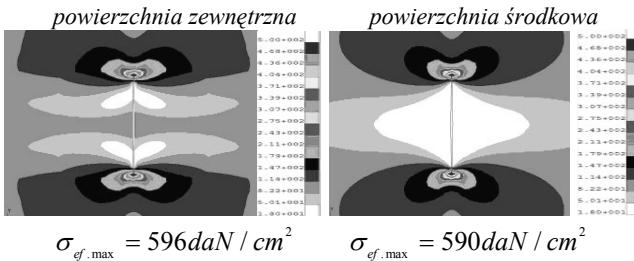
Rys. 13. Rozkład wytężenia wg hipotezy H-M-H. L=30mm model płyty o nieregularnej siatce z geometryczną imperfekcją



$$\sigma_{ef,max} = 591 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{ef,max} = 568 \text{ daN/cm}^2$$

Rys. 14. Rozkład wytężenia wg hipotezy H-M-H, L=50mm Model płyty o nieregularnej siatce z geometryczną imperfekcją



Rys. 15. Rozkład wytężenia wg hipotezy H-M-H, L=70mm
Model płyty o nieregularnej siatce z geometryczną imperfekcją

Dokonane badania i analizy pozwalają stwierdzić, iż określanie pola naprężeń w płaskiej konstrukcji z osłabieniem na podstawie nieliniowej analizy numerycznej uwarunkowane jest wprowadzaniem takiej imperfekcji, która zapewnia odwzorowanie geometrii obiektu w stanie pokrytycznym, pozostającym w możliwie najlepszej zgodności z wynikami eksperymentu.

3.3. Imperfekcja zadana obciążeniem normalnym do płaszczyzny płyty

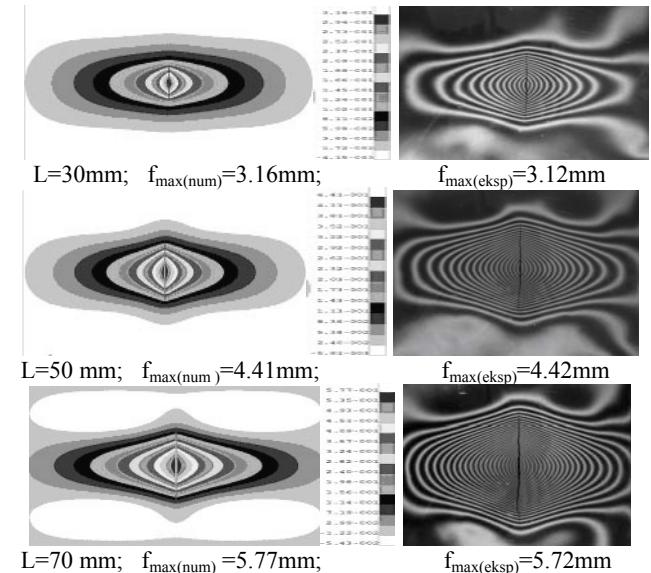
Jako alternatywną w stosunku do imperfekcji geometrycznej, rozważono koncepcję polegającą na wprowadzeniu dla idealnie płaskiej konstrukcji niewielkiego poprzecznego zaburzenia, nie pomijalnego w nieliniowej, statycznej analizie numerycznej. Najprostszy sposób realizacji tego rodzaju defektu polegał przykładaniu do płyty normalnej siły skupionej, zlokalizowanej w punkcie centralnym A, w połowie długości szczeliny. Jak wykazały wstępne analizy, sposób taki prowadził do znacznej rozbieżności wyników obliczeń w stosunku do wyników badań eksperymentalnych. Skuteczne natomiast okazało się zastosowanie ciągłego obciążenia poprzecznego o stałej intensywności wzdłuż obu krawędzi szczeliny, o wartości kilka rzędów mniejszej w stosunku do siły obciążającej płytę.

Sposób ten zastosowano w nieliniowych analizach identycznych modeli jakie rozpatrywano stosując imperfekcję geometryczną. Wartości obciążenia dobierano tak, by osiągalną była możliwie najlepsza zgodność pola ugięć płyty uzyskiwana w wyniku analizy numerycznej i eksperymentu. Jako kryterium zgodności przyjmowano maksymalne wartości ugięć oraz podobieństwo warstw, obrazujących stałe wartości poziomów ugięć. Najlepszą zbieżność wyników otrzymywano stosując metodę przyrostową siecznych, połączoną ze strategią korekcyjną kontroli długości łuku Riksa-Ramma lub kontroli hipersferycznej Crisfielda.

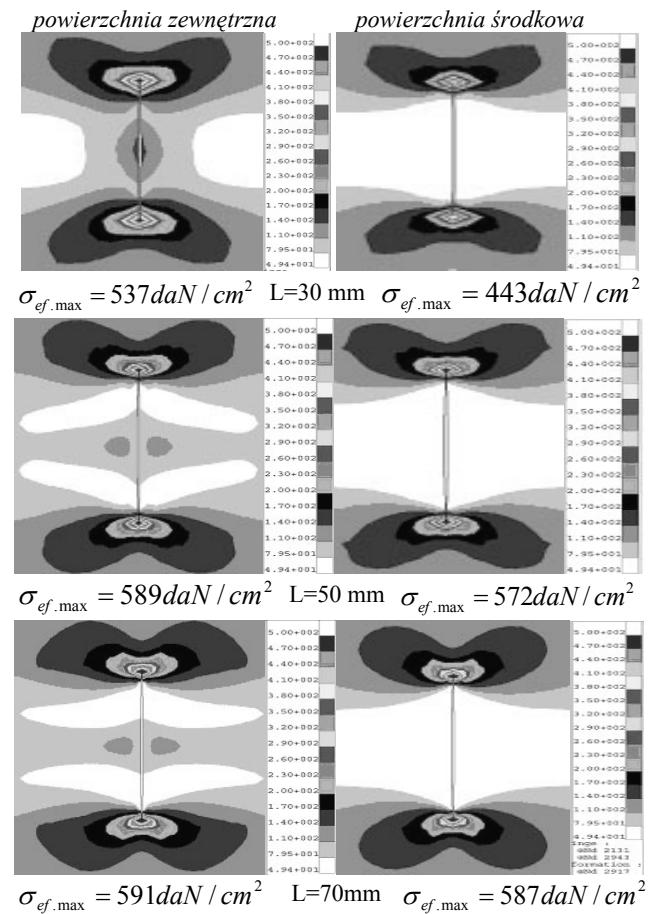
Rys. 16 przedstawia rozkłady ugięć w stanie zakrytycznym w badanej płycie dla trzech wartości długości szczeliny: 30mm, 50mm, 70mm, przy identycznym obciążeniu siłą rozciągającą o wartości 1500N. Zwraca uwagę niemal idealna zgodność maksymalnych wartości ugięć otrzymanych w wyniku analizy numerycznej – $f_{\max(\text{num})}$ oraz badań eksperymentalnych – $f_{\max(\text{eksp})}$.

Przedstawione na rysunku 16 wyniki dowodzą istnienia zadowalającego podobieństwa rozkładu warstw obrazujących stałe wartości ugięcia otrzymanych w wyni-

ku obliczeń numerycznych oraz badań eksperymentalnych. Stwarzają one podstawę wnioskowania, iż zgodnie z zasadą jednoznaczności rozwiązań, odpowiadające rozważanym stanom deformacji pola naprężen określone na podstawie analizy numerycznej pozostają w zgodności ze stanem zachodzącym w konstrukcji rzeczywistej.



Rys. 16. Porównanie rozkładu ugięć w stanie zakrytycznym
Modele z ciągłym obciążeniem normalnym.

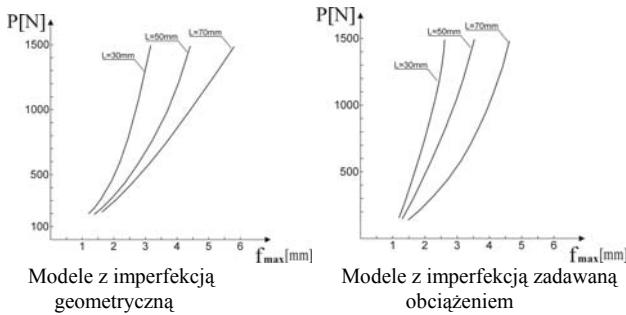


Rys. 17. Rozkład wytężenia wg hipotezy H-M-H w strefie frontu szczeliny. Modele z ciągłym obciążeniem normalnym w stanie neutralnym.

Rys. 17 prezentuje rozkłady wyteżenia wg hipotezy H-M-H w powierzchni środkowej oraz warstwie zewnętrznej, odpowiadające deformacjom przedstawionym na rys. 16. Rozkłady wyteżenia wykazują, iż w miarę wzrostu długości szczerby zanikają różnice w rozkładzie naprężen w płaszczyznach: środkowej i zewnętrznych.

Wobec dominacji stanu błonowego w warunkach zaawansowanych deformacji, obserwowane efekty optyczne można interpretować jako „czyste” izochromy, nie zakłócone stanem giętnym.

Na rys. 18 przedstawiono reprezentatywne ścieżki równowagi dla modeli numerycznych z imperfekcjami geometrycznymi oraz modeli z imperfekcją zadawaną wstępnym obciążeniem normalnym. Prezentują one zależności pomiędzy maksymalną wartością ugięcia (w połowie długości szczerby), a wypadkową siłą rozciągającą płytę. Przedstawione ścieżki równowagi dla obydwu form zadawanej imperfekcji wykazujące podobieństwo co do charakteru zjawiska, są zróżnicowane jeśli chodzi o stronę ilościową. Wyniki oparte na koncepcji zakładania imperfekcji geometrycznej prowadzą do zawyżonej sztywności płyty.



Rys. 18. Ścieżki równowagi obrazujące zależność obciążenia w funkcji maksymalnego ugięcia

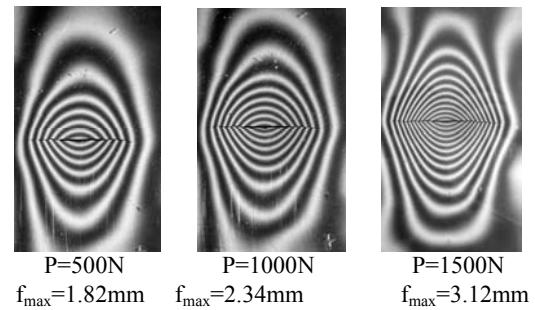
4. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone nieliniowe analizy numeryczne oraz badania doświadczalne nasuwają szereg konkluzji, które wydają się interesujące z poznawczego punktu widzenia.

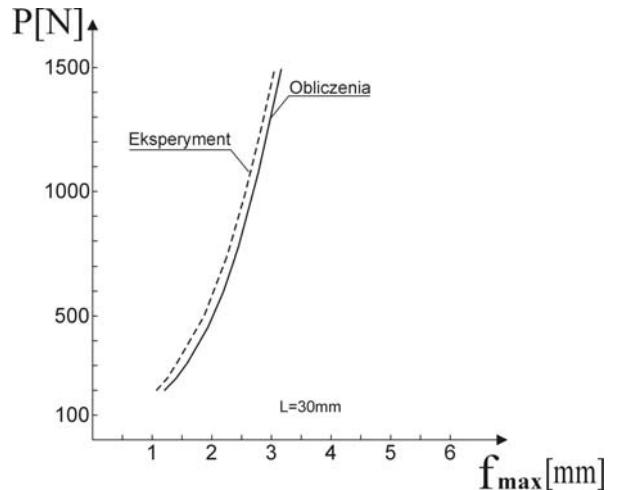
Jak wykazały badania doświadczalne, przechodzenie rozważanej konstrukcji w stan deformacji zakrytycznej następuje w sposób łagodny, wręcz trudny do zidentyfikowania obciążenia krytycznego, mimo stosowania metody pomiaru ugięć o dostatecznie dużej czułości w stosunku do rozważanego zadania.

Wyniki obliczeń oparte na koncepcji zakładania imperfekcji geometrycznej prowadzą do zawyżonej sztywności konstrukcji czego wyrazem jest nie zachowanie zgodności z eksperymentem w zadowalającym stopniu.

Istotnym elementem jest zgodność z eksperymentem ścieżki równowagi otrzymanej w wyniku obliczeń numerycznych przedstawionej na rysunku 20. Ścieżkę doświadczalną sporządzono na podstawie warstwic ugięć zarejestrowanych w trakcie badań szczerby o długości 30mm, przy trzech poziomach obciążenia: 500N, 1000N, 1500N. (Rys. 19).



Rys. 19. Warstwice poziomów ugięć dla stałej długości szczerby $L=30\text{mm}$



Rys. 20. Ścieżki równowagi dla szczerby o długości $L=30\text{mm}$

Przeprowadzona analiza pozwala wnioskować, iż zdecydowanie lepsze wyniki numerycznego odwzorowania efektu marszczenia płyt ze szczerbiną, zapewniające zgodność z rzeczywistą deformacją konstrukcji jest wprowadzanie w strefie osłabienia zaburzenia w formie normalnego

do płyty obciążenia ciągłego. Sposób ten wymaga jednakże doboru wartości obciążenia, co wiąże się z celowością, niekiedy koniecznością przeprowadzenia badań doświadczalnych obejmujących wyizolowany podzespoł rozległego ustroju nośnego.

Do przeprowadzania adekwatnego eksperymentu wysoko przydatnymi okazały się badania modelowe, stwarzające ponadto podstawę oceny zarówno opracowanego modelu numerycznego, jak i przyjmowanej procedury rozwiązywania zagadnienia nieliniowego.

Transpozycja wyników obliczeń na obiekty rzeczywiste, wykonane z innych materiałów, których charakterystykę fizyczną można przybliżyć modelem ciała idealnie sprężysto-plastycznego sprowadza się do zmiany stałych materiałowych wprowadzanych do programu obliczeń, bądź też wydaje się możliwa na podstawie podobieństwa modelowego.

LITERATURA:

1. **Aben H.** (1979), *Integrated photoelasticity*, McGraw-Hill Book Co., London.
2. **Brighenti R.** (2005), Buckling of cracked thin-plates under tension and compression, *Thin-Walled Structures*, 43, 209-224.
3. **Brighenti R.** (2005), Numerical buckling analysis of compressed or tensioned cracked thin plater, *Engng. Struct.*, 27, 265-276.
4. **Crisfield M.A.** (1997), *Non-linear finite element analysis of solid and structures*, J.Wiley & Sons, New York.
5. **Dyshel M.S.** (2002), Stability and fracture of plates with a central and an edge crack under tension, *Int. Appl. Mech.*, 38, 472-476.
6. **Felippa C.A.** (1976), *Procedures for computer analysis of large nonlinear structural system in large engineering systems* ed. by A. Wexler, Pergamon Press, London.
7. **Felippa C.A., Crivelli L.A., Haugen B.** (1994), A survey of the core-congruent formulation for nonlinear finite element, *Arch. of Comput. Meth. in Engng. I*.
8. **Kopecki T. Dębski H.** (2007), Buckling and post-buckling study of open section cylindrical shells subjected to constrained torsion, *Arch. of Mech. Engng.*, Vol. LIV, 4.
9. **Kopecki T. Zacharzewski J.** (2006), Fatigue life and stress state analysis of cracked thin-walled plate under cycles axial tension, *Maintenance and Reliability*, 3 (31), 19-26, Warsaw.
10. **Laermann K. H.** (1982) The principle of integrated photoelasticity applied to experimental analysis of plates with nonlinear deformations, Proc. 7th Intern. Conf. on Experim. Stress Analysis, Haifa.
11. **Markström K., Storäkers B.** (1980), Buckling of cracked members under tension, *Int. J. Solid & Struct.*, 16; 217-229.
12. **Patorski K., Kujawińska M.** (1993), *Handbook of the moiré fringe technique*, Elsevier, Amsterdam-London-New York-Tokyo.
13. **Rakowski G., Kacprzyk Z.** (1993), *Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa.
14. **Ramm E.** (1982), *The Riks/Wempner approach – An extension of the displacement control method in nonlinear analysis*, Pineridge Press, Swensea.
15. **Riks E., Rankin C.C., Brogan F.A.** (1992), The buckling behavior of a central crack in a plate under tension, *Engng. Fract. Mech.*, 43, 529-547.
16. **Shaw D., Huang Y.H.** (1990), Buckling behavior of a central cracked thin plate under tension, *Engng. Fract. Mech.* 35, 1019-1027.
17. **Sih G.C., Lee Y.D.** (1986), Tensile and compressive buckling of plates weakened by cracks, *Teor. Appl. Fract. Mech.* 6, 129-138.
18. Theory and user information. MSC Marc 2006.

NUMERICAL-EXPERIMENTAL ANALYSIS OF POST-CRITICAL DEFORMATION STATES OF TENSIONED PLATE WEAKENED BY THE CRACK

Paper presents the methodology of determining of the stress distribution in post-critical state of deformation of the rectangular plate weakened with the crack subjected to tension. The problem was formulated as physically and geometrically non-linear. Using finite elements method the numerical analyses were performed. While solving the nonlinear issue, the progressive change of geometry of the structure in the successive incremental steps were compared with results of an experimental studies, performed simultaneously. In order to reproduce the crack coming into existence in the real conditions, the tested plate was subjected to pulsating tension loading, increasing the length of the crack. During application of the static load, after exceeding the critical force value, in the weakened zone appeared the displacement in the normal direction to the surface of the plate, determined as the wrinkling. This kind of deformation is a cause of both membrane and bending stress state in the structure. In order to determine the influence of the extent of weakness to the stress magnitude and its distribution in the plate, the numerical analyses were performed for three selected cases of the weakness state, presented by three different lengths of the crack. Applying shadow moiré method for these cases, applying the same value of the load: $P=1500$ N, the deflection distributions were registered. Obtained results made the base of the assessment of the reliability of the effects of nonlinear numerical analysis, conditioned by the presence of imperfections of the plate in the neutral state. Two kinds of the imperfection were considered: geometric - based on the assumption of the preliminary deflection of the plate in the zone of weakness and second one, in the form of load perturbation, normal to the middle surface of the plate.

In the conclusion, one focused a special attention to the legitimacy of the concept of the problem formulating and to the choice of the solution strategy in the non-linear formulation, with the simultaneous experimental verification of the results.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE RECONFIGURABLE MULTIMODULAR MECHATRONIC SYSTEM FOR INSIDE WORK

Elena KOTOVA^{*}, Alexandr KOROTYN SKY^{*}, Victor KIRICHENKO^{*}, Valentin ZHAROV^{*}

^{*}The state scientific centre of Russia, "Central R&D Institute of Robotics and Technical cybernetics",
21 Tikhoretsky pr., St. Petersburg, 194064, Russia

kotova@rtc.ru, korotynsky@rtc.ru, mm001@rtc.ru, VZharov@rtc.ru

Abstract: The urgency of the multimodularity concept in a modern robotics is connected to increase of requirements to the created mobile technical systems intended for performance of the broad variety of tasks, including problems of development of space, safety of ability to live and counteraction to terrorism. The modular approach is considered to be the most perspective. There are considered functionalities of multimodular system of wheel type and given characteristics of working breadboard models of modules. The purposes are formulated and results of experimental researches are given.

1. INTRODUCTION

Inspection and work in remote and potentially dangerous zones with use of robotic systems is connected with a wide spectrum of problems intended to increase of their functionalities. Quite often there are situations when during performance of tasks in view (monitoring, rendering help to the victim, execution of technological operations etc.) the robot should on the one hand penetrate through narrow apertures, and on another to overcome the obstacles essentially exceeding the sizes of these apertures.

Execution of such operations by one technical system having one-piece structure, generally, is impossible. One of perspective ways of the decision of this problem, recognized in the world, is connected to development of reconfigurable multimodular mechatronic systems.

Reconfigurable multimodular mechatronic systems are technical systems of new type with the variative properties, allowing to solve the wide diversity of tasks, including ones, inaccessible to the specialized process equipment, and also for traditional robotic systems (Yim and Shen, 2007). Such systems consist of separate multipurpose modules (sets of modules), capable to move and create various units, that can adaptively vary functionalities of system as a whole depending on solved problems and conditions of an environment. A field of application of reconfigurable multimodular mechatronic systems is practically limitless as it represents open system which opportunities can extend, by escalating both quantity of modules, and their constructive realizations. Design of the multipurpose modules forming the system, their mass and dimension characteristics, sensory, information, managing and power maintenance are determined by a kind of basing, target problems, and also existing materials, technologies and element base.

For last two decades the area of a modular robotics has promoted from systems of the proof of the concept up to concrete development and a physical realization. Works

on creation of multimodular systems are actively conducted by the largest scientific centres of USA, Japan, Germany, France and other countries. The majority of them has laboratory examination character. Modules, as a rule, are completely unified.

One of the most completed and advanced projects of the modular robot is M-TRAN «self-reconfigurable modular system» (Modular TRANsformer) (Fig. 1), developed by the Japanese National institute of advanced industrial sciences and technologies (AIST) (Butler et al., 2002). M-TRAN is the modular robot, capable to change the form without intervention of the person. The M-TRAN modules are joined by means of constant magnets and separated by heating a spiral made of alloy keeping in memory the shape (SMA) which releases the effort working in a direction, opposite to an attraction of magnets. Each M-TRAN module has two motors which give to it 2 degrees of freedom. There have been carried out successful natural experiments on three-dimensional reconfiguration of this system (Kamimura, 2001).

In Dartmuth college (USA), there have been developed two robotic systems: Crystalline and The Molecule Robot (Fig. 2). Crystalline is the robot consisting of modules of two types, named "atoms". Each of them has the square shape and is equipped with the engine, the microprocessor and the infra-red gauge (Fitch and Rus, 2003). According to the plan of the creators, Crystalline is developed as the polymorphic robot. It is capable to make of the decision on change of the form depending on circumstances independently.

The Molecule Robot has the structural elements named "molecules". At the first stages of development there were "invented" single-type modules incorporating among themselves with the help of electromagnets. Further, use of pair "female" and "male" modules with opportunities of mechanical connection was offered. The Molecule Robot has two-level control: low-level assembler processor code of "molecules", and high-level programs of an external

workstation. Completely all system is accessible while only as virtual emulation.

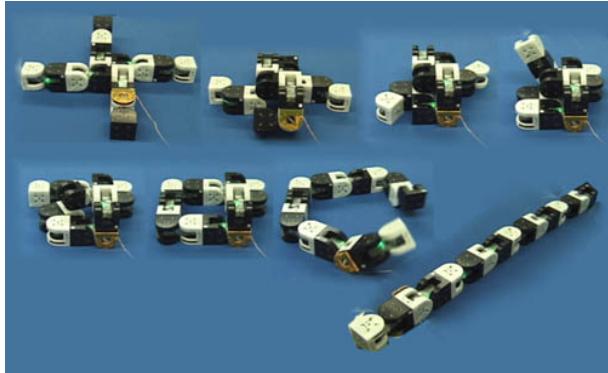
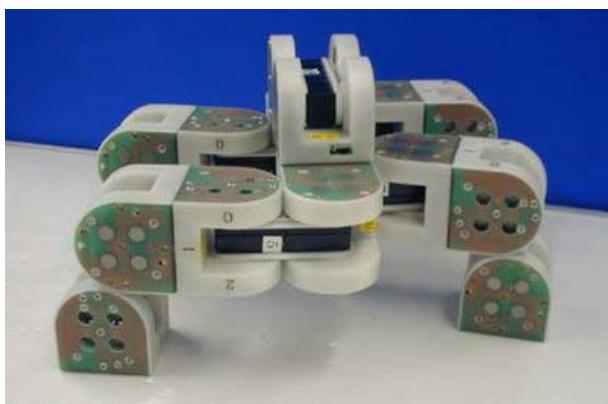


Fig. 1. M-TRAN robot (Japan)

Similar development are carried out by the European community, as well (the Swarm-bots project, which is carried out within the framework of the Future and Emerging Technologies program), at the Southern Denmark University it is realized the ATRON Self-Reconfigurable Robots project (Ostergaard and Lund, 2004).

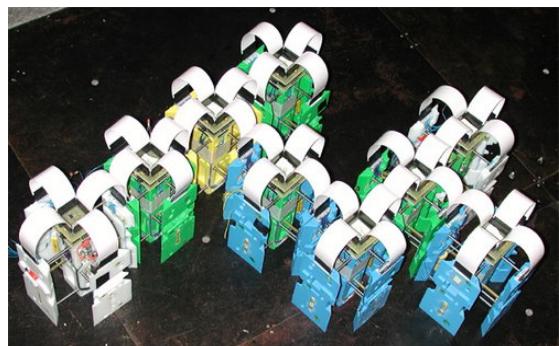
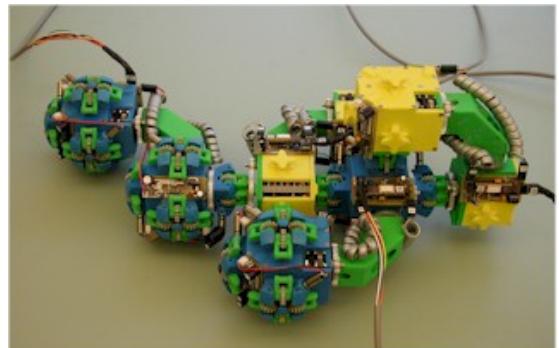


Fig. 2. The Crystalline and The Molecule Robot systems (USA)

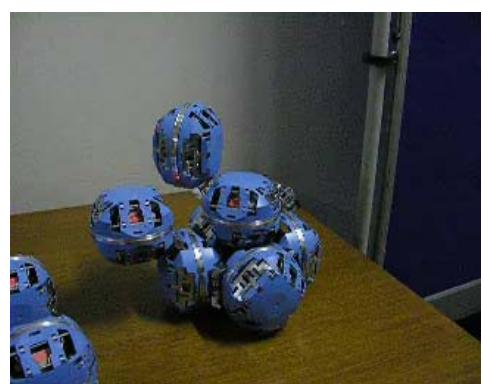


Fig. 3. The ATRON self-reconfigurable (Denmark)

The Danish scientists from the Mayersk institute have designed the prototype of the multimodular robot, capable to change the form, to go, to rolled and even to creep as a snake.

Modules of the ATRON robot represent spheres with an equatorial revolution. Each module can be connected with several ones due to the help of special devices of interface (Fig. 3).

2. RECONFIGURABLE MULTIMODULAR MECHATRONIC SYSTEM FOR WORK INSIDE BUILDINGS AND CONSTRUCTIONS.

At the CR&DI of RTC (Saint-Petersburg, Russia) there has been created a breadboard model of the reconfigurable multimodular mechatronic system on the basis of the multi-purpose wheel module (Fig. 4) (Burdakov et al., 2007; Korotynskiy, 2007).

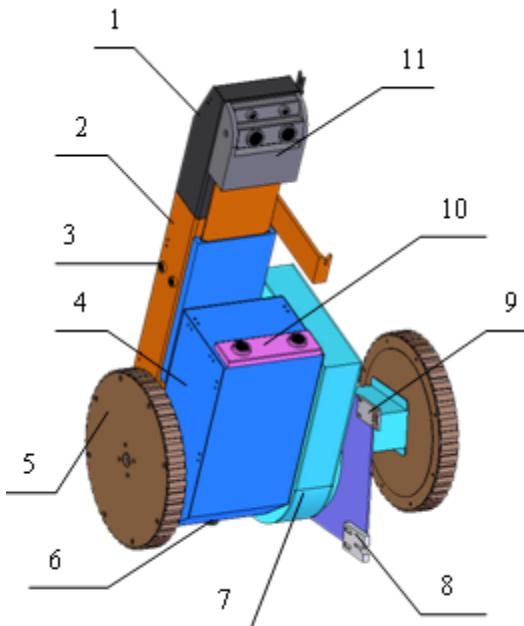


Fig. 4. The layout circuit of the multipurpose wheel module (1 – transportation bay for special equipment; 2 – the put forward block with the servomotor and telecommunication and navigation systems; 3 – range finders of the lateral review; 4 – block of a control system and energy supply; 5 – servomotor - wheel; 6 – television camera of the back review; 7 – servomotor - hinge; 8 – device of mechanical, information and power joining of modules; 9 – system of prompting for automatic joining of modules; 10 – block of scanning range finders; 11 – block of scanning range finders and binocular television cameras of system of computer vision (SCV).)

In the course of development of technical shape of the full-function module and multimodular mechatronic system

as a whole as the major factors influencing design features were accepted the following:

- simplicity of design at the maximal functionality of its elements;
- manufacturability of separate components, the single module, and multimodular mechatronic systems as a whole;
- use of mainly well worked-out constructive units alongside with originality of a design as a whole;
- locomotion, power and information autonomy of modules with an opportunity of the organization of the appropriate distributed subsystems at their aggregating in uniform system;
- optimization of a design of the module in view of its functioning as a part of the multimodular mechatronic systems;
- simplicity of operation of connection (separation) of modules;
- essential increase of functionality of the multimodular mechatronic system in comparison with the separate module.

During the research works computer modelling the basic processes of functioning of modules and reconfigurable multimodular mechatronic system as a whole has been carried out. It has allowed to specify its technical shape and basic circuit decisions, to estimate functionalities of system, and also to determine requirements to sensory and power maintenance.

In multimodular system, at presence of the hinge and a put forward element at each module, all design can carry out various types of locomotion - wheel, caterpillar, worm, wave, that gives it essential advantages at moving on a cross-country terrain. We shall result some examples of functionalities of the examined system.

Overcoming of a high ledge. This obstacle exceeding the size of one or even of several modules. In this case some first modules form rigid connections, becoming for a while a certain similarity of a core. The staying modules push such "core" before themselves, and wheels of the first module, resting against an obstacle, slide on it and thus rise up to the top point. Then the top parts help "to drag" the bottom ones behind themselves.

Here (Fig. 5) and further we shall designate 1 – flexible connection, 2 – rigid connection.

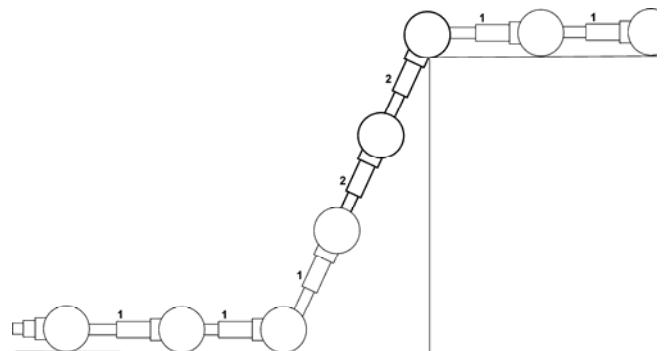


Fig. 5. Overcoming of a high ledge

Overcoming of break in a basic surface. It can be carried out with use of rigid connection (Fig. 6).

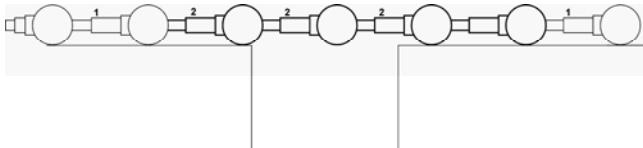


Fig. 6. Overcoming of break in a basic surface

In this case the head part of reconfigurable multimodular mechatronic system due to rigid connections forms «the hinged bridge». Overcoming a hole and getting over on the opposite side, head parts drag the tail ones behind themselves. Thus at the moment of pass above "precipice" the connection of parts become rigid, that provides effective overcoming of an obstacle.

Overcoming of the combined obstacle. Varying rigid and flexible connection of parts, and also various locomotion types it is possible to overcome the combined obstacles, for example, an aperture in a wall, taking place on the big height from a floor (Fig. 7).

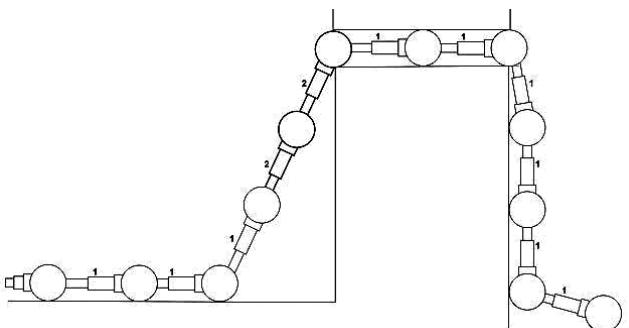


Fig. 7. Overcoming of the combined obstacle

Movement along the narrow tunnel with the help of wheel and put forward blocks can be realized using the "worm" principle of moving.

Overcoming of a surface with insufficient coupling. At movement on sandy, swampy surfaces etc. it is possible to use connection of modules in the closed circuit, thus the bottom line of modules forms an original spreading surface, and the top line moves on the bottom one. For realization of such configuration first and last modules are tightened by means of telescopic manipulators to the neighbours (and the first one tightens itself, and the last one is tightened to itself with the penultimate module). Then by means of running engines they "run" to the neighbours and further, moving «on heads of colleagues» close a circuit (Fig. 8).

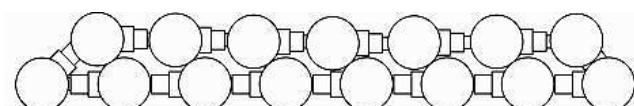


Fig. 8. MMS as a closed circuit

Overcoming of a ledge with negative gradient (Fig. 9).

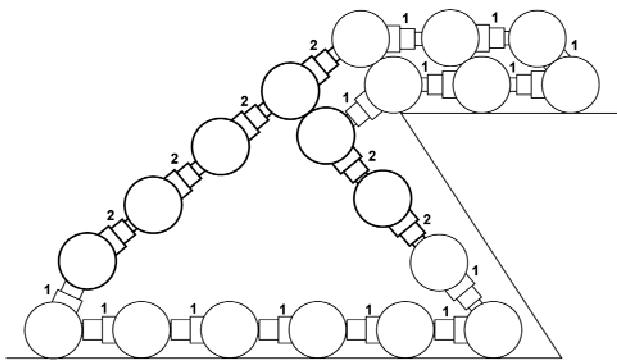


Fig. 9. Overcoming of a ledge with negative gradient

Thus, in the aggregated condition the multimodular system has got essentially larger functionalities in comparison with the separate module and, due to property of reconfiguration, has the certain advantages in comparison to traditional robotic systems.

3. MAIN PERFORMANCE ATTRIBUTES

For realization of experimental researches it was created three modules of reconfigurable multimodular mechatronic system.

Each module contains two motors-wheels, the motor-hinge and the moving forward carriage. These devices are constructed on the basis of micromotors of a direct current by capacity 2,5 Wt manufactured by the "Maxon Motor" Swiss firm, planetary reducers and special tooth gearings. Besides there are two mechanisms, one of which fixes the motor-hinge, and another one of leads up and fixes devices of joining with adjacent modules. These mechanisms are executed on the basis of servo-drivers with the target moment 0,3 m of manufacture of the «HITEC RCD, INC» (Korea).

Management of drives of the module is remote and carried out using digital radiochannels with the help of the complete set of the equipment such as «ECLIPSE 7», including portable terminal of the operator, the onboard receiver and regulators of rate.

Modules of the reconfigurable multimodular mechatronic systems have the following basic characteristics:

- diameter of wheels: 110 mm;
- base between axes of a cumulative link of a circuit of modules, minimal: 160 mm, maximal at the put forward carriage: 330 mm;
- width of the module: 250 mm;
- clearance of a running part: 10 mm;
- speed: moving on a horizontal surface: 25 mm/sec, turn of the carriage: 2 mm/sec, turn of the motor-hinge: 0,1 rad/sec;
- weight of the module: 3.5 kg;
- rated carrying ability on a lever of 160 mm: 70 H;
- rated duration of independent work without additional charge of accumulators up to 1 hour.

4. RESULTS OF EXPERIMENTAL RESEARCHES

Experiment 1. Research of functionalities of the module.

The purpose of experiment:

- check of serviceability of all units;
- an estimation of controllability the module;
- check of movement of the module on the given trajectory;
- check of movement of the module on surfaces with various properties at various speed;

During experiment serviceability of all units of the module was checked up. It was established, that:

- at full speed of mobile elements there do not occur jammings of parts of the mechanism;
- drives and control system provide smooth and convenient management of the module (in experiment the module moved on a zigzag trajectory, thus the minimal radius of turn of the module was equal to distance between its wheels);
- at the beginning of movement of the module on a smooth surface with the maximal speed it is observed insignificant slipping motion of wheels;
- at movement on corrugated surfaces and surfaces with the big factor of friction wheels of the module have significant and steady cohesion with a surface.

In figure 10 there is shown the photo of the modules moving on a smooth surface.



Fig. 10. Modules moving on a smooth surface

Experiment 2. Joining of modules.

Joining of modules is one of the most difficult stages of work of multimodular system. It should be made with the certain accuracy of positioning of the coupling modules. In a breadboard model undocking is carried out manually.

The purpose of experiment: check of docking functions of the module.

During experiment 2 modules were joined. It is established, that:

- at the visual control of operators of modules their joining does not represent difficulties if the operator possesses some experience;
 - joining of modules was carried out quickly and reliably.
- In figure 11 the photo of the docking mechanism (interface) of two modules is submitted.



Fig. 11. Docking mechanism

Experiment 3. Management of movement of the linked modules.

The purpose of experiment: check of movement of the linked modules.

During experiment there was tested the maneuvering two linked modules. It is established, that:

- turns of the connected modules occur similarly to turn of caterpillar engineering (due to a different direction of rotation of wheels on the different sides);
- movement of the linked modules was stable, without slipping;
- spontaneous undocking of modules it was not observed
- rotation of wheels of modules took place at satisfactory synchronism.

The photo of movement of two linked modules is submitted in Fig. 12.



Fig. 12. Movement of two linked modules

Experiment 4. Overpassing of break in a basic surface.

The purpose of experiment: check of movement of the module through break in the basic surface, exceeding diameter of wheels.

During experiment it is established, that:

- overcoming of break in the basic surface, exceeding diameter of wheels, by one module is impossible;
- three linked modules can stably pass the break in the basic surface, exceeding diameter of wheels, thus the head module, overcoming break and getting over on the opposite side of the break, due to steady cohesion with a surface pulls behind itself the tail 2 modules;
- at the moment of overcoming break the connection of parts become rigid, forming «the hinged bridge» that provides effective overpassing an obstacle.

In Fig. 13 fragments of movement of the modules overpassing break in a basic surface are submitted.

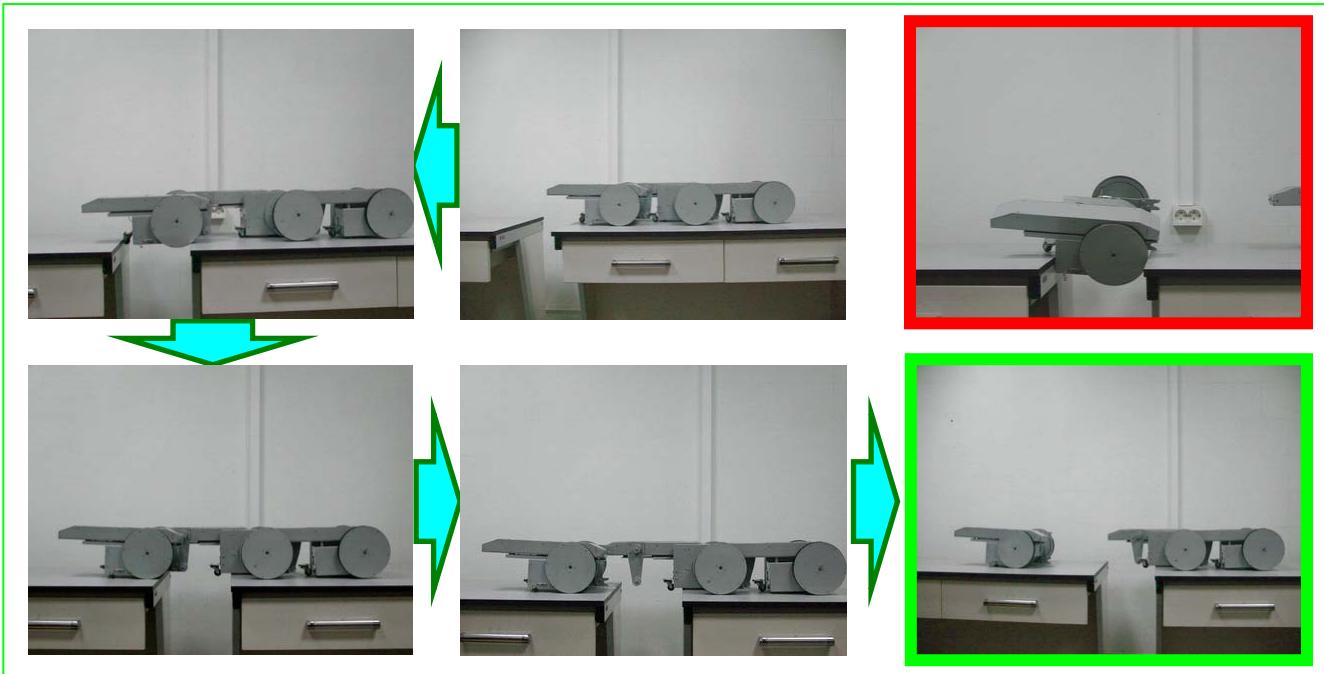


Fig. 13. Overpassing of break in a basic surface

Experiment 5. Overpassing of a ledge.

The purpose of experiment: check of overpassing by the module of the ledge exceeding radius of wheels.

During experiment it is established, that:

- overpassing of the ledge, exceeding radius of wheels, by one module is impossible;
- overpassing of a ledge by 3 linked modules is achieved, at that the head module was lifted up by the middle one;

- there was achieved the reliable movement of modules in coupling, and also throwing of the head module on a ledge with the subsequent undocking.

In Fig. 14 fragments of movement of the modules overpassing a ledge are submitted.



Fig. 14. Overpassing of a ledge

At experimental researches of the module there were achieved the following characteristics for speed of movement on a horizontal surface and sensitivity of moving:

- the maximal speeds of movement on a horizontal surface about 0,4 m/sec, speed of moving forward of the carriage - 2 mm/sec, angular speed of turn of the hinge - 0,1Rad/sec;
- steady movement of the module at downturn of speed up to 0,06 m/sec;
- sensitivity of management of position (the minimal controllable shift from a motionless condition) has made 0,005 - 0,01 m.
- time of joining of modules about 5-10 sec;

Prototyping and results of experimental researches have confirmed the basic accepted technical decisions.

5. SUMMARY

During experimental researches the declared requirements to developed system were confirmed. Docking units permit an opportunity of automatic assembly of modules into units.

Experimental researches have allowed to specify requirements to multimodular system and to determine ways of its further enhancement.

REFERENCES

1. **Burdakov S. F., Kirichenko V. V., Korotynskiy A. V., Timofeyev A. N.** (2007), Reconfigurable multimodular systems as a way to fractal mechatronic systems, *Materials of International Scientific and Technical Conference "Mechatronics, Automation, Management - 2007"*, Taganrog, 180-188.
2. **Burdakov S. F., Korotynskiy A. V., Timofeyev A. N.** (2007), Management of movement of group of mobile robots at uncertainty of an external environment, *Materials of XI All-Russia conference on problems of a science and the higher school "Basic researches and innovations at technical universities"*, 211-212.
3. **Butler, Z., Murata, S., Rus, D.** (2002), Distributed replication algorithms for self-reconfiguring modular robots, *Proceedings, Distributed Autonomous Robotic Systems 5 (DARS'02)*, Fukuoka, Japan, 37–48.
4. **Fitch R., Rus D.L.** (2003), Self-reconfiguring robots in the USA, *Japanese Robot. Soc. J.*, Vol. 21, No. 8, 4–10.
5. **Kamimura, Murata S., Yoshida E, Kurokawa H., Tomita K., Kokaji S.** (2001), Self-Reconfigurable Modular Robot – Experiments on Reconfiguration and Locomotion, *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 606-612.
6. **Korotynskiy A.** (2007), Task-directed synthesis of reconfigurable multimodular systems, functioning in environment with non-uniformly scaled topology, *KIS 2007, The 15th ISTC/Korea Workshop Future Intelligence & Material Technologies*, 37-44.
7. **Ostergaard E. H., Lund H. H.** (2004), Distributed cluster walk for the ATRON self-reconfigurable robot, *Proceedings of the The 8th Conference on Intelligent Autonomous Systems (IAS-8)*, 291–298..
8. **Yim M., Shen W-M.** (2007), Behnam Salemi Eds. Modular Self-Reconfigurable Robot. Challenges and Opportunities for the Future Systems, *IEEE Robotics and Automation Magasine*, 2-11.
9. <http://pespmc1.vub.ac.be/Papers/Superorganism.pdf>
10. <http://unit.aist.go.jp/is/dsysd>
11. <http://www.newscientist.com/article.ns?id=dn6683>

ON THE RELATIONSHIP BETWEEN OPTICAL AND STRUCTURAL PROPERTIES OF POLYMER FILMS MODIFIED BY CARBON MICRO AND NANOPARTICLES

Tamara KOVALEVSKAYA^{*}, Mikhail IHNATOUSKI^{*}, Anatoly SVIRIDENOK^{*}, Sergey ZHDANOK^{},**
Andrey KRAUKLIS^{}, Vladimir VOINA^{***}, Andrey STEPUR^{***}**

^{*}Research Center of Resource Saving Problems of National Academy of Sciences of Belarus, Tizenhauza sq., 7, Grodno, 230023 Republic of Belarus, Tel.: +375-152-720100, +375-152-738185

^{**}A.V.Lykov Institute of Heat and Mass Transfer of National Academy of Sciences of Belarus,
P. Brovkà Str., 15, Minsk, BY-220072, Republic of Belarus

^{***}Yanka Kupala Grodno State University, Ozeshko str., 22, 230023 Grodno, Republic of Belarus

^{****}Institute Of Pharmacology and Biochemistry of National Academy of Sciences of Belarus,
Grodno Branch: 50 Leninskaga Kamsamola Boulevard, Grodno BY-230017, Republic of Belarus

mii_by@mail.ru, office@itmo.by, krauklis@itmo.by, biophys@biochem.unibel.by

Abstract: The studies were concentrated on investigations of optical and structural characteristics of polymeric films filled by carbon micro and nanoparticles. Light transmission in the region of visible spectra of the films based on gelatin and polyvinyl alcohol was found to be almost independent of the wavelength. Carbon particles appeared to have no intrinsic absorption bands within the UV region. In the case of aggregation, nanotubes start to form clusters with an optical fractal structure, while the films display spatial fluctuations in transparency accompanied by deviations from the Bourguer-Lambert-Beer law. In contrast to nanoparticles, microparticles reduce the roentgen level of crystallinity of the films.

1. INTRODUCTION

Organic polymers and composite materials on their base have found extensive application in optical industry nowadays (lens, filter, screen, waveguide, car glass, etc.). Still new vistas have appeared lately thanks to the development and application of carbon nanoparticles in the composition of optical materials. Fine size, great specific surface and opacity of carbon nanoparticles in the UV and visible spectrum impart specific optical properties to nanocomposites (Du et al., 2006; Ajayan et al., 2003; Harris, 2003; Pool-jr and Owens, 2006; Kovalevskaya et al., 2006, 2007). It should be noted that the dependence of spectral characteristics on the type of nanoparticles (dimensions, shape, production process, surface treatment), as well as composition, structure of the polymeric matrix and technological procedures used have been scarcely examined as yet.

The aim of the present work was to study optical and structural peculiarities of polymeric films filled by carbon micro and nanoparticles with a modified atomic lattice structure.

2. MATERIALS AND RESEARCH METHODS

Microsized graphite particles (Gr) and ultradispersed nanomaterials (UNT) were employed to modify the polymer. The powder of UNT1 contained up to 30 mass% of multiwalled nanotubes and UNT2 - more than 60 mass%.

The composite films based on polyvinyl alcohol (PVA) and gelatin (Ge) were obtained by pouring aqua dispersion of a mixture of the polymeric powder and carbon fillers

onto the surface of monocrystalline silicon (Si) or glass wafers. The films of 30-50 μm thickness were produced by pouring on Si and 60-140 μm thick – on glass. The films based on polyamide 6 (PA) were manufactured by molding composite granules under a glass transition temperature. The characteristics of the samples are presented in Table 1.

The transmission spectra $T(\lambda)$ and the optical density spectra $D(\lambda)$ in the UV and visible wavelength range λ were recorded using spectrophotometers Specord-M40 and Specord-M500. X-ray patterns were obtained using a diffractometer DRON-2,0 with radiation CuK_α filtered to $\lambda = 0.1542$. The microimages of the films in the transmitted light were obtained by an optical microscope Micro-200T equipped with a digital video camera.

Tab. 1. Composite films, their composition and substrate used at preparation

| Sample No. | Matrix | Filler | Substrate |
|------------|--------|----------|-----------|
| f1 | PVA | — | glass |
| f2 | Ge | — | Si |
| f3 | Ge | Graphite | Si |
| f4 | PVA | Graphite | glass |
| f5 | PVA | Graphite | Si |
| f6 | PVA | UNT2 | glass |
| f7 | PVA | UNT1 | glass |
| f8 | PA | — | Al |
| f9 | PA | UNT2 | Al |

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1. Optical properties of the films

Most typical transmission spectra for unfilled films are illustrated in Fig. 1a. It is evident that PA films are less transparent and do not contain any weak absorption bands on the background of a gradual transmission (T) growth with increasing wavelength (λ). It has been proved earlier (Kovalevskaya et al., 2006) that a strong light weakening in these films in the 200÷400 nm region is attributed to Rayleigh's scattering. We have also observed domination of Rayleigh's scattering in the UV spectra of PVA and Ge films whose value is proportional to λ^{-4} , which is known to be characteristic of the optically inhomogeneous media with density fluctuations and fine foreign particle inclusions. Light scattering in the polymers may also take place on the residual stresses (Kawasaki and Kuwana, 2000), which are most likely to occur in PA-based films manufactured by hot molding. This is, probably, the reason, why the scattering takes place in them at a higher λ than in PVA and Ge.

near UV region may be generated by electron transitions. The molecules of Ge correspond in fact to fibrillar protein containing peptide groups $>\text{NH}\cdots\text{O}=\text{C}<$ with a hydrogen binding. These groups feature electron transitions of the type $n-\pi^*$ absorbing at $\lambda > 200$ nm. The absence of such bands in PA spectra whose molecules also contain $>\text{NH}\cdots\text{O}=\text{C}<$ groups may be due to a very low intensity of the transition that depends upon the structure and composition of the molecule and its environment.

As for the PVA films, the appearance of the absorption band in the UV region can be explained by rupture of hydrogen bonds (Cang, 1980).

The attainment of a more homogeneous transmittance of PVA and Ge films in contrast to PA in the region 350÷800 nm is of great practical importance (neutral filters). The introduction of low concentrations of carbon fillers (≤ 1 mass%) does not practically reduce the uniformity ratio (Fig. 1b), whereas the transmittance may be varied within the needed limits by changing concentration of the particles and film thickness.

We have found out earlier (Kovalevskaya et al., 2006) that with particle concentration $C \geq 0.1$ mass% in the PA + UNT2 films the dependence of the light attenuation factor on the particle concentration ceases to be linear and the Bourger-Lambert-Beer law is no longer observed. The violation of this law is caused in this case by integration of solid particles in the films into a 3D fractal cluster (Smirnov, 1986). The transparency of the films can be determined when recording spectrum $T(\lambda)$ by this fractal projection onto the plane.

UNT2 particles look like cylindrical tubes of R radius and l length. They are arranged at random angles so that the mean area of the tube projection on the plane is $S_f = 0.5\pi R l$. The fractal cluster starts growing with increasing amount of the particles. To describe the fractal structure, we take the cluster-cluster model of growth as most appropriate in our case, since the miniclusters are initially formed, which further merge with each other. The mean particle density in this cluster ρ falls with stretching from the center following the law (Smirnov, 1986):

$$\rho(r) = \text{const} / r^\alpha, \quad (1)$$

where r – distance from the center ($R_f \gg r \gg R$; R_f – cluster dimensions), $\alpha = d_n - d_f$; d_n – dimensionality of space (1, 2, 3), d_f – fractal dimension ($\alpha \approx 1.5$ in our case).

According to Bourger's law, the intensity of light having passed in direction z through the film is proportional to $\exp(-e \cdot u)$, where e – light attenuation ratio, u – optical thickness of the cluster in a given direction z (Smirnov, 1986):

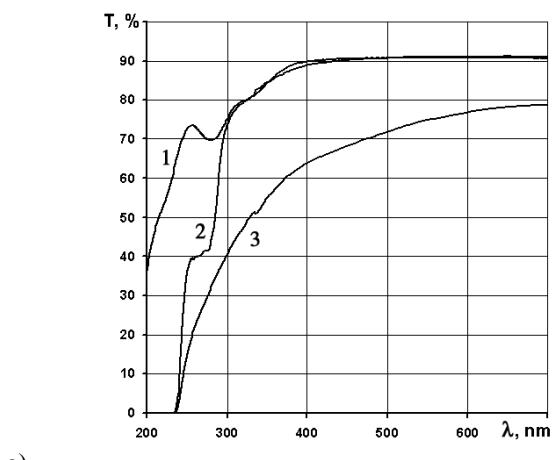
$$u = \int_{+\infty}^{\infty} \frac{dS_f}{dV_f} dz = \int_{+\infty}^{\infty} \frac{\pi}{2} a \frac{dL_f}{dV_f} dz, \quad (2)$$

where dL_f – total length of nanotubes in element dV_f .

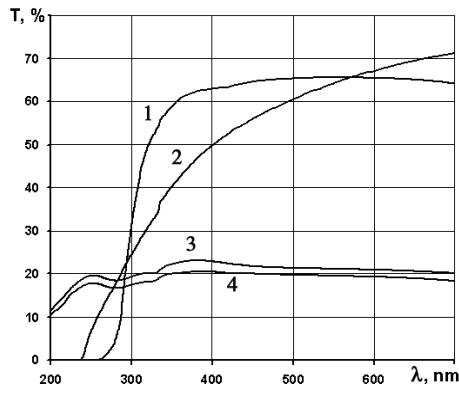
We may write for the mass of nanotubes in element dV_f :

$$dM_f = \rho dV_f = \rho_{nt} \pi \alpha^2 dL_f, \quad (3)$$

where ρ – mean density of the composite film in element dV_f , ρ_{nt} – mean density of UNT material.



a)



b)

Fig. 1. Transmission spectra: a) of unfilled films: 1 – PVA (f1); 2 – Ge (f2); 3- PA (f8); b) of films filled by: 1 - Ge + Gr (f3); 2 – PA + 0.1% UNT2 (f6); 3 – PVA + UNT1 (f7); 4 – PVA + UNT2 (f9)

The weak absorption bands observed in the spectra may have different origin. The resonance light absorption in the

Let us denote the distance from the cluster center to the beam line ($b \ll R$) as b . Hence, with account of directions 1, 2, 3, we may write

$$u = b\rho(b) \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{\rho(z)dz}{2a\rho_{nm}}. \quad (4)$$

In the case of low concentration of the nanotubes and small thickness of the films, it seems expedient to consider the integral within the limits ($\pm r$):

$$\begin{aligned} u &\approx \frac{b\rho(b)}{2a\rho_{nm}} \int_{-r}^{+r} z^{-1.5} dz \approx \frac{b\rho(b)}{a\rho_{nm}} \left(-\frac{z^{-0.5}}{0.5} \Big|_0^r \right) \approx \\ &\approx \frac{b}{a} \rho(b) \left(-\frac{1}{\sqrt{r}} + 1 \right). \end{aligned} \quad (5)$$

As far as $r \gg a$, then we shall obtain that $u \approx 1$ at $a = 1$, $r = 100$, $b = a$, $\rho_{nt} \approx 1$.

With increasing b the value of u will diminish, while the cluster transparency will increase. As the concentration of nanotubes increases the number of original nanoclusters grows, so in the absence of their center ordering, the fractal will turn opaque (we may anticipate that forced orientation of the particles using light, electric or hydrodynamic fields will assist in creation of regular semitransparent structures like optical networks or lattices). This fractal may grow in provision that the particle-particle attraction forces dominate or otherwise, some other cluster type will start growing in which the particles will be embedded into the cluster of the matrix or interfacial zone.

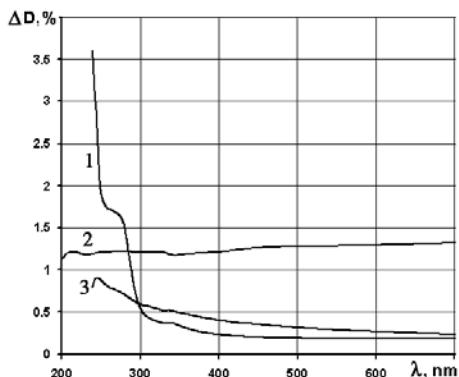


Fig. 2. Difference spectra of optical density $\Delta D(\lambda)$ for unfilled and filled films: 1 – (Ge + Gr) – Ge; 2 – (PVA + UNT2) – PVA; 3 – (PA + 0.5 mass% UNT2) – PA

The weak absorption zone observed in the spectra of the composites based on PVA and Ge in the near UV region are of specific scientific interest due to the probability of obtaining new data on the electron properties of carbon nanoparticles. Proceeding from Ajayan et al. (2003), graphite is a semimetal, while nanotubes are metallic or semiconducting. In the presence of free electrons and low particle concentration, a distinctive absorptive band may appear in the spectra, which is intrinsic for certain metals (Born and Wolf, 1970; Markel et al., 1991). To verify this assumption, we have obtained the spectra of difference

in optical density $\Delta D(\lambda)$ of the filled and unfilled films. Most typical of the spectra are illustrated in Fig. 2. The figure shows that the spectrum of difference of PA-based films is in the form of a weak asymmetrical absorption band with a broadening in the long wavelength and a maximum about 250 nm.

This is just the form that the absorption band should have for spherical metal nanoparticles in a rarified fractal (Markel et al., 1991). Nevertheless, spectrum $\Delta D(\lambda)$ of the films based on PVA is devoid of named peculiarities, although the concentration of nanotubes in them is higher than in PA. Spectrum $\Delta D(\lambda)$ for the films Ge + Gr complies fully with that of the matrix. Proceeding from above results, a conclusion has been derived that there are no proper absorption bands in these spectra at low concentrations of carbon micro and nanoparticles. With increasing concentration, the composite films become opaque as a result of light absorption by carbon particles at interfacial electron transitions. The high value of ΔD in the composite films based on Ge is, evidently, due to the incremented absorption in the interfacial region as compared to that in pure Ge ($n-\pi^*$ transition). The increasing intensity can be attributed to a dominating orientation of electron dipoles parallel to the vector of the electric field light wave, which is in our case parallel to the film surface. This orientation occurs in the vicinity of Gr particles. Notice that, there is no such increase in the intensity in the PVA-based films.

3.2. Microstructure of composite films

Immediately after pouring, the aqua dispersion of the mixture is uniformly gray. A darker picture with a honeycomb or dendritic pattern appears on the light background upon drying. This is, probably, because some dominating directions of the flow appear at pouring on the substrate, along which the axes of molecules and nanotubes are orienting. Further on, miniclusters and fractals on their base start to form. The dark pattern is preserved after separation of the films from the substrate. The microimages of these films are illustrated in Fig. 3.

The coarse dark areas (graphite particles or agglomerations of nanoparticles) are spread chaotically over the film, while the finer ones form the structures of dendritic or cellular type. They do not contact each other at low concentrations of the particles (< 0.5 mass%) but form loose dark filaments of different thickness at higher concentrations.

Similar results were obtained in Du et al., (2006). Homogeneity of the films was reached only in the case of dispersion in toluene used after pretreatment of nanotubes by surfactants. The dispersion of nanotubes in water was also homogeneous, although having some particle agglomerates in the films.

Proceeding from above said, inhomogeneous films were obtained in aqua dispersions of PVA, Ge, Gr, UNT1 and UNT2. The filler particles form the agglomerates in these films with a honeycombed or dendritic pattern characteristic for the percolation fractal clusters. The films Pa + UNT2 produced by hot molding following the procedure described elsewhere (Kovalevskaya et al., 2006) are homogeneous and look uniformly gray.

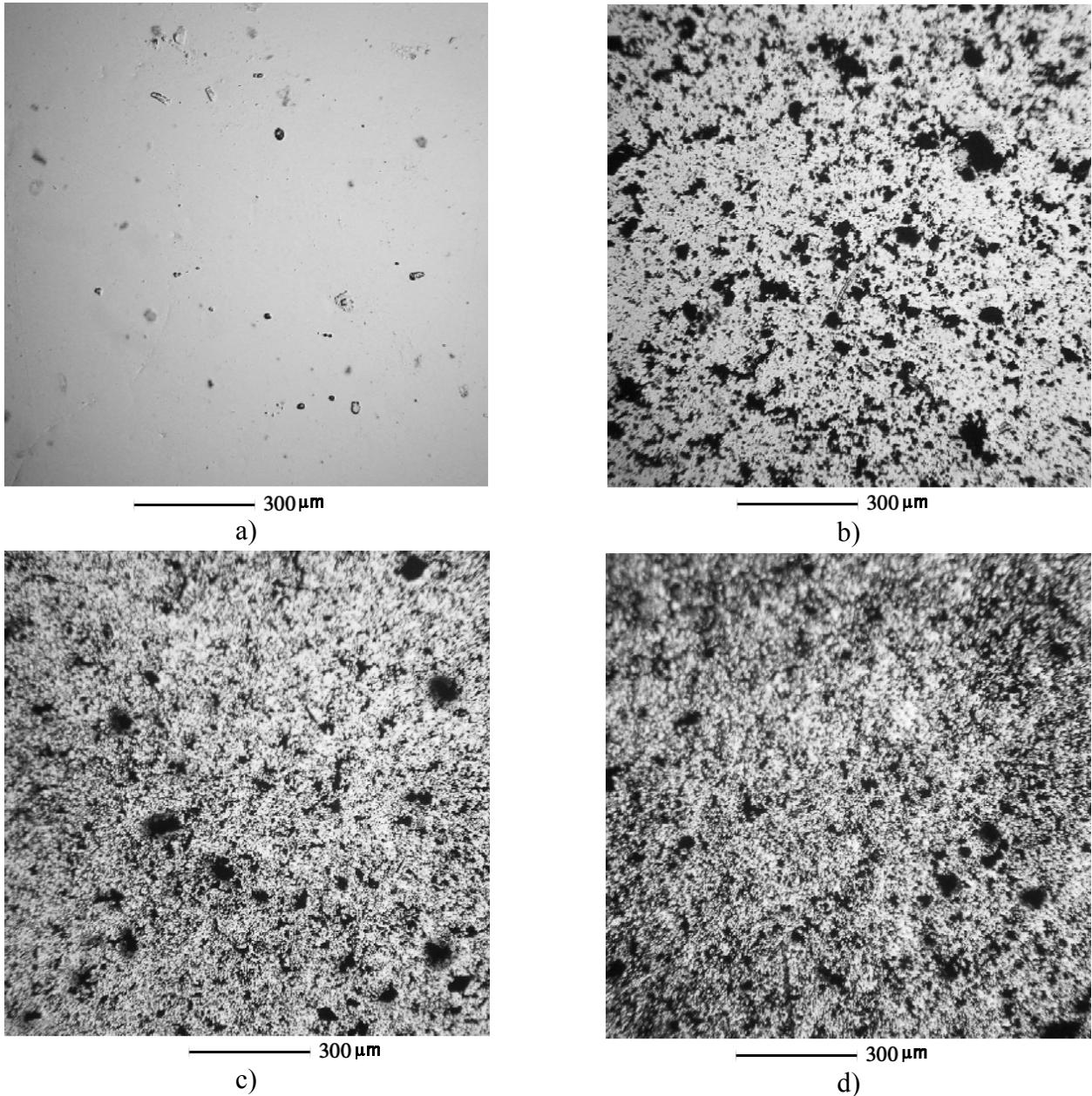


Fig. 3. Optical images of films at 100x magnification: a) Ge on Si (f2); b) PVA + Gr on glass (f4); c) PVA + UNT1 (f7); d) PA + 0.1% UNT2 (f6)

3.3. Supermolecular structure of composite films

Structural parameters of the films derived by processing roentgenograms (Fig. 4) using the standard methods (Wonderlikh, 1976; Martynov and Vylegzhannina, 1972) are presented in Table 2, where d – distance between reflection planes L – crystallite size, Θ – Bragg's angle.

It follows from the results presented in the Table that, first of all, crystallinity degree of the films ω_c , all other conditions being equal, depends only on the type of the substrate (Si – crystalline, glass – amorphous) and carbon particles used.

Let us consider in more detail the mechanism of the substrate effect. The linear polymers are known to easily undergo orientation under the effect of the substrate (specific type of epitaxy) (Wonderlikh, 1976). The macromolecular chain structure promotes packing of their axes

parallel to the substrate surface. Besides, the periodic arrangement of normal to the surface planes in which atoms (or ions) are contained is of importance.

At epitaxy, the axes of polymeric molecules are usually arranged on NaCl, KCl crystals along the directions of similarly charged ions, thus forming folded lamellas with a long fold ($300 \div 500 \text{ \AA}$) presenting the initial face of the polymeric crystal. The compliance between lattices for PA films on KCl surface (020) is within 3%. The epitaxy on quartz crystals is conditioned by the distance between SiOH surface groups multiple to 2.5 \AA (distance between active at adsorption and chemisorption groups of polymer molecules).

The films were grown on one of the face surfaces of Si monocrystal left in room atmosphere for a long time after orientation, cutting, grinding, mechanical and chemical polishing. In these conditions, an oxide film grows on Si

surface whose porous structure is developed and contains O_2 , H_2O , H^+ , OH^- and some other impurities. Most active in interactions with polymeric macromolecules may be $Si-O^-$ and $Si-OH$ groups. Elevated crystallinity of the films can be attributed to the preserved periodicity of Si atoms in the oxide that is imparted by Si structure. According to work Wonderlikh, (1976), along with the epitaxy with folded chains, there may be also the one with straightened chains. Thickness of the lamellas from the straightened chains may reach ≈ 200 nm, and their packing occurs at different angles.

The contribution of amorphous areas and finer deficient crystals is greater in the films grown on the glass substrates (amorphous halo and reflexes in the region $2\theta = 18 - 22^\circ$). The dimensions of coarse crystals (reflexes 1, 2 in the table) are 165, 200, 245 Å, and the finer ones are 50, 100 Å.

The maximal crystallinity $\omega_c = 0.53$ of PVA films filled by Gr, UNT1 and UNT2 grown on glass show the films with UNT2 nanoparticles. Evidently, more coarse Gr and UNT1 particles whose size exceeds characteristic for PVA crystal dimensions ($25 \div 30$ nm) and their orientation mismatches that of the molecular axis induce the formation of a more amorphous fine-crystalline structure.

Notice that the arrangement of the major reflexes in PA and PVA films (synthetic chain polymer, simplest helix) and Ge (biopolymer, fibrillar protein) coincides. Hence, some interplanar spaces in the elementary crystallite cells of named polymers are similar.

Tab. 2. Structural parameters of composite films

| No | Parameter | Reflex number | | | | | | ω_c |
|----|-------------------|---------------|--------|-----------|-----------|-------------------------|--------|------------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | |
| f2 | 2Θ | 26°35' | 24°48' | 24° | 23°6' | 21°25' | 12°26' | 0.57 |
| | $d, [\text{\AA}]$ | 3.35 | 3.6 | 3.7 | 3.86 | 4.15 | 7.14 | |
| | $L, [\text{\AA}]$ | 196 | 244 | 163 | 244 | 121 | 192 | |
| f3 | 2Θ | 26°35' | 24°48' | very weak | - | 21°25' | 12°26' | 0.27 |
| | $d, [\text{\AA}]$ | 3.35 | 3.6 | 3.7 | 3.86 | 4.15 | 7.14 | |
| | $L, [\text{\AA}]$ | 245 | 244 | - | - | 162 | 192 | |
| f4 | 2Θ | 26°35' | 24°48' | very weak | very weak | 21°26' 19°30' | 12°26' | 0.42 |
| | $d, [\text{\AA}]$ | 3.35 | 3.6 | 3.7 | 3.86 | 4.15 4.56 | 7.14 | |
| | $L, [\text{\AA}]$ | 245 | 163 | - | - | 97 48.6 | 160 | |
| f5 | 2Θ | 26°35' | 24°55' | very weak | very weak | 21°26' & 3 very weak | 12°26' | 0.62 |
| | $d, [\text{\AA}]$ | 3.35 | 3.59 | - | - | 4.15 very weak | 7.14 | |
| | $L, [\text{\AA}]$ | 245 | 244 | - | - | 162 very weak | 192 | |
| f6 | 2Θ | 26°35' | 24°55' | -//- | -//- | 21°25' & ~19°40' | 12°26' | 0.53 |
| | $d, [\text{\AA}]$ | 3.35 | 3.59 | - | - | 4.15 4.56 | 7.14 | |
| | $L, [\text{\AA}]$ | 163 | 195 | - | - | 121 40 | 208 | |
| f7 | 2Θ | 26°35' | 24°55' | -//- | -//- | 21°25' and ~19°40' | 12°26' | 0.40 |
| | $d, [\text{\AA}]$ | 3.35 | 3.59 | - | - | 4.15 4.56 | 7.14 | |
| | $L, [\text{\AA}]$ | 164 | 163 | - | - | 121 37.3 | 192 | |

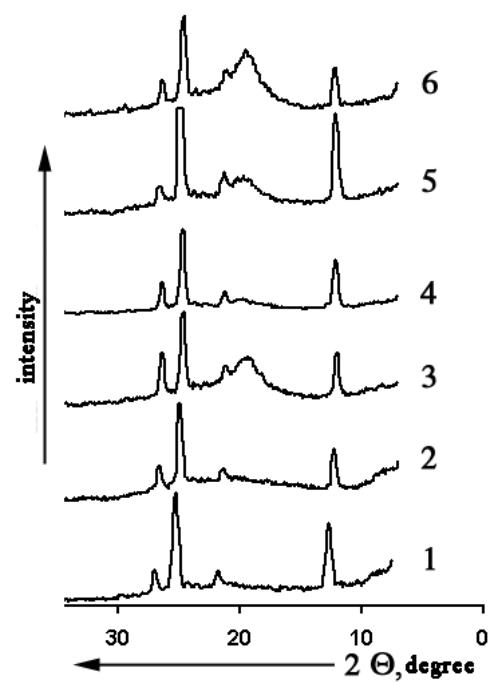


Fig. 4. Radiograms of films: 1 – Ge on Si (f2); 2 – Ge + Gr on Si (f3); 3 – PVA + Gr on glass (f4); 4 – PVA + Gr on Si (f5); 5 – PVA + UNT2 on glass (f6); 6 – PVA + UNT1 on glass (f7)

4. SUMMARY

The analysis of the results obtained proves that introduction of low concentrations of carbon particles into the polymeric films based on Ge, PVA and PA ($C = 0.05 \div 0.5$ mass%) makes it possible to regulate transparency of the films in UV and visible spectra within a wide range. Notice that light transmittance in the region $350 \div 800$ nm is practically independent of the wavelength. This property of the particles can be employed in manufacture of neutral filters and glass tinting used for various purposes in engineering.

Carbon particles under study are devoid of their proper absorption bands in UV region, but are able to change the total absorption of the films via increasing or decreasing its intensity at the interface.

When the forces of attraction between particles dominate in the film-forming dispersion, these particles form numerous clusters in the process of film preparation by pouring. These clusters are further joining into a fractal structure. The model of fractal growth suggested by Vitten and Sander (cluster-cluster [9]) is applicable in our case. Density of these fractals diminishes with distance from the center, therefore, transparency of the films is inhomogeneous (Fig. 3). The features of the fractal structure (cellular and dendritic types) depend on the flow direction arising at dispersion pouring onto the substrate and orienting effect of the atomic potential of the substrate (if it is crystalline), as well as particle shape and size. Regular structures similar to lattices or networks can be created by regulating orientation of carbon nanotubes using hydrodynamic or electric and light fields. These structures can find application in optical industry.

The melt-formed PA-based films produced by the methods described in [5] look like gray homogeneous films. The interaction forces between nanotubes and PA macromolecules dominating in these films hamper aggregation of the particles into clusters. In PVA-based films filled by Gr, UNT1 or UNT2 produced by pouring onto glass, the greater crystallinity is shown by the ones with UNT2 filling ($\omega_c = 0.53$, Table 2). Evidently, long and rigid UNT2 particles induce turning of molecular globules and growth of the crystalline areas from the straightened chains of PVA macromolecules forming hydrogen bonds between OH groups of the neighboring molecules. More coarse shapeless Gr and UNT1 particles reduce crystallinity degree characteristic for the unfilled PVA films.

The films produced by pouring aqua dispersions onto the crystalline substrate show higher crystallinity (Tab. 2) due to the effect of epitaxy of polymeric molecules. This phenomenon presents certain scientific and practical interest in elaboration of nanotechnologies for optoelectronic industry.

REFERENCES

1. Ajayan P. M., Schalder L. S., Braun P. V. (2003), *Nano-composite science and technology*, WILEY-VCH, Weinheim.
2. Born M., Wolf E. (1970), *Fundamentals of optics*, Nauka, USSR.
3. Cang R. (1980), *Physical chemistry with application to biological systems*, Mir, USSR
4. Du F., Fischer I. E., Winey K. J. (2006), Interfacial in situ polymerization of single wall carbon nanotube/nylon 6,6 nanocomposites, *Polymer*, Vol. 47, 2381 – 2388
5. Harris P. (2003), *Carbon nanotubes and affine structures. Nanomaterials of the 21st century*, Tekhnosfera, Russia.
6. Kovalevskaya T. I., Ihnatouski M. I., Sviridenok A. I. (2006), Investigation of optical properties of polyamide films filled by carbon nanotubes, *Materials, Technologies, Tools*, Vol. 11, No. 2, 44 – 48.
7. Kovalevskaya T. I., Ihnatouski M. I., Sviridenok A. I., Voina V. V. (2007), Peculiarities of interactions between soft X-ray radiation and polyamide films filled by carbon nanotubes, *Materials, Technologies, Tools*, Vol. 12, No. 1, 45–50.
8. Markel V. A., Muratov L. S., Stockman M. I., George T. F. (1991), Theory and numerical simulation of optical properties of fractal clusters, *Physical Review*, Vol. 43, No. 10, 8183 – 8187.
9. Martynov M. A., Vylegzhanova K. A. (1972), *Radiography of polymers*, Khimiya, USSR.
10. Pool-jr, Owens F. (2006), *Nanotechnologies*, Tekhnosfera, Russia.
11. Smirnov B. M. (1986), Fractal clusters, *Successes in Physical Sciences*, Vol. 149, Issue 2, 178 – 191
12. Takasaki T., Kuwana Y (2000), Polymer Science, *Polymer Chemistry*, Vol. 38, Issue S1, 4832 – 4838.
13. Wonderlikh B. (1976), *Physics of Macromolecules*, Mir, Russia.

ODPOWIEDŹ DYNAMICZNA IMPULSOWO ZGINANYCH DZWIGARÓW

Tomasz KUBIAK*

*Katedra Wytrzymałości Materiałów i Konstrukcji, Politechnika Łódzka, ul. B. Stefanowskiego 1/15, 90-924 Łódź

tomasz.kubiak.pl@gmail.com

Streszczenie: W pracy przedstawiono zachowanie się cienkościennych dźwigarów o przekroju prostokątnym obciążonych impulsem momentu powodującego czyste zginanie. Wykorzystując metodę analityczno-numeryczną oraz metodę elementów skończonych wyznaczono zależności amplitudy impulsu obciążenia od maksymalnego ugięcia, które mogą posłużyć do określenia wielkości krytycznych wyboczenia dynamicznego. Zajęto się podpartymi przegubowo segmentami dźwigarów, których długość była równa od jednej do trzech szerokości. Przyjęto do analizy materiał liniowo sprężysty. Analizowano wpływ założonego kształtu imperfekcji na odpowiedź dynamiczną impulsowo obciążonych dźwigarów.

1. WPROWADZENIE

Konstrukcje rzeczywiste obciążane są nie tylko w sposób statyczny, ale również dynamicznie. Reakcja konstrukcji cienkościennych na obciążenia dynamiczne może być rozpatrywana w aspekcie różnych zjawisk fizycznych, o charakterze których decyduje zarówno czas trwania impulsu obciążenia jak i jego amplituda. W literaturze światowej znaleźć można następujące pojęcia dotyczące impulsu: natężenie impulsu (Ari-Gur i Simonetta, 1997) oraz prędkość impulsu (Cui, 2001). Dla impulsu o bardzo krótkim czasie trwania i dużym natężeniu mamy do czynienia ze zjawiskiem uderzenia. W przypadku impulsu o małym natężeniu i bardzo długim czasie trwania zagadnienie staje się quasi-statyczne. Zagadnienie, w którym amplituda impulsu jest porównywalna ze statycznym obciążeniem krytycznym a czas trwania impulsu odpowiada okresowi częstości drgań własnych, nazywamy wyboczeniem dynamicznym. W analizie tego zjawiska często pomija się wpływ tłumienia (Kounadis i in., 1997).

Przedmiotem niniejszej pracy jest wyboczenie dynamiczne, przez niektórych autorów nazywane odpowiedzią dynamiczną na obciążenie impulsowe.

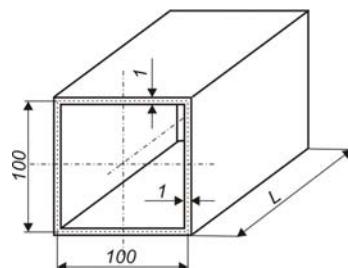
W literaturze zagadnienia wyboczenie dynamiczne konstrukcji analizowane jest przede wszystkim dla obciążeń ściskających działających wzduż osi konstrukcji, dlatego też w niniejszej pracy postanowiono zająć się dźwigarami zginanymi. Z literatury przedmiotu znane są również rozwiązania dotyczące obciążień skręcających, tnących czy też nad- i podciśnienia w przypadku powłok. Obciążenia te są zmienne w czasie i działają na konstrukcję nagle, mogą mieć skończony bądź nieskończony czas działania.

W pracy rozpatrzone zostaną cienkościenne słupy o przekroju prostokątnym (rys. 1a) obciążone impulsem odpowiadającym czystemu zginaniu (rys. 1b).

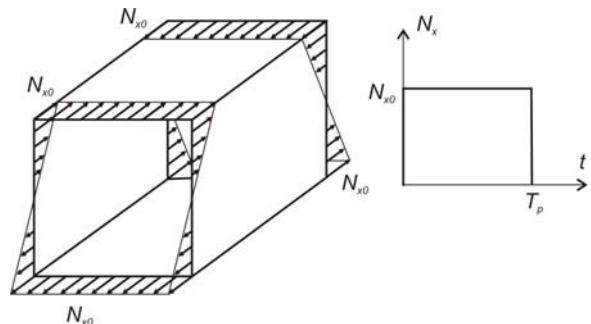
Jak wiadomo, o wyboczeniu dynamicznym mówi się jedynie dla konstrukcji posiadających imperfekcje geometryczne, dlatego też rozpatrzone zostaną różne formy ugięć

wstępnych, między innymi odpowiadające postaci wyboczenia dla obciążzeń statycznych oraz postaci drgań własnych.

a)



b)



Rys. 1. Analizowany dźwigar o przekroju kwadratowym (a) obciążony impulsowo (b)

Utrata stateczności dla konstrukcji z ugięciami wstępymi niema charakteru bifurkacyjnego, dlatego też w literaturze przedmiotu można znaleźć wiele kryteriów pozwalających określić obciążenie odpowiadające utracie stateczności konstrukcji obciążonych dynamicznie. Ponadto dla konstrukcji idealnych (bez ugięć wstępnych) krytyczna amplituda obciążenia powodująca utratę stateczności rośnie do nieskończoności (Budiansky, 1965). Najbardziej zna-

nymi i najczęściej stosowanymi kryteriami wyboczenia dynamicznego są:

- kryterium zaproponowane przez Volmira (Volomir, 1972), zakładające, że utrata stateczności płyt obciążonych impulsowo zachodzi gdy ich ugięcia maksymalne równe są pewnej stałej wartości. Najczęściej przyjmowana jest krytyczna wartość ugięcia równa grubości płyty lub połowie jej grubości;
- kryterium Budiansky'ego-Hutchinsona (Hutchinson i Budiansky, 1966), które mówi, że utrata stateczności konstrukcji obciążonych dynamicznie zachodzi, gdy dla niewielkich przyrostów obciążenia występuje największy przyrost ugięcia;
- cztery kryteria dla płyt zaproponowane na podstawie przeprowadzonych doświadczeń przez Ari-Gura i Simonetta'e (Ari-Gur i Simonetta, 1997);
- kryterium zniszczeniowe zaproponowane przez Petry'ego i Fahlbusha (Kolakowski i Kolak-Michalska, 1999).

Zagadnienie rozwiązyano zaproponowaną metodą analityczno-numeryczną oraz komercyjnym programem ANSYS wykorzystującym metodę elementów skończonych. Porównano otrzymane wyniki.

2. METODA ANALITYCZNO-NUMERYCZNA

Zagadnienia stateczności dynamicznej zginanych dźwigarów rozwiązyano metodą analityczno-numeryczną (Kolakowski i Kolak-Michalska, 1999; Kubiak, 2007).

Analizowane dźwigary potraktowano jako konstrukcję złożoną z cienkich pryzmatycznych płyt, dla których uogólnione odkształcenia opisują następujące związki geometryczne:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{xi} &= u_{i,x} + \frac{1}{2}(w_{i,x}^2 + u_{i,x}^2 + v_{i,x}^2), \\ \varepsilon_{yi} &= v_{i,y} + \frac{1}{2}(w_{i,y}^2 + u_{i,y}^2 + v_{i,y}^2), \\ 2\varepsilon_{xyi} &= \gamma_{xyi} = u_{i,y} + v_{i,x} + w_{i,x}w_{i,y} + u_{i,x}u_{i,y} + v_{i,x}v_{i,y},\end{aligned}\quad (1)$$

gdzie: u_i , v_i , w_i - składowe przemieszczeń płaszczyzny środkowej i-tej płyty (ściany) odpowiednio w kierunkach x_i , y_i , i z_i lokalnego układu współrzędnych.

Zgodnie z zasadą Hamiltona różniczkowe równania równowagi dla pojedynczej płyty można zapisać następująco:

$$\begin{aligned}-\rho_i h_i \ddot{u}_i + N_{xi,x} + N_{xyi,y} + (N_{yi}u_{i,y})_{,y} + (N_{xi}u_{i,x})_{,x} + \\ + (N_{xyi}u_{i,x})_{,y} + (N_{xyi}u_{i,y})_{,x} &= 0, \\ -\rho_i h_i \ddot{v}_i + N_{xyi,x} + N_{yi,y} + (N_{xi}v_{i,x})_{,x} + (N_{yi}v_{i,y})_{,y} + \\ + (N_{xyi}v_{i,x})_{,y} + (N_{xyi}v_{i,y})_{,x} &= 0,\end{aligned}\quad (2)$$

$$\begin{aligned}-\rho_i h_i \ddot{w}_i + (N_{xi,x} + N_{xyi,y})w_{i,x} + (N_{yi,y} + N_{xyi,x})w_{i,y} + \\ + N_{xi}w_{i,xx} + N_{yi}w_{i,yy} + 2N_{xyi}w_{i,xy} + M_{xi,xx} + \\ + 2M_{xyi,xy} + M_{yi,yy} &= 0.\end{aligned}$$

Stale w czasie warunki brzegowe odpowiadające podparciu przegubowemu obciążonych końców dźwigara założono w następujący sposób:

$$\begin{aligned}\sum_i \frac{1}{b_i} \int_0^{b_i} N_{xi}(x_i = 0, y_i) dy_i &= \sum_i N_{xi0}, \\ \sum_i \frac{1}{b_i} \int_0^{b_i} N_{xi}(x_i = \ell, y_i) dy_i &= \sum_i N_{xi0}, \\ v_i(x_i = 0, y_i) = v_i(x_i = \ell, y_i) &= 0, \\ w_i(x_i = 0, y_i) = w_i(x_i = \ell, y_i) &= 0, \\ M_{yi}(x_i = 0, y_i) = M_{yi}(x_i = \ell, y_i) &= 0.\end{aligned}\quad (3)$$

Warunki współpracy sąsiednich ścian założono identycznie jak w Kolakowski i Kolak-Michalska, 1999; Kubiak, 2007.

Nieliniowe statyczne zagadnienie stateczności rozwiązyano korzystając z asymptotycznej metody Koitera dla układów zachowawczych. Rozważono jedynie wyboczenie lokalne. W tym przypadku rozwiniecie pola przemieszczeń dynamicznych U założono w postaci:

$$U \equiv (u, v, w) = \lambda U_0 + \xi(t) U_1 + \xi^2(t) U_2 + \dots \quad (4)$$

gdzie ξ_i jest amplitudą i-tej postaci wyboczenia (normalizowanej warunkiem równej maksymalnego ugięcia i grubości pierwszej płyty h_1), U_0 jest polem przemieszczeń stanu dokrytycznego, U_1 są polami przemieszczeń wyznaczone

w ramach pierwszego rzędu przybliżenia U_2 polami przemieszczeń w ramach drugiego rzędu przybliżenia. Założono ugięcie wstępne o amplitudzie ξ^* odpowiadające postaci wyboczenia otrzymanej dla minimalnego obciążenia krytycznego, a więc pole ugięć wstępnych można zapisać następująco: $\bar{U} = \xi^* U_1$

Układ statycznych różniczkowych równań równowagi (równania (2) po pominięciu członów dynamicznych) w ramach pierwszego i drugiego rzędu przybliżenia w przestrzeni xy rozwiązano zmodyfikowaną numeryczną metodą macierzy przeniesienia. Modyfikacja polegała na wykorzystaniu metody ortogonalizacji Godunowa (Kolakowski

i Kolak-Michalska, 1999) podczas wyznaczania wektora stanu na końcowym brzegu na podstawie wektora stanu na brzegu początkowym poprzez całkowanie numeryczne metodą Rungego-Kutty równań statycznych w kierunku obwodowym. Przedstawione powyżej postępowanie pozwala na wyznaczenie nieliniowych współczynników: a_0 , a_1 , a_{111} , a_{1111} równania opisującego pokrytyczną ścieżkę równowagi (Kubiak, 2007; ANSYS).

W zagadnieniach dynamicznych niezależną dotychczas bezwymiarową wartość ugięcia ξ i obciążenia λ należy traktować jako funkcje czasu.

Pomijając siły inercyjne związane z członami inercyjnymi stanu dokrytycznego i drugiego rzędu przybliżenia oraz biorąc pod uwagę warunki ortogonalności dla pól przemieszczeń w ramach pierwszego U_1 i drugiego rzędu przybliżenia U_2 , równania Lagrange'a można zapisać w postaci:

$$\frac{1}{\omega_0^2} \xi_{,tt}(t) + \left(1 - \frac{\lambda}{\lambda_{cr}}\right) \xi(t) + b_{111} \xi^2(t) + b_{1111} \xi^3(t) = \xi^* \frac{\lambda}{\lambda_{cr}}; \quad (5)$$

$$\text{gdzie: } \omega_0^2 = \frac{a_1}{m}; \quad b_{111} = \frac{a_{111}}{a_1}; \quad b_{1111} = \frac{a_{1111}}{a_1}; \quad T_p = \frac{2\pi}{\omega_0}$$

Założono, że w chwili początkowej $t = 0$ zarówno bezwymiarowe ugięcie ξ jak i prędkość jego narastania są równe zer

$$\begin{aligned} \xi(t=0) &= 0, \\ \dot{\xi}(t=0) &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Równanie ruchu (5) rozwiązyano numerycznie korzystając z metody Rungego-Kutty z automatycznie zmiennym krokiem i rzędem całkowania.

3. METODA ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH

Do rozwiązania zagadnienia stateczności dynamicznej konstrukcji cienkościennych wykorzystano metodę elementów skończonych - program ANSYS.

Analizę zagadnienia stateczności dynamicznej przeprowadza się etapami. W pierwszym etapie rozwiązuje się statyczne zagadnienie wartości własnych w celu wyznaczenia obciążen krytycznych stateczności i odpowiadających im postaci wyboczenia. W drugim etapie przeprowadza się analizę modalną, w której wyznaczone zostają częstotliwości drgań własnych konstrukcji i odpowiadające im postacie drgań. Częstość drgań własnych wykorzystuje się do obliczenia okresu drgań własnych a następnie do określenia czasu trwania impulsu. W kolejnym etapie przygotowuje się model dyskretny do dalszych obliczeń. Generuje się nową siatkę elementów skończonych zawierającą niewielkie ugięcia wstępne odpowiadające postaci wyboczenia otrzymanej dla najniższej siły krytycznej lub postaci drgań własnych. W drugim etapie przeprowadza się analizę dynamicznego zachowania się konstrukcji w czasie, podczas i tuż po działaniu impulsu obciążenia. W analizie dynamicznej równanie równowagi konstrukcji zostaje uzupełnione o człon dynamiczne i przyjmuje postać:

$$\{P\} = [M] \cdot \{u\} + [C] \cdot \{\dot{u}\} + [K] \cdot \{u\}, \quad (7)$$

gdzie $[M]$ jest macierzą masową konstrukcji a $[C]$ macierzą tłumienia.

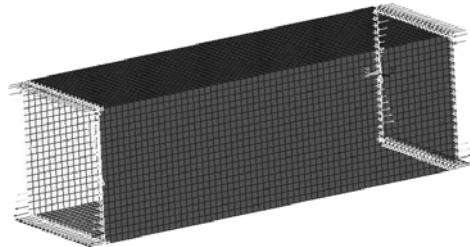
Ponieważ w zagadnieniach stateczności dynamicznej pomija się wpływ tłumienia (Kounadis i in., 1997) to równania (7) przyjmują postać:

$$\{P\} = [M] \cdot \{u\} + [K] \cdot \{u\}. \quad (8)$$

Po zastąpieniu pochodnych przemieszczeń po czasie $\{\ddot{u}\}$ różnicami przemieszczenia $\{u\}$ w kolejnych dyskretnych chwilach czasu t , otrzymujemy dla każdego kroku czasowego nowe statyczne równanie równowagi uwzględniające siły bezwładności $[M]\{\ddot{u}\}$, a zatem możliwe jest zastosowanie algorytmów wykorzystywanych w analizie statycznej. Całkowanie po czasie w programie ANSYS odbywa się przy wykorzystaniu metody Newmarka, a do

rozwiązania równań w kolejnych krokach czasowych użyty jest algorytm Newtona-Raphsona.

Takie podejście umożliwia analizę zachowania się konstrukcji pod działaniem impulsu obciążenia.



Rys. 2. Model dyskretny dźwigara z warunkami brzegowymi o obciążeniem

Analizowane dźwigary zdyskretyzowano czterowęzłowymi elementami powłokowymi o sześciu stopniach swobody w każdym węźle. Warunki brzegowe na obciążonych brzegach przyjęto identycznie jak w (Kubiak, 2007). Brzegi obciążono ciśnieniem o rozkładzie odpowiadającym rozkładowi naprężeń przy czystym zginaniu. Zadawano ugięcia wstępne ścian odpowiadające postaci wyboczenia bądź postaci drgań o wartości równej 1/100 grubości ścian $\xi^* = 0,01$.

4. WYNIKI OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH

Obliczenia prowadzono dla dźwigarów o wymiarach jak na rys. 1, tj. o długościach L równych 100 mm i 300 mm.

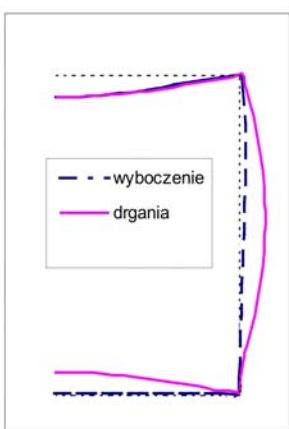
Przyjęto następujące własności materiałowe: moduł Youanga $E = 200$ GPa liczba Poissona $\nu = 0,3$. Analizowano różne kształty ugięć wstępnych.

W przypadku dźwigarów ściskanych postać wyboczenia oraz postać drgań własnych odpowiadają sobie, natomiast gdy obciążenie powoduje czyste zginanie postać wyboczenia dla najniższej statycznej siły krytycznej jest zupełnie inna niż postacie drgań własnych dla najwyższych częstotliwości. Postacie drgań własnych i wyboczenia przedstawiono na rys. 3. Na rysunku tym zaprezentowano wyniki otrzymane za pomocą metody analityczno-numerycznej (rys. 3a) oraz metody elementów skończonych (rys. 3b - 3f). Wyniki liczbowe zestawiono w tablicy 1. Indeks dolny w oznaczeniu częstotliwości drgań oznacza ilość półfal wzduż długości dźwigara. Otrzymano dobrą zgodność wyników jakościowych i liczbowych. Maksymalna różnica dla naprężeń krytycznych wynosi 2%, a częstotliwości drgań własnych około 0,5%.

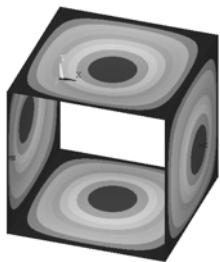
Tab. 1. Porównanie wyników częstotliwości drgań i statycznych sił krytycznych

| długość dźwigara L [mm] | MES | AN | MES | AN | MES | AN |
|-------------------------|---------------------|-----|------------|-----|------------|-----|
| | σ_{kr} [MPa] | | n_1 [Hz] | | n_4 [Hz] | |
| 100 | 98 | 100 | 482 | 480 | - | - |
| 300 | 96 | 97 | 268 | 267 | 670 | 666 |

a)



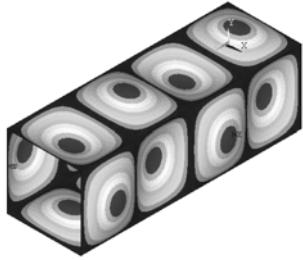
b)



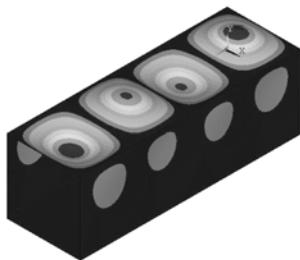
c)



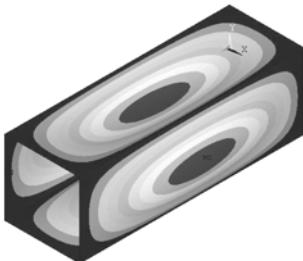
d)



e)



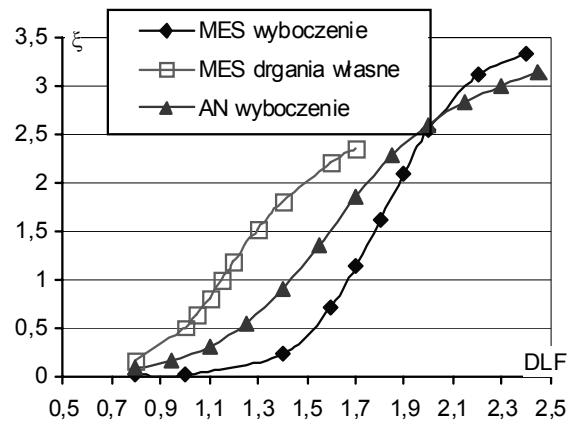
f)



Rys. 3. Postacie wyboczenia i drgań własnych

Mając wyniki z analiz modalnych można przeprowadzić obliczenia pozwalające określić odpowiedź układu na obciążenie dynamiczne. Wyniki tych obliczeń przedstawiono w postaci krzywych prezentujących zależność bezwymiarowego maksymalnego ugięcia ścian dźwigara ξ w funkcji współczynnika obciążenia dynamicznego (DLF - Dynamic Load Factor) zdefiniowanego jako stosunek amplitudy impulsu obciążenia do statycznego obciążenia krytycznego. Tak przygotowane wykresy pozwalają określić krytyczną wartość współczynnika obciążenia dynamicznego DLF_{kr}

na podstawie kryterium Budiansky'ego-Hutchinsona oraz kryterium Volmira. Rysunek 4 przedstawia wyniki obliczeń otrzymane z metody analityczno-numerycznej oraz z MES dla zginanego impulsowo dźwigara o przekroju kwadratowym o długości $L = 100$ mm i różnych kształtów ugięć wstępnych - odpowiadających postaci drgań własnych dla najniższej częstotliwości (rys. 3b) oraz postaci wyboczenia dla najniższego obciążenia krytycznego (rys. 3c). Czas trwania impulsu odpowiada okresowi podstawowej gęstej częstotliwości drgań własnych.

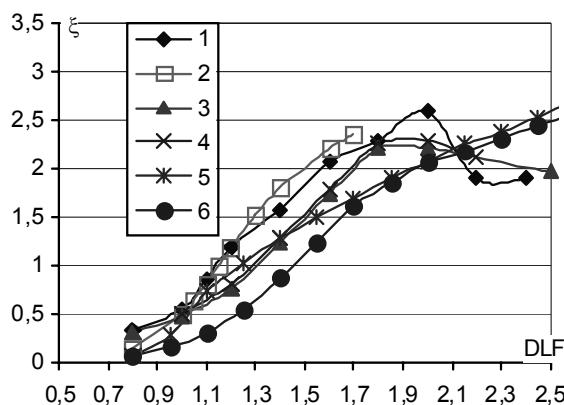


Rys. 4. Bezwymiarowe ugięcie w funkcji współczynnika obciążenia dynamicznego dla zginanego dźwigara o długości $L = 100$ mm

Z otrzymanych wyników wynika, że dla krótkiego segmentu dźwigara ugięcia wstępne odpowiadające postaci drgań własnych powodują, że DLF_{kr} otrzymane po zastosowaniu kryteriów Budiansky'ego-Hutchinsona oraz Volmira są znacznie mniejsze niż dla ugięć wstępnych odpowiadających postaci wyboczenia. I tak DLF_{kr} według Budiansky'ego-Hutchinsona wynosi $1,1 \div 1,2$ dla ugięć wstępnych odpowiadającym postaci drgań i $1,6 \div 1,8$ przy założeniu ugięć wstępnych odpowiadających postaci wyboczenia. Krzywe otrzymane z MES i metody analityczno-numerycznej mają inne przebiegi, ale wartości krytyczne według Budiansky'ego-Hutchinsona są prawie identyczne. Zupełnie inne wyniki otrzymuje się po zastosowaniu kryterium Volmira. Znacznie mniejszy wpływ ugięć wstępnych zaobserwowano dla dłuższych dźwigarów (rys. 5).

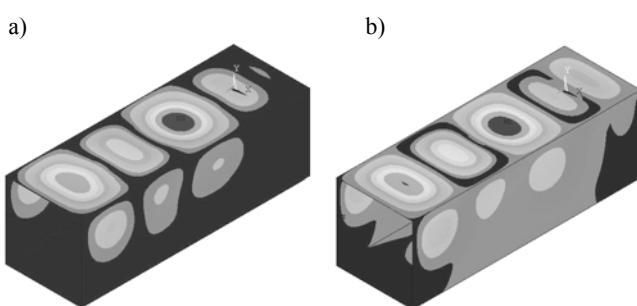
Rys. 5 przedstawia bezwymiarowe ugięcie ξ w funkcji współczynnika obciążenia dynamicznego DLF dla zginanego dźwigara o przekroju kwadratowym i długości $L = 300$ mm. Zakładano różne ugięcia wstępne, a także czasy trwania impulsu. Krzywą '1' otrzymano dla ugięcia wstępnego odpowiadającego postaci wyboczenia dla $m = 4$ (rys. 3e) i czasu trwania impulsu $T_p = 3.7$ ms odpowiadającego okresowi drgań własnych dla najniższej częstotliwości drgań. Krzywa '2' odpowiada ugięciu wstępemu odpowiadającemu postaci drgań własnych (rys. 3f) i czasu trwania impulsu jak dla krzywej '1'. Krzywa '3' otrzymano po założeniu ugięć wstępnych odpowiadających postaci wyboczenia $m = 4$ (rys. 3e) i czasie trwania impulsu $T_p = 1.5$ ms odpowiadającym okresowi drgań własnych o postaci $m = 4$. Dla takiego samego czasu trwania impulsu

i ugięć wstępnych odpowiadających postaci drgań własnych o $m = 4$ (rys. 3d) otrzymano krzywą '4'. Krzywe od '1' do '4' otrzymano przy pomocy MES, a krzywe '5' i '6' po zastosowaniu metody analityczno-numerycznej. Krzywa '5' odpowiada krzywej '1', a krzywa '6' odpowiada krzywej '3'.



Rys. 5. Bezwymiarowe ugięcie w funkcji współczynnika obciążenia dynamicznego dla zginanego dźwigara o długości $L = 300 \text{ mm}$

Dla dłuższych segmentów dźwigarów niż największy wymiar przekroju wpływ formy ugięć wstępnych na lokalna postać wyboczenia dynamicznego jest bardzo mały. Widać natomiast wpływ czasu trwania impulsu na krytyczną wartość współczynnika obciążenia krytycznego DLFkr otrzymaną zarówno po zastosowaniu kryterium Volmira jak i Budiansky'ego-Hutchinsona. Krzywe bezwymiarowych ugięć w funkcji współczynnika obciążenia dynamicznego otrzymane z MES i metody analityczno-numerycznej mają nieco inny przebieg, ale podobnie jak dla pojedynczych segmentów dźwigara ($L=100\text{mm}$) DLFkr otrzymane po zastosowaniu kryterium Budiansky'ego-Hutchinsona są bardzo zbliżone.



Rys. 6. Maksymalne ugięcia ścian dźwigara dla DLF = 2.0 (a) i DLF = 2.2 (b)

Spadek wartości ugięć dla większych amplitud impulsu obciążenia (rys. 5) spowodowany jest zmianą postaci ilości półfali na długości słupa. Na rysunku 6 przedstawiono odpowiedź dynamiczną segmentu dźwigara z założonymi ugięciami wstępnyimi odpowiadającymi postać wyboczenia i dla współczynników obciążenia krytycznego równych

$\text{DLF} = 2.0$ i 2.2 . Dla krzywych otrzymanych z metody analityczno-numerycznej (rys. 5) spadek ugięć ξ nie występuje ponieważ w metodzie tej założona jest stała ilość półfali wzduł dłuższości dźwigara, co może również mieć wpływ na przebieg krzywych w całym analizowanym zakresie DLF. Należy jednak zauważyć, że niema to zbyt dużego wpływu na DLFkr wyznaczone według kryterium Budiansky'ego-Hutchinsona.

LITERATURA

1. Ari-Gur J., Simonetta S.R. (1997) Dynamic pulse buckling of rectangular composite plates, *Composites Part B*, 28B, 301-308.
2. Budiansky B. (1965) *Dynamic buckling of elastic structures: criteria and estimates*, Report SM-7, NASA CR-66072.
3. Cui S. et al. (2001) Dynamic buckling and collapse of rectangular plates under intermediate velocity impact, *Proc. of Third International Conference of Thin-Walled Structures*, Cracow, 365-372.
4. Hutchinson J.W., Budiansky B. (1966) Dynamic buckling estimates, *AIAA Journal*, 4-3, 525-530.
5. Kolakowski Z., Kowal-Michalska K. (eds.), (1999) *Selected problems of instabilities in composite structures*, A Series of Monographs, Technical University of Łódź.
6. Kounadis A.N., Gantes C., Simitses G. (1997) Nonlinear dynamic buckling of multi-dof structural dissipative system under impact loading, *Int. J. Impact Engineering*, Vol. 19 No. 1, 63-80.
7. Kubiak T. (2007) Interakcyjne wyboczenie dynamiczne cienkościennych słupów, *Zeszyty Naukowe Nr 998*, Politechnika Łódzka, Łódź.
8. Kubiak T. (2007) Metoda elementów skończonych jako eksperyment numeryczny stateczności dźwigarów cienkościennych obciążonych statycznie i dynamicznie, Rozdział 11 pracy p.t. *Analiza Numeryczna Wybranych zagadnień mechaniki*: pod red. Niezgoda T., Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa, str. 209-228,
9. Petry D., Fahlbusch G. (2000) Dynamic buckling of thin isotropic plates subjected to in-plane impact, *Thin-Walled Structures* 38, 267-283.
10. Volmir S.A. (1972) *Nonlinear dynamics of plates and shells*, Science, Moscow.
11. User's Guide ANSYS, Ansys, Inc, Houston, USA.

DYNAMIC RESPONCE OF THIN-WALLED GIRDERS SUBJECTED TO PURE BENDING PULS LOADING

Abstract: The paper deals with the dynamic buckling of thin-walled girder with rectangular cross-section subjected to pure bending. The local dynamic buckling was analysed. The analysed girders were short (girder's segment between diaphragm) with the length L equal or three times greater than width a of girder's web. The material is subject to Hooke's law. It was assumed that loaded edges of girders are simply supported. Influence of different shape imperfection was analysed.

MODELOWANIE FAZY PĘKANIA CIĄGLIWEGO W PROCESIE WYKRAWANIA W UJĘCIU MES

Stanisław KUT*

* Katedra Przeróbki Plastycznej, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Politechnika Rzeszowska,
ul. Wincentego Pola 2, 35-959 Rzeszów

stan_kut@prz.edu.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono symulację numeryczną procesu wykrawania z uwzględnieniem fazy pękania ciągliwego. Początek fazy oraz przebieg jej trajektorii prognozowano w oparciu o tzw. wskaźnik wykorzystania odkształceniowości. Opracowano oraz zaimplementowano do programu MSC MARC/Mentat specjalny podprogram, który umożliwił obliczanie wartości wskaźnika wykorzystania odkształceniowości. Rozwój pęknięcia modelowano poprzez wykazywanie w kolejnych krokach deformacji tych elementów, w których została przekroczona krytyczna wartość wymienionego wskaźnika. Symulację przeprowadzono dla próbek wykonanych z blachy stalowej o grubości 3,5 mm, wielkości luzu $L_j = 0,5$ mm. Określono wpływ wielkości elementu oraz kroku obliczeniowego na dokładność modelowania fazy pękania proponowanym sposobem. Otrzymane rezultaty porównano z wynikami badań eksperymentalnych. Zwrócono szczególną uwagę na kształt powierzchni przecięcia.

1. WPROWADZENIE

Proces wykrawania, w odróżnieniu od szeregu innych stosowanych w przeróbce plastycznej jest szczególnie trudny do opisu matematycznego. O ile bowiem w odniesieniu do większości procesów plastycznego kształtowania na zimno wystarczającym jest opis zachowania się materiału w zakresie odkształceń sprężystych oraz plastycznych z uwzględnieniem zjawiska umocnienia i anizotropii, to w przypadku wykrawania istotna jest również znajomość i opis zjawisk zachodzących w fazie pojawiania się dużych odkształceń plastycznych poprzedzających pękanie, jego zarodkowanie oraz rozwój. Rozpatrywane zagadnienie nie leży w zakresie klasycznej mechaniki pękania bazującej na rozwoju szczezin, gdyż ta dotyczy głównie materiałów kruchych oraz wysokowyrzysmałych materiałów konstrukcyjnych, natomiast w przypadku materiałów ciągliwych, pękanie poprzedzone jest dużymi odkształceniemi plastycznymi. Powstające mikropęknięcia w fazie dużych odkształceń plastycznych w wielu przypadkach mogą być nawet zalecane (Grosman, 2003).

W szeregu przypadków zapewnienie odpowiednich warunków w trakcie procesu wykrawania stwarza możliwość wyeliminowania fazy pękania, co gwarantuje plastyczną utratę spójności materiału wzduż grubości elementu wykrawanego. Stworzenie tego rodzaju warunków zapewniają zazwyczaj metody wykrawania dokładnego (Gronostajski i Matuszak, 1971; Kut, 2004, 2006).

Ze względu na jakość geometryczną wyrobu, istotnym w analizie procesu wykrawania jest określenie początku fazy oraz trajektorii przebiegu pękania. Rozpoczyna się ono, gdy odkształcenia w pobliżu krawędzi stempla i płyty tnącej osiągają pewną wartość graniczną, zwany również odkształceniem pękania. Odkształcenie

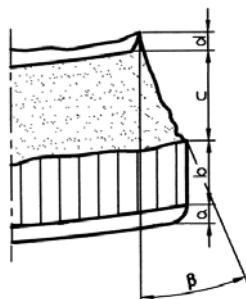
to nie jest stałą materiałową. Liczne badania (McClintock, 1968; Rice i Trecey, 1969; Atkins, 1996) wykazują, iż pękanie ciągliwe silnie zależy od stanu naprężenia panującego w odkształcanym materiale. Wyniosek ten był niezależnie dochodzony na drodze badań doświadczalnych (Norris i inni, 1978; Oyane, 1980).

Obecnie proces wykrawania modelowany jest z powodzeniem w zakresie odkształceń sprężystych oraz plastycznych do momentu początku pękania (Goijaerts i inni 2001; Hamblin i Reszka, 2002), który można określić za pomocą jednego z wielu znanych technologicznych kryteriów, np. (Cockcroft i Latham 1968; Rice i Tracey, 1969; Oyane 1980; Atkins 1996; Goijaerts 2001; itd.) Wybrane kryteria zniszczenia są generalnie oparte na wartościach naprężen i odkształceń całkowanych na drodze odkształcenia materiału. Innymi słowy zależą one od drogi odkształcenia. Jak wykazują badania porównawcze ww. modeli pękania (McClintock, 1968; Kachanov 1986; Clift i inni 1990; Lemaitre 1996; Behers i inni, 2000, 2002) uniwersalność proponowanych modeli jest ograniczona.

Modelowanie procesu wykrawania do momentu początku pękania, pozwala jedynie określić parametry siłowe procesu oraz wielkość ewentualnej strefy pękania. Nie dostarcza natomiast istotnej informacji dotyczącej kształtu powierzchni przecięcia (rys.1) decydującej o jakości geometrycznej wyrobu. W praktyce pożądane jest, by proces wykrawania był tak zaprojektowany, aby pozwalał otrzymywać wyroby o z góry założonej jakości oraz kształcie powierzchni przecięcia. Z tego względu konieczne staje się modelowanie również fazy pękania materiału, gdyż ta ma decydujący wpływ na uzyskaną jakość geometryczną elementu wykrawanego.

Dotychczas przeprowadzono nieliczne badania uwzględniające również modelowanie MES fazy pękania ciągliwego (Taupin i inni, 1996; Brokken i inni, 2000; Fang

i inni, 2002; Kut 2007). Początek pękania określany jest najczęściej według jednego z wymienionych kryteriów, a inicjacja szczeliny i rozwój pęknienia modelowany jest przez wykasowywanie elementów lub ich separację w węzłach. Dokładność wyników takiego modelowania zależy od wielu czynników np.: zastosowanego kryterium pękania, metody i dokładności wyznaczenia parametrów materiałowych oraz parametrów samego modelowania.



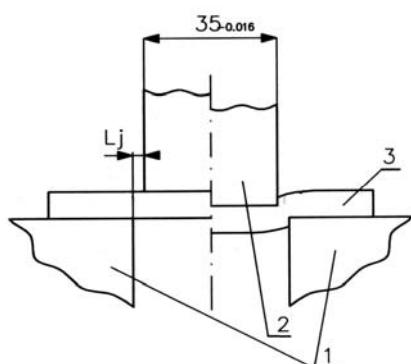
Rys. 1. Profil powierzchni przecięcia typowej wykroki: a - zaokrąglenie, b - strefa cięcia plastycznego, c - strefa pękania, d - zadzior, β – kąt pękania

2. BADANIA EKSPERYMENTALNE

Odpowiednie badania eksperymentalne poprzedziły symulację numeryczną, uwarunkowaną znajomością niezbędnych danych wyjściowych do opracowania modelu numerycznego MES oraz jego weryfikacji. Do badań użyto próbek w postaci pasków o szerokości ~ 20 mm wyciętych z blachy stalowej niskowęglowej o grubości 3,5 mm wzdłuż kierunku walcania. Właściwości mechaniczne materiału badanej blachy (tab. 1) zostały wyznaczone na podstawie statycznej próby rozciągania przeprowadzonej na maszynie wytrzymałościowej UTS 100.

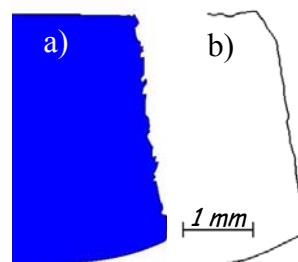
Tab. 1. Właściwości mechaniczne badanego materiału

| Grubość g [mm] | Granica plastyczności Re [MPa] | Granica wytrzymałości Rm [MPa] | Parametry krzywej umocnienia | |
|----------------|--------------------------------|--------------------------------|------------------------------|-------|
| | | | K [MPa] | n |
| 3,5 | 399 | 447 | 591 | 0,072 |



Rys. 2. Schemat przyrządu do odcinania: 1 - noże tnące, 2 - stempel, 3 - próbka, Lj - szczelina wykrawania

Operację odcinania przeprowadzono przy pomocy przyrządu (rys. 2) dla wielkości szczeliny wynoszącej $Lj = 0,5$ mm. Po wykonaniu 4 wykrojej dokonano pomiarów wielkości strefy pękania, której średnia wartość wynosiła $c = 2,69$ mm. W celu określenia trajektorii pękania dokonano odwzorowania kształtu rzeczywistego profilu powierzchni bocznej wykrojki (rys. 3 b).



Rys. 3. Profile powierzchni przecięcia wykrojek uzyskane w wyniku: a) symulacji MES, b) eksperymentu

3. SYMULACJA NUMERYCZNA

Model geometryczny do symulacji MES zbudowano na bazie modelu wynikającego z przeprowadzonego eksperymentu. Proces wykrawania modelowano zakładając płaski stan odkształcenia. Jako związek konstytutywny przyjęto sprężysto-plastyczny model materiału z nielinowym umocnieniem opisany równaniem:

$$\sigma = \begin{cases} E \cdot \varepsilon & (\varepsilon < \sigma_0 / E) \\ K \cdot \varepsilon^n & (\varepsilon \geq \sigma_0 / E) \end{cases} \quad (1)$$

W zakresie odkształceń sprężystych wartości parametrów materiałowych wynosiły: $E = 210000$ MPa, $\nu = 0,3$. Parametry krzywej umocnienia zamieszczono w tabeli 1. Do budowy siatki elementów skończonych odkształcalnej blachy zastosowano elementy klasy 4 typu 11 – *plane-strain quadrilateral*. Przyjęto model tarcia opisany prawem Coulomba oraz wartość współczynnika tarcia $\mu = 0,1$. Obliczenia przeprowadzono przy pomocy komercyjnego programu MSC. MARC/Mentat dla zagadnień nielinowych, z uwzględnieniem kontaktu. Początek pękania materiału, a następnie jego przebieg modelowano w oparciu o tzw. wskaźnik wykorzystania odkształcalności W (Großman i Tkocz, 2003):

$$W = \int_0^{\varepsilon_p} \frac{d\varepsilon}{\varepsilon_p(k)} \leq 1 \quad (2)$$

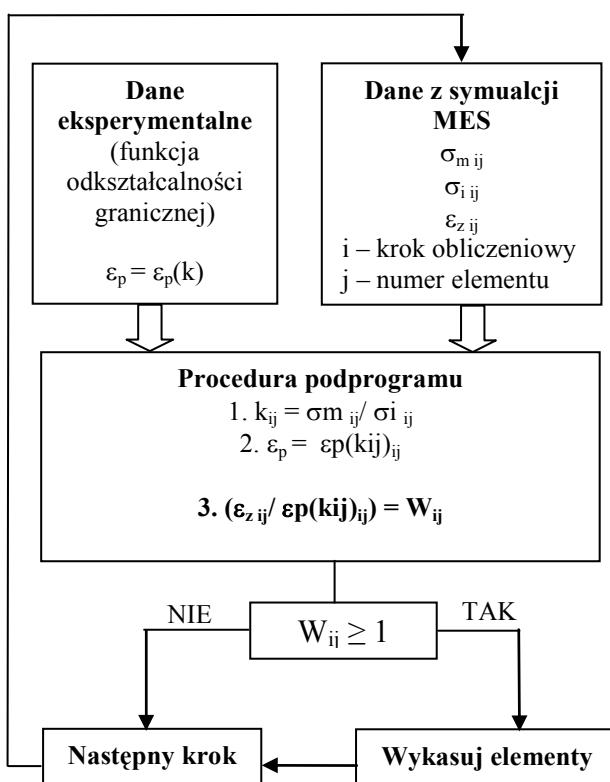
gdzie: ε - odkształcenie zastępcze, $\varepsilon_p(k)$ - funkcja odkształcalności granicznej.

Praktyczne wykorzystanie wskaźnika W wymaga znajomości funkcji odkształcalności granicznej $\varepsilon_p = f(k)$, gdzie k jest wskaźnikiem stanu naprężenia definiowanym jako iloraz naprężenia średniego i intensywności naprężenia. Funkcję odkształcalności granicznej można wyznaczyć eksperymentalnie wykonując testy materiałowe dla różnych przypadków stanów naprężen (Großman, 1976; Bao i Wierzbicki, 2004). W rozważanym przypadku funkcję tę

sformułowano wyznaczając wartość odkształcenia pękania na podstawie próby rozciągania (Kut, 2006b), a następnie aproksymowano otrzymane wyniki wielomianem trzeciego stopnia (Kut, 2007):

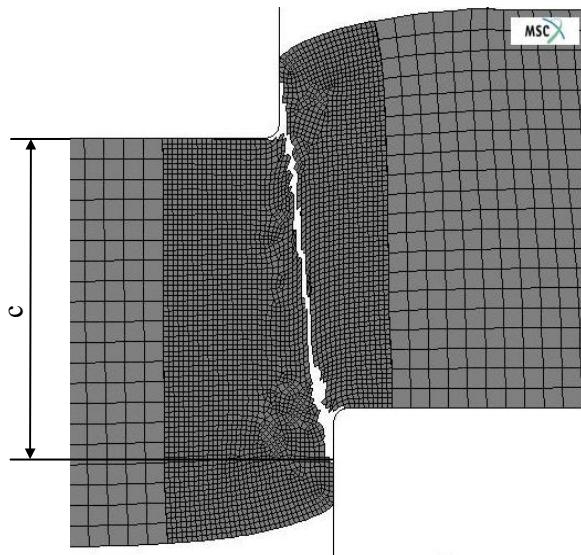
$$\varepsilon_p(k) = -14,39k^3 + 21,91k^2 - 9,86k + 2,021 \quad (3)$$

W technologicznych procesach kształtuowania, w których pękanie poprzedzone jest dużymi odkształceniemi plastycznymi, wskaźnik W może również pełnić rolę kryterium powstania złomu rozdzielczego, a więc tzw. kryterium pękania. Przyjmuje się, że pękanie rozpoczęte się wówczas, kiedy wartość wskaźnika $W \geq 1$. Wówczas to elementy, w których wskaźnik osiągnie krytyczną wartość zostają w kolejnych krokach obliczeniowych usuwane.



Rys. 4. Algorytm stosowany do modelowania fazy pękania

Modelowanie fazy pękania odbywa się według zaproponowanego algorytmu (rys. 4). Do podprogramu pobierane są dane wejściowe eksperymentalne w postaci funkcji odkształcalności granicznej oraz w każdym kroku obliczeniowym dla każdego elementu dane z programu obliczeniowego w postaci: σ_m – naprężenie średnie, σ_i – intensywność naprężenia, ε_z – odkształcenie zastępcze. Następnie podprogram oblicza wartość wskaźnika stanu naprężenia k oraz wielkość granicznego odkształcenia pękania ε_p dla obliczonego wskaźnika k . Na podstawie tych danych obliczany jest wskaźnik W według którego podejmowana jest decyzja o przejściu do następnego kroku obliczeniowego lub o usunięciu elementów, a następnie przejściu do następnego kroku obliczeniowego.



Rys. 5. Przykładowa wykrojka modelowana, c – mierzona strefa pękania

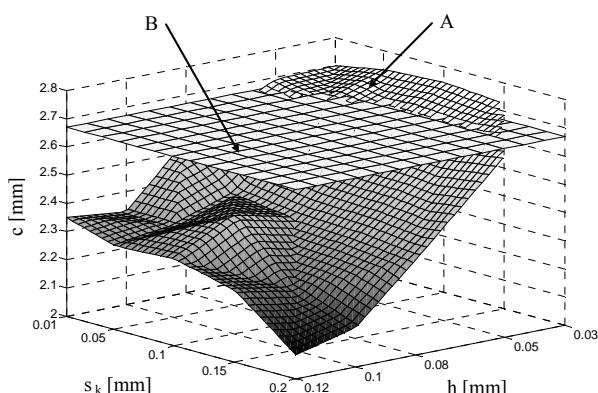
Z równania (2) wynika, że otrzymane wyniki modelowania będą uzależnione od parametrów modelowania. Na wrażliwość rozwiązania wpływają będzie w tym przypadku rozmiar siatki MES oraz długość czasowego kroku obliczeniowego. W celu dokonania analizy wpływu wyżej wymienionych parametrów na wrażliwość rozwiązania przeprowadzono 25 symulacji procesu wykrawania stosując elementy skończone o wielkości $h = 0,12; 0,1; 0,08; 0,05$ oraz $0,03$ mm. Wielkość kroku obliczeniowego dla poszczególnych elementów określona została jako wielkość przemieszczenia stempla w jednym kroku obliczeniowym i wynosiła: $s_k = 0,2; 0,15; 0,1; 0,05$ oraz $0,01$ mm. Po przeprowadzeniu kolejnych symulacji dokonywano pomiaru wielkości strefy pękania c na wykrojce (rys.5), a otrzymane wyniki zostały przedstawione w tabeli 2. Dla wielkości elementu $0,03$ mm i kroku obliczeniowego $0,2$ mm ze względu na zbyt dużą deformację elementów obliczenia numeryczne nie zostały przeprowadzone do końca, co uniemożliwiło określenie wielkości strefy pękania dla tego przypadku.

Tab. 2. Zestawienie wyników wielkości przewidywanej strefy pękania c w zależności od wielkości siatki h i kroku obliczeniowego s_k

| Wielkość kroku obliczeniowego s_k [mm] | Wielkość elementu skończonego h [mm] | | | | |
|--|--|--------|--------|--------|--------|
| | 0,12 | 0,1 | 0,08 | 0,05 | 0,03 |
| 0,2 | 2,0844 | 2,1384 | 2,3359 | 2,6437 | - |
| 0,15 | 2,2533 | 2,2168 | 2,3605 | 2,6134 | 2,7283 |
| 0,1 | 2,3067 | 2,4179 | 2,3692 | 2,6164 | 2,745 |
| 0,05 | 2,2968 | 2,325 | 2,3978 | 2,6592 | 2,7317 |
| 0,01 | 2,35 | 2,327 | 2,5401 | 2,6919 | 2,699 |

4. ANALIZA WYNIKÓW

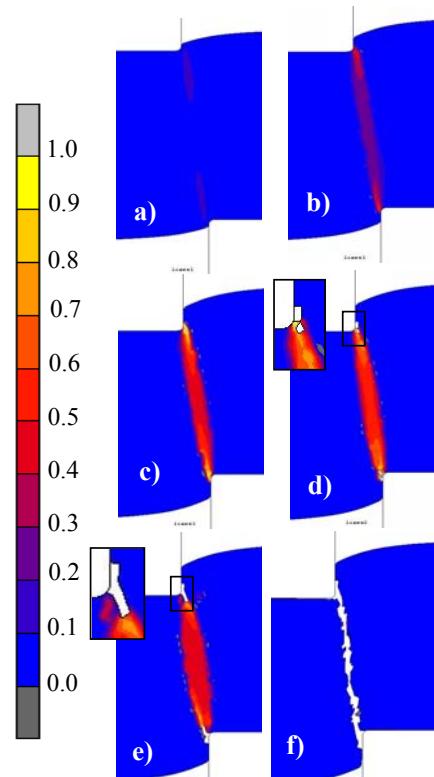
Otrzymane wyniki przeprowadzonych analiz numerycznych (tab. 2) oraz badań eksperymentalnych zostały przedstawione w formie graficznej na wykresie (rys. 6). Wykres przedstawia wpływ wielkości elementu skończonego h oraz kroku obliczeniowego s_k na wielkość prognozowanej strefy pękania c wyznaczonej w symulacji numerycznej (powierzchnia A) w odniesieniu do wielkości strefy pękania wyznaczonej doświadczalnie (powierzchnia B). W badanym zakresie zarówno zmniejszanie wielkości kroku obliczeniowego s_k jak i wielkości siatki h wpływa na dokładność otrzymanych wyników. Zmniejszanie wielkości kroku obliczeniowego ma największy wpływ przy największej wielkości elementu. Im wielkość elementu jest mniejsza, tym wpływ wielkości kroku obliczeniowego jest nieco mniejszy. Co ciekawe, w badanym przypadku zmniejszenie wielkości kroku poprawia zbieżność wyników zarówno przy $h = 0,12$ mm gdy wielkość prognozowanej strefy jest zbyt mała, jak i przy $s_k = 0,03$ mm, gdy wielkość prognozowanej strefy jest nieznacznie większa od wyznaczonej eksperymentalnie. Znacznie większy wpływ na wynik modelowania ma wielkość elementu. W miarę zmniejszania wielkości elementu w zakresie $h = (0,12 \div 0,05)$ mm wyraźnie poprawia się zbieżność uzyskanych wyników. Najlepsze rezultaty osiągnięto przy $h = 0,05$ mm. Dalsze zmniejszanie wielkości elementu do $h = 0,03$ mm spowodowało, że uzyskane wyniki były nieznacznie zawyżone, a czas obliczeń wzrastał prawie dwukrotnie w porównaniu z $h = 0,05$ mm. W całym badanym zakresie rozwiązanie jest wrażliwe na wymiar siatki, gdyż nie uzyskano ustabilizowania się wyników.



Rys. 6. Wpływ wielkości elementu h oraz kroku obliczeniowego s_k na wielkość strefy pękania c (A - wyniki modelowania MES, B - wartość wyznaczona eksperymentalnie)

Rysunek 7 przedstawia rozkład wskaźnika wykorzystania odkształceniowości W na poszczególnych etapach zagłębiania stempla s w materiał. W odróżnieniu od typowych symulacji w tym przypadku oprócz sprężystej i plastycznej deformacji materiału odkształcaneego w prezentacji wyników możemy obserwować również początek oraz przebieg pękania do momentu rozdzielenia materiału. Pozwala to prognozować jakość geometryczną elementu wykrawanego. W miarę zagłębiania stempla w materiał (rys. 7a, b, c) w obszarze pomiędzy krawędziami tnącymi narzędzi gdzie

występują największe odkształceniowe zwiększa się wartość wskaźnika W , przy czym największe wartości osiąga on w pobliżu krawędzi tnących narzędzi. Przy zagłębianiu stempla $s = 0,95$ mm (rys. 7d) wskaźnik W osiąga maksymalną dopuszczalną wartość w pobliżu krawędzi tnących narzędzi. Wówczas to, od powierzchni natarcia pojawia się szczelina i rozpoczyna proces pękania. To, że pękanie inicjowane jest przy krawędzi na powierzchni natarcia spowodowane jest tym, iż na powierzchni przyłożenia występują znacznie większe naciśki. W efekcie siła tarcia na powierzchni przyłożenia jest znacznie większa niż na powierzchni natarcia, co decyduje o lokalizacji powstania pęknienia. Dalsze zagłębianie stempla (rys. 7e) powoduje rozwój szczeliny w kierunku, w którym wskaźnik W osiąga największe wartości, a pękanie rozwija się do momentu rozdzielenia materiału (rys. 7f).



Rys. 7. Rozkład wskaźnika wykorzystania odkształceniowości W oraz przebieg pękania na poszczególnych etapach zagłębiania stempla s : a) $s = 0,38$ mm, b) $s = 0,62$ mm, c) $s = 0,83$ mm, d) $s = 0,95$ mm - początek pękania, e) rozwój pęknienia, f) rozdzielenie

Na podstawie przeprowadzonej symulacji można oszacować wielkość poszczególnych stref na powierzchni przecięcia, wyznaczyć strzałkę ugięcia, kąt pękania oraz inne parametry geometryczne wpływające na jakość uzyskanego wyrobu. Porównując kształt profilu wykrojki uzyskanej w symulacji MES (rys. 3a) z profilem rzeczywistym wyznaczonym eksperymentalnie (rys. 3b) można stwierdzić wyraźną zbieżność, co stanowi argument przemawiający za wykorzystywaniem zaproponowanego modelowania w praktyce inżynierskiej.

5. WNIOSKI

- Wskaźnik wykorzystania odkształcalności stanowi bardzo istotny parametr technologiczny. Może on równocześnie spełniać rolę kryterium pękania ciągliwego, co wykazano w niniejszej pracy. Możliwość jego stosowania w komercyjnym programie MES wymaga opracowania adekwatnego podprogramu oraz znajomości przebiegu funkcji odkształcalności granicznej.
- Możliwość modelowania w procesie wykrawania fazy pękania materiału stwarza nowe możliwości odnośnie przewidywania jakości geometrycznej elementu wykrawanego.
- Zarówno wielkość kroku obliczeniowego jak i wielkość elementu w znacznym stopniu wpływa na otrzymane wyniki modelowania fazy pękania ciągliwego. W badanym przypadku najbardziej optymalnym ze względu na zbieżność z eksperymentem jest przyjęcie wielkości statki $h = 0,05$ mm. Dalsze zmniejszanie siatki znacznie utrudnia modelowanie i znaczco wydłuża czas obliczeń. We wszystkich przypadkach zmniejszenie kroku obliczeniowego do $s_k = 0,01$ mm korzystnie wpłynęło na otrzymane wyniki modelowania.
- Przedstawiony sposób modelowania z wykorzystaniem wskaźnika odkształcalności granicznej może być z powodzeniem stosowany w innych procesach przetwarzki plastycznej.

LITERATURA

- Atkins A.** (1996), Fracture in forming, *J. Mat. Proc. Techn.*, 56, 609-618.
- Bao Y., Wierzbicki T.** (2004), On fracture locus in the equivalent strain and stress triaxiality space, *Int. J. of Mech. Sciences*, 46, 81-98.
- Behrens A., Just H.** (2002) Verification of the damage model of effective stresses in cold and semi-hot forging operations by experimental testing and FE simulations, *Mat. Konf. Metal Forming '2002*, Birmingham, 295-301.
- Behrens A., Landgrebe D., Just H.** (2000), Prediction of cracks in multistage cold forging operations by finite element simulations with integrated damage criteria, *Mat. Konf. Metal Forming '2000*, Kraków, 245-252.
- Brokken D., Brekelmans W.A.M., Baaijens F.P.T.** (2000), Predicting the shape of blanked products: a finite element approach, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 103, 51-56.
- Clift S.E., Hartley P., Sturgess C. E. N., Rowe G.W.** (1990), Fracture prediction in plastic deformation processes, *Int. J. Mech. Sci.*, 32, 1-17.
- Cockcroft M.G., Latham D.J.** (1968), Ductility and the Workability of Metals, *J. Inst. Metals*, 96, 33-39.
- Fang G., Zeng P., Lou L.** (2002), Finite element simulation of the effect of clearance on the forming quality in the blanking process, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 122, 249-254.
- Goijaerts A., Govaert L., Baaijens F.** (2001), Evaluation of ductile fracture models for different metals in blanking, *J. Mat. Proc. Techn.*, 110, 312-323.
- Gronostajski J., Matuszak A.** (1971), Sposoby dokładnego wykrawania z blach, *Mechanik*, 9, 493-496.

- Grosman F.** (1976), Funkcja odkształcalności granicznej. Obróbka plastyczna, 4, 197-202.
- Grosman F.** (2003), Charakterystyki technologicznej plastyczności materiałów stan aktualny a oczekiwania, *Rudy Metale*, R48, 10-11, 446-468.
- Grosman F., Tkocz M.** (2003), Koncepcja zastosowania funkcji odkształcalności granicznej do prognozowania utraty spójności, *Mat. konf. Forming 2003*, Podlesie, 63-68.
- Hambli R., Reszka M.** (2002), Fracture criteria identification using an inverse technique method and blanking experiment, *Int. J. Mech. Sci.*, 44, 1349-1361.
- Kachanov L. M.** (1986) *Introduction to continuum damage mechanics*, Martinus Nijhof, Dordrecht.
- Kut S.** (2004), *Sposób wykrawania ze wstępny wygięciem półwyrobu*, Rudy Metale, R49, 3, 127-130.
- Kut S.** (2006a), Wpływ wybranych parametrów na jakość wyrobów w procesie wykrawania dokładnego, OWPRz, Rzeszów 2006.
- Kut S.** (2006b), Sposób wyznaczania odkształcienia pękania w próbie jednoosiowego rozciągania próbek płaskich, *Acta Mechanica Slovaca*, 10, 2B/2006, 205-212.
- Kut S.** (2007), The method of ductile fracture modeling and predicting the shape of blanks. *Progressive Technologies and Materials*, Vol. 2, OWPRz, Rzeszów 2007, 15-25.
- Lemaitre J.** (1996) A course on damage mechanics. 2nd Edition, Springer, Munich.
- McClintock F.** (1968), A criterion of ductile fracture by the growth of holes, *J. Applied Mechanics* 35, 363-371.
- McClintock F. A.** (1968), A criterion for ductile fracture by the growth of holes, *Trans. ASME, Int. J. Appl. Mech.*, 35, 363-371.
- Norris D., Reaugh J., Moran B., Quinones D.** (1978), A plastic-strain, mean-stress criterion for ductile fracture, *J. Eng. Materials and Technology*, 100, 279-286.
- Oyané M., Sato T., Okimoto K., Shima S.** (1980), Criteria for ductile fracture and their applications, *Journal Mechanical Working Technology*, 4, 65-81.
- Rice J., Trecey D.** (1969), On the ductile enlargement of voids in triaxial stress fields, *J. Mech. Phys. Solids*, 17, 201-217.
- Taupin E., Breitling J., Wei-Tsu W., Taylan A.** (1996), Material fracture and burr formation in blanking results of FEM simulations and comparison with experiments. *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 59, 68-78.
- Yu S., Xie X., Zhang J., Zhao Z.** (2007), Ductile fracture modeling of initiation and propagation in sheet-metal blanking processes. *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 187-188, 169-172.

FEM MODELLING OF DUCTILE FRACTURE PHASE IN BLANKING PROCESS

Abstract: This paper presents the numerical simulation of the blanking process including the ductile fracture phase. The beginning of ductile fracture phase and its trajectory has been predicted using the formability utilization indicator. The specialized subroutine for MSC Marc Mentat software has been developed and implemented to calculate the formability utilization indicator. The fracture progress has been modeled by step-by-step deleting the segments, where the formability utilization indicator's critical value has been exceeded. FEM simulation has been performed for samples made of sheet steel (thickness 3.5 mm) for clearance $L_j = 0.5$ mm. The influence of element size and computational step on accuracy of fracture phase modelling proposed method has been determined. The simulation results have been compared with experimental results. The cross-cut section has been carefully checked.

CONTROL OF THE CRACK TRAJECTORY BY THE ELECTROMAGNETIC FIELD IN MEDIA WITH EMBEDDED ACTUATORS

Ihar A. MIKLASHEVICH*

*Laboratory of System Dynamics and Material Mechanics, Belarusian National Technical University, 65,
Nezalezhnasci Prasp., 220013, Minsk, Belarus

*Department of Theoretical Mechanics, Belarusian State University, 4, Nezalezhnasci Prasp., 220030, Minsk, Belarus

miklashevich@yahoo.com

Abstract: The variation principle is applied for defining a crack in the solid body. Crack propagation in non-homogeneous media has been considered. It is shown that electromagnetic fields in the material are essentially affecting the trajectory. The crack trajectory stability has been studied as function of fracture energy, phase portraits of the trajectory in different media have been built, and various attractor types have been revealed. Different crack morphologies from single straight and oscillating crack propagation to straight double crack propagation were theoretically founded.

1. INTRODUCTION

The ability to determine the direction of crack growth as a function of medium properties or its deformed state is useful. This ability is the rule rather than the exception when the technology of material fabrication can control the praise nature of the material microstructure. These provide the means to suppress or enhance crack propagation. In other words, the direction of crack growth can be predetermined if the loadings are known.

The aim of the present paper is to find the conditions of the material properties for crack propagation in the wave-guide mode. Studied are the crack path and its stability in inhomogeneous media by application of variational principle. The stability and stochastization of the solution of the crack trajectory equation are investigated.

Consider the medium that is stretched along the y-axis from infinity. We believe that the crack propagate in such a way that the energy involved in fracture process is minimal along the trajectory of the crack. The variational equation for specific energy (i.e. energy per unit length) has the general form Miklashevich and Chigarev (2002), Miklashevich (2005).

$$\delta \int_L \gamma + w(x, y) dl = 0 \quad (1)$$

where γ is the specific surface energy and $w(x, y)$ the specific potential deformation energy while dl stands for the differential length, δ the variation symbol and L the integration path. For the brevity we can introduce the functional of specific energy $\gamma + w(x, y) = F(x, y, y', \dot{y})$ in equation 1.

The Euler's equation for the problem (1) which follows from condition of minimum of functional for functional of elastics energy is given in standard way by Miklashevich (2005). Because we investigate the stability of trajectory not stability of the process of fracture we obtain

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial}{\partial y'} \left[\sqrt{1+y'^2} \right] (F(x, y, y')) \right) \\ & - \frac{\partial}{\partial y} \left[\sqrt{1+y'^2} F(x, y, y') \right] = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Now assume that the boundary conditions are chosen in such a way that they maintain the stress state unchanged during the crack propagation („dead stress”). For the reduced case media properties relative smooth changing $F \neq F(x, y, y') = F(x, y)$, equation 2 can be written in the form Miklashevich and Chigarev (2002).

$$y'' - y' f_1(x, y) (1+y'^2) + f_2(x, y) (1+y'^2)^2 = 0 \quad (3)$$

For the sufficiently smooth crack term y'^2 to vanish, there results the crack trajectory equation:

$$y'' - y' f_1(x, y) + f_2(x, y) = 0, \quad (4)$$

where the notations

$$\begin{aligned} f_1(x, y) &= \frac{\partial \ln Q(x, y)}{\partial x}, \quad f_2(x, y) = \\ & \frac{\partial \ln Q(x, y)}{\partial y}, \quad Q(x, y) = F^{-1} \end{aligned} \quad (5)$$

have been adopted.

2. CRACK PROPAGATION THROUGH STRUCTURE BOUNDARY

Crack propagation across structural non-homogeneities represents a significant practical interest, for example, for composites and structured materials. The theory of

crack propagation through the structure boundary in statement of “ideal mechanics of fracture” started from well known articles of Dundurs. In the elastic formulation, an idealized problem of interaction of the crack with non-homogeneity (a borders or a dislocation) can be solved, for example, by the method of complex potentials of Muskhelishvili. Moreover, all the real materials have internal structural borders (for example, grain structure, walls of dislocations, etc.) and “ideal” theory may be corrected by the more physical way. In the variational statement, the problems of accounting borders are connected with discontinuity of function $F(x,y)$ in borders $0, L_i, i=1,\dots,k$, etc. These causes a necessity to consider, at varying the fracture energy, piecewise smooth functionals. Equation for the energy functionals, in case of crack passage across i borders should be rewritten in the form of:

$$\delta F = \delta F|_{A}^{x=0} + \delta F|_{0-\varepsilon}^{0+\varepsilon} + \delta F|_{0+\varepsilon}^{L_i-\varepsilon} + \delta F|_{L_i-\varepsilon}^{L_i+\varepsilon} + \dots \delta F|_{L_k+\varepsilon}^B \quad (6)$$

where A, B starting and end point of the crack, respectively and $\lim \varepsilon=0$. Term $\delta F|_{L_i-\varepsilon}^{L_i+\varepsilon}$ in (6) is the additional energy, connected with a L_i sharp body boundary.

In real materials, a transition from one material to another takes place in a narrow zone of contact of grains (layers). The width of this transition zone depends on technological and other factors and defines the integration interval in the second term of expression (6). Only for an ideal material, the width of the transition zone from one material to another is zero. According to our problem statement, the crack approaches the border “almost normally”, and the fracture energy, connected with the existence of the border, is the energy required for separation of the material along the layer. In the statement of the problem of ideal fracture:

$$\delta F|_1 = \int_{-\infty}^{+\infty} dU(1) \mathbf{D}(x-1) dx$$

where $D(x)$ is the delta-function, $dU(1)$ is the bond energy of the border number one (Miklashevich, 2002).

However, real materials do not have any zero transition zones. Then, with account of the real width of contact zone 2ε , the delta-function can be approximated by a smooth function:

$$\frac{1}{\varepsilon\sqrt{\pi}} \exp\left(\frac{-x^2}{\varepsilon^2}\right) \xrightarrow{\varepsilon \rightarrow 0} \mathbf{D}(x).$$

In this case it is not possible to have a crack propagating in materials with stabilized trajectory (Miklashevich, 2005, 2008). Unfortunately, because of the complexity of the coefficient, we managed to obtain a precise analytical solution of equation (4) only for the limited case of special form of the coefficients in equation for linear media (Miklashevich, 2008).

3. CRACK BEHAVIOUR IN PIECE-WISE STRUCTURES

The equation (4) was analyzed in case of ideal piece-wise composite materials (Miklashevich and Chigarev, 2002; Miklashevich, 2005). For the piece-wise material the media properties can be taken in the form

$$f_{2,y}^0 = -\omega^2, \quad f_{2,y^2}^0 \equiv 0, \quad f_{2,y^3}^0 = -\alpha\omega^2, \quad f_1 = 0.$$

This corresponds to representation of $\ln Q(y)$ in the form as Miklashevich and Chigarev (2002):

$$\ln Q(x, y) = \ln Q(y) + v(x, y),$$

$$\ln Q(y) = -\omega^2 y^2 - \alpha\omega^2 y^4.$$

In this case we can find the condition of stochastization of the crack trajectory (Miklashevich and Chigarev, 2002). Consider the stability of equation (4) when the medium's properties change smoothly along the x axes. Let the media properties expressed by Eq.(5) be in the form

$$(\ln Q(x, y))_{,x} = \delta + \gamma \cos \omega x. \quad (7)$$

The above representation corresponds to body fracture energy in form

$$Q(x) = C_1 \exp \frac{-(\delta x \omega - \gamma \sin(\omega x))}{\omega},$$

where C_1 is the integration constant. The behaviour of the non-homogeneity is in general exponential (the slope degree of the exponent is regulated by index δ), Fig. 1. A deviation of the function from smoothness (scatter of the properties

of the composite by layers) is regulated by parameter γ (See Fig. 1).

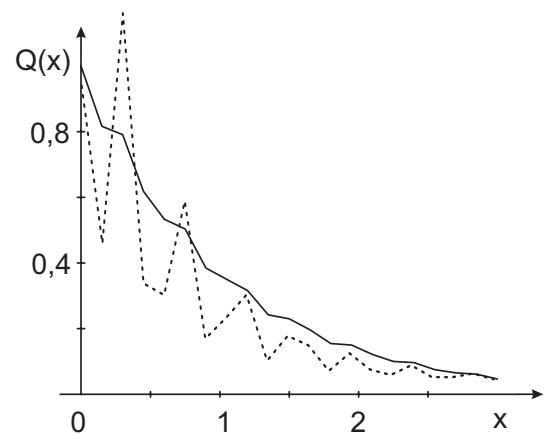


Fig.1. Dependence of fracture energy from coordinate x . Parameters $\omega = 15, \delta = 1$. Solid curve $\gamma = 1$, dotted curve $\gamma = 15$

Substitute the Eq. (7) into (4) we obtain the well known equation of Duffing type (Lichtenberg and Liberman, 1983) in form

$$\ddot{y} - y + y^3 + \varepsilon\delta\dot{y} = \delta + \gamma \cos \omega x$$

The crack behaviour in last case presented in Fig. 2, Fig. 3. and whole is stable.

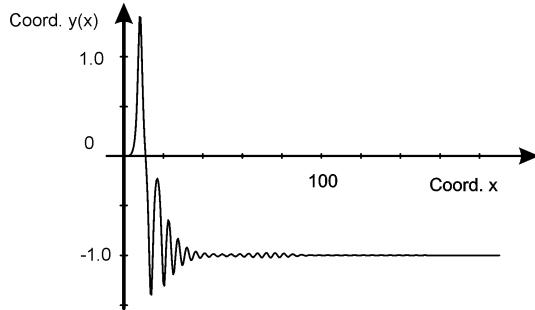


Fig.2. The crack trajectory behavior. Material parameters are $\varepsilon = 0.1$, $\gamma = 2.19$, $\omega = 0.01$, $\delta = 1$; Initial conditions $y(0) = 0$; $y'(0) = 0.001$

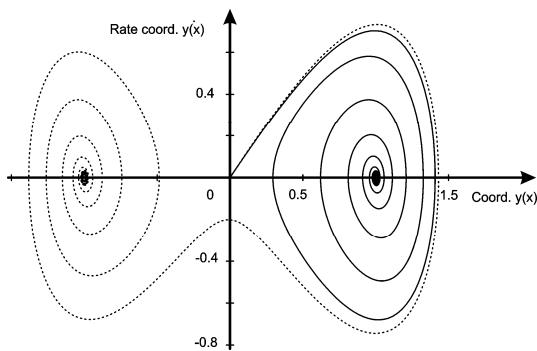


Fig. 3. Phase portrait. Initial conditions $y(0) = 0$; $y'(0) = 0.000001$ dotted line, $y(0) = 0.001$; $y(0) = 0.00005$ solid line

The considered models of non-homogeneity correspond to the conclusion that a change of non-homogeneity along axis Y ensures a waveguide character of crack propagation along axis Y. In particular, a cut-out may play the role of such waveguide. However, even a rigid determination of the initial and final points is insufficient to have the crack trajectory $y(x)$ to be a deterministically forecasting function.

4. INFLUENCE OF ELECTROMAGNETIC FIELD TO THE TRAJECTORY

In case when in a material the set of actuators is embedded, the electromagnetic field can be presented in a material. The general theory of fracture of piezoelectric materials can be found in Parton and Kudriavcev (1998). A possibility to apply the crack energy density criterion to crack propagation in piezoelectric materials was detail justified earlier (Zuo and Sih, 2000). By using the well-known L. I. Sedov's decomposition of the full crack problem into subproblems, we may present the full crack problem in piezoelectric medium as superposition of mechanical and electrical problems. Let's take the field as pure periodical (sinusoidal). In this case the body fracture energy can be presented in form of

$$Q(x) = C_1 \exp(-(\delta x \omega - \gamma \sin(\omega x)) / \omega) + C_2 \cos \Omega x$$

The crack behaviour in the last case presented in Fig. 4, Fig. 5. and essentially differ from stable.

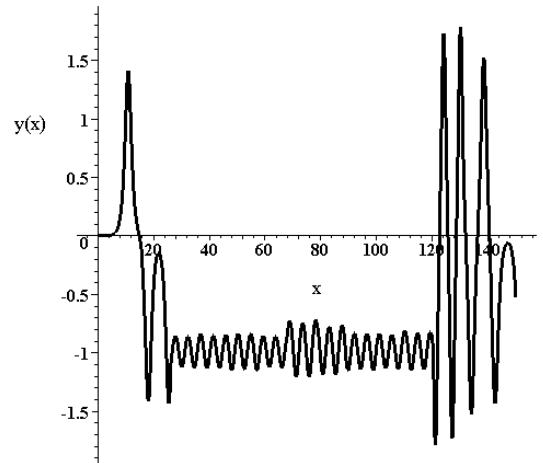


Fig.4. The crack trajectory behavior. $\Omega = 10\omega$

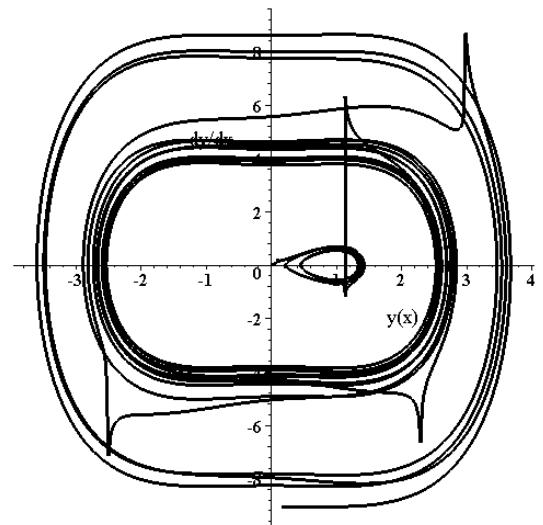


Fig. 5. Phase portrait for crack under electromagnetic field affect.

5. DISCUSSION AND CONCLUSION

The proposed approach allows analysing the dependence of the crack behaviour from the properties of the medium, through which the crack propagates, finding the areas of unstable propagation, and assessing the stochasticization (randomization) length (Miklashevich and Chigarev, 2002; Miklashevich, 2005). Forecasting of the crack trajectory in case of meeting the stochasticization condition is possible only through use of probability methods, for example, on the basis of Markov process theory.

The forecasted crack behaviour is logically explained in the model of composites with adhesion links. The initial instability (chaotic state) of propagation of a main crack

may be physically realized only through formation of lateral microcracks in the boundaries of the structural elements

of the composite. In development of the destruction process, the damage will accumulate in the layers passed by the crack, and a weak relaxation on destruction of adhesion links will be insufficient, the energy will start to liberate along the trajectory of the mainline crack and stabilize it (Miklashevich, 2008).

The considered problem may be an example of layered medium synthesis, in which the boundary is a barrier in the crack route, since in the considered example, the boundary may break the condition $y^2 < 1$, the crack propagates along the boundary, and then along the layer again. Thus, stochasticization of the crack trajectory in a layered medium leads to an impossibility to forecast its propagation and, therefore, to impossibility of taking measures, at the stage of designing and manufacturing of an article, to improve crack-resistance. On the other hand, the crack stochasticization that enables its propagation along the fibering ensures the crack-resistance of the article, since the shear fracture viscosity is higher than the fracture destruction (Miklashevich, 2002).

In the presence of the electric field, the crack behaviour is much less stable than in the absence thereof. At crack development, bifurcation transitions are possible (sharp outbreaks at phase diagrams). The general analysis of the crack behaviour indicates that the presence of the electric field essentially increases the chaotic behaviour of the trajectory. It follows from Figs. 4, 5 that even in case of high-frequency electromagnetic field, no “suppression” of mechanical oscillations takes place, and the trajectory has multiple bifurcation points (sharp breaks of phase trajectory).

REFERENCES

1. **Lichtenberg A. J., Liberman M. A.** (1983) *Regular and stochastic motion*, Springer-Verlag, Berlin–Heidelberg–New York.
2. **Miklashevich I. A.** (2002), The structure boundary influence on the crack propagation by the plane loading. *Journal of composite materials and design* (in Russian), No. 2, (2002), 255-260.
3. **Miklashevich I. A.** (2005), Crack trajectory instability: Propagation in inhomogeneous medium, *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, Vol. 43, Iss. 3, 360-368.
4. **Miklashevich I. A.** (2008), *Micromechanics of fracture in generalised spaces*, Academic Press, Amsterdam–Heidelberg.
5. **Miklashevich I. A., Chigarev A. V.** (2002), Stability of a crack trajectory in heterogeneous media, *Mechanics of Solids*, Vol. 37, No. 4, 93-97.
6. **Parton V. Z., Kudriavcev B.** (1988), Electromagnetoelasticity of piezoelectric and electroconducting bodies, *Nauka*, Moscow (in Russian).
7. **Zuo J., Sih G.** (2000), Energy density theory formulation and interpretation of cracking behavior for piezoelectric ceramics, *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*. Vol. 34, 17–33.

This work was partially supported by State Scientific Program “Mechanics”, sections 2.2 and 4.03. Thanks to V.Barkaline for the discussion of early versions of this paper and for many valuable suggestions and criticism. Thank for Prof. R. Kiencler for very interesting discussions made during the author stay in Bremen, Germany, by the support of DAAD.

DETERMINATION OF ANGULAR TRANSMITTANCE OF GLASSES FOR LIGHT GUIDES

Jitka MOHELNKOVA*

* Faculty of Civil Engineering, Brno University of Technology, Veveří 95, 602 00 Brno, Czech Republic

mohelnikova.j@fce.vutbr.cz

Abstract: Tubular light guides transport daylight into internal windowless parts in buildings via multi-reflections on highly reflective surface. They consist of roof dome of glass or transparent plastics, metal hollow core light pipe with mirrored internal surfaces and ceiling cover from diffusive glass which scatters daylight into interior. The investigation of light efficiency of these new systems of tubular light guides needs correct data of transmittance of transparent roof domes and ceiling covers of these systems. Angular transmittance of curved glasses and glasses with pattern are not available. A method for determination of angular transmittance of transparent components of light guides was set up. The method is based illuminance measurements within an experimental box with glass samples.

1. INTRODUCTION

Visual comfort in buildings is one of main demands for quality of indoor environment in buildings. Daylighting of internal parts of buildings is a technical problem. Tubular light guides represent possibility of natural lighting and also energy saving alternative in a comparison with artificial lighting. Light guides are special tubular systems, which optically connect outdoors with indoors. Their function is based on the principle of light transport for distant places due to multi reflections on highly reflective surfaces. A tubular light guide consists of a roof transparent dome of glass or transparent plastics, metal hollow core light pipe with mirrored internal surfaces and ceiling cover from diffusive glass which scatters daylight into interior (Bracale et al., 2001; Yohannes, 2003).

Values of angular transmittance of glass represent important input data for daylight and solar systems evaluations. Data of angular transmittance are determined for clear flat glass and for clear glass with steel wires (Kittler and Kittlerová, 1968; Rybár, 1987; Hopkinson et al., 1966). The relative angular transmittance of the flat clear glass is defined as the ratio between transmittance τ_θ in the incident angle θ and normal transmittance τ_n – according to Kittler ((Kittler and Kittlerová, 1968)

$$\frac{\tau_\theta}{\tau_n} = \cos \theta \left(1 + \frac{1}{2} \sin^2 \theta \right) \quad (1)$$

– according to ČSN 730580 (Rybár, 1987)

$$\frac{\tau_\theta}{\tau_n} = \cos \theta \left(1 + \sin^3 \theta \right) + e^{-\frac{\theta}{27}} - e^{-\frac{\theta}{26}} \quad (2)$$

– according to Rivera (Hopkinson et al., 1966)

$$\frac{\tau_\theta}{\tau_n} = 1,018 \cdot \cos \theta (1 + \sin 3\theta) \quad (3)$$

Angular transmittance of curved glasses or plastics which are used for roof domes and flat diffusive glasses with patterns which are convenient for ceiling diffusers are not available. The investigation of light efficiency of tubular light guides needs correct data of angular transmittance of their transparent parts. A method for determination of light transmittance of the transparent components of light guides was set up. The method is based on angular transmittance determination on basis of data from illuminance measurements.

2. MEASUREMENT METHOD

The method for determination of angular transmittance of transparent components of light guides requires data of light measurements within an experimental box with glass samples. Dimensions of the box are 0.6 m x 0.6 m x 0.95 m. There is a circular opening of diameter 0.16 m in the middle of the front side of the box for a glass sample placing. Source of light – four fluorescent lamps 4 x 18 W covered by a frosted glass cover of dimensions 0.5 m x 0.5 m was used. The cover serves for diffusion of the lamps light. The distance of the light source from the front side of the box is 2.5m=5ds, where ds is the dimension of the light source (0.5m). This distance is in compliance with „oft-quoted five-times rule“ which is required for photometric measurements (the measurement error is minimized for this distance) [6]. The box with the glass sample on its front side was revolved at defined angles with respect the light source position. There were two light sensors of luxmeter Minolta T10 fixed in side walls of the box – see Fig. 1 (c1 – the upper sensor fixed in the distance 0.15 m x 0.15 m from the upper left hand side corner of the box, c2 – the lower sensor fixed in the distance 0.15 m x 0.15 m from the lower right hand side corner of the box). Values of illuminance monitored inside of the box give data for the mean internal illuminance which was compared to the reference value (illuminance inside the box without a glass

sample). These values served for determination of angular transmittance of selected glass samples.

Results of illuminance measurements have given data for determination of curves of angular transmittance in angles from 0° to 90° (with 10° interval) for the following samples of light guide elements: roof glass dome,

plastic dome (PMMA), flat ceiling covers of clear float glass and antireflection glass, flat glass diffusers with patterned surface for light scattering – smooth and rough patterned diffusers. All samples have diameters 0.17 m and thickness 3 mm. Luminance measurements for the selected samples at given angles were 5 times repeated.

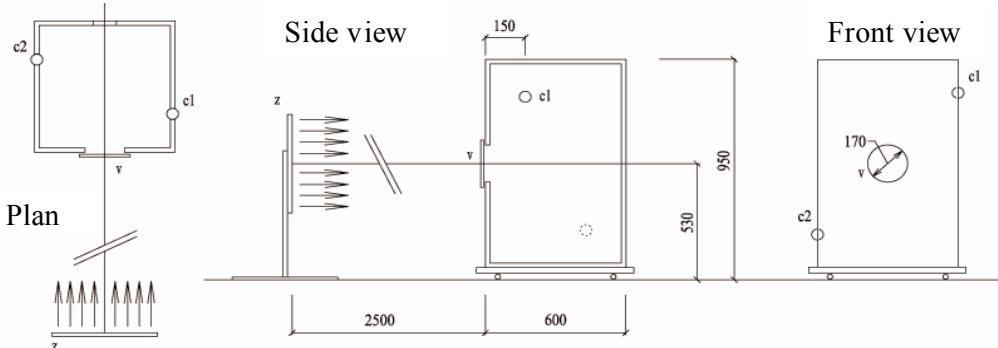


Fig. 1. The experimental box for illuminance measurements (dimensioned in mm)
 z – light source, v – glass sample, $c1, c2$ – luminance meter sensors (dimensioned in mm)

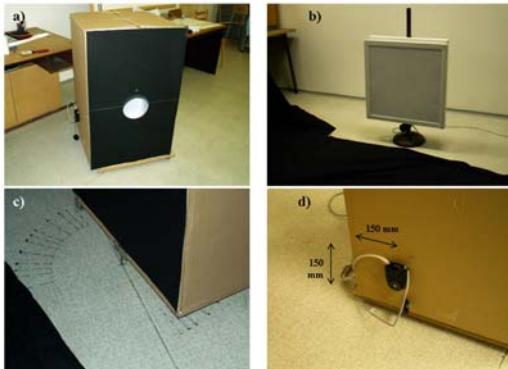


Fig. 2. Photographs of the box for illuminance measurements,
a) box with a glass sample, b) light source - lamp, c) angular scale, d) lower sensor of the luxmeter

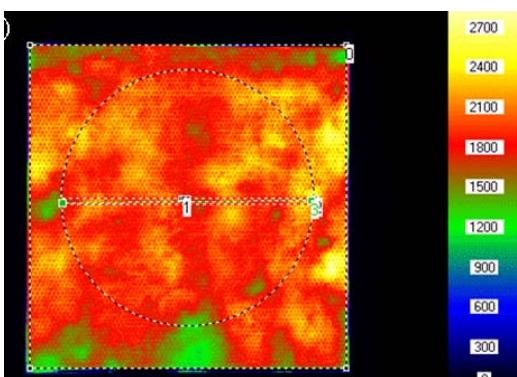


Fig. 3. Luminance distribution of the light source transparent cover (monitored by LMK Vario)

Luminance of the transparent frosted glass cover of the used lamps was monitored by luminance camera LMK Vario, see Fig. 3. Minimal, maximal and average luminance is presented in Table 1. The luminance distribution was monitored for determination of light conditions. Average luminance from the measurements is $L = 1947 \text{ cd.m}^{-2}$

luminous emittance $H = \pi \cdot L = 6116 \text{ lx}$, which is adequate to outdoor conditions of uniformly overcast sky with diffusive light in accordance with the CIE overcast sky model (CIE S 011/E, 2003) with sky luminance gradation from horizon to zenith 1:3 – average luminance is 1592 cd.m^{-2}). For this light conditions measurements of angular transmittance of the light guide components was carried out.

Tab. 1. Luminances L of the cover of the used light source (luminance camera LMK)

| Measure- ment | L [cd.m^{-2}] | | | deviation |
|--|--------------------------|------------------|------------------|-----------|
| | Mean value | Minimal value | Maximal value | |
| 0 | 1920 | 27.7 | 3030 | 276.8 |
| 1 | 1895 | 1758 | 1983 | 58.65 |
| 2 | 1983 | 1192 | 2642 | 173 |
| 3 | 1990 | 1545 | 2309 | 158.8 |
| Average luminance 1947.0 cd.m^{-2} | | | | |

3. RESULTS FROM MEASUREMENTS

Results from the light measurements give average illuminance for particular angles of incidence which are used for calculation of transmittance and specification of curves of relative angular transmittance. Normal light transmittance τ_n for light rays affecting the glass sample in angle 0° (light rays are normal to the glass sample) is calculated from illuminance data

$$\tau_n = \frac{E_{n-z}}{E_{n-b}} \quad (4)$$

where: E_{n-z} is illuminance inside of the box with the glass sample [lx] (for normal incidence, angle $\theta=0^\circ$), E_{n-b} is illuminance inside of the box without the glass sample [lx] (for normal incidence $\theta=0^\circ$)

Curves of angular transmittance of glass samples were determined for relative values calculated from the following formula

$$\frac{\tau_\theta}{\tau_n} = \frac{E_{\theta-z} / E_{\theta-b}}{E_{n-z} / E_{n-b}} \quad (5)$$

where: τ_θ is light transmittance for light affecting the sample at the angle of incidence θ , τ_n is normal light transmittance ($\theta=0^\circ$), $E_{\theta,b}$ is illuminance [lx] inside of the box without the glass sample for light rays at the angle of incidence θ [lx], E_{n-b} is illuminance [lx] inside of the box with the glass sample for light rays at normal incidence $\theta=0^\circ$.

Results from illuminance measurements within the box and the above mentioned calculations of angular transmittance of selected samples are presented in curves of relative transmittance τ_n / τ_θ in dependence on the angle of incidence θ in Fig. 4.

Another light source (see Fig. 5) was used for the control measurement – metal-halide lamp HQL (power 250 W, luminous flux 22 500 lm), with light characteristics similar to real daylight conditions of direct light of the clear sky – similar like the daylight simulator used in experimental investigations of light guides (Yohannes, 2003) and above mentioned measurements were repeated for the control light source.

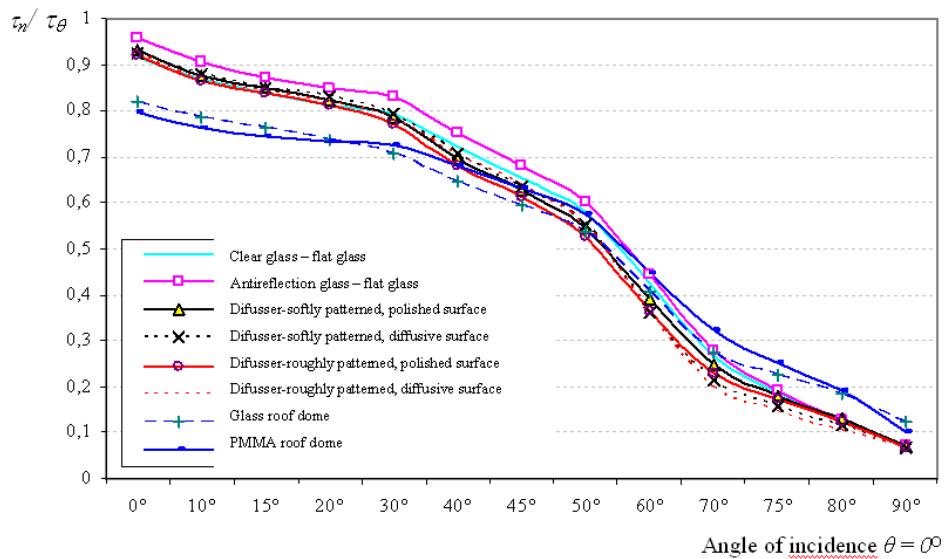


Fig. 4. Curves of relative angular transmittance of selected transparent elements (roof domes and flat ceiling covers) of the tubular light guide

Values of relative angular transmittances of the flat clear glass determined on the basis of illuminance measurements were compared with the curves of the clear flat glass transmittance determined from calculation results in accordance with equations (1) and (2), see Fig. 6.



Fig. 5. Control measurements with Metal-halide lamp HQL

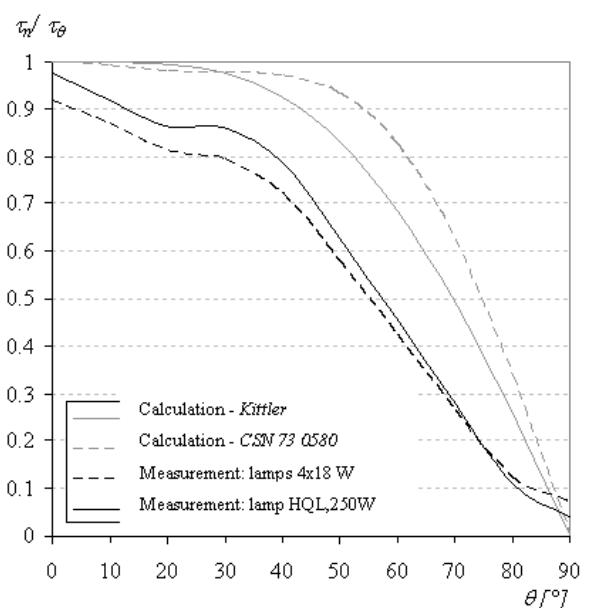


Fig. 6. Curves of angular transmittance of flat clear glass (determined from measurements and from calculations)

Results of angular transmittance of the flat clear glass sample determined from measured illuminances vary about 2 to 20 % compared to calculated values. The difference is caused by different methods of evaluations. The equations (1), (2) were derived from results of laboratory illuminance measurements and for a light source with parallel light rays affecting the glass sample. Results from the above described method in the box are close to real service conditions. The box is the model of a room of dimensions 3 m x 4.75 m, clearance height 3 m; used light source with four fluorescent lamps with frozen glass cover simulates diffusive light of sky.

Determination of the angular transmittance of the selected samples gives information that the glass and plastic

domes have higher transmittance for angle of incidence between 50° and 90° but lower transmittance for angles 0° (normal incidence) to 50° compared to flat glass samples. It is caused by the roof dome rounded shape, which for higher incident angles (angle of incidence is measured from the normal to the surface) - lower elevation angles (elevation angle is measured from a horizontal plane) gives higher transmittance but light rays of the same elevation are reflected on the surface of the flat glass pane, see Fig. 7. Light rays of lower angle of incidence - higher elevation angle are reflected more on curved parts of the roof dome and they have high transmittance through the flat glass cover.

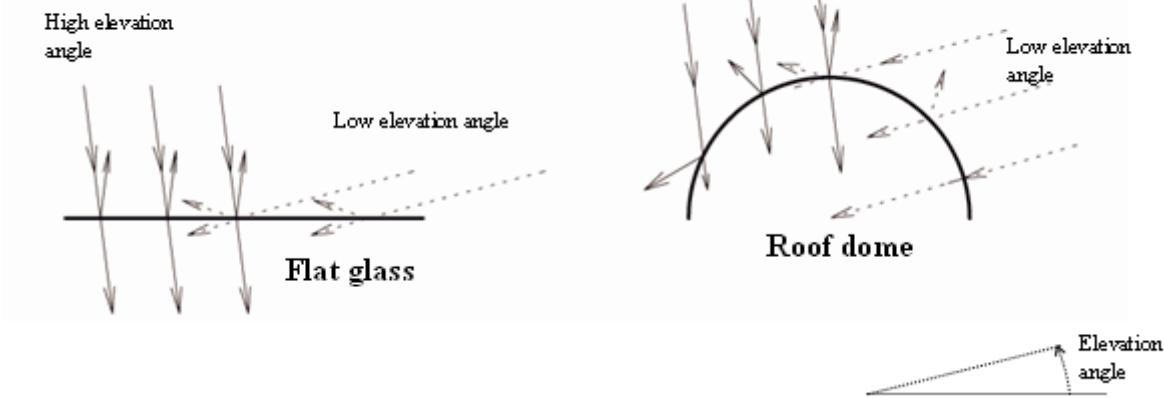


Fig. 7. Scheme of reflection and transmission of light rays of different elevation angle on the surface of the flat and rounded glass sample

4. SUMMARY

Light transmittance of a roof dome and ceiling diffuser influence light efficiency of the whole light guide system. The curves of angular transmittance serve as input data for light efficiency evaluations of tubular light guides. Angular transmittance of the flat glass cover determined on the basis of the illuminance measurements are in agreement with results from calculations according to theoretically and experimentally derived formulae. For this reason it can be assumed that the curves of angular transmittance of transparent roof domes and patterned glass ceiling diffusers are determined in sufficient accuracy to be useful as input data for the following evaluations of the tubular light guide efficiency.

REFERENCES

1. Bracale G. et al. (2001), The Tubular skylight, *Proc. Lux Europa*, Reykjavik, 360-384.
2. Hopkinson R.G., Peterbridge P., Longmore J. (1966), *Daylighting*, Heinemann, London.
3. Kittler R., Kittlerová L. (1968), *Návrh a hodnotenie denného osvetlenia*, SVTL, Bratislava.
4. Rybár, P. (1987), *Daylighting in Building* (Czech Standard), ČSN 73 0580, Priestup svetla cez ploché stavebné sklo. Svetelná technika 3, 37-40.
5. Yohannes I. (2003), *Characterising the performance of light-pipes in UK climate*, PhD Thesis, Nottingham University.
6. IESNA Lighting Handbook-Reference and Application, 9th Edition, New York (2000)
7. CIE S 011/E:2003, ISO 15469:2004 Spatial Distribution of Daylight-CIE Standard General Sky

Acknowledgement: Light measurements were carried out within the frame of the project Kontakt CZ-102 "Research of real annual conditions of illuminance for effective utilisation of light guides in climatic conditions of the Slovak and Czech Republic". The author thanks to Assoc. Prof. Jiri Plch and Frantisek Vajkay for their help.

CONDITIONS OF MATERIALS CHOICE IN MANUFACTURING OF PRESSURE ORIGINATED DETAILS

Gatis MUIZNIEKS*, Eriks GERINS*

*Riga Technical University, 1 Kalku Street, Riga, PDP, LV-1658, Latvia

arai@acad.latnet.lv, 626gacho@inbox.lv

Abstract: Materials are evolving today faster than at any time in history. In nowadays developing a technique and technology considerably enlarge the exposure of the applicable materials, new materials are created still with much better mechanical and technological properties. Their development and prevalence quickly increase. Today wide use such materials that still recently call by future materials. In the several responsible engineering industry, as well as instrument engineering and other industries do better with "high – performance" composites, new engineering ceramics, high – strength polymers etc., what had previously been done with metals.

Choosing of materials is very important in several engineering industries, construction and instrument engineering industries, for example, crash of bench constructions is one of the reasons that the engineer who designed them used wrong materials or did not understand the properties of those used. Therefore for rational utilization materials, we need to know not only their properties, but also need understand factors, which provides this properties. Therefore we should know how to select materials which best fit the demands of the design – economic and aesthetic demands, as well as demands of strength and durability. Choice of materials of pressure originated details, as also many manufacturing of other important details, which is one of the most actual problems in nowadays.

First of all this article shows advantages and disadvantages of the conditions of materials choice of pressure originated details in. The most rational conditions of materials choice, way how to eliminate possibility mistakes, which can lead down to different difficulties are given for the manufacturing of the definite group of details.

There is an example which describes conditions of materials choice for oil flooded screw compressors.

The denotations of different standards of the utilized materials are analyzed in this article. As well as the economic parameters of the various materials in the manufacturing of the oil flooded screw compressors are analyzed.

At the end of the article are given possibilities of the improving of materials. We can achieve improving of materials with different materials processing methods, which I had analyzed, for example, using mechanical, thermal, thermal-chemical processing or using different surfaces covering. In nowadays thermal processing method based on metal physic, dislocation theory and changes of metal structure regularity. These processing methods improve physical and mechanical properties of materials.

1. INTRODUCTION

Innovation in engineering often means skilfully to use, choose the new materials for the responsible constructions in various industries of engineering, which are evolving today faster than at any time in history, often consider materials that still recently call by future materials. In nowadays developing a technique and technology considerably enlarge the exposure of the applicable materials, new materials are created still with much better mechanical and technological properties. There are over 100 000 different materials available to design engineer. The duty of every engineer is to know the materials classifications so even well, as in the own book of remarks. Engineer and mechanic should be also as designer and technologist.

A designer needs to be able correctly to choose materials, which their properties would conform to these technical requirements of constructed detail. As often as not only in engineering we meet with various reasons which characterize with the use of incorrect materials. Choosing of materials is very important in several engineering industries, construction and instrument engineering industries; for

example, crash of bench constructions is one of the reasons that the engineer who designed them used wrong materials. He was not able to choose materials with conformable properties and exploitation environments from this spacious offered expound of material. Therefore for rational utilization materials, we need to know not only their properties, but also should understand factors, which provides this properties. So it is vital that the professional engineer should know how to select most suitable materials which best fit the demands of the design – economic and aesthetic demands, economic requirements, criteria of safety as well as demands of strength and durability. The designer must understand the properties of materials, and their limitations.

2. MATERIALS IN NOWADAYS AND THEIR PROPERTIES

There are over 100 000 different materials available to design engineer. Main task is to reduce this very large number to a much smaller who let us to be competent more easily in these materials groups.

Mainly in the engineering industry use the alloys of metals, but far rarer technically spotless metals. Mechanical properties of alloys usually are better than mechanical properties of spotless metals. Chemical composition and structure are to affect the properties of alloy. Today we already use materials, which often are called as future materials.

Nowadays in the modern engineering materially divided on nine large groups:

- engineering alloys – metals and their alloys;
- engineering polymers – thermoplastics and thermosets;
- engineering ceramics – fine ceramics;
- engineering composites – glass, carbon or aramid fibre-reinforced plastics;
- porous ceramics – brick, cement, concrete, stone;
- glasses – silicate glasses;
- woods – structural timbers;
- elastomers – natural and artificial rubbers;
- foams – foamed polymers.

Every material is characterized by its mechanical, physical, thermal, chemical, and also technological and other properties. From spacious expound of the offered material we should choose most suitable material accordingly to our requirements. Choosing materials for the elements of machines, a designer must analyse all properties of these material.

Mechanical properties of material are one of the most important properties of them. These properties characterize material can resist to influence of external force. Taking apart mechanical properties of material, we analyse their plasticity, modulus of elasticity, yield strength and tensile strength, hardness, fracture toughness, fatigue strength, creep strength and damping. Yield strength and tensile strength are one of main parameters with which characterized most of all materials. Tensile strength of material is described after the indexes of mechanical properties, which obtain in mechanical verifications. Tensile strength of material depends on such characteristic properties as endurance, kind of hot processing, and from density of material.

The constructed devices always work in more unfriendly circumstances, which influencing from various dynamic loadings, temperatures, and also those constructions are inferior to the always greater loadings. Fracture toughness is inculcated for characterizing of materials. Fracture toughness is the index of material, what characterizes ability of material resist to the various impact loadings in various temperatures.

Analysing physical properties of material, we adjoin with such sizes as specific gravity of material, density, and also for the coefficients of the linear and dimensional expansion.

Also thermal properties of material keep us in interest, when we analysing the external environments of construction. Knowing thermal properties of material – thermal conductivity, specific heat, thermal expansion coefficient, and also temperature of melting, we can define efficiency of action of construction in the various intervals of temperatures. Thermal properties of material allow to us correct choosing of the thermal processing modes, if necessary to improve the materials by the thermal process.

Electric and magnetic properties – resistivity, dielectric constant, magnetic permeability are used also for characterizing of materials.

Properties of surface are important in many engineering constructions. Knowing properties of surface, we can reason about oxidization ability of material, ability to resist corrosion, and also we are able to predict endurance of wear. Corrosion of metals causes of enormous losses for industry. To prevent the severe losses, in the engineer and in the other industries of production, details should be covered with varnishes, paints, chemical hardy metals or thin layer of oxides. In a few cases use the special alloys with good chemical stability.

There is a copula type of operations, which helps to us improve wearproofness of surface, such as mechanical, thermal, chemical-thermal, and also coverages of surface.

A technological property of metal and other materials characterizes workability with various hot and cold processing methods, i.e. workability pours, hammering, welding, cutting etc.

Constructing of any device makes to us more or less interest to properties of making of material are ease of manufacture and joining, finishing and also aesthetic properties as colour, texture, feelings.

During designing of machine, we also should analyse ecological properties of materials toxicity, possibilities of contamination of environment, and also recyclability.

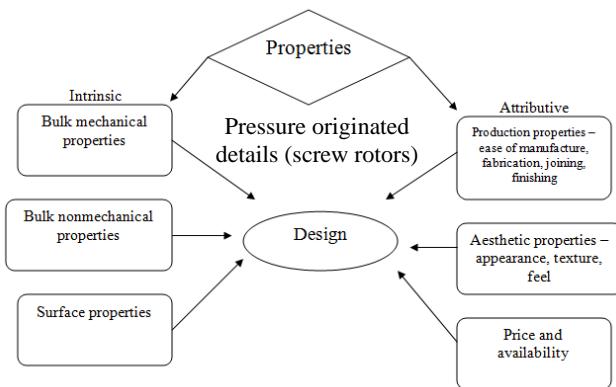


Fig. 1. Stages of materials choice

In the first figure is demonstrative shown the stages of material choice, with which we adjoin designing the devices.

Now majority producers and users pay very large attention to price of material. Users primary in the choice of materials assume an error, which is why that they choose material depending on a price. More faithful there would be that a designer projected the device and chooses necessary material and then, if the cost of materials dissatisfies, then arranges competition for the cost of material.

In our days the main task of every designer - to make not a mistake in the calculations and in the choice. In the type of example we will examine the terms of choice of materials of pressure originated details. So that correctly and faultlessly to choose of materials for manufacture of rotors of screw type compressor, we need to stipulate all possible information of output for rotors, for example, this

mechanical, technological, and also properties of surface, circumstances of exploitation etc.

The rotors of screw sparsely use for production of compressed air and in the devices of cooling systems. The rotor is inferior to influencing of variable forces, which create the compressed gases, forces of inertia, moments of rotation, processes of various resonance and friction. In case of resonance external and internal tensions appears additionally. The processes of wear can be described with a few hypotheses as abrasive, diffuse, process of wear of oxidizing and reduction etc. Choosing materials for rotors of screw compressors it is needed to notice, that they would provide excellent in statistical and dynamic mechanical pointers of resistance, wearproofness, longevity, and also they must be technological, temperature resistance etc.

Materials from as we can make the pressure originated detail of screw type compressors stand more, then we will appeal only for one of the group of materials - for metals and their alloys.

As already I mentioned beforehand, more frequent in all characterize materials with mechanical properties. At one time in Latvia usually characterized materials with one of the more characteristic properties, fatigue strength – could resist to deformations or crash down, which to cause the static or dynamic loading. Fatigue strength characterizes the maximal put external loading which material can survive. For fatigue strength of material reason after the indexes of mechanical properties, which obtain in mechanical verifications. Now adjusting for the European norms, materials are always more frequently characterized with the fracture toughness. Majority aggregate and construction the scopes of elastic deformation operate to us.

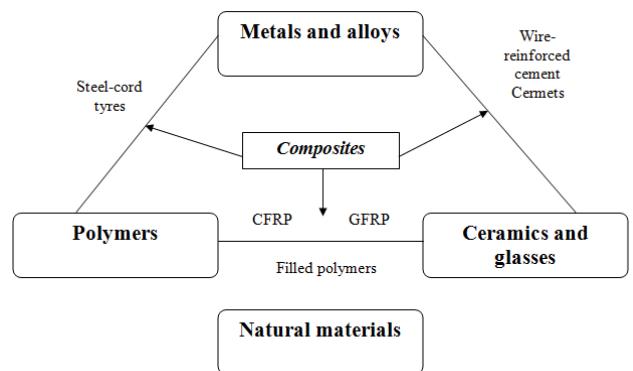


Fig. 2. The classes of engineering materials

We need to choose such material, what is able to work us in certain office hours, to survive influencing of external forces, to be comparing easily accessible and cheap.

In the second figure we can examine the main groups of materials, which offer to us in engineering.

3. MATERIALS CHOICE OF PRESSURE ORIGINATED DETAILS

There are a few ways how to choose materials for manufacturing of pressure originated rotors of screw type compressor. One of them, knowing the mechanical, physical, technological properties values of detail and also external environments, we can take all materials in succession and to execute the experiments, till we find anymore befits. This principle of choice is comparing expensive and labour-consuming.

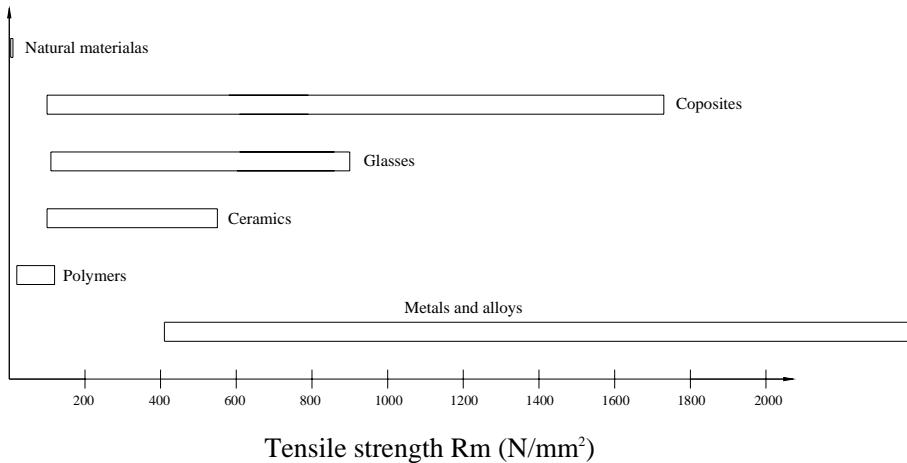


Fig. 3. Tensile strength of materials groups

The second from variants is a little bit stranger. The experiments do not need to be executed, but already from information of experiments we choose for us the most suitable material. To characterize material it is possible with much and for more various properties, therefore we need to estimate the most important properties from those, for example, fracture strength, fatigue strength, tensile ductility, creep strength, hardness etc. Estimating all

the properties of materials, I will choose materials for manufacture of pressure originated details after the fatigue strength. In the next figure we can see the group of main materials which I described with one of their characterizing parameters - fatigue strength. From this figure we can define groups of materials for manufacture of pressure originated details. So even well we could choose a material group after plasticity or fracture strength. So, that many

groups of materials more or less than to correspond noticeable for the requirements, then I chose one of widespread groups of materials - metals and their alloys.

So as metal and their alloys are very spacious, then analysing after the equivalent figure I choose the group (steels) of metals, which the rotor of screw will be made from. The rotors of little oil flooded compressors operate in the comparing easy circumstances, and then I choose steels of ordinary quality. The leading producers of screw compressors are recommending constructions of quality steels (C22, C45), for larger compressors advise the alloyed materials of constructions (15Cr3). Substantially mechanical

properties of materials are influenced by alloying elements as chrome, nickel, molybdenum, vanadium etc. Alloying elements improve mechanical properties of material. The dry type screw compressors operate to the comparing greater temperatures, therefore I choose alloy steels with more resistance of temperature (30CrMoV, 35CrNi5). Increasing for the temperatures of materials, mechanical stability of steels diminishes. Compressors which work in aggressive environments use by resist corrosion alloy steels (X10Cr13, X7Cr13). To protect rotors from influencing of unfriendly external environment, applies coverages of various thermo - diffusive surface kinds.

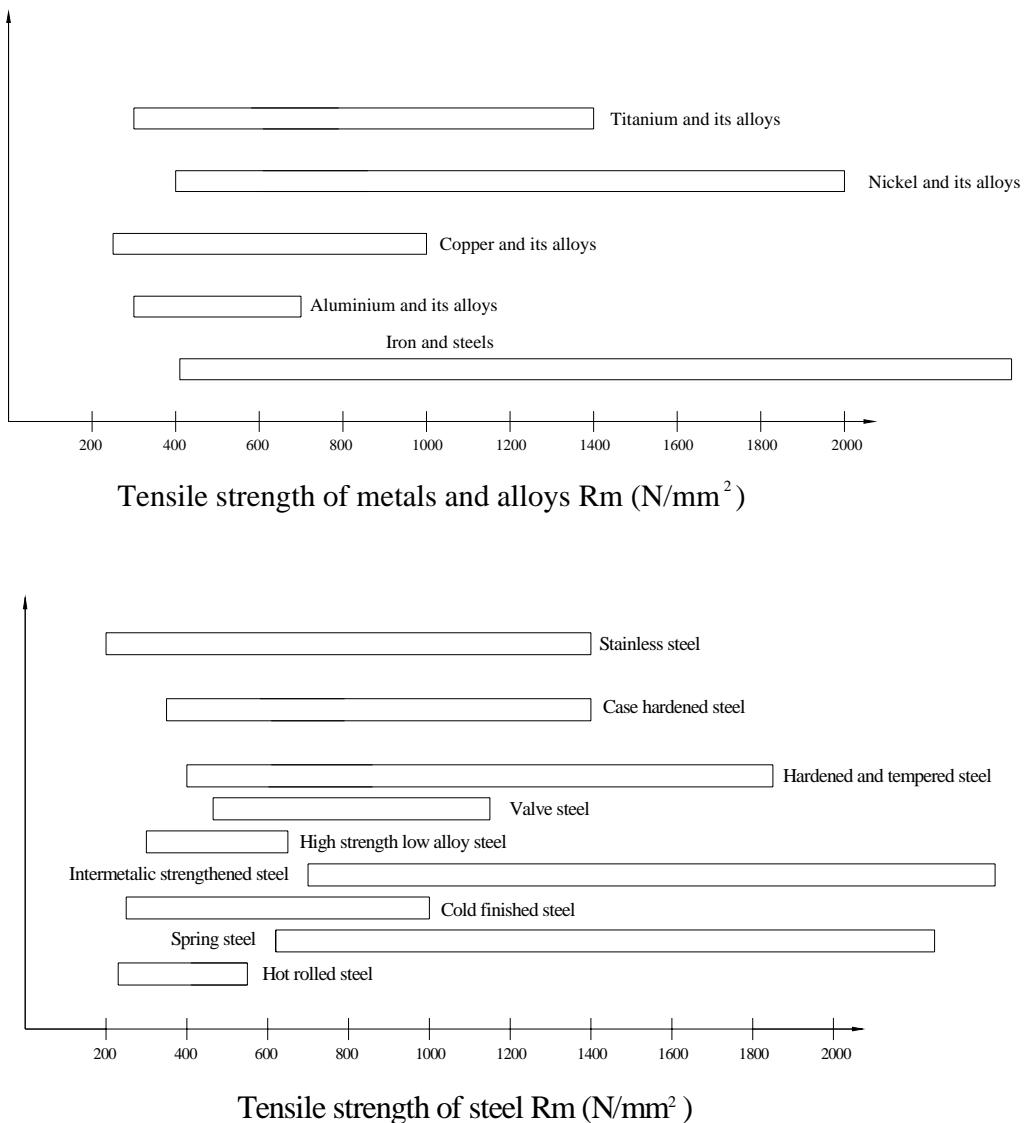


Fig. 4. Tensile strength of metals and steel

4. IMPROVING WAYS OF METALS MECHANICAL PROPERTIES

Not looking on a spacious metal and their alloys, we can improve mechanical properties for almost any material. We can purchase materials with lower mechanical and physical

properties, but processing those, obtain properties of material for our necessities. Approach of choice of such material is comparing cheaper than to purchase already suitable material. To decrease payments of screw rotors and weight, rotors can be made from chopped carbon fibre epoxy composite materials by the RTM (resin transfer

moulding) process using separable four-piece moulds for easy demoulding of helical shape screw rotors. So as materials of composites it is difficult to process after, therefore at the beginning is necessary to make pretty exact form in which we will form rotors with specific profile.

One of varieties of improvement of mechanical properties of materials is the mechanical processing. With processing methods, we can improve mainly only properties of overhead layer of material (we strengthen an overhead layer) – increasing hardness of overhead layer, wearproofness, higher tensile strength. Mechanical processing we can carry with, for example, processing the overhead layer of material with pellets, for the special billows etc. Mechanically strengthening the overhead layer of material, we plastic deforms it. The depth of the fixed overhead layer is identical with the deformed stratified density.

Often for the only made details it is necessary to decrease or to take off detail forge. To rest of steel there is diminishing of deformation of crystalline grage and partial renewal of physical chemical properties.

In our days heat treatment of material are spaciously used, which consists of that good warms and cooling which task - to change the structure of material and properties, noticing the certain modes. Thus obtain considerable changes of properties, and do not change chemical composition. In nowadays thermal processing method based on metal physic, dislocation theory and changes of metal structure regularity. Kind of thermal processing stipulate instead character of temperature changes, but phases of metal and changes of structure. Heat treatment can be executed for moulding, forging, rolled metal, details of drawing machine, welding connections, for more responsible details of machine and tools. Main thermal processing kinds are shown in the Fig. 5.

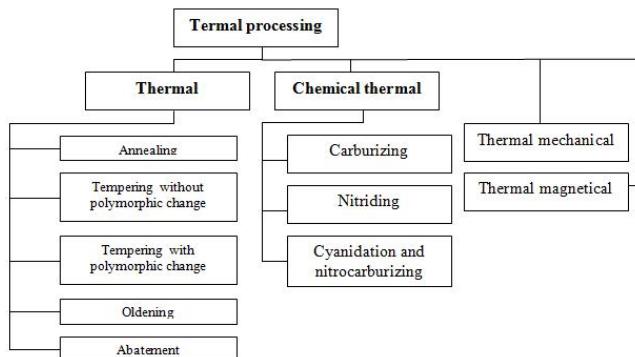


Fig. 5. Types of main thermal processing

In the result of technological processes of detail manufacturing, plastic deforming and processing, tensions, to develop untransient by the first order tensions in material which are counterbalanced in all volume of detail, which is unfriendly exploitation of detail in time. By using one of thermal processing kinds – annealing, we can liquidate internal tensions. Annealing is thermal processing kind in which result metal or alloy obtains the almost balanced structure without untransient tensions, and also high plasticity, but in correlation low force.

Untransient internal tensions can cause in further treatment of deformations of wares or in exploitation and added

up with the tensions created by the external loadings, prematurely to cause crashing down of material or impermissible deformation by a construction, and also promote possibilities of fragile break.

Purpose of tempering is considerable to promote force of material and hardness. We can execute tempering mainly for more part steels, in which $C>0.25...0.30\%$. Tempering leans on steel crystallization means heating above critical temperatures, sufficiently maintaining in this temperature and quickly cooling. In such kind prevent austenite transformations in perlite. Tempering steels haven't balanced martensite, beinit, trostite or structure of sorbite. Tempering can be executed also only for the overhead layer of detail. Tempering of surface of detail above a critical temperature, heat a thin overhead layer only, but internal layers are not heated. After tempering detail has hard overhead layer and sinewy core.

There are also failings of material tempered from which it was needed to shy away. The defects of tempering are cracks, warping and decarbonisation. Cracks appear because in separate places a volume changes is irregular and appears tensions which in these places exceed tensile strength of metal. Crack and warping main reason is the uneven change of volume of detail warming, and also exceptionally quickly cooling. Surface of steel decarbonisation appears in the result of burning down of carbon, if long warm a detail in an environment oxidizing in a high temperature.

As often as not, that would temper steel, it needs to be prepared, executing his normalization. In the result of normalization steel obtains a fine-grained and homogeneous structure.

As often after tempering of steel we would necessary to increase fatigue strength and to decrease fragility, and abatement it. Abatement softens influence of tempering, diminishes or takes off untransient tensions, promotes fatigue strength, diminishes hardness of steel and fragility.

Not so popular kind of thermal processing is chemical-thermal treatment. That treatment to consolidate thermal and chemical influence, what changing chemical composition of overhead layer and structure, together with improving of good mechanical, physical and chemical properties. By using of tempering we do not incompletely use part of material core. Chemical-thermal treatment allows us to manufacture the detail from the cheapest and the simplest material, his overhead layer proper strengthening. In nowadays chemical heat treatment is often only unite with ordinary heat treatment. About the steel chemical heat treatment call the satiations of overhead layer in diffusive type in high temperatures with various elements, for example, carbon, nitrogen, aluminium, silicon, chromes etc.

In a process of cementations we executed satiation of surface of steel with a carbon. Carburizing is used for multiplying wearproofness elements of the machines. For providing large dynamic loading resistances, part of detail core desirable to save plastery. Therefore for making of the carburizing details choose steel with maintenances of carbon 0,1...0,18%. Diffusion of carbon in steel is possible only then, if a carbon is in the specific state.

Satiation of overhead layer of material with nitrogen often is called as nitriding. This process is used for increasing wearproofness, longevities, hardness of surface and for

multiplying endurance of corrosion of machines details. Hardness of nitriding overhead layer considerably exceeds hardness of the cemented and tempered overhead layer. Nitridind is doing for the responsible details of machines and mechanisms, which are inferior to the friction and which the variable loading of size and direction operates on.

As often as not, to improve properties of overhead layer of detail, poured cyanidation and nitrocarburizing processes in which takes place simultaneous saturation of steel surface with a carbon and nitrogen. Thus is the treated surface both carburizing and nitriding properties of surface: large hardness, wearproofness and resistance of corrosion in the atmospheric circumstances and longevity is promoted in case of the variable loading.

These are one of processing kinds, with the help of which we can multiply hardness and wearproofness of surface of screw rotor of screw type compressor.

The thermomechanical treatment is comparatively new processing type of steels, heat treatment and plastic deformation is incorporated in. In a result of thermomechanical processing obtain much mechanical dignities nothing in ordinary heat treatment - higher fracture and fatigue strength and force, more longevity, but plasticity and viscosity is saved or is even increased.

To decrease remaining austenite amounts and promote hardness in tempered steel, then we converts untransient austenite – martensite, using treatment of steel with a cold which described with cooling of tempered steel below than a zero. Martensite is the hardest and fragilest structure.

I offer to use various coverages for improving properties of overhead layer of rotors material of screw type compressors. That will multiply hardness of overhead layer of screw rotors, and also wearproofnes and diminishes a friction. The overhead layer of material can be covered with various coverages, for example, TiN, Ti(CN), SiC, Mo2N, TiAlN, teflon, and also other coverages. Coverages on the working surfaces of rotors are possible to cover with various methods. One of the methods - CVD, the second method of covering is PVD. For coverages of material surface we can also use methods of sputtering or to use the method of electronforming. With the help of coverages we obtain an overhead layer with the diminished porosity, balanced structure, promoted connection with a basic layer. Coverages we can also create in much coverage.

5. SUMMARY

From all beforehand examined flow out, that the choice of materials nowadays is very spacious and it importance is very important in most of all industries. Faultlessly to choose correct material it is needed to know main output information of constructions, for example, this mechanical, technological, and also properties of surface, circumstances of exploitation etc. Mechanical properties of materials are pretty important in exploitation of detail in time. Properties we can easily to change with heat treatment.

In our days the methods of production and facilities are so varied, that one and the same result it is possible to extract with various technological processes. Heat treatment in a large measures stipulate a various detail, instru-

ment and other quality of wares. With heat treatment we can assign for wares necessary mechanical properties and provides for them normal term of service, knowing development conditions of materials. Analyzing these special methods of details for force increasing drew a conclusion, that with it thermal processing methods for material helps we can extract the much better mechanical, physical and technological dignities nothing using simple methods. We can extract these dignities, using the special methods of increase of force of material. From plastic material far more hardy material which can not be achieved with ordinary methods.

REFERENCES

1. **Ashby M. F., Jones D. R. H.** (2005), *Engineering Materials I – An Introduction to Properties, Applications and Design*, Third edition, Oksford, 424.
2. **Ashby M. F., Jones D. R. H.** (2006), *Engineering Materials II – An Introduction to Microstructures, Processing and Design*, Third edition, Oksford, 451.
3. **Sakun I. A.** (1970), *Vintovie Kompresori*, Masinostroenie Leningrad, 400.
4. **Waterman N. A., Ashby M. F.** (1997), *The Materials Selector*, Second edition, Vol. I. UK, 912.
5. **Waterman N. A., Ashby M. F.** (1997), *The Materials Selector*, Second edition, Vol. II. UK, 724.

ADAPTIVE NEURAL NETWORK CONTROL OF MECHATRONICS OBJECTS

Egor NEMTSEV*, Yuri ZHUKOV*

*Baltic State Technical University “Voenmeh”, 198005, St. Petersburg, 1 Krasnoarmeyskaya 1, Russia

enemtsev@mail.wplus.net, zh_kv@mail.ru

Abstract: This paper presents an adaptive neural network approach to control of mechatronics objects. This approach is applied in adaptive control of DC motor in SISO-system and 3-DOF robot arm actuators in MIMO system. Results of computer simulation and comparison with other control techniques are introduced.

1. INTRODUCTION

Currently there are a lot of approaches to mechatronics objects control. Linear algorithms are very easy to employ, they provide acceptable results in case of using linearized models. Still, implementing such algorithms with unknown control object parameters and variable external disturbances leads to unsatisfactory performance.

So-called “dynamic” control methods based on solving the inverse dynamics problem became widespread. Realizability is the main problem of such algorithms application. Besides, in case of inaccurate control object parameters estimation such approach does not give satisfactory results. Adaptive algorithms provide efficient control in case of parameter and external disturbances uncertainty. However, implementation complexity makes it difficult to use them wide in engineer practice.

The ability of artificial neural networks (ANN) (Hagan and Demuth, 1999; Hunt et al., 1992; Murray et al., 1992; Narendra and Mukhopadhyay, 1997; Omidvar and Elliot, 1997) to represent non-linear systems makes them a powerful tool for dynamic systems modeling and control. Multilayered perceptron networks are capable of performing

adaptive controller, identifier and optimizer tasks in control systems. Neural network control algorithms are easy to employ, however some problems of parametric and structural synthesis remain unsolved.

Another considerable shortcoming of ANN is the necessity of initial neural network learning phase. That is unsuitable for control tasks as the uncertainty of initial ANN weights means that during the learning phase controller cannot be turned on.

In this paper a universal ANN-based control algorithm with on-line learning (Omidvar and Elliot, 1997), which doesn't need the initial learning phase, is investigated. An application of such an algorithm in control of DC motor in SISO-system and 3-DOF robot arm actuators in MIMO system is reviewed.

2. ANN CONTROLLER

Structure of ANN-based control algorithm mentioned above is presented at Fig. 1. As an input controller vector q_d a vector of desired object coordinates is used.

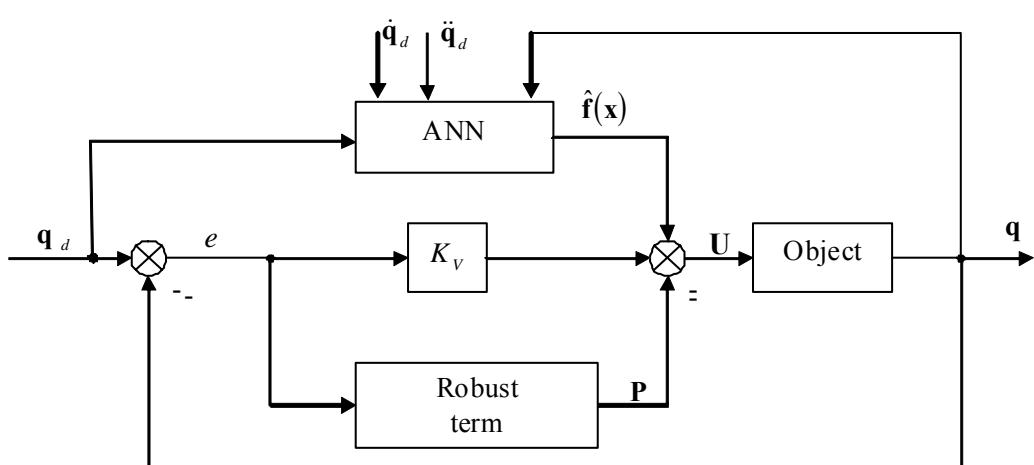


Fig. 1. Neural network controller structure

According to Eq. 1 ANN forms a control signal $f(x)$ with $\hat{\mathbf{W}}, \hat{\mathbf{V}}$ the estimated values of the target ANN weights \mathbf{W} (from input to hidden layer), \mathbf{V} (from hidden to output layer) and $\sigma(\cdot)$ – hidden layer sigmoid activation function. These estimates will be provided by the weight tuning algorithm.

$$\hat{f}(x) = \hat{\mathbf{W}}^T \sigma(\hat{\mathbf{V}}^T x). \quad (1)$$

Control vector input U is defined as:

$$U = (\hat{f}(x) + K_V e - P). \quad (2)$$

With $\hat{f}(x)$ – neural network functional estimate of nonlinear object function. Controller stability is provided by proportional control block with K_V coefficient matrix. P – robustness providing function.

3. SISO DISCRETE-TIME CONTROL SYSTEM

5 hp DC motor was chosen as a control object for case of SISO discrete-time control system. As the simulation was held in mathematic modeling environment MatLab Simulink, ready to use model of DC motor with given parameters presented in Simulink SimPowerSystems library was used. According to proposed controller structure (Fig. 1) a model of discrete ANN-based control system was implemented in Simulink.

ANN learning occurs on-line every time step according to Eq. 3:

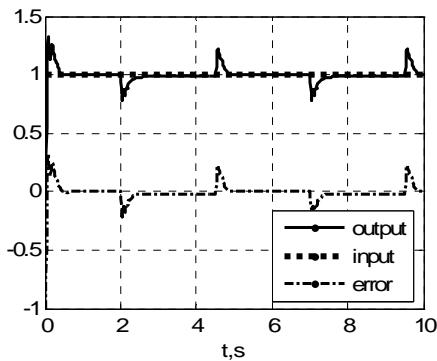


Fig. 2. Step input with variable torque payload simulation results (ANN and PD)

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{V}}(k+1) &= \hat{\mathbf{V}}(k) - \alpha_1 \hat{\phi}_1(k) [\hat{y}_1(k) + \mathbf{B}_1 \mathbf{K}_v \mathbf{r}(k)]^T \\ &\quad - \Gamma \| \mathbf{I} - \alpha_1 \hat{\phi}_1(k) \hat{\phi}_1^T(k) \| \hat{\mathbf{V}}(k), \\ \hat{\mathbf{W}}(k+1) &= \hat{\mathbf{W}}(k) - \alpha_2 \hat{\phi}_2(k) \mathbf{r}(k) - \Gamma \| \mathbf{I} \\ &\quad - \alpha_2 \hat{\phi}_2(k) \hat{\phi}_2^T(k) \| \hat{\mathbf{W}}(k). \end{aligned} \quad (3)$$

With Γ , α_i – scalar design parameters, B_1 – known parameter matrix, $\hat{\phi}_1(k) = \varphi(x(k))$ – sigmoid activation function, $\hat{\phi}_2(k) = \varphi(\hat{\mathbf{V}}^T(k) \varphi(x(k)))$ – output of ANN hidden layer, $r(k)$ – filtered tracking error and $\hat{y}_1(k) = \hat{\mathbf{V}}^T(k) \hat{\phi}_1(k)$. As there are no analytic synthesis methods for investigated control algorithm, coefficients were selected empirically during computer simulation.

3.1. Simulation Results

Results of control system simulation in conventional operating regimes presented at Fig. 2, 3. Step variation of torque payload is used to show adaptive abilities of control algorithm. To compare results obtained a PD controller was also created in Simulink. Results, shown at Fig. 2, 3 (left plots for ANN controller, right for PD), obtained with zero initial ANN weights, 50 neurons in hidden layer and 0.01s step time.

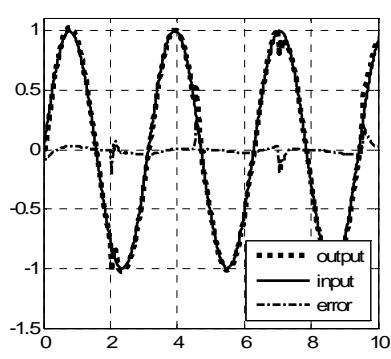
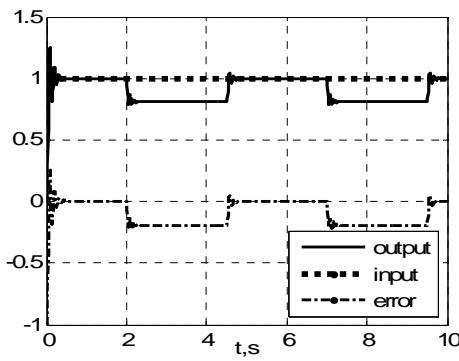


Fig. 3. Sin wave input with variable torque payload simulation results (ANN and PD)

4. MIMO CONTROL SYSTEM

4.1. Control object

PUMA-560 is 6-link anthropomorphic robot. DC motors with independent excitation are used as actuators. Robot links are connected by 5-class joint, so robot location in Cartesian coordinate system is defined by generalized coordinates vector $\mathbf{q} = [q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6]^T$, with q_i – i-th joint coordinate relative to i-1. With elastic deformation of robot links ignored, according to Lagrange's equation a matrix equation for robot mechanics was derived as:

$$\mathbf{A}(\mathbf{q}, \xi) \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, \xi) + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \xi) = \boldsymbol{\tau}. \quad (4)$$

With \mathbf{A} – manipulator matrix, \mathbf{B} - Coriolis and centrifugal forces vector, \mathbf{C} – gravity forces vector, $\boldsymbol{\tau}$ - generalized forces vector, ξ – manipulator parameter matrix.

Actuator dynamics is defined in Eq. 5, with R_A – armature resistance, L_A - armature inductance, C_e , C_m – constructive constants, i_A – armature current, U – armature voltage, M - electromagnetic torque.

$$U = R_A i_A + C_e \Omega_M + L_A \frac{di_A}{dt}, \quad M = C_m i_A. \quad (5)$$

Motor's instantaneous output torque of i-th link corresponds to generalized forces vector as:

$$\tau_i = g_i M_i - k_i \dot{q}_i. \quad (6)$$

With g_i – reduction gear ratio, k_i – viscous friction coefficient of i-th link.

According to Eq. 4-6, robot and actuators constructional parameters (Soloway and Haley, 1996) in mathematic modeling environment MatLab PUMA-560 robot manipulator dynamic model was developed.

4.2. Adaptive ANN Controller

For MIMO system a continuous case of ANN learning algorithm was used (Eq. 7).

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{W}} &= \mathbf{F} \sigma \cdot \mathbf{e}^T - \mathbf{F} \sigma \cdot \mathbf{V}^T \mathbf{x} \mathbf{e}^T - k \cdot \mathbf{F} \|\mathbf{e}\| \mathbf{W}, \\ \dot{\mathbf{V}} &= \mathbf{G} \mathbf{x} (\sigma'^T \cdot \mathbf{W} \mathbf{e})^T - k \cdot \mathbf{G} \|\mathbf{e}\| \mathbf{V}. \end{aligned} \quad (7)$$

With $\sigma = \sigma(V^T x)$ – hidden layer output, \mathbf{F} , \mathbf{G} – algorithm tuning coefficient positive-definite matrices, k – scalar tuning coefficient, \mathbf{e} – tracking error.

With $\sigma'(z) = \sigma(z)(1 - \sigma(z))$ – expression for sigmoid activation function derivative and \mathbf{I} – identity matrix define:

$$\sigma'^T \mathbf{W} \mathbf{e} = \text{diag}(\sigma(V^T \mathbf{x})) \cdot [\mathbf{I} - \text{diag}(\sigma(V^T \mathbf{x}))] \mathbf{W} \mathbf{e}. \quad (8)$$

Robust term provides algorithm stability with variation of ANN gains and weights according to:

$$\mathbf{P} = -\mathbf{K}_z (\|\mathbf{Z}\|_F + \mathbf{Z}_M) \cdot \mathbf{e} \quad (9)$$

With \mathbf{K}_z – tuning positive-definite matrix, \mathbf{Z}_M – maximum value of $\|\mathbf{Z}\|_F$ – Frobenius norm of all ANN weights.

$$\mathbf{Z} = \begin{vmatrix} \mathbf{W} & 0 \\ 0 & \mathbf{V} \end{vmatrix}. \quad (10)$$

To compare results received, three other controllers were implemented in MatLab.

PD controller was developed according to Eq. 11.

$$\mathbf{U} = \mathbf{k}_p \mathbf{e} + \mathbf{k}_d \dot{\mathbf{e}}. \quad (11)$$

With \mathbf{U} – control vector, \mathbf{k}_p , \mathbf{k}_d – constant diagonal matrices, $\mathbf{e} = \mathbf{q}_d - \mathbf{q}$ – tracking error, \mathbf{q}_d – desired joint trajectory.

Dynamic controller is described by Eq. (12), with $\mathbf{q}_d(t)$, $\dot{\mathbf{q}}_d(t)$, $\ddot{\mathbf{q}}_d(t)$ – desired joint trajectories, velocities and accelerations, \mathbf{K} , \mathbf{K}_2 , \mathbf{K}_1 – diagonal matrices providing algorithm asymptotic stability.

$$\mathbf{U} = \mathbf{K} \left(\begin{array}{l} \mathbf{A}(\mathbf{q}_d, \xi) \cdot \ddot{\mathbf{q}}_d + \mathbf{B}(\dot{\mathbf{q}}_d, \mathbf{q}_d, \xi) + \\ \mathbf{C}(\mathbf{q}_d, \xi) + \mathbf{A}(\mathbf{q}_d, \xi) [\mathbf{K}_1 \mathbf{e} + \mathbf{K}_2 \dot{\mathbf{e}}] \end{array} \right). \quad (12)$$

Regressive adaptive controller (Narendra and Mukhopadhyay, 1997) with unknown robot parameters estimation function defined as:

$$\mathbf{U} = \mathbf{Y} \cdot \boldsymbol{\psi} + \mathbf{K}_a \mathbf{e}, \dot{\boldsymbol{\psi}} = \mathbf{F} \mathbf{Y} \mathbf{e}. \quad (13)$$

With \mathbf{Y} – regression matrix derived from robot dynamic model, \mathbf{K}_a , \mathbf{F} – constant matrices, defining rate of convergence, $\boldsymbol{\Psi}$ – unknown robot parameters vector.

4.3. Simulation Results

Results of MIMO control system simulation in different operating regimes presented at Fig. 4-7. As the operating regimes were chosen: step control input $q_p^i = c \cdot 1(t)$ for each joint, with c – constant coefficient, $1(t)$ – step function; equivalent harmonic regime of i-th joint in form of $q_p^i = (\omega^2 / \epsilon_i) \sin((\epsilon_i / \omega_i)t)$, with ω_i – joint maximum speed, ϵ_i – joint maximum acceleration. Results presented for 3-rd joint as its dynamics is the most dependent. Besides, during simulation parameter uncertainty is introduced– variation of robot hand payload at 10-th second.

Transient processes for PD controller are shown at Fig. 5: for dynamic control – at Fig. 6; for adaptive robot hand mass definition regressive algorithm – at Fig. 7. Application of ANN adaptive controller for robot actuators control presented at Fig. 6. At start of simulation initial weights of ANN are zero.

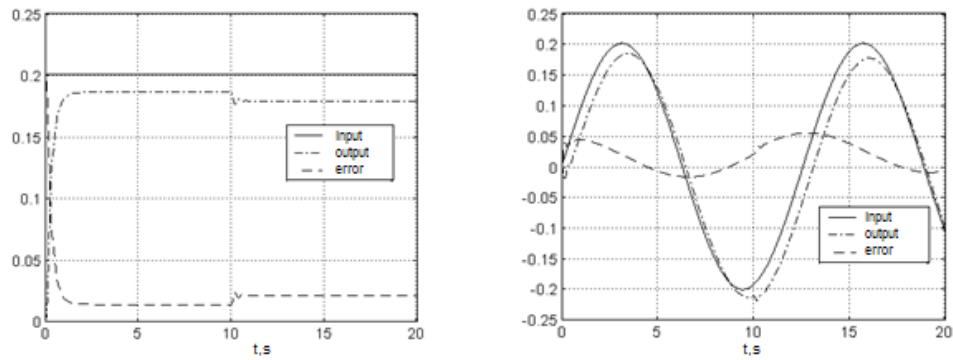


Fig. 4. PD robot control

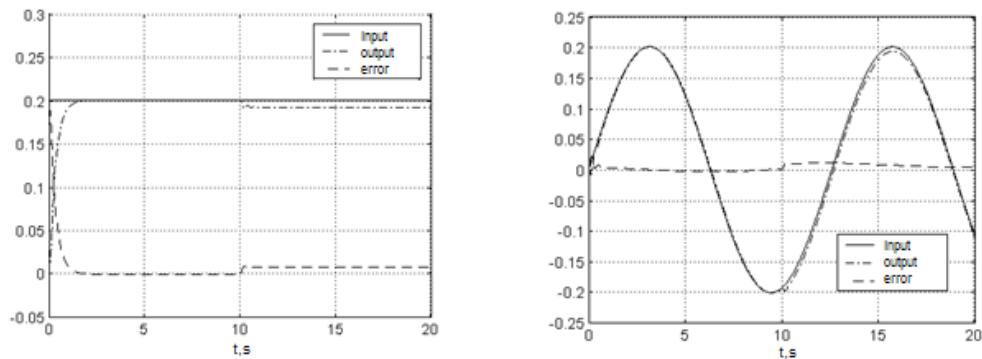


Fig. 5. Dynamic robot control

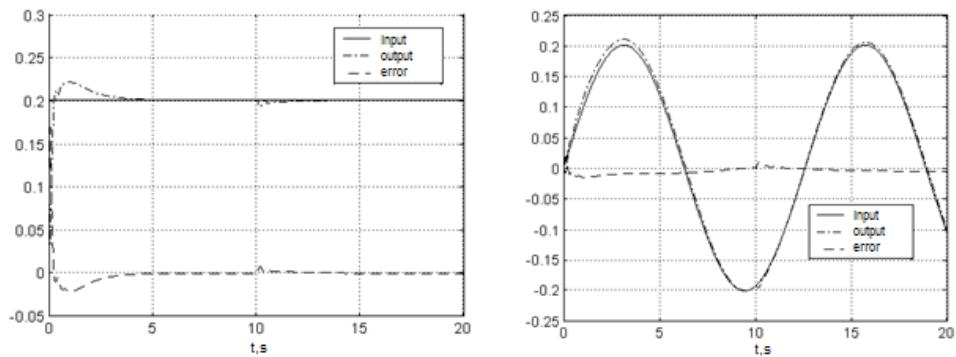


Fig. 6. Adaptive regressive robot control

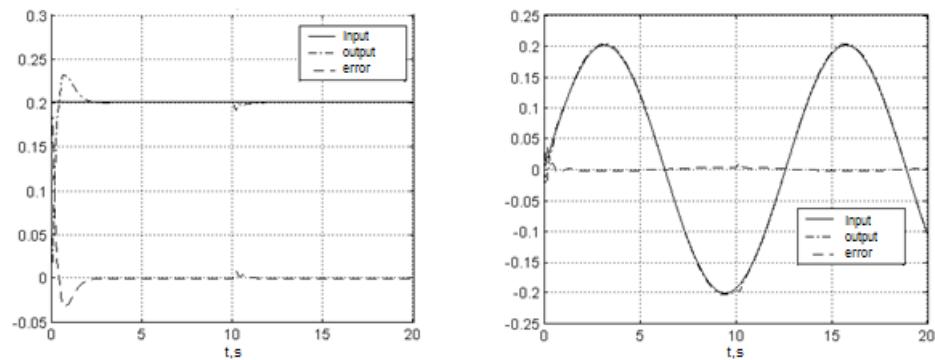


Fig. 7. ANN adaptive robot control

4.4. Results Discussion

Application of neural network controller allows obtaining control performance not worse than with PD, dynamic or adaptive regulators, but in much more heavy conditions of parametric and functional uncertainty. Adaptive neural network controller has some advantages: it can be implemented on a low performance microcontroller; it does not require accurate estimation of control object parameters, therefore neural network weights in initial state may have zero values; it has an ability of real-time on-line network weights tuning.

5. SUMMARY

During this research the following results were obtained:

- application package for estimating capability of using different control techniques in dynamic objects control tasks was created in mathematic modeling environment MatLab Simulink;
- comparative investigation of control algorithms was held;
- algorithm was confirmed to be a promising control method, which can be easily implemented in dynamic systems control tasks in case of parametric and functional uncertainty.

Further ANN algorithms efficiency increasing requires their modification in order receive quasi-optimal structural and parametric synthesis procedures.

REFERENCES

1. **Corke P. I.** (1994), *The Unimation Puma servo system*, CSIRO Division of Manufacturing Technology, Australia.
2. **Hagan M. T., Demuth H. B.** (1999), Neural Networks for Control, *Proceedings of the 1999 American Control Conference*, San Diego, CA, 1642-1656.
3. **Hunt K. J., Sbarbaro D., Zbikowski R., Gawthrop P. J.** (1992), Networks for Control System, A Survey, *Automatica*, Vol. 28, 1083-1112.
4. **Murray R., Neumerkel D., Sbarbaro D.** (1992), Neural Networks for Modeling and Control of a Non-linear Dynamic System, *Proceedings of the 1992 IEEE International Symposium on Intelligent Control*, 404-409.
5. **Narendra K. S., Mukhopadhyay S.** (1997), Adaptive Control Using Neural Networks and Approximate Models, *IEEE Transactions on Neural Networks* Vol. 8, 475-485.
6. **Omidvar O. M., Elliott D. L.**, editors (1997), *Neural Systems for Control*, Academic Press, New York, 157-203.
7. **Soloway D., Haley P. J.** (1996), Neural Generalized Predictive Control, *Proceedings of the 1996 IEEE International Symposium on Intelligent Control*, 277-281.

OBLCZANIE MES KÓŁ POJAZDÓW WOLNOBIEŻNYCH MODEL OPONY A DOKŁADNOŚĆ ROZWIĄZANIA NUMERYCZNEGO

Piotr TARASIUK*

*Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok
PRONAR, ul. Mickiewicza 101A, 17-210 Narew

taras_p@o2.pl

Streszczenie: W pracy badano wpływ sposobu modelowania MES bezdętkowej opony na rozkład naprężenia w stalowej części koła stosowanego w pojazdach wolnobieżnych. Omówiono strategie modelowania opon uwzględniające charakterystyczne właściwości strukturalne i konstrukcyjne opony, materiały liniowe i nieliniowe oraz sposób odwzorowania geometrii obciążonej opony. Przy modelowaniu kół pojazdów wolnobieżnych, poddanych promieniowym obciążeniom quasi-statycznym, wykorzystano wnioski wynikające z prac dotyczących modelowania opon samochodowych. Omówiono ilościowy i jakościowy wpływ stopnia uproszczenia modelu opony na wyniki obliczeń pól naprężen i odkształceń metalowej części koła. Wyniki obliczeń MES porównywano z wartościami referencyjnymi otrzymywanymi doświadczalnie metodą tensometryczną.

1. WPROWADZENIE

Koła jazdne pojazdów wolnobieżnych poddane są w czasie eksploatacji zmiennym obciążeniom, które mogą powodować ich uszkodzenie. Chodzi tu przede wszystkim o pękanie części metalowej, zbudowanej z dwóch spawanych elementów – tarczy i obręczy. Częste uszkodzenia kół spowodowane są również rozciąganiem, przedziurawieniem, rozwarczeniem lub rozerwaniem samej opony, które to przypadki występują incydentalnie i wynikają z losowego kontaktu koła z przeszkodą zewnętrzną lub z błędów technologicznych wykonania opony, dlatego nie będą rozpatrywane w obecnej pracy.

Koła pojazdów poddane są zmiennym obciążeniom eksploatacyjnym działającym głównie w kierunku promieniowym i bocznym. Fakt obracania się koła w czasie ruchu pojazdu powoduje, że nawet stałe w czasie obciążenie zewnętrzne wywołuje cykliczne zmiany naprężenia w całym kole. Ze względu na zmęczeniowy charakter uszkodzenia metalowej części koła, konstruktor powinien dysponować podstawowymi informacjami o wielkościach naprężen występujących w konstrukcji, zwłaszcza w miejscach o największej ich wartości i zmienności. Analiza musi obejmować cykl obrotu koła względem osi i uwzględniać cechy jego budowy, jak: wielkość, lokalne kształty geometryczne tarczy i obręczy, sposób połączenia obu części, grubości blachy, rodzaj stosowanej opony, itp.

Zgodnie z obowiązującymi wymaganiami, każda produkowana partia kół musi przejść specjalistyczne badania trwałościowe realizowane na maszynie bieżnej o regulowanej sile docisku koła do bieżni oraz przy jego odpowiedniej prędkości obrotowej (PN-S-91240-03 :1993, PN-ISO 4251-3:1999, E/ECE/324 E/ECE/TRANS/ 505 2008). O charakterze obciążień w czasie badań decyduje średnica bębna maszyny bieżnej, jak i szczegółowe wy-

magania stawiane przez odbiorców produkowanych kół (E/ECE/324 E/ECE/TRANS/505 2008, ETRTO Standard Manuals 1999; Mitas Agricultural Data Book 2007; Szymaniuk, 2007). Ograniczeniem siły promieniowej jest warunek dopuszczalnego obciążenia stosowanej opony zależny od jej nośności, natomiast ograniczona prędkość obrotowa wynika z charakteru eksploatacji „pojazdów wolnobieżnych”.

Praktycznie jedynym alternatywnym, w stosunku do badań doświadczalnych, sposobem analizy naprężen występujących w obciążonym kole jest modelowanie numeryczne z użyciem metody elementów skończonych MES, pozwalające najszybciej i najtaniej ocenić efekty wprowadzanych zmian konstrukcyjnych. Wiadomo, że model taki powinien być możliwie prosty i stanowić racjonalny kompromis między dokładnością uzyskanych wyników obliczeń a kosztami określonymi czasem niezbędnym do ich otrzymania. Z drugiej strony skomplikowany pod względem konstrukcyjnym i strukturalnym obiekt uniemożliwia często intuicyjne stosowanie uproszczeń modelowych, ponieważ trudno jest na początku ocenić, które jego cechy i w jakim stopniu wpływają na wyniki obliczeń.

Na podstawie danych literaturowych (Mancosu, 1998; Luchini, 2000; Zheng, 2006; Małachowski, 2006, 2007) oraz własnych doświadczeń (Tarasiuk i in., 2008) można wyciągnąć wniosek, że nie jest możliwa poprawna analiza całego koła jazdnego bez opracowania odpowiedniego modelu samej opony. Zarówno kształt opony jak i jej złożona konstrukcja, rodzaj bieżnika, grubości ścianek bocznych, lokalna i globalna sztywność oraz materiał, w sposób znaczący wpływają na charakter i sposób przenoszenia obciążenia zewnętrznego na część metalową koła i decydują o dokładności uzyskanych rozwiązań.

W trakcie kilkuletniej działalności laboratorium badań zmęczeniowych firmy PRONAR w Narwi, przeprowadzo-

no wiele badań kół pojazdów wolnobieżnych w kierunku określenia ich jakości wyrażonej wytrzymałością i trwałością zmęczeniową (Szymaniuk, 2007; Tarasiuk i in., 2008). Jednocześnie prowadzono badania porównawcze wpływu rodzaju ogumienia bezdętkowego, pochodzącego od różnych producentów i posiadającego różne cechy konstrukcyjne, na trwałość metalowej części koła. Stwierdzono wyraźną zależność trwałości koła od rodzaju ogumienia. W przypadku kół o identycznych cechach konstrukcyjnych części metalowych pochodzących z tej samej serii produkcyjnej i poddanych jednakowym obciążeniom, ale wyposażonych w opony różnych producentów, różnice trwałości zmęczeniowej wynosiły do 20% liczby cykli powodujących pęknięcie metalowej obręczy. Ponadto charakter zaobserwowanych uszkodzeń zmęczeniowych kół zależał również od cech konstrukcyjnych opony. Przy zachowaniu identycznych parametrów badań, pęknięcia zmęczeniowe pojawiały się w różnych miejscach obręczy zależnie od rodzaju stosowanej opony (Szymaniuk, 2007). Wyniki te potwierdzają istotną rolę opony w przenoszeniu obciążenia zewnętrznego na obręcz koła oraz świadczą o konieczności zwrócenia szczególnej uwagi na jej poprawne modelowanie.

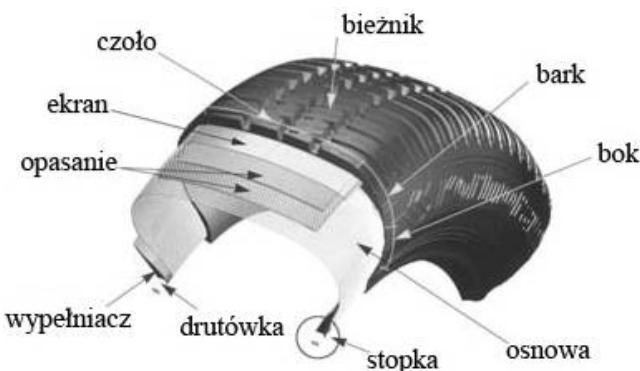
Najwięcej dostępnych informacji na temat modelowania kół jazdnych dotyczy pojazdów samochodowych lub konstrukcji lotniczych, gdzie uwzględnia się dodatkowo zjawiska dynamiczne (Szefer, 1995; Mancuso, 1998; Luchini, 2000; Holscher i in., 2004; Zheng, 2006; Małachowski, 2006, 2007). Opisywane w literaturze modele kół pojazdów wolnobieżnych, ze szczególnym uwzględnieniem opony, dotyczą głównie problemów trakcyjnych maszyn, gdzie większy nacisk położony jest na oddziaływanie opony z podłożem, zwłaszcza gruntem (Żebrowski, 2003; Mirosław i in., 2006; Kolator i in., 2007; Taryma, 2007; Żebrowscy, 2008), niż na naprężenia w części metalowej. Dlatego celem obecnej pracy jest omówienie problemów związanych z modelowaniem MES kół pojazdów wolnobieżnych, związanych zwłaszcza z poprawnym odwzorowaniem oddziaływania bezdętkowej opony na część metalową obciążonego koła.

2. OPONA I SPOSÓB JEJ MODELOWANIA

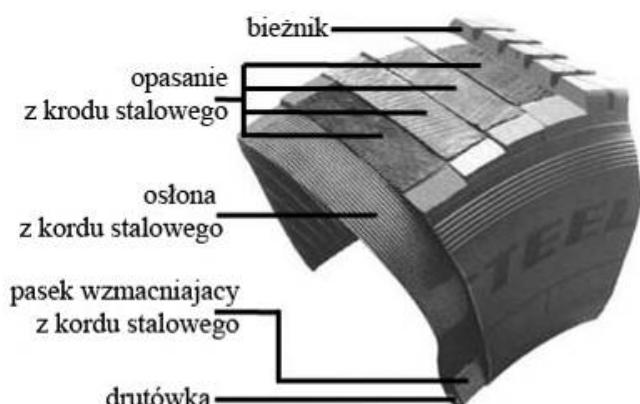
2.1. Konstrukcja opony, jej właściwości i materiał

Poznanie konstrukcji opony i roli poszczególnych elementów składowych jest niezbędna przy odwzorowaniu numerycznym obciążonego koła. Poniżej przedstawiono schematycznie (za zgodą P. Mioduszewskiego, 2000) budowę opon stosowanych w samochodach osobowych i ciężarowych.

Z przedstawionych rysunków 1 i 2 wynika, że na konstrukcję opony składają się liczne warstwy o różnych właściwościach zapewniających oponie pożądane cechy, jak: odpowiedni kształt, odkształcanie i ugięcie pod obciążeniem, wytrzymałość, przyleganie do obręczy, tłumienie drgań itp. (Luchini, 2000; Mioduszewski, 2000; Holscher i in., 2004; Zheng, 2006; Małachowski, 2007; Mitas Agricultural Data Book, 2007). Skomplikowana budowa opony, jej zmienna sztywność i grubość, powodują trudności w budowie modelu numerycznego.

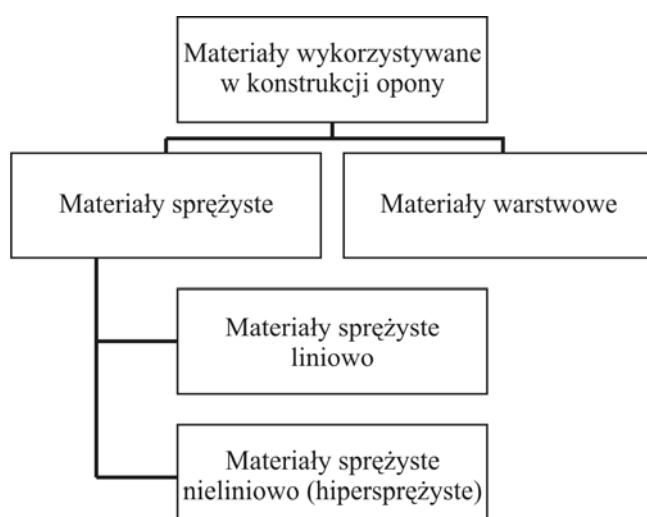


Rys. 1. Budowa wewnętrzna opony samochodu osobowego
(Mioduszewski, 2000)



Rys. 2. Przekrój przez oponę samochodu ciężarowego
(Mioduszewski, 2000)

Na podstawie informacji dotyczących konstrukcji opony można stwierdzić występowanie dwóch grup materiałów. Z jednej strony są to materiały sprężyste, jak guma i stal, oraz materiały warstwowe o strukturze kompozytu, reprezentowane przez opasujący kord z tworzywa sztucznego lub stali. Rodzaje materiałów stosowanych w budowie opony przedstawiono schematycznie na rysunku 3.



Rys. 3. Podział materiałów konstrukcyjnych wykorzystywanych w konstrukcji opony

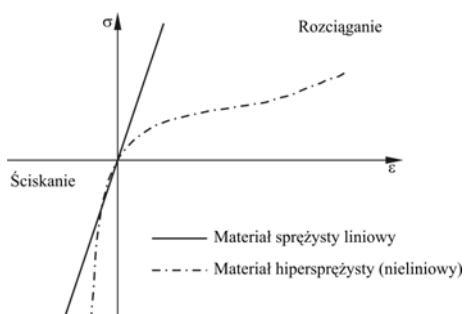
2.2. Modelowanie numeryczne materiału opony

Budowa modelu MES opony składa się z dwóch zasadniczych etapów, a mianowicie: odwzorowania geometrii obiektu oraz opisu cech materiałowych poszczególnych elementów. W każdym z nich można dokonać uproszczeń ułatwiających budowę modelu, poprawnego ze względu na postawiony cel analizy.

Ponieważ opona jest elementem podatnym (odkształca się i deformuje nawet pod własnym ciężarem) pojawia się pytanie: jaki kształt opony jest właściwy do modelowania w MESie w momencie zadawania obciążenia? Według Małachowskiego i współautorów (2006), najbardziej właściwy jest pomiar geometrii opony samochodowej, gdy we wnętrzu koła panuje ciśnienie nominalne (Mitas Agricultural Data Book, 2007). W takim stanie opona powinna być zmierzona i odwzorowana numerycznie. Jest to sytuacja wyjściowa do przykładania obciążenia zewnętrznego, które powinno być zadawane w sposób iteracyjny, uwzględniający stopniową deformację opony.

Do opisu elementów stalowych można stosować materiał podlegający prawu Hooke'a. Podejście takie nie sprawdza się w przypadku obciążania gumy i materiałów wykonanych na bazie gumy. Nie ma wówczas liniowej zależności pomiędzy przyłożoną siłą a przemieszczeniem. Inne jest również zachowanie się materiału w czasie jego ściskania i rozciągania (ANSYS, 1999).

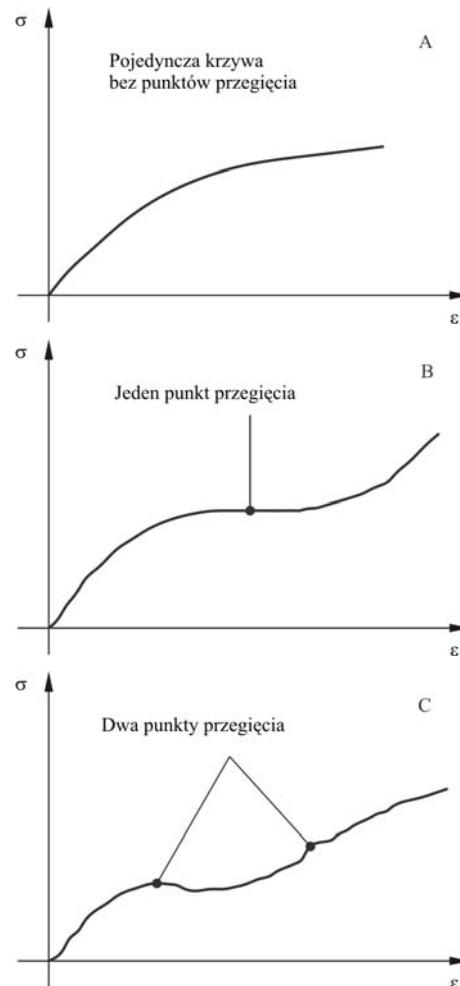
Guma definiowana jest jako materiał hipersprężysty (Mooney, 1940; Oden, 1972; Rivlin, 1983; Ogden, 1997). Może odkształcać się sprężyste w bardzo dużym zakresie odkształceń sięgającym setek procent. Dodatkową cechą charakterystyczną materiałów opartych na bazie gumy jest ich nieściśliwość. Współczynnik Poissona jest bliski $\nu \approx 0,5$ ($0,48 \div 0,5$), a naprężenia mogą być traktowane jako funkcja gęstości energii odkształcenia materiału (Green i Adkins, 1960). Przykładowe charakterystyki materiałów sprężystych - liniowego i hipersprężystego - pokazano na rysunku 4.



Rys. 4. Porównanie charakterystyk materiałów sprężystych w czasie ściskania i rozciągania (ANSYS 1999)

Według danych literaturowych (Holscher i in., 2004; Luchini, 2000; Małachowski, 2007; Zheng, 2006), najczęściej w modelowaniu elementów gumowych wykorzystuje się materiał hipersprężysty (izotropowy) Mooneya-Rivlina (M-R) (Mooney, 1940; Rivlin, 1951; ANSYS, 1999). Jest to model wieloparametryczny o stałych współczynnikach i umożliwia opis rzeczywistej charakterystyki materiałowej

różnych rodzajów gumy. Liczba parametrów użytych do opisu materiału (dwa, pięć lub dziewięć) zależy odpowiednio od liczby punktów przegięcia rzeczywistej charakterystyki materiałowej, przedstawionej przykładowo na rysunku 5 A), B) i C).



Rys. 5. Typowe kształty charakterystyk gumy i materiałów gumopodobnych otrzymane w próbach rozciągania (ANSYS 1999)

W modelu Mooneya-Rivlina, gdzie materiał można traktować jako izotropowy w całej swej objętości, potencjał sprężysty W staje się funkcją tensorów odkształcenia i może być wyrażony w funkcji niezmienników (Rivlin, 1951; ANSYS, 1999):

$$W = W(I_1, I_2, I_3) \quad (1)$$

gdzie I_1, I_2, I_3 – są niezmiennikami tensora odkształcenia.

Funkcja gęstość energii odkształcenia W może również uwzględniać współczynnik Poissona materiału, zawarty w module odkształcenia objętościowego K

$$K = \frac{E}{3(1-2\nu)}$$

Wówczas jej postać staje się następująca

$$W = \sum_{k+l=1}^N C_{kl} (I_1 - 3)^k (I_2 - 3)^l + \frac{1}{2} K (I_3 - 1)^2, \quad (2)$$

gdzie współczynniki C_{kl} reprezentują stałe charakteryzujące dany materiał.

Zakładając, że materiał gumowej części opony jest w przybliżeniu nieściśliwy, otrzymujemy zastępczy moduł Younga materiału hipersprężystego:

$$E \approx 6(c_{10} + c_{01}) \quad (3)$$

Zdefiniowany w ten sposób model materiałowy wykazuje dobrą zgodność z badaniami doświadczalnymi.

2.3. Modelowanie poszczególnych stref opony

Ze względu na złożoną konstrukcję, geometrię opony najwygodniej jest modelować MESem łącząc elementy skończone typu Solid (w zagadnieniach 3D) lub Plane (w przypadku analiz 2 wymiarowych) z elementami powłokowymi typu Shell. Elementy klasy Solid (Plane) służą do odwzorowania części konstrukcji wykonanych z gumi i stali, jak: stopka z drutówką, bok opony i bieżnik. Natomiast rolą elementów skończonych typu Shell jest odwzorowanie wszelkich materiałów kompozytowych występujących w oponie, jak: kord, osnowa, ekran, czy opasanie. Wszystkie wymienione typy elementów skończonych mogą służyć do opisu materiałów izotropowych jak i anizotropowych.

Jednym z największych problemów występujących w czasie budowy modeli MES opony jest dostępność i właściwy opis cech materiałowych jej poszczególnych fragmentów (Małachowski i in., 2006; Małachowski, 2007; Zheng, 2006). W publikacjach dotyczących tego typu zagadnień bardzo rzadko spotyka się właściwe wartości parametrów materiałowych Mooneya-Rivlina użytych w trakcie modelowania. Wynika to z faktu, że dane materiałowe gumi zastosowane do opisu poszczególnych opon zależą od producenta, rodzaju konstrukcji oraz partii produkowanych opon.

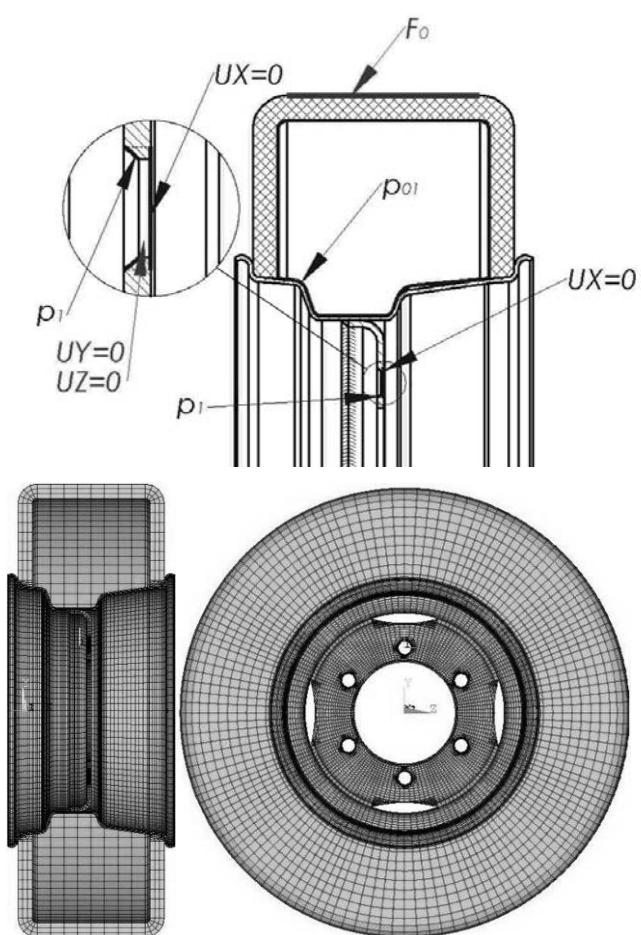
Wykorzystywanie do opisu elementów hipersprężystych danych materiałowych M-R pochodzących ze źródeł zewnętrznych i nie zweryfikowanych doświadczalnie jest błędem merytorycznym (ANSYS, 1999). W zależności od rodzaju przeprowadzanych analiz wielkości te będą w większym lub mniejszym stopniu wpływać na dokładność wyników obliczeń. Z tego też względu wartości stałych materiałowych używanych w modelu M-R powinny być wyznaczone doświadczalnie, a poprawność zbudowanego modelu powinna być zweryfikowana na stanowisku badawczym.

Sposób wyznaczania wartości stałych współczynników materiału hipersprężystego metodą eksperymentalną można znaleźć w literaturze (ANSYS, 1999).

3. MODELOWANIE MES KOŁA POJAZDU WOLNOBIEŻNEGO

Po dokonaniu analizy literaturowej zagadnień związanych z modelowaniem kół, przystąpiono do opracowania

modeli numerycznych koła pojazdu wolnobieżnego ze szczególnym uwzględnieniem właściwości opony. Model numeryczny MES, opracowany z wykorzystaniem systemu ANSYS, miał służyć analizie konstrukcji koła typu 9x15,3 (ETRTO, 1999; PN-ISO 4251-3:1999) z ogumieniem pneumatycznym bezdękowym i odzwierciedlać zachowanie się koła obciążonego promieniowo na stanowisku badawczym (PN-S-91240-03:1993). Przy modelowaniu MES koła uwzględniono rzeczywiste kształty geometryczne tarczy i obręczy oraz rodzaj stosowanej opony Implement (Mitas Agricultural Data Book, 2007) rozmiaru 12.5/80-15.3, typu IM-04. Opracowano trzy różne modele numeryczne, różniące się stopniem złożoności. W pierwszym, najbliższym przypadku, oponę ukształtowano w postaci ceownika opasującego obręcz, wykonanego z jednorodnego materiału gumowego, bez uwzględnienia sztywności bieżnika, drutówki ani materiałów kompozytowych opony (rys. 6).



Rys. 6. Warunki brzegowe i siatka elementów skończonych uwzględniająca najbliższy model opony

Do opisu materiału opony wykorzystano dwuparametryczny model M-R i potraktowano gumi jako materiał nieściśliwy. Energia potencjalna odkształcenia wyrażona jest wówczas wzorem

$$W = c_{10} (\bar{I}_1 - 3) + c_{01} (\bar{I}_2 - 3) \quad (4)$$

gdzie \bar{I}_1 i \bar{I}_2 oznaczają pierwszy i drugi niezmiennik dewiatora odkształcenia.

Poprawnie zdefiniowanie stałych materiałowych musi zapewnić dodatnią wartość energii odkształcenia, co prowadzi do warunku:

$$c_{10} + c_{01} > 0 \quad (5)$$

Wartości stałych materiałowych M-R uwzględnione w modelu, pochodząły z bazy danych utworzonej przez użytkowników oprogramowania ANSYS, zajmujących się modelowaniem materiałów hipersprężystych. Na podstawie zależności parametrów c_{10} i c_{01} od twardości gumy, zastosowano następujące wartości stałych materiałowych: $c_{10}=736\text{ MPa}$ i $c_{01}=184\text{ MPa}$. Przy odwzorowaniu obręczy i tarczy koła wzięto pod uwagę rzeczywiste wymiary gabarytowe tych elementów wykonanych ze stali. W modelowaniu MES tej części koła wykorzystano elementy skończone ośmiowęzłowe typu Solid.

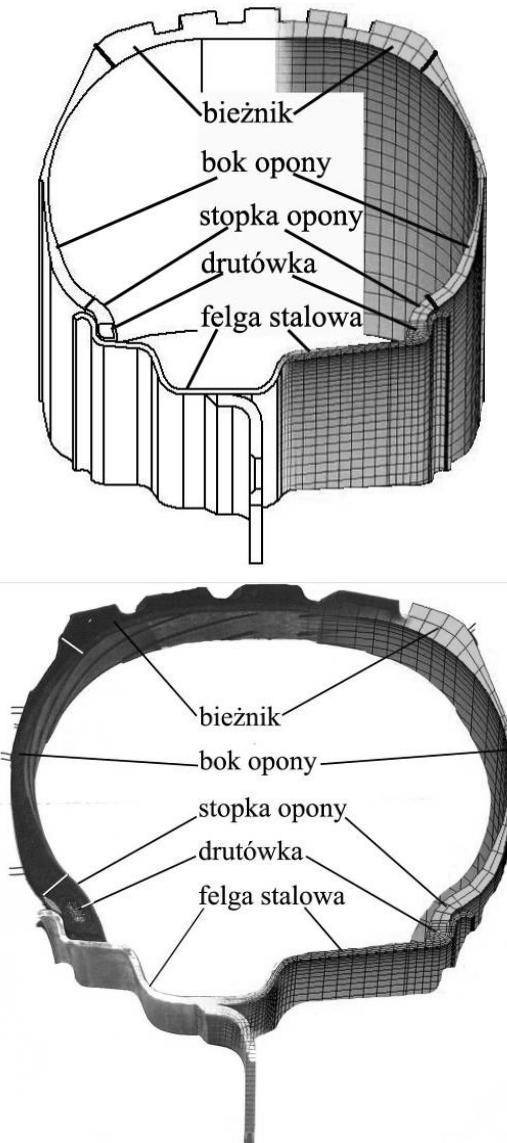
Koło obciążono ciśnieniem wewnętrznym o wartości nominalnej $p_0=0,43\text{ MPa}$, działającym na powierzchnię wewnętrzną opony i obręczy koła. Utwierdzenie koła odwzorowano przez odebranie odpowiednich stopni swobody węzłem należącym do powierzchni sferycznych otworów przyłącza, co odpowiadało rzeczywistej sytuacji przykręcenia tarczy koła śrubami do głowicy na stanowisku badawczym (rys. 6). Obciążenia zewnętrzne, działające w kierunku promieniowym, zrealizowano w modelu numerycznym za pomocą fragmentu sztywnej cylindrycznej powłoki o promieniu bieżni stanowiska badawczego, przykładowej przemieszczeniowo w sposób iteracyjny do opony aż do uzyskania żądanej wartości siły F_0 . Odkształcenie opony w czasie obciążania wynikało z rozwiązania zagadnienia kontaktowego. (Małachowski 2007). Szczegółowe warunki obciążeniowe i przemieszczeniowe dla tego przypadku opisano w pracy Tarasiuka i in., (2008).

Obliczone w ten sposób wartości naprężeń i odkształceń metalowej części koła zostały zweryfikowane doświadczalnie przez porównanie ich z wynikami pomiarowymi uzyskanymi metodą tensometryczną. Wartości otrzymane na drodze numerycznej różniły się znaczco od wyników pomiarów doświadczalnych, a największa różnica wynosiła 28%. Wielkości błędów zależały od wartości obciążenia oraz miejsca na metalowej części koła. Wyniki te nie były satysfakcyjne i podjęto prace nad dalszą modyfikacją modelu obliczeniowego.

Poprawiony model opony, traktowany jako przypadek drugi, polegał na dokładnym odwzorowaniu kształtu geometrycznego opony zgodnie ze wspomnianymi wcześniej zaleceniami Małachowskiego i in., (2006), dotyczącymi opon samochodowych. Materiał opony, podobnie jak w pierwszym przypadku, uznano za jednolity i jednorodny, z zachowaniem rzeczywistych grubości ścianek w poszczególnych miejscach przekroju. Nie uwzględniano właściwości materiałów kompozytowych ani drutówki, natomiast grubość opony w strefie bieżnika potraktowano jako stałą, równą sumie grubości opony i wysokości bieżnika. Część metalową koła i warunki obciążeniowe odwzorowano identycznie jak w modelu pierwszym. Podejście to spowodowało zmniejszenie maksymalnego błędu obliczeń do poziomu 15% oraz znaczące zmniejszenie rozrzutu wyników dla poszczególnych iterowanych kroków obciążenia.

W trzecim przypadku modelowania koła oponę podzielono na pięć stref różniących się pod względem struktural-

nym: bok, stopkę i bieżnik, stalową drutówkę w stopce oraz kompozyty warstwowe. Trzy pierwsze strefy opisano materiałem hipersprężystym o różnych wartościach stałych materiałowych. Dane do opisu poszczególnych stref opony pochodziły z pracy Holschera i in. z 2004 roku. Dwie pozostałe strefy opisano materiałami liniowo-sprężystymi. Sztywność zastępcza przekroju poprzecznego drutówki uwzględniała jej konstrukcję złożoną z wielu stalowych drutów zatopionych w warstwach gumy, procentowe udziały warstwy stalowej i gumowej w modelowanej strefie oraz odpowiednie moduły Younga obu materiałów. Strefa ta odpowiadała rzeczywistej powierzchni drutówki występującej w przekroju modelowanej opony. Podział koła na poszczególne strefy oraz odpowiadające im siatki elementów skończonych zamieszczono na rysunku 7.

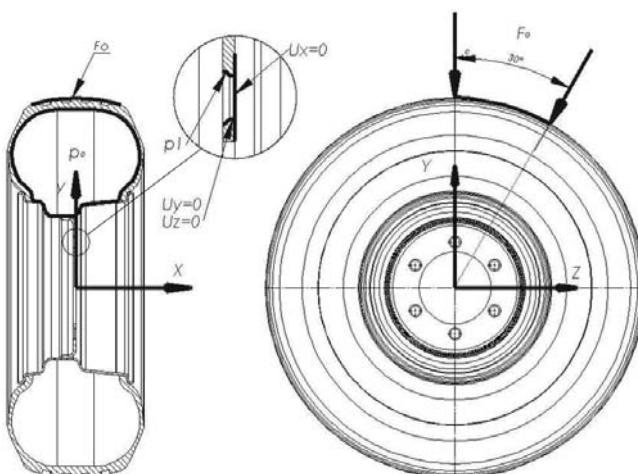


Rys. 7. Części składowe koła pojazdu wolnobieżnego z oponą. Implement, użyte w bieżącej analizie i odpowiadająca im siatka elementów skończonych (na rysunkach pominięto elementy warstwowe opony)

Zmieniano również miejsce przyłożenia obciążenia zewnętrznego F_0 w zakresie 0° - 30° , w celu zbadania wpływu

kierunku działania obciążenia względem śrub mocujących tarczę, na rozkład naprężeń w tarczy i obręczy koła. Obciążeniowe i przemieszczeniowe warunki brzegowe pokazano na rysunku 8.

W wyniku większego uszczegółowienia modelu opony, odzwierciedlającego jej rzeczywisty kształt i właściwości geometryczne, otrzymano znaczącą poprawę dokładności obliczeń. Maksymalny błąd, w stosunku do wartości zmierzonych odkształceń w wybranych miejscach tarczy i obręczy koła, nie przekraczał 3%. Poprawiła się również w sposób znaczący zbieżność rozwiązania numerycznego.



Rys. 8. Obciążeniowe i przemieszczeniowe warunki brzegowe w trzecim modelu koła (Tarsasiuk i in., 2008)

4. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Modelowanie numeryczne opony koła jazdnego pojazdu wolnobieżnego ma kluczowe znaczenie w uzyskaniu odpowiedniej dokładności poszukiwanych pól naprężeń w metalowej części obciążonego koła. Muszą być jednak zachowane pewne podstawowe zasady modelowania:

1. opona powinna być podzielona przynajmniej na pięć stref o różnych właściwościach, do których należą: bok, stopka i bieżnik, stalowa drutówka w stopce oraz kompozyty warstwowe. Pierwsze trzy elementy zostały opisane dwuparametrycznym materiałem Moonleya-Rivlina, a różnice właściwości materiałowych w każdej strefie opony polegały na przyjęciu różnych wartości stałych materiałowych zastosowanych w modelu. Przy modelowaniu uwzględniono fakt, że materiał najbardziej miękki znajduje się w stopce opony, a twardy w strefie bieżnika;
2. stałe materiałowe najlepiej jest wyznaczyć doświadczalnie na drodze odpowiedniego eksperymentu. Zachowuje się wówczas dużą dokładność rozwiązania numerycznego pomimo nieliniowego charakteru zagadnienia, wynikającego nie tylko z nieliniowej charakterystyki materiałowej, ale również z nieproporcjonalnego wzrostu naprężeń w metalowej części koła wywołanych obciążeniem promieniowym deformującym oponę;
3. ważne jest poprawne określenie sztywności zastępczej przekroju poprzecznego drutówki, uwzględniające jej konstrukcję złożoną z wielu stalowych drutów zatopionych w warstwach gumy. Sztywność zastępcza po-

winna uwzględniać udział warstwy stalowej i gumowej w modelowanej strefie oraz odpowiednie moduły Youniga obu materiałów. Strefa ta powinna odpowiadać rzeczywistej powierzchni drutówki występującej w przekroju modelowanej opony. Poza tym poprawne określenie i zamodelowanie drutówki w znaczący sposób poprawia zbieżność rozwiązania numerycznego.

Z danych uzyskanych z literatury wynika, że przy modelowaniu opony kół pojazdów samochodowych, w strefie występowania opasania i innych materiałów wielowarstwowych należy uwzględnić anizotropowe właściwości materiałowe. Doświadczenia własne wykazały, że w przypadku modelowania opony typu Implement, stosowanej w kołach pojazdów wolnobieżnych obciążonych promieniowo, potraktowanie tej strefy jako materiału izotropowego nie spowodowało pogorszenia dokładności obliczeń numerycznych, natomiast dzięki temu zmalała liczba iteracji i skrócił się czas obliczeń.

Przeprowadzone obliczenia numeryczne wykazały również znaczący wpływ poprawnego odwzorowania początkowej geometrii opony na otrzymaną dokładność i przebieg zbieżności rozwiązania numerycznego. Najlepszy rezultat otrzymano przy numerycznym odwzorowaniu rzeczywistego kształtu opony pod ciśnieniem nominalnym i potraktowaniu go jako kształt początkowy w procesie obciążania koła promieniową siłą zewnętrzną. W omawianym przypadku kształt zarysu bieżnika nie miał znaczenia, natomiast ważne okazało się przyjęcie właściwej sztywności zewnętrznej strefy opony w warstwie występującej bieżnika.

O ile poprawne określenie podziału opony na strefy o odpowiednich właściwościach materiałowych pozwala z dużą dokładnością uzyskać poprawne rozwiązania numeryczne, to efekty modelowania nowej konstrukcji koła i opony o niezidentyfikowanych parametrach powinny być zweryfikowane doświadczalnie.

Dokładność przeprowadzonych analiz numerycznych metalowej części koła, w zależności od stopnia uproszczenia modelu obliczeniowego opony, była następująca:

- w przypadku uznania opony za element o prostych ścianach (ceownik) opasujący obręcz koła i wykonany z jednorodnego materiału gumowego z zachowaniem grubości ścianki, ale bez uwzględnienia materiałów kompozytowych, uzyskano maksymalny błąd oszacowania naprężeń w obręczy koła rzędu 28% w porównaniu z wartościami otrzymanymi doświadczalnie. Dokładność obliczeń była różna w zależności od wartości obciążenia oraz miejsca metalowej części koła;
- w przypadku odwzorowanego pierwotnego kształtu opony traktowanej jako jeden materiał, bez odwzorowania elementów warstwowych i drutówki, otrzymano błąd obliczeniowy na poziomie 15%, przy czym rozrzut błędu wyników był mniejszy niż w pierwszym przypadku;
- uwzględnienie omówionych wcześniej właściwości materiałowych i geometrycznych w pięciu wyszczególnionych strefach opony spowodowało obniżenie błędu obliczeniowego do poziomu 3% oraz w sposób znaczący poprawiło zbieżność rozwiązania numerycznego.

LITERATURA

1. ANSYS (1999), *Chapter 6, Hyperelasticity, Structural Nonlinearities*, Second Edition Release 5.5 (001156)
2. Bischoff J. E., Arruda E. M., Grosh K. (2002), Finite element simulations of orthotropic hyperelasticity, *Finite Elements in Analysis and Design*, 38, 983–998
3. Bolarinwa E. O., Olatunbosun O. A. (2004), *Finite element simulation of the tire burst test*, School of Engineering, The University of Birmingham, Edgbaston, UK, 1251-1258.
4. Bolster M. J.A, Joseph T. G. (2005), Tire - Rim Interactions for Ultra Class Trucks in The Mining Industry, *The 19th International Mining Congress and Fair of Turkey*, IMCET2005 Izmir Turkey, June 09 12 2005.
5. E/ECE/324 E/ECE/TRANS/505 (2008), *Uniform provisions concerning the approval of pneumatic tires for agricultural vehicles and their trailers*.
6. ETRTO (1999), *Standard Manuals*, European Tire and Rim Technical Organization, Belgium Brussels.
7. Green A. E., Adkins J.E. (1960), *Large elastic deformations and non-linear continuum mechanics*, Clarendon Press, Oxford.
8. Green A. E., Zerna W. (1966), *Theoretical elasticity*, Clarendon Press, Oxford.
9. Holscher H., Tewes M., Botkin N., Lohndorf M., Hoffmann, K. H., Quandt E. (2004), *Modeling of Pneumatic Tires by a Finite Element Model for the Development a Tire Friction Remote Sensor*, Center of Advanced European Studies and Research (CAESAR), Ludwig-Erhard-Allee 2, 53175 Bonn, Germany
10. Kolator B., Żebrowski J., Żebrowski Z. (1997), Metodyka badań trakcyjnych opon napędowych pojazdów terenowych, *III Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna nt. „Rozwój i kierunki badań samojezdnych żurawi hydraulicznych”*, PIMB, Warszawa.
11. Luchini J. (2000), *Measuring and Modeling of Tire Rolling Resistance*, ITEC 2000, September 2000.
12. Mancosu F., D. Da Re. (1998), *Non-linear modal rolling tyre model for dynamic simulation with ADAMS*, Pirelli Pneumatici Spa, D. Minen MDI Italy, European Adams users' conference, Paris.
13. Malachowski J., (2007), *Numerical study of tires behavior*, Department of Mechanics and Applied Computer Science, Military University of Technology, Warsaw, Poland.
14. Malachowski J., Wesolowski M., Krason W. (2006), Computational study of transport aircraft landing gear during touchdown, *Journal of KONES*, Vol. 13, No. 3, 187-195.
15. Malachowski J., Pondel B., Szurgott P. (2006), Numeryczne testowanie pracy opony samochodowej, *Miesięcznik naukowo-techniczny Mechanik*, Nr 11, 932-933.
16. Mioduszewski P. (2000), *O oponach informacji kilka*, www.auto-online.pl.
17. Miroslaw T., Szlagowski J., Żebrowski J., Żebrowski Z. (2006), *Simulation of tractor operation on variable ground*, *The 10th European Conference of ISTVS*, Budapest.
18. Mitas Agricultural Data book (2007), *Agricultural tires. Technical information 2007*, www.mitas.cz.
19. Mooney M. (1940), A theory for large elastic deformation, *J. Appl. Phys.*, 11, 582–597.
20. Oden J. T., (1972), *Finite Elements of Nonlinear Continua*, McGraw-Hill, New York.
21. Ogden R. W. (1997), *Non-linear elastic deformations*, Dover Publications, Minnesota, NY.
22. Ogden R. W., Haughton D. M. (1978), Bifurcation of inflated circular cylinders of elastic material under axial loading, I: Membrane theory for thinwalled tubes, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 1979, 27:179–212.
23. Ostrowska-Maciejewska J., (1994), *Mechanika ciał odkształcanych*, PWN, Warszawa.
24. PN-ISO 4251-3:1999 (1999), Opony (serie oznaczone liczbą PR) i obręcze do ciągników i maszyn rolniczych, *Obręcze*, PKNMiJ, Warszawa.
25. PN-S-91240-03:1993 (1993), Koła z ogumieniem pneumatycznym wymagania i badania, PKNMiJ, Warszawa.
26. Rivlin R. S. (1951), *Large elastic deformation of isotropic materials VII, experiments on the deformation of rubber*, Philos. Trans. Roy. Soc. London Ser. A 243, 251-288.
27. Rivlin R. S. (1983): *Rheol. Acta* 1983.22.160.
28. Rivlin R. S. (1984): Forty years of nonlinear continuum mechanics, *Proceedings of the IX International Congress on Rheology*, Mexico, 1–29.
29. Szefer G. (1995), *Dynamika układów z materiałów gumopodobnych*, PK, Kraków.
30. Szefer G., Jasińska D. (1995), 'Frictional contact of elastic bodies in terms of large deformations, *Contact Mechanics II* (Aliabadi M.H., Alessandri C. (eds.)), Comp Mech. Publ., 151–158.
31. Szefer G., Kędzior D. (2001), *Dynamics of frictional contact of elastic bodies undergoing large deformations*, Polska Mech. U progu XXI w., PW, Warszawa.
32. Szymaniuk A. (2007), *Opracowanie wyników badań rozwojowych koła 9.00x15,3*, Raport techniczny, Laboratorium AB-1 i AB-2, PRONAR, Narew.
33. Tarasiuk P., Molski K., Funkowska B. (2008), Modelowanie numeryczne kół pojazdów wolnobieżnych, *XVI Francusko-Polskie Seminarium Mechaniki*, Politechnika Warszawska, Warszawa, str. 121-128.
34. Taryma S. (2007), *Opór toczenia opon samochodowych*, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk.
35. Wan B., Rizos D. C., Petrou M. F., Harries K. A. (2004), *Computer simulations and parametric studiem of GFRP bridge deck systems*, Department of Civil and Environmental Engineering, University of South Carolina, USA.
36. Zheng D. (2006): *Challenges in Tire FEM Simulation*, http://www.contionline.com/generator/www/start/com/en/index_en.html
37. Żebrowski J. (2003), Flowing Power Analysis of a Wheel Co-operating with the Deformable Ground, *Proceedings of the 9th European Conference of the ISTVS*, Harper Adams UK.
38. Żebrowski J., Żebrowski Z. (2008), Gestaltung und Automatisierung von Arbeitsprozessen eines Ackerschlepperaggregats zwecks Verbesserung des energetischen Wirkungsgrades seiner Arbeit, *XX, Deutsch-Polnisches Forum „DEVELOPMENT TRENDS IN DESIGN OF MACHINES AND VEHICLES“*, Warschau.

INFLUENCE OF FEM MODELING STRATEGIES OF TIRES ON THE ACCURACY OF CALCULATED STRESS DISTRIBUTION IN WHEELS

Abstract: The present paper deals with the FEM modeling strategies for tubeless tires and their influence on stress distribution in the remaining part of wheels of the low speed vehicles. Different modeling approaches were discussed considering structural tire properties, linear and non-linear materials as well as geometrical description of the tire initial shape. Some conclusions found in the literature and useful for modeling of car and airplane wheels were applied for modeling low speed vehicle wheels subjected to quasi-static radial loading. Quantitative and qualitative results of numerical solutions were discussed compared to experimental results of strains obtained by means of strain gauges.

EMPLOYMENT OF NEURAL NETWORK BASED CLASSIFIER FOR INTRUSION DETECTION

Leanid VAITSEKHOVICH*, **Vladimir GOLOVKO***

*Brest State Technical University, Moskovskaja str. 267, 224017 Brest, Belarus

yspika@rambler.ru, gva@bstu.by

Abstract: Most current Intrusion Detection Systems (IDS) examine all data features to detect intrusion. Also existing intrusion detection approaches have some limitations, namely impossibility to process a large number of audit data for real-time operation, low detection and recognition accuracy. To overcome these limitations, we apply modular neural network models to detect and recognize attacks in computer networks. They are based on the combination of principal component analysis (PCA) neural networks and multilayer perceptrons (MLP). PCA networks are employed for important data extraction and to reduce high dimensional data vectors. We present two PCA neural networks for feature extraction: linear PCA (LPCA) and nonlinear PCA (NPCA). MLP is employed to detect and recognize attacks using feature-extracted data instead of original data. The proposed approaches are tested with the help of KDD-99 dataset. The experimental results demonstrate that the designed models are promising in terms of accuracy and computational time for real world intrusion detection.

1. INTRODUCTION

At present one of the forms of the world space globalization is cyber space globalization because of increasing of the number of computers connected to the Internet. The rapid expansion of network-based computer systems has recently changed the computing world.

As a result the number of attacks and criminals concerning computer networks are increasing. Therefore the security of computer networks is becoming more and more important.

The goal of Intrusion Detection Systems (IDS) is to protect computer networks from attacks. An IDS has been widely studied in recent years. It must perform its task in real time. There exist two main intrusion detection methods: misuse detection and anomaly detection. Misuse detection is based on the already known signatures of intrusions or vulnerabilities. The main disadvantage of this approach is that it cannot detect novel or unknown attacks that were not previously defined. There are examples of misuse detection models: IDIOT (Kumar and Spafford, 1995), STAT (Ilgun et al., 1995) and Snort (<http://www.snort.org>). Anomaly detection defines normal behaviour and assumes, that an intrusion is any unacceptable deviation from normal behaviour. The main advantage of anomaly detection model is the ability to detect unknown attacks. There are examples of anomaly detection models: IDES (Lunt et al., 1992) and EMERALD (Porras and Neumann, 1997).

There exist different defense approaches to protect the computer networks. The principal component classifier is examined in Denning, 1987; Lee et al, 1999. The data mining techniques were presented in Lee and Stolfo, 1999; Liu et al., 2004. The other authors proposed a geometric

framework for unsupervised anomaly detection and three algorithms: cluster, k-Nearest Neighbor (k-NN) and Support Vector Machine (SVM) (Eskin et al., 2002; Shyu et al., 2003). Different neural networks can be used for intrusion detection (Kayacik et al., 2003; Zheng et al., 2001): Self Organizing Maps (SOM), MLP, Radial Basis Function (RBF) network.

The major problem of existing models is recognition of new attacks, low accuracy, detection time and system adaptability. The current anomaly detection systems are not adequate for real-time effective intrusion prevention (Shyu et al, 2003). Therefore processing a large amount of audit data in real time is very important for practical implementation IDS.

In our previous paper (Golovko and Vaitsekhovich, 2006) we proposed four variants of IDS architectures. They were based on combination linear PCA neural network (LPCA) and MLP. In this paper we extend our previous work and examine several models: LPCA and MLP, NPCA and MLP, Ensembling Network (EN). PCA network are employed for feature extraction and for dimensionality reduction. MLP is intended to identify and recognize attacks using feature-extracted data.

The paper is organized as follows. The main stages of detection process and the data, which we use, are given in Section 2. In Section 3 the intrusion detection systems are described, based on modular neural network approach. Section 4 deals with linear and nonlinear recirculation neural networks (RNN). Section 5 describes the ensembling neural networks and rules used for their training. Section 6 presents experimental results. Finally, concluding remarks are made in the last section.

2. THE DETECTION PROCESS

The detection process using the data from network traffic is illustrated in Fig. 1. It consists of three stages.

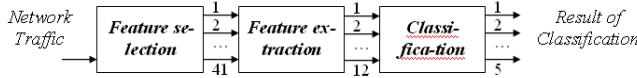


Fig. 1. The detection process

The first stage involves measurement of network traffic for feature selection. The special software monitor selects characteristics of the network traffic for features obtaining. In this paper we use the KDD-99 data set (<http://kdd.ics.uci.edu/databases/kddcup99/kddcup99.html>). The data set contains approximately 5000000 connection records. Each record in the data set is a network connection pattern, which is defined as a sequence of TCP packets starting and ending at some well defined times, between which data flow to and from a source IP address to a target IP address under some well defined protocol.

Every record is described by 41 features and labeled either as an attack or a non-attack. Every connection record consists of about 100 bytes. Among these features, 34 are numeric and 7 are symbolic. For instance, the first one is the duration of connection time, the second is a protocol type, and the third is a service name, and so on. Therefore during the first stage the features are converted into a standardized numeric representation.

The second stage involves feature extraction for important data selection and dimensionality reduction. Between the selected features there exist complex relationships, which are difficult to discover. Some data may be redundant and not useful for IDS. A large amount of features can increase computation time. Therefore feature extraction is a very important stage. In this paper we use linear and nonlinear PCA neural networks (RNN) for important data extraction. As a result we have extracted 12 significant features (see Fig. 1). This number has been taken through several trials where quantity of principal components incremented by one. Then the model with sufficient performance test and the smallest number of principal components was chosen.

The goal of the classifier is to detect and recognize attacks. There are 22 types of attacks in KDD-99 data set. All the attacks can be divided into four main classes: DoS, U2R, R2L and Probe. DoS – denial of service attack. This attack leads to overloading or crashing of networks; U2R – unauthorized access to local super user privileges; R2L – unauthorized access from a remote user; Probe – scanning and probing for getting confidential data.

Each class consists of different attack types.

3. IDS ARCHITECTURES

Let's examine the different neural network approaches for construction of intrusion detection systems. They are

based on modular neural networks. As for input data they will be used the 41 features from KDD-99 dataset, which contain the TCP-connection information. The main goal of IDS

is the detection and recognition type of attack. Therefore the 5-dimensional vector will be used for output data, where 5 is the number of attack classes plus normal connection. The significant question concerning design of IDS is the following: which features are really important? We propose to use principal component analysis (PCA) neural network for important data extraction and dimensionality reduction.

The second stage construction of IDS is to detect and to recognize attacks. In this paper a multilayer perceptron (MLP) is proposed to be applied for this purpose. Combining two different neural networks we can obtain the various IDS architectures.

We have chosen three main and most successful models based on our previous experiments.

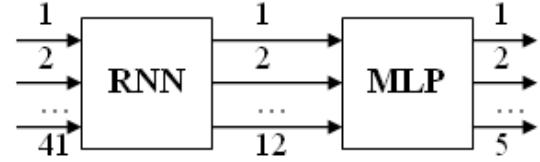


Fig. 2. The first variant of IDS

As it is shown in Fig. 2, the first variant of IDS architecture consists of PCA and MLP neural networks, which are connected consequently. The PCA network, which is also called a recirculation network (RNN), transforms 41-dimentional input vector into 12-dimensional output vector. The MLP performs the processing of compressed data for recognition of one type of attack or normal state.

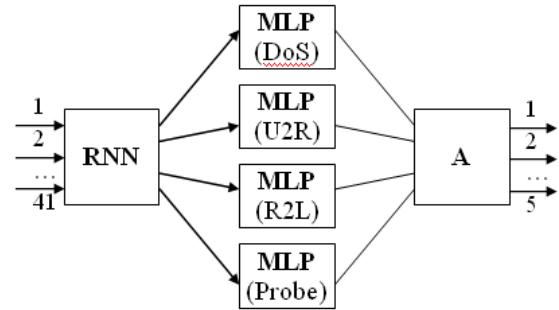


Fig. 3. The second variant of IDS

The second variant of IDS structure is shown in Fig. 3. It consists of four MLP networks. As we can see every MLP network is intended for recognition one class of attack: DoS, U2R, R2L and Probe. The output data from 4 multilayer perceptrons enter the Arbiter, which accepts the final decision concerning the class of attack. The one-layer perceptron can be used as the Arbiter. The training of the Arbiter is performed after leaning of RNN and MLP neural networks. This approach permits to fulfill the hierarchical

classification attacks. In this case the Arbiter can define one of 5 attack classes and the corresponding MLP – type of attack.

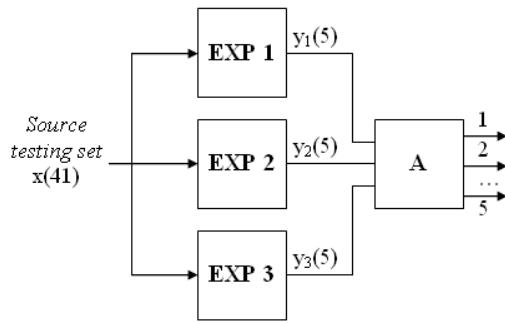


Fig. 4. The third variant of IDS (testing mode)

Complex computational problems can be solved by dividing them into a quantity of small and simple tasks. Then the results of each task are aggregated in general conclusion. Calculating simplicity is reached by distribution of training task among several experts. The combination of such experts (EXP) is known as Committee Machine. This integrated knowledge per se has priority over the opinion of each expert taking separately.

The next variant of IDS structure based on this idea is shown in Fig. 4. Expert is represented by a single classification system. We use model 1 as an expert. Training data set for each expert are not the same. They are organizing during the training process as a result of classification performed by the previous experts. The rule that was chosen for this purpose is Boosting by filtering algorithm (Drucker et al., 1993) which is discussed in Section 5. After training the neural networks have ability to intrusion detection. In testing mode every expert is intended for processing of original 41-demensional vector. Arbiter accepts the final decision.

4. RNN NEURAL NETWORKS

In this section we present two neural networks based principal component analyses techniques, namely linear and nonlinear RNN networks.

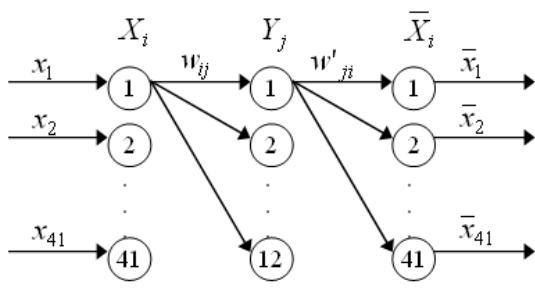


Fig. 5. RNN architecture

Let's consider an autoencoder, which is also called a recirculation neural network shown in Fig. 5. It is represented by multilayer perceptron, which performs the linear or nonlinear compression of the dataset through a bottleneck in the hidden layer. As we can see the nodes are partitioned in three layers. The bottleneck layer performs the compression of the input dataset. The j-th hidden unit output in total case is given by

$$y_j = F(S_j), \quad (1)$$

$$S_j = \sum_{i=1}^{41} w_{ij} \cdot x_i, \quad (2)$$

where F is activation function; S_j is weighted sum of the j-th neuron; w_{ij} is the weight from the i-th unit to the hidden j-th unit; x_i – i-th unit input.

The i-th output unit is given by

$$x_i = F(S_i), \quad (3)$$

$$S_i = \sum_{j=1}^{12} w'_{ji} \cdot y_j. \quad (4)$$

In this paper we use two algorithms for RNN training. One is the linear Oja rule and the other is the backpropagation algorithm for nonlinear RNN.

The weights of the linear RNN are updated iteratively in accordance with the Oja rule (Oja, 1992):

$$w'_{ji}(t+1) = w'_{ji}(t) + \alpha \cdot y_j \cdot (x_i - \bar{x}_i), \quad (5)$$

$$w_{ij} = w'_{ji}.$$

Such a RNN is known to perform a linear dimensionality reduction. In this procedure the input space is rotated in such a way that the output values are as uncorrelated as possible and the energy or variances of the data is mainly concentrated in a few first principal components.

As it has already been mentioned the backpropagation approach is used for training nonlinear RNN. The weights are updated iteratively in accordance with the following rule:

$$w_{ij}(t+1) = w_{ij}(t) - \alpha \cdot \gamma_j \cdot F'(S_j) \cdot x_i, \quad (6)$$

$$w'_{ji}(t+1) = w'_{ji}(t) - \alpha \cdot y_j \cdot F'(S_i)(\bar{x}_i - x_i), \quad (7)$$

where γ_j is error of j-th neuron:

$$\gamma_j = \sum_{i=1}^n (\bar{x}_i - x_i) \cdot F'(S_i) \cdot w'_{ji}. \quad (8)$$

The weights data in the hidden layer must be reorthonormalized by using the Gram-Schmidt procedure, as follows:

1) The first vector of the orthonormal frame is chosen as:

$$w'_1 = \left[\frac{w_{11}}{|w_1|}, \frac{w_{21}}{|w_1|}, \dots, \frac{w_{n1}}{|w_1|} \right], \quad (9)$$

where

$$|w_i| = \sqrt{w_{11}^2 + w_{21}^2 + \dots + w_{n1}^2} \quad (10)$$

2) The subsequent weight vector is defined by the following recurrent formulas:

$$w_i = w_i - \sum_{j=1}^{i-1} (w_i^T \cdot w_j) \cdot w_j, \quad (11)$$

$$|w_i| = \sqrt{w_{1i}^2 + w_{2i}^2 + \dots + w_{ni}^2}, \quad (12)$$

$$w_i' = \left[\frac{w_{1i}}{|w_i|}, \frac{w_{2i}}{|w_i|}, \dots, \frac{w_{ni}}{|w_i|} \right], \quad (13)$$

where $i=2..12$.

Let's consider the mapping of input space data for the normal state and Neptune type of attack on the plane of the two principal components. As we can see from the Fig. 6 the data, which belong one type of attack can be located in different areas. The visualization of such data obtained by using only linear RNN isn't satisfactory because of complex relationships between the features. One of the ways to decide this problem is to use the nonlinear RNN network.

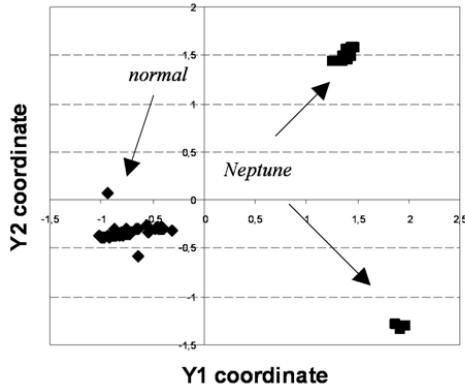


Fig. 6. Data processed with linear RNN

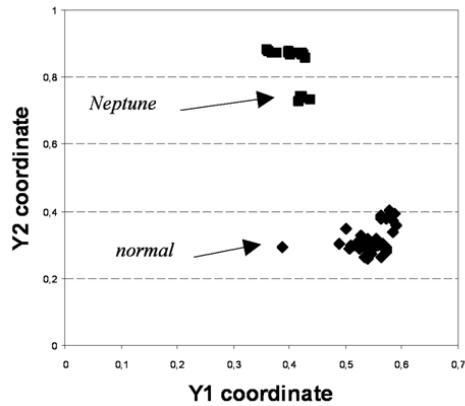


Fig. 7. Data processed with nonlinear RNN

As we can see from Fig. 7 the nonlinear RNN performs the better visualization of dataset in comparison with linear RNN.

5. ENSEMBLING NEURAL NETWORKS

Let's consider the ensembling neural network. This network is trained using the boosting by filtering algorithm (Drucker et al., 1993) as it is shown in Fig. 8. It consists of the following steps:

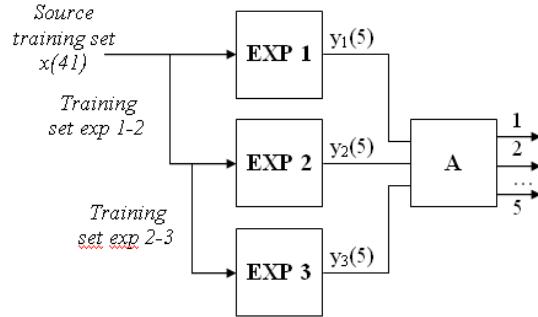


Fig. 8. The third variant of IDS (training mode)

- 1) train a first expert network using some training set;
- 2) a training set for a second expert is obtained in the following manner:
 - (a) toss a fair coin to select a 50% NEW training set and add this data to the training set for the second expert network;
 - (b) train the second expert;
- 3) a third expert is obtained in the following way:
 - (a) pass NEW data through the first two expert networks. If the two experts disagree, add this data to the training set for the third expert;
 - (b) train the third expert network.
- 4) vote to committee output.

In our case the Arbiter performs vote functions. Arbiter is represented by the multilayer perceptron.

After being trained, neural networks are combined in an intrusion detection system.

6. EXPERIMENTAL RESULTS

To assess the effectiveness of proposed intrusion detection approaches, the series of experiments were performed. The KDD cup network data set was used for training and testing different neural network models, because it is one of the few in the domain of intrusion detection and it attracts the researchers' attention due to its well-defined and readily accessible nature.

The boosting by filtering algorithm, which is used in the case with model 3, needs a large number of records to produce acceptable results. So we have used 10% selection from KDD dataset (almost 500 000 records) for testing and generation of training subset. We have used 6186 samples for training neural networks. All records from 10% selection are

used for testing (see Tab. 1). The same data sets were applied for model 1 and model 2. Thus we can compare the discussed models. Proposed intrusion detection approaches are implemented to detect 5 classes of attacks from this dataset including DoS, U2R, R2L, Probe and Normal.

Tab. 1. Training and testing samples

| | DoS | U2R | R2L | Probe | Normal | Total count |
|-------------------------|------------|------------|------------|--------------|---------------|--------------------|
| training samples | 3571 | 37 | 278 | 800 | 1500 | 6186 |
| testing samples | 391458 | 52 | 1126 | 4107 | 97277 | 494020 |

To evaluate our system we have been interested in three major indicators of performance: the detection and recognition rates for each attack class and false positive rate. The detection rate (true attack alarms) is defined as the number of intrusion instances detected by the system divided by the total number of intrusion instances present in the test set. The recognition rate is defined in a similar manner. The false positive rate (false attack alarms) represents the total number of normal instances that were classified as intrusions divided by the total number of normal instances.

Let's examine the recognition of attacks with the model 1 (see Section 3). This model is quite simple. Tab. 2 shows statistics of recognition depending on attack class.

Table 2. Attack classification with model 1

| class | count | detected | recognized |
|---------------------|--------------|--------------------|--------------------|
| DoS | 391458 | 391441 (99.99%) | 370741 (94.71%) |
| U2R | 52 | 48 (92.31%) | 42 (80.77%) |
| R2L | 1126 | 1113 (98.85%) | 658 (58.44%) |
| Probe | 4107 | 4094 (99.68%) | 4081 (99.37%) |
| normal state | | | |
| normal | 97277 | --- | 50831 (52.25%) |

The above results show that the best detection and recognition rates were achieved for DoS and Probe connections. U2R and R2L attack instances were detected a bit worse (80.77% and 58.44% respectively). Besides, the bottom row shows that some normal instances were (incorrectly) classified as intrusions.

The number of false positives produced by previous classification model is considerable. This can be corrected by application of other models proposed in Section 3. As for model 2 (see Tab. 3), it performed quite well in terms of false positives due to four single multilayer perceptrons for each attack class.

Model 3 (see Tab. 4) uses the opinion of three experts. As it was mentioned above each expert is represented by a single classification system (in this experiments we use model 1 as an expert). But every subsequent expert exerts

the influence on the outputs of others performing aggregated opinion of several neural networks.

Table 3. Attack classification with model 2

| class | count | detected | recognized |
|---------------------|--------------|--------------------|--------------------|
| DoS | 391458 | 391063 (99.90%) | 370544 (94.66%) |
| U2R | 52 | 49 (94.23%) | 37 (71.15%) |
| R2L | 1126 | 1088 (96.63%) | 1075 (95.47%) |
| Probe | 4107 | 3749 (91.28%) | 3735 (90.94%) |
| normal state | | | |
| normal | 97277 | --- | 83879 (86.22%) |

Table 4. Attack classification with model 3

| class | count | detected | recognized |
|---------------------|--------------|--------------------|--------------------|
| DoS | 391458 | 391443 (99.99%) | 370663 (94.69%) |
| U2R | 52 | 50 (96.15%) | 42 (80.76%) |
| R2L | 1126 | 1102 (97.87%) | 1086 (96.45%) |
| Probe | 4107 | 3954 (96.27%) | 3939 (95.91%) |
| normal state | | | |
| normal | 97277 | --- | 84728 (87.09%) |

This two algorithms (model 2 and model 3) perform to each other relatively close. It was difficult to make correct comparison. But on closer examination we decided to give preference to model 3.

The total results of the detection rates and false positive rates related with each model are considered in Tab. 5.

Table 5. Total results for each model

| model | True attack alarms | False attack alarms | Recognized correctly | Total recognized % |
|----------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|---------------------------|
| Model 1 | 396696 (99.98%) | 46446 (47.75%) | 375522 (94.65%) | 86.30% |
| Model 2 | 395949 (99.80%) | 13398 (13.77%) | 375391 (94.61%) | 92.97% |
| Model 3 | 396549 (99.95%) | 12549 (12.90%) | 375730 (94.70%) | 93.21% |

In general, model 3 is shown to achieve the lowest false positive rates and the highest accuracy (93.21%). In fact, it is more accurate than model 1 (86.3%) and model 2 (92.97%). So model 2 and model 3 can be effectively used for the classification of huge input data set with a complicated structure.

7. CONCLUSION

In this paper the neural network architectures for the intrusion detection have been addressed. The proposed approach is based on the integration of the recirculation network and multilayer perceptron. The KDD-99 dataset was used for the experiments performed. Combining two different neural networks (RNN and MLP), it is possible to produce an efficient performance in terms of detection and recognition attacks on computer networks. The main advantages of using neural network techniques are the ability to recognize novel attack instances and the quickness of work which is especially important in the real time mode.

REFERENCES

1. **Denning D. E.** (1987), An intrusion-detection model, *IEEE Transaction on Software Engineering*, Vol. 13, No. 2, 222-232.
2. **Drucker H., Schapire R., Simard P.** (1993), Improving performance in neural networks using a boosting algorithm, *S. J. Hanson, J.D.Cowan and C.L.Giles eds., Advanced in Neural Information Processing Systems 5*, Denver, CO, Morgan Kaufmann, San Mateo, CA, 42-49.
3. **Eskin E., Rnold A., Prerau M., Portnoy L., Stolfo S.** (2002), *A Geometric framework for unsupervised anomaly detection*, Applications of Data Mining in Computer Security, Kluwer Academic.
4. **Golovko V., Vaitsekhovich L.** (2006), Neural Network Techniques for Intrusion Detection, *Proceedings of International Conference on Neural Networks and Artificial Intelligence (ICNNAI-2006)*, 65-69.
5. **Ilgun K., Kemmerer R. A., Porras P. A.** (1995), State transition analysis: A rule-based intrusion detection approach, *IEEE Transaction on Software Engineering*, Vol. 21, No. 3, 181-199.
6. **Kayacik H., Zincir-Heywood A., Heywood M.** (2003), On the capability of an SOM based intrusion detection system, *Proc. IEEE Int. Joint Conf. Neural Networks (IJCNN'03)*, 1808-1813.
7. **Kumar S., Spafford E. H.** (1995), A Software architecture to support misuse intrusion detection, *Proceedings of the 18th National Information Security Conference*, 1995, 194-204.
8. **Lee W., Stolfo S.** (2000), A Framework for constructing features and models for intrusion detection systems, *ACM Transactions on Information and System Security*, Vol. 3, No. 4, 227-261.
9. **Lee W., Stolfo S., Mok K.** (1999), A data mining framework for adaptive intrusion detection, *Proceedings of the 1999 IEEE Symposium on Security and Privacy*, Los Alamos, CA, 120-132.
10. **Liu Y., Chen K., Liao X.** (2004), A genetic clustering method for intrusion detection”, *Pattern Recognition*, Vol. 37, No. 5, 927-924.
11. **Lunt T., Tammaru A., Gilham F.** (1992), *A Real-time Intrusion Detection Expert System (IDES) – final technical report*, Technical report, Computer Science Laboratory, SRI International, Menlo Park, California, Feb.
12. **Oja E.** (1992), Principal components, minor components and linear networks. *Neural Networks*”, Vol. 5, 927-935.
13. **Porras P. A., Neumann P. G.** (1997), EMERALD: Event monitoring enabling responses to anomalous live disturbances, *Proceedings of National Information Systems Security Conference*, Baltimore MD.
14. **Shyu M., Chen S., Sarinnapakorn K., Chang L.** (2003), A Novel Anomaly Detection Scheme Based on Principal Component Classifier, *Proceedings of the IEEE Foundations and New Directions of Data Mining Workshop, in conjunction with the Third IEEE International Conference on Data Mining (ICDM'03)*, 172-179.
15. **Zhang Z., Li J., Manikopoulos C. N., Jorgenson J., Ucles J.** (2001), HIDE : a Hierarchical Network Intrusion Detection System Using Statistical Preprocessing and Neural Network Classification, *Proceedings of the 2001 IEEE Workshop on Information Assurance and Security United States Military Academy*, West Point, NY, 85-90.
16. **1999 KDD Cup Competition.** Available: <http://kdd.ics.uci.edu/databases/kddcup99/kddcup99.html>
17. **SNORT.** Available: <http://www.snort.org>.

MEASUREMENT OF THE QUALITY OF LUBRICANTS FOR MECHANICAL SYSTEMS

Kirill VOYNOV*, Helena SAMOYLOVA*

* State Transport University, Mechanical Faculty, Saint-Petersburg, 190031, Moskovsky av., 9, Russia

forstar@mail.ru, ktmrs@pgups.edu

Abstract: One of the basic factors which plays the dominant role in different machines and mechanisms (and in robots too) is a lubricant (oil, grease, fat, plastic lubricant, organic or synthetic lubricant etc.). In the paper the new effective method of quality test for different lubricants is represented, because a bad lubricant may be a reason of any mechanical system damage.

1. INTRODUCTION

The new device to investigate the main properties of lubricants was created which helps to determine very quickly and exactly both the viscous properties of the lubricant and its adhesion to lubricated faces (Fig. 1). In a capacity of sample the cylindrical element was used. Before experiment a small amount of definite lubricant was smeared on the surface of this sample. The sample in the form of the shaft was connected with the engine which can realize smoothly the rotation from zero to 25,000 revolutions per minute. At the definite moment the lubricant begins to get away from the shaft because of the centrifugal acceleration. To observe this effect and catch disconnected from the shaft amount of lubricant the sample was put into the transparent glass before experiment.

So, the researcher can determine the moment when the first quantity of the lubricant will appear on the inner wall of the glass.

2. EXPERIMENTAL

Below four results of these experiments are presented.

1. Unirex №3 ISO L-XADHB 3 DIN 51825 – K 3 N-10 NLGI 3 (Esso Lubricants): the first small part of the lubricant was appeared on the wall of the glass when the cylindrical sample reached 3,280 revolutions per minute (RPM). This kind of lubricant can be applied for hinges and bearings if the temperature value is from the range of about -40 to + 135 °C.
2. Russian lubricant «ВНИИП-207Е»: the beginning of the appearance of a small amount of this lubricant on the inner wall of the glass was at about 2,480 RPM. This lubricant can be used for bearings, hinges, ropes and so on. The work temperature is from the range of about -40 to + 140 °C.
3. Lubricant “Litol-24”: the beginning of the appearance of a small amount of this lubricant on the inner wall of the glass was at about 1,610 RPM. It is the multifunctional anti-wear lubricant which can be used for

bearings, hinges and so on. The work temperature is from the range of about -35 to + 120 °C.

4. The last investigated lubricant was «ИИРУС, Супер-4МЛ»: the first small amount of the lubricant appeared on the wall of the glass when the cylindrical sample reached 1,430 RPM.

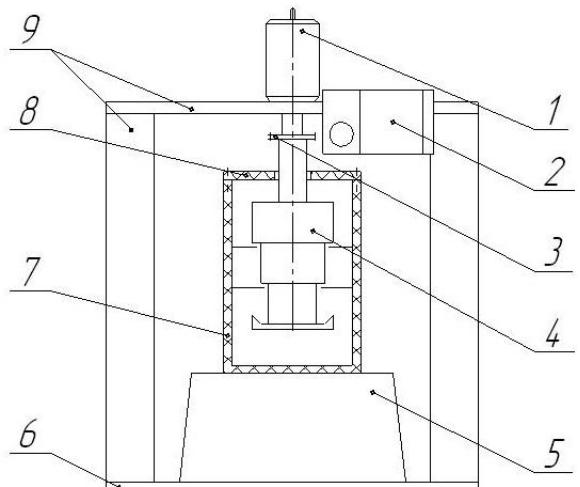


Fig. 1. The outline of the new device to express – control for different lubricants: 1 – high-speed electromotor; 2 – transducer of a velocity; 3 – joint; 4 – shaft / specimen having three various diameters to put on them lubricant; 5 – electronic balance; 6 – ground; 7 – transparent plastic glass; 8 – lid; 9 – support

The process of test is the next: bring a definite quantity of lubricant on the definite part of cylindrical diameter of a specimen; smoothly start rotation of our shaft using electromotor. At the definite speed of rotation some amount of lubricant we can see on the wall of the glass. At the same time the electronic balance begins to show that the weight of the empty plastic glass started to grow too. The limit velocity of rotation for our shaft with a lubricant gives a signal by electronic balance that all amount of grease is come off.

$j := 1..34$ $\text{bin} := 7$ $v_j :=$

| |
|-------|
| 13.10 |
| 15.20 |
| 14.45 |
| 14.38 |
| 13.25 |
| 13.20 |
| 13.66 |
| 13.70 |
| 14.20 |
| 14.05 |
| 14.00 |
| 13.80 |
| 13.20 |
| 12.98 |
| 12.84 |
| 13.14 |
| 14.66 |
| 14.70 |
| 14.32 |
| 14.29 |
| 14.55 |
| 13.97 |
| 13.83 |
| 13.86 |
| 14.33 |
| 14.43 |
| 14.46 |
| 14.06 |
| 14.00 |
| 14.05 |
| 13.82 |
| 13.52 |
| 13.31 |
| 13.10 |

$$n := \text{length}(v) \quad n = 35 \quad m := \text{mean}(v) \quad m = 13.497$$

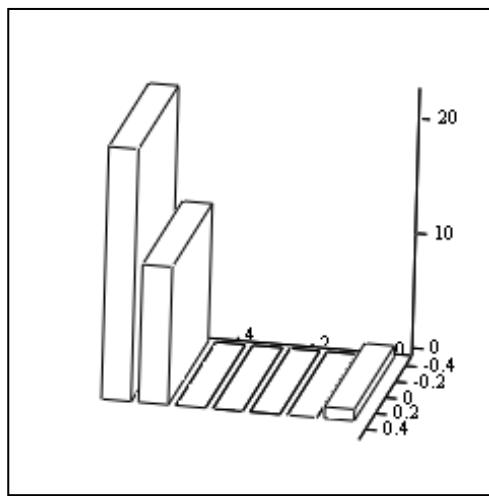
$$s := \text{stdev}(v) \cdot \sqrt{\frac{n}{n-1}} \quad s = 2.416 \quad \text{median}(v) = 13.97$$

$$\text{upper} := \text{ceil}(\max(v)) \quad \text{upper} = 16 \quad \text{lower} := \text{floor}(\min(v))$$

$$h := \frac{\text{upper} - \text{lower}}{\text{bin}} \quad h = 2.286 \quad i := 0.. \text{bin}$$

$$\text{int}_i := \text{lower} + h \cdot i \quad f := \text{hist}(\text{int}, v) \quad F(x) := n \cdot h \cdot \text{dnorm}(x, m, s)$$

$$\text{int}_i := \text{int} + 0.5 \cdot h$$

 f $\text{int}_i =$

| |
|--------|
| 0 |
| 2.286 |
| 4.571 |
| 6.857 |
| 9.143 |
| 11.429 |
| 13.714 |
| 16 |

Fig. 2. The distribution of the velocity v_j ($x100$) during rotation of the cylindrical sample with lubricant «ИПУС» (Luxoil) smeared on

This method helps us to determine very quickly not only the quality of lubricants but the force of adhesion as well.

$j := 1..26$
 $\text{bin} := 7$
 $t_j :=$

| |
|-------|
| 15.20 |
| 16.34 |
| 17.00 |
| 15.25 |
| 16.05 |
| 15.80 |
| 15.52 |
| 16.90 |
| 16.44 |
| 15.64 |
| 15.79 |
| 16.66 |
| 16.32 |
| 16.21 |
| 16.02 |
| 15.97 |
| 15.63 |
| 15.55 |
| 15.62 |
| 15.71 |
| 16.10 |
| 16.39 |
| 16.61 |
| 16.49 |
| 16.26 |
| 15.99 |

 $n := \text{length}(t) \quad n = 27 \quad m := \text{mean}(t) \quad m = 15.461$
 $s := \text{stdev}(t) \cdot \sqrt{\frac{n}{n-1}} \quad s = 3.125 \quad \text{median}(t) = 16.02$
 $\text{lower} := \text{floor}(\min(t)) \quad \text{upper} := \text{ceil}(\max(t)) \quad \text{upper} = 17$
 $h := \frac{\text{upper} - \text{lower}}{\text{bin}} \quad h = 2.429 \quad i := 0.. \text{bin}$
 $\text{int}_i := \text{lower} + h \cdot i \quad f := \text{hist}(\text{int}, t)$
 $F(x) := n \cdot h \cdot \text{dnorm}(x, m, s)$

$\text{int}_i =$

| |
|--------|
| 0 |
| 2.429 |
| 4.857 |
| 7.286 |
| 9.714 |
| 12.143 |
| 14.571 |
| 17 |

Fig. 3. The distribution of the velocity v_j ($\times 100$) during rotation of the cylindrical sample with lubricant "Litol-24" smeared on

3. CONCLUSIONS

In a result of carried out investigations the following conclusions can be formulated:

1. The lower viscosity of a lubricant the lower rotational speed at which the lubricant begins to separate from the sample (shaft).
 2. Proposed examination method enables quick and effective evaluation of lubricant properties.

REFERENCES

1. **Дьяконов В.** (2001), Mathcad 8/2000. Специальный справочник. Санкт-Петербург.
 2. **Войнов К.Н.** (2007), Трибология и робототехника: в вопросах и ответах. СПб, ПГУПС.

NUMERICAL REVIEW OF FRICTION FORCES IN MICROBEARINGS WITH CURVILINEAR JOURNALS

Krzysztof WIERZCHOLSKI*

* Institute of Applied Mathematics, Pomeranian University Slupsk, 76-200 Slupsk, ul. Arciszewskiego 22, Poland

krzysztof.wierzcholski@wp.pl

Streszczenie: The research showed in this paper lead to presentation of hydrodynamic HDD micro-bearing with orthogonal curvilinear profile of journal for example for conical, hyperbolic and other cooperating micro-bearing surfaces. Pressure distributions and load carrying capacity values on the conical micro-bearing journals are calculated. The formulae describing the friction forces and friction coefficients for micro-bearing curvilinear journals are derived. Up to now, the dynamic behavior of HDD micro-bearings was considered mostly by Jang at al. (2005). Presented paper indicates that on the memory capacity have influence not only herringbone or spiral grooves but in many cases the shapes of micro-bearing journals and sleeves too.

1. INTRODUCTION

Present paper determines the hydrodynamic pressure distributions, load carrying capacity, friction forces and friction coefficients in slide micro-bearings gaps for a curvilinear

ear orthogonal and particularly conical and hyperbolic journal shapes. Fig. 1 show the spindle system of a HDD and a coupled journal and thrust hydrodynamic bearing introduced by Bhushan (2007) and Jang at al. (2005, 2007).

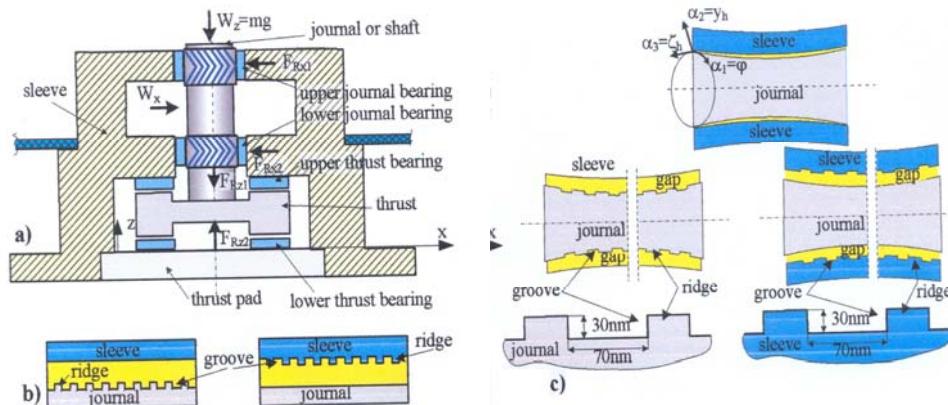


Fig. 1. Coupled curvilinear journal and thrust hydrodynamic HDD micro-bearing (20 000rpm): a) after G.H. Jang and J.W. Yoon (2002), b) classical ridges and grooves on the HDD journal or sleeve surface, c) height of ridge in hyperbolic journal and sleeve after Wierzcholski (2007)

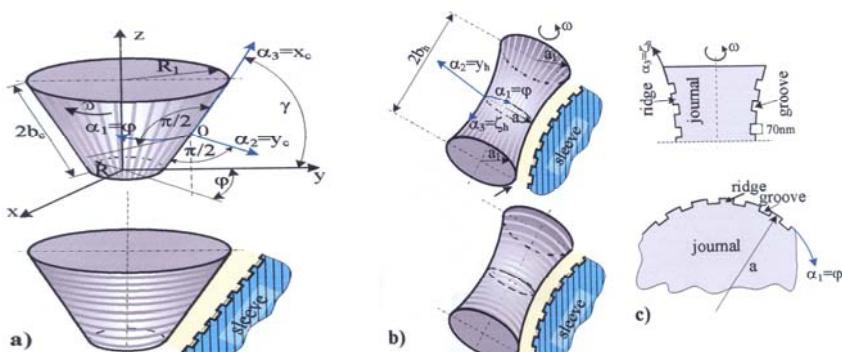


Fig. 2. The view of conical and hyperbolical micro-bearing journal surfaces: a) conical surface, b) hyperbolic surface with longitudinal and circumferential grooves, c) hyperbolic journal with grooves

The aim of the presented paper generalizes the recently calculation methods of the pressure and friction coefficients distributions in a thin layer of non-Newtonian, visco-elastic lubricant of slide micro-bearing gaps presented in: Jang (2005), Jang (2007), Jang (2002), Liu at al.(2007), Wierzbolski (2006, 2007), Yong (2005). The groove and ridge geometry located on the conical and hyperbolic surface are presented here. Fig. 2 shows that the grooves on the hyperbolic and conical journal surfaces can be situated in circumferential or longitudinal directions Jang at al. (2005). Groove location affects the dynamic performance of HDD spindle system.

The micro-bearing lubrication is characterized by the dynamic viscosity changes in thin gap- height direction.

2.PRESSURE DISTRIBUTIONS IN CURVILINEAR MICRO-BEARINGS GAPS

For the conical and hyperbolic micro-bearing we assume following conical and hyperbolic co-ordinates: $\alpha_1=\varphi$, $\alpha_2=y_c$, $\alpha_3=x_c$ and $\alpha_1=\varphi$, $\alpha_2=y_h$, $\alpha_3=\zeta_h$ respectively. Mentioned coordinates are presented in Fig. 2. For conical journal we assume: R_1 —the largest radius of the conical shaft, R —the smallest radius of the conical journal, $2b_c$ the bearing length, γ —angle between cone generate line and the cross section plane of the journal (see Fig. 2). For hyperbolic journal we have: a_1 the largest radius of the hyperbolic journal, a the smallest radius of the hyperbolic journal, $2b_h$ the bearing length (see Fig. 2). From the system of conservation of momentum and continuity equation after thin boundary layer simplifications and boundary conditions in the curvilinear coordinates ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$) we obtain the dimensional pressure function $p(\alpha_1, \alpha_3, t)$ satisfying the modified Reynolds equations in the following curvilinear form see Wierzbolski (2006, 2007), and Wierzbolski at al.(2007):

$$\frac{\partial}{\partial \alpha_1} \left[\frac{\partial E(p)}{\partial \alpha_1} E \left(\int_0^{\varepsilon_T} A_\eta d\alpha_2 \right) \right] + \frac{h_1}{h_3} \frac{\partial}{\partial \alpha_3} \left[\frac{h_1}{h_3} \frac{\partial E(p)}{\partial \alpha_3} E \left(\int_0^{\varepsilon_T} A_\eta d\alpha_2 \right) \right] = \quad (1)$$

$$\omega h_1^2 \frac{\partial}{\partial \alpha_1} \left[E \left(\int_0^{\varepsilon_T} A_s d\alpha_2 \right) - E(\varepsilon_T) \right] + h_1^2 \frac{\partial E(\varepsilon_T)}{\partial t}$$

where: E denotes expectancy function, $\varepsilon_T(\alpha_1, \alpha_3, t)$ gap height. Flow is generated by journal rotation and the sleeve is motionless. Lubricant velocity components v_1, v_2, v_3 in $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ directions, respectively, have the following form Wierzbolski (2007a):

$$v_1(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, t) = \frac{1}{h_1} \frac{\partial p}{\partial \alpha_1} A_\eta + (1 - A_s) \omega h_1, \quad (2)$$

$$v_3(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, t) = \frac{1}{h_3} \frac{\partial p}{\partial \alpha_3} A_\eta \quad (3)$$

$$v_2(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, t) = - \int_0^{\alpha_2} \frac{1}{h_1} \frac{\partial v_1}{\partial \alpha_1} d\alpha_2 - \int_0^{\alpha_2} \frac{1}{h_1 h_3} \frac{\partial(h_1 v_3)}{\partial \alpha_3} d\alpha_2, \quad (4)$$

and

$$A_s(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, t) \equiv \frac{\int_0^{\alpha_2} \frac{1}{h_1} d\alpha_2}{\int_0^{\varepsilon_T} \frac{1}{\eta} d\alpha_2}, \quad A_\eta(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, t) \equiv \frac{\int_0^{\alpha_2} \frac{1}{h_1} d\alpha_2}{\int_0^{\varepsilon_T} \frac{1}{\eta} d\alpha_2},$$

$$\int_0^{\alpha_2} \frac{\alpha_2}{\eta} d\alpha_2 - A_s(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, t) \int_0^{\varepsilon_T} \frac{\alpha_2}{\eta} d\alpha_2,$$

where $\eta = \eta(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3)$ – liquid dynamic viscosity, t time, $0 \leq \alpha_2 \leq \varepsilon_T$, $0 \leq \alpha_2 < 2\pi\theta_1$, $0 \leq \theta_1 < 1$ and $-b_c \leq \alpha_3 \leq b_c$ for conical journal and $-b_h \leq \alpha_3 \leq b_h$ for hyperbolic journal.

For the conical shapes of micro-bearing journals we have following coordinates: $\alpha_1 = \varphi$, $\alpha_2 = y_c$, $\alpha_3 = x_c$, and Lame coefficients are as follows see Wierzbolski (2007):

$$h_1 = R + x_c \cos \gamma, \quad h_3 = 1, \quad (6a)$$

where γ angle between conical surface and the cross section plane of the journal.

For the hyperbolic shapes of micro-bearing journals we have following coordinates: $\alpha_1 = \varphi$, $\alpha_2 = y_p$, $\alpha_3 = \zeta_p$, and Lame coefficients are as follows see Wierzbolski (2007):

$$h_1 = \text{acos}^{-2}(\Lambda_{h1} \zeta_{h1}), \quad (6b)$$

$$h_3 = \sqrt{1 + 4(\Lambda_{h1}/L_{R1})^2 \tan^2(\Lambda_{h1} \zeta_{h1})} \cos^{-2}(\Lambda_{h1} \zeta_{h1}),$$

$$\Lambda_{h1} \equiv \sqrt{\frac{a_1 - a}{a}}, \quad L_{R1} \equiv \frac{b}{a}, \quad \zeta_{h1} \equiv \frac{\zeta_h}{b_h} \quad (6c)$$

where R, a, a_1, b_h are defined before.

3. FRICTION FORCES IN CURVILINEAR MICRO-BEARING GAP

This section presents the friction forces calculation in curvilinear micro-bearing gaps.

The components of friction forces in curvilinear α_1, α_3 directions occurring in micro-bearing gaps have the following forms see Wierzbolski (2007):

$$F_{R1} = \iint_F \left(\eta \frac{\partial v_1}{\partial \alpha_2} \right)_{\alpha_2 = \varepsilon_T} h_1 h_3 d\alpha_1 d\alpha_3, \quad (7)$$

$$F_{R3} = \iint_F \left(\eta \frac{\partial v_3}{\partial \alpha_2} \right)_{\alpha_2 = \varepsilon_T} h_1 h_3 d\alpha_1 d\alpha_3$$

where $\eta = \eta(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3)$ – liquid dynamic viscosity, t time, $0 \leq \alpha_2 \leq \varepsilon_T$, $0 \leq \alpha_2 < 2\pi\theta_1$, $0 \leq \theta_1 < 1$ and $-b_c \leq \alpha_3 \leq b_c$ for conical journal and $-b_h \leq \alpha_3 \leq b_h$ for hyperbolic journal, F – lubrication surface, and v_1, v_3 fluid velocity components (2), (3) in α_1, α_3 directions, respectively, and h_1, h_3 Lame coefficients (a, b, c) in α_1, α_3 directions.

Putting formulae (2), (3) into equation (7) for curvilinear journal, then we obtain the friction components F_{R1}, F_{R3} in circumferential α_1 , and longitudinal α_3 directions, respectively see Wierzbolski (2006):

$$\begin{aligned}
 F_{R1} &\equiv F_{Rj} = \iint_F \left[\frac{\eta(a_1, a_2, a_3)}{h_1} \frac{\partial p}{\partial a_1} \frac{\partial A_\eta(a_1, a_2, a_3)}{\partial a_2} \right]_{a_2=e_T} \times h_1 h_3 da_1 da_3 + \\
 &- \iint_F \left[\omega h_1 \eta(a_1, a_2, a_3) \frac{\partial A_s(a_1, a_2, a_3)}{\partial a_2} \right]_{a_2=e_T} \times h_1 h_3 da_1 da_3, \\
 (8) \quad &-\iint_F \left[\omega h_1 \eta(a_1, a_2, a_3) \frac{\partial A_s(a_1, a_2, a_3)}{\partial a_2} \right]_{a_2=e_T} h_1 h_3 da_1 da_3,
 \end{aligned}$$

$$F_{R3} = \iint_F \left[\frac{\eta(a_1, a_2, a_3)}{h_3} \frac{\partial p}{\partial a_3} \frac{\partial A_\eta(a_1, a_2, a_3)}{\partial a_2} \right]_{a_2=e_T} \times h_1 h_3 da_1 da_3 \quad (9)$$

where for conical journal $F_{R3} \equiv F_{Rx_c}$ and for hyperbolic journal we have $F_{R3} \equiv F_{R\zeta_h}$.

4. LOAD CARRYING CAPACITY CALCULATIONS

The load carrying capacities for conical and hyperbolic journal are calculated by see Wierzcholski (2007a) from the following formulae respectively:

$$\begin{aligned}
 C_{tot}^{(c)}(t) &= \left\{ \left[\int_{-b_c}^{+b_c} \left(\int_0^{\varphi_k} p(\varphi, x_c, t) (\sin \varphi) h_1 d\varphi \right) h_3 dx_c \right]^2 + \right. \\
 &\left. + \left[\int_{-b_c}^{+b_c} \left(\int_0^{\varphi_k} p(\varphi, x_c, t) (\cos \varphi) h_1 d\varphi \right) h_3 dx_c \right]^2 \right\} \quad (10)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C_{tot}^{(h)}(t) &= \left\{ \left[\int_{-b_h}^{+b_h} \left(\int_0^{\varphi_k} p(\varphi, \zeta_h, t) (\sin \varphi) h_1 d\varphi \right) h_3 d\zeta_h \right]^2 + \right. \\
 &\left. + \left[\int_{-b_h}^{+b_h} \left(\int_0^{\varphi_k} p(\varphi, \zeta_h, t) (\cos \varphi) h_1 d\varphi \right) h_3 d\zeta_h \right]^2 \right\} \quad (11)
 \end{aligned}$$

where symbol φ_k denotes the end coordinate of the film in circumferential direction.

Friction coefficients are calculated by Wierzcholski (2007a) as follows:

$$\begin{aligned}
 \mu_c &= \frac{\left| \mathbf{e}_\varphi F_{R\varphi} + \mathbf{e}_{x_c} F_{Rx_c} \right|}{C_{tot}^{(c)}}, \\
 \mu_h &= \frac{\left| \mathbf{e}_\varphi F_{R\varphi} + \mathbf{e}_{\zeta_h} F_{R\zeta_h} \right|}{C_{tot}^{(h)}}, \quad (12)
 \end{aligned}$$

Where \mathbf{e}_φ , \mathbf{e}_{x_c} , \mathbf{e}_{ζ_h} are the unit vectors in conical and hyperbolic coordinates respectively.

5. NUMERICAL CALCULATIONS

We determine the pressure distributions and load carrying capacity values in HDD micro-bearing for conical journal in the lubrication region F, which is defined by the following inequalities: $0 \leq \varphi \leq \varphi_k$, $x_{c1} = x_c/b_c$, $-b_c \leq x_c \leq b_c$ where $2b_c$ – micro-bearing length. Numerical calculations are performed in Mathcad 14 Program by virtue of the equation (1), (8) by means of the finite difference method (see Fig. 3). If grooves length is situated in x_c and φ direction then gap height of the conical micro-bearing has the following form respectively:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_r(\varphi, x_c, t) &= \varepsilon \left[(1 + \lambda_c \cos \varphi) \sin^{-1} \gamma + \right. \\
 &\left. + \frac{4\varepsilon_{g1}}{\pi} \left(\sin \frac{\pi \varphi}{\varphi_T} + \frac{1}{3} \sin \frac{3\pi \varphi}{\varphi_T} + \dots \right) \right] + \\
 &+ \delta(\varphi, x_c, \zeta), \quad (13)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_r(\varphi, x_c, t) &= \varepsilon \left[(1 + \lambda_c \cos \varphi) \sin^{-1} \gamma + \right. \\
 &\left. + \frac{4\varepsilon_{g1}}{\pi} \left(\cos \frac{\pi x_c}{x_T} - \frac{1}{3} \cos \frac{3\pi x_c}{x_T} \dots \right) \right] + \\
 &+ \delta(\varphi, x_c, \zeta), \quad (14)
 \end{aligned}$$

for $0 \leq \varphi < 2\pi$, $-b_c \leq x_c \leq b_c$ where λ_c eccentricity ratio in cylindrical micro-bearing, ε radial clearance in cylindrical micro-bearing, $\varepsilon_{g1} = \varepsilon_g/\varepsilon$, ε_g – ridge height. Symbols φ_T , x_T denote periods of grooves sequence about 65nm in φ and x_c directions respectively. Symbol δ denotes the dimensional random part of gap height changes resulting from vibrations, unsteady loading and surface roughness measured from the nominal mean level. The symbol ζ describes the random variable, which characterizes roughness arrangement. We show in Fig. 3 the results of numerical calculations of pressure distributions without stochastic changes.

The grooves and ridges are now neglected. We assume the largest radius of the journal $R=0.001$ m, length/radius ratio $L_{c1}=b_c/R=1$, dynamic viscosity of the oil $\eta_o=0.03$ Pas, angular velocity $\omega=565.5$ s⁻¹, characteristic dimensional value of hydrodynamic pressure $p_o=\omega\eta_o/\psi^2=16.96$ MPa, relative radial clearance $\psi=\varepsilon_T/R=0.001$, eccentricity ratio $\lambda_c=0.4$; $\lambda_c=0.2$. By virtue of good known [6] boundary Reynolds conditions the angular coordinate of the film end has the values: $\varphi_k=3.678$ radian; $\varphi_k=3.731$ radian respectively.

If eccentricity ratio increases from $\lambda_c=0.2$ to $\lambda_c=0.4$, then the maximum value of hydrodynamic pressure increases from 7.07 MPa to 18.87 MPa. The carrying capacity $C_y^{(c)}$ in y direction increases from 13.44N to 32.93 N and the $C_z^{(c)}$ total carrying capacity in z direction increases from 4.89 N to 11.98 N.

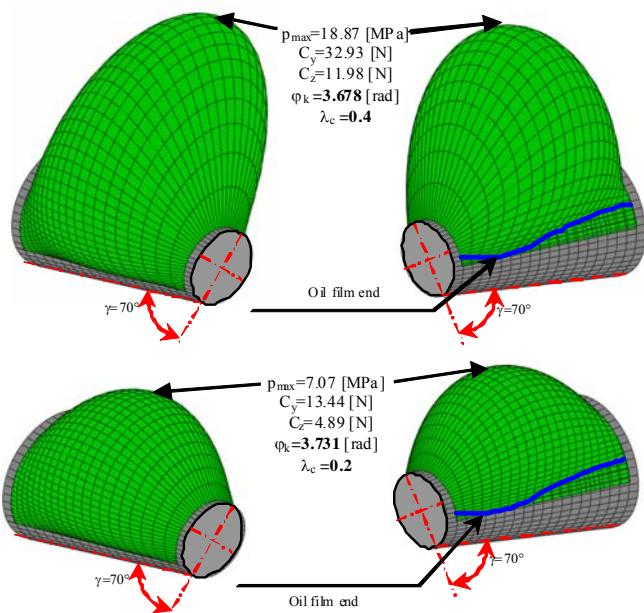


Fig. 3. The pressure distributions caused by the rotation in circumferential direction in conical micro-bearings. Left side presents the view from the film origin, right side shows the view from film end

5. CONCLUSIONS AND REMARKS

- We can simulate the increases of the capacity memory of fluid dynamic HDD micro-bearings not only by the herringbone or spiral groove indicated in papers by Jang *et al.* but also by the various conical and hyperbolic shapes of journal micro-bearings.
- If the sleeve surface is grooved than the peak pressures are higher than that which arise in micro-bearing with the grooved journal surface. These results were obtained for various journal shapes.
- The friction forces arising over micro-bearing surfaces of about $10 \mu\text{m}^2$ during its lubrication attain value of about 0,4 nN. The numerical calculations and contactless AFM measurements methods are here very desirable compare in Wierzcholski (2007).

Nomenclature

a_1 – largest radius of the hyperbolic journal, m; b_h – half hyperbolic journal length, m; h_1, h_3 – Lame coefficients depended from the journal surface geometry and roughness; p – hydrodynamic pressure, Pa; F_R – friction force, N; F – lubrication surface, m^2 ; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – curvilinear coordinates in circumference – gap height, and longitudinal directions; δ – dimensional random part of gap height changes, m; ε_T – total value of gap height, m; φ – circumference direction; ξ_h – dimensional longitudinal direction in hyperbolic coordinates, m; ς – random variable; η – fluid dynamic viscosity, Pas; μ – dimensionless friction coefficient; ω – angular velocity, s^{-1} ; y_c – coordinate directed vertically to the conical surface, m;

REFERENCES

1. Bhushan B.(2007) Nano-tribology and nano-mechanics of MEMS/NEMS and BioMEMS, BioNEMS materials and devices, *Microelectronic Engineering*, 84, 387-412.
2. Jang G.H., Lee S.H., Kim H.W., Kim C.S.(2005) Dynamic analysis of a HDD spindle system with FDBs due to the bearing width and asymmetric grooves of journal bearing, *Microsystems Technologies*, 11, 499-505.
3. Jang G. H., Seo C.H., Ho Scong Lee (2007) Finite element model analysis of an HDD considering the flexibility of spinning disc-spindle, head-suspension-actuator and supporting structure, *Microsystem Technologies*, 13, 837-847.
4. Jang G. H., Park S.J., Kim C.S., Han J.H. (2007) Investigation of the electromechanical variables of the spindle motor and the actuator of HDD due to positioning and the free fall, *Microsystem Technologies*, 13, 797-809.
5. Jang G.H., Yoon W. (2002) Dynamic characteristics of a coupled journal and thrust hydrodynamic bearing in a HDD spindle system due to its groove location. *Microsystem Technologies* 8, Springer Verlag, 261-270
6. Liu L.X., Spakovszky Z. S.(2007) Effects of Bearing Stiffness Anisotropy on Hydrostatic Micro gas Journal Bearing Dynamic Behavior, *ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 129, 177-184.
7. Wierzcholski K.: (2007) *Bio and slide bearings; their lubrication by non-Newtonian fluids and application in non-conventional systems*, Vol. I, Second Edition: Principles of Human Joint Lubrication. Monograph, Gdańsk University of Technology
8. Wierzcholski K., Miszcza A. (2007): *Flow on the bio cell surfaces as an element of the micro-bearing tribology*. *Journal of Kones Powertrain and Transport*, Vol. 14, No. 2, 553-560.
9. Wierzcholski K.(2006): Experimental measurements of friction forces on the tissue in probabilistic view, *Journal of Kones Powertrain and Transport*, Vol. 13, No. 3, 427-435.
10. Yong-Bok Lee, Hyun-Duck Kwak, Chang-Ho-Kim, Nam-Soo Lee (2005) Numerical prediction of slip flow effect on gas-lubricated journal bearing for MEMS/MST- based micro-rotating machinery, *Tribology International*, 38, 89-96.

Acknowledgement

This research project has been financially supported by a Marie Curie Transfer of Knowledge Fellowship of the European Community's Sixth Framework Program under contract number MTKD-CT-2004-2008-517226