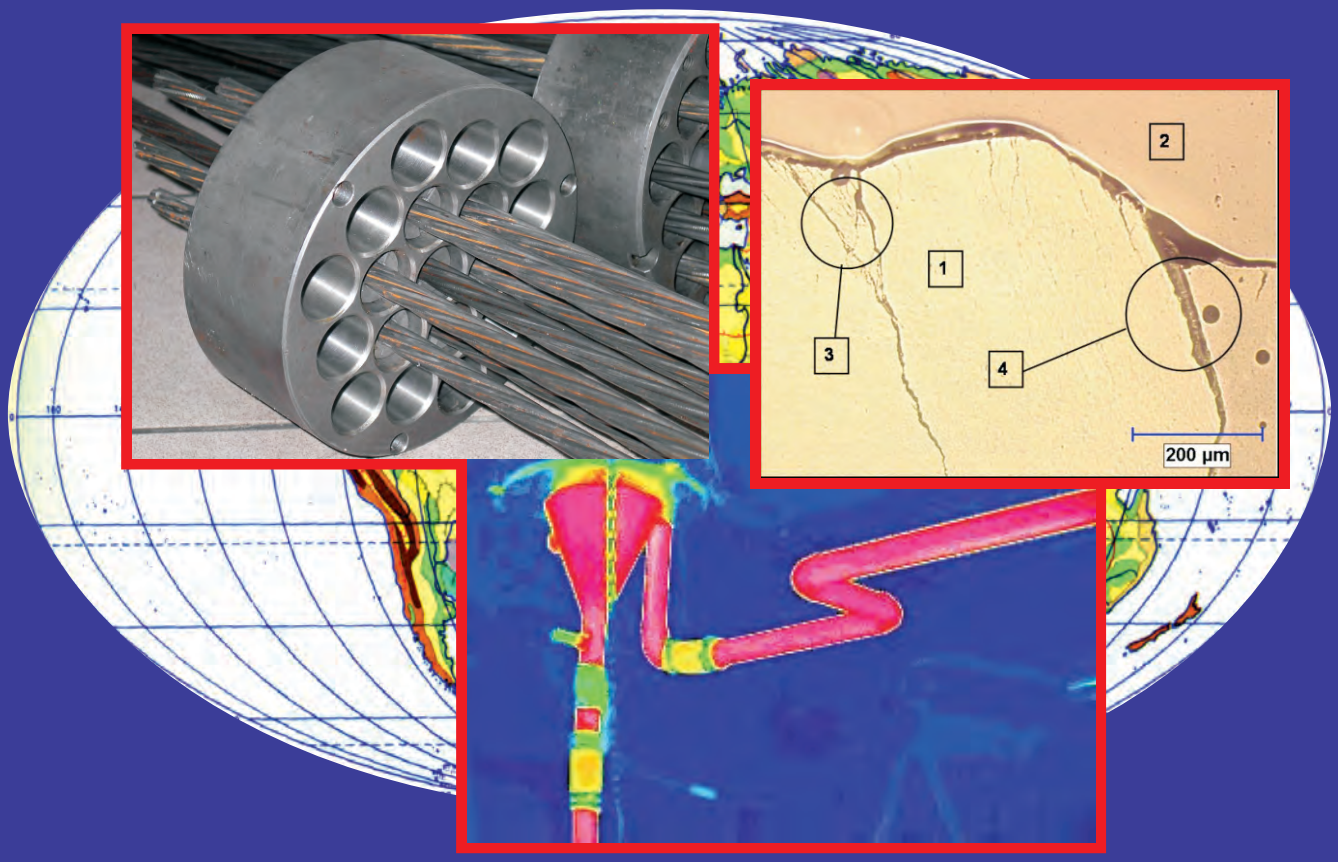
Nr 1 (41)/2009

ISSN 1507-2711
Cena: 25 z³

EKSPLOATACJA I NIEZAWODNOŚĆ
MAINTENANCE AND RELIABILITY



Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne (Warszawa)

POLISH MAINTENANCE SOCIETY (WARSAW)

Rada Naukowa

Prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

Prezes Zarządu PNTTE, Warszawa
Przewodniczący Rady Naukowej

Prof. dr ing. habil. Holm Altenbach
Martin Luther Universität, Halle - Wittenberg, Niemcy

Prof. dr hab. inż. Zoja Bednarek
Szkoła Główna Służby Pożarniczej, Warszawa

Prof. dr hab. inż. Jan Dąbrowski
Politechnika Białostocka, Białystok

Prof. dr hab. inż. Sławczo Denczew
Politechnika Warszawska, SNTiS w Płocku

Prof. dr hab. Miłosz P. Wnuk
University of Wisconsin - Milwaukee, USA

Prof. dr hab. inż. Andrzej Kusz
Akademia Rolnicza w Lublinie, Lublin

Prof. Štefan Liščak
Żylinska Universita, Żylina, Słowacja

Prof. Vaclav Legat
Czech University of Agriculture, Praga, Czechy

Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz
Politechnika Poznańska, Poznań

Prof. dr ir. Gilbert De Mey
University of Ghent, Belgia

Dr hab. inż. Zdzisław Chłopek, prof. PW
Politechnika Warszawska, Warszawa

Dr Ilia Frenkel
Negev Academik College of Engineering, Israel

Dr hab. inż. Tomasz Nowakowski, prof. PW
Politechnika Wrocławska, Wrocław

Prof. Leonas Povilas Lingaitis
Vilnius Gediminas Technical University, Wilno, Litwa

Prof. dr hab. inż. Stanisław Radkowski
Politechnika Warszawska, Warszawa

Prof. dr hab. inż. Marek Orkisz
Politechnika Rzeszowska, Rzeszów

Prof. dr hab. inż. Stanisław Piasecki
Instytut Badań Systemowych PAN, Warszawa

Prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny
Akademia Marynarki Wojennej, Gdynia

Prof. dr hab. inż. Andrzej Seweryn
Politechnika Białostocka, Białystok

Prof. dr hab. inż. Zbigniew Smalko
Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych, Warszawa

Prof. Andrzej Sobiesiak
University of Windsor, Canada

Prof. dr hab. inż. Marian Szczerek
Instytut Technologii Eksploatacji, Radom

Prof. Katsumi Tanaka
Kyoto University, Kyoto, Japonia

Dr hab. inż. Jan Szybka, prof. AGH
Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków

Prof. Irina Yatskiv
Riga Transport and Telecommunication Institute, Latvia

Dofinansowano przez Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego

Kwartalnik indeksowany w Journal Citation Reports (JCR Science Edition) oraz Science Citation Index Expanded (SciSearch®)

The Journal indexed and abstracted in the Journal Citation Reports/Science Edition and Science Citation Index Expanded (SciSearch®)

Kwartalnik notowany na liście czasopism punktowanych MNiSzW (10 pkt.)
oraz indeksowany w bazach danych Baztech i Federacji Bibliotek Cyfrowych.
Wszystkie artykuły naukowe otrzymały dwie pozytywne recenzje wykonane przez niezależnych recenzentów.

Zespół redakcyjny:	Dr inż. Dariusz Mazurkiewicz (redaktor naczelny, sekretarz Rady Naukowej) Dr inż. Anna Rudawska (sekretarz redakcji) Dr inż. Leszek Semotiuk (skład i łamanie) Dr inż. Krzysztof Olszewski
Wydawca:	Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne, Warszawa
Patronat naukowy:	Polska Akademia Nauk O/Lublin
Adres do korespondencji:	Eksploatacja i Niezawodność - redakcja 20-618 Lublin, ul. Nadbystrzycka 36 tel: (0-81) 5384229, fax: (0-81) 5384229 e-mail: d.mazurkiewicz@pollub.pl http://www.darmaz.pollub.pl/ein
Nakład:	550 egzemplarzy

Spis treści

Paweł DROŹDZIEL, Leszek KRZYWONOS

Ocena niezawodności pierwszego dziennego rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach użytkowania pojazdu
The estimation of the reliability of the first daily diesel engine start-up during its operation in the vehicle 4

Vladimír HLAVŇA

Struktura systemu pomiarowego niekonwencjonalego obwodu energetycznego
A structure of the measurement system for a non-conventional energetic circuit 11

Jan CELKO, Martin DECKY, Matus KOVAC

Analiza oddziaływania między pojazdem a nawierzchnią dla celów klasyfikacji IRI w ramach słowackiego PMS
An analysis of vehicle–road surface interaction for classification of IRI in the frame of Slovak PMS 15

Anna TIMOFIEJCZUK

Kodowanie cech sygnałów w systemie wnioskowania diagnostycznego
Signal feature encoding in an inference diagnostic system 22

Andrzej JURKIEWICZ, Piotr MICEK, Marcin APOSTOŁ, Dariusz GRZYBEK

Kompleksowe badania elementów systemu sprężającego jako podstawa bezpieczeństwa sprężonej konstrukcji
Complex testing of the prestressing system elements as the base of prestressed structure safety 28

Andrzej KATUNIN, Wojciech MOCZULSKI

Koncepcja metodologii oceny stopnia degradacji laminatów
The conception of a methodology of degradation degree evaluation of laminates 33

Khachatur KYUREGHYAN

Hamowanie bezpieczeństwa górniczego urządzenia wyciągowego z zastosowaniem liniowo narastającej wartości siły hamowania
Emergency braking of mining hoisting device with the use of linearly growing value of braking force 39

Leszek SEMOTIUK

Analiza cech eksploatacyjnych innowacyjnych konstrukcji narzędzi wykorzystywanych w procesach frezowania zgrubnego z wykorzystaniem technologii HSM
An analysis of the operational characteristics of innovative tool structures used in high speed rough milling processes ... 46

Sławomir JUŚCIŃSKI, Wiesław PIEKARSKI

Outsourcing jako funkcja logistyki w dystrybucji części zamiennych do ciągników i maszyn rolniczych
Outsourcing as a logistics function in distribution of spare parts for tractors and farm machines 54

Paweł KORDOS, Jacek HUNICZ, Agata NIEWCZAS

Stanowisko do przyspieszonych badań zmęczeniowych materiałów stomatologicznych
The station designed for accelerated fatigue tests of dental materials 63

Jan HROMÁDKO, Petr MILER, Vladimír HÖNIG

Wykorzystanie modelu ruchu pojazdu do wyznaczania wpływu poszczególnych pojazdów na gospodarkę i środowisko
Use of the vehicle movement model to determine economic and environmental impact caused by separate vehicles 70

DROŹDZIEL P., KRZYWONOS L.: **Ocena niezawodności pierwszego dziennego rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach użytkowania pojazdu;** EiN nr 1/2009, s. 4-10.

W artykule zaprezentowano opracowany przez autorów stochastyczny model przebiegu rozruchu silnika samochodowego o zapłonie samoczynnym. Przedstawiono założenia, które w oparciu o analizę zmian prędkości obrotowej wału korbowego silnika i natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik, pozwoliły wyróżnić w przebiegu rozruchu silnika spalinowego charakterystyczne etapy i zredukować ciągłą przestrzeń stanów procesu rzeczywistego do zbioru skończonego. Ogólny model wykorzystano do opisu przebiegu tzw. pierwszego dziennego rozruchu silnika. Przyjmując założenie, że prawdopodobieństwo znalezienia się w przyszłości w określonym stanie zależy jedynie od stanu, w którym obiekt znajduje się w chwili obecnej, do opisu matematycznego zastosowano jednorodny dyskretny proces Markowa. W dalszej części artykułu pokazano sposób wyznaczenia macierzy intensywności przejścia tego procesu na podstawie wyników badań eksploatacyjnych przebiegu rozruchu silnika samochodowego o zapłonie samoczynnym. Ponadto przedstawiono rozwiązania równań Chapmana-Kołmogorowa, które pozwalają ocenić prawdopodobieństwo zaistnienia udanego pierwszego rozruchu dziennego po upływie założonego czasu jego trwania. W uwagach końcowych zasygnalizowano kierunki dalszej ewolucji prezentowanego modelu oraz możliwości jego zastosowań praktycznych w diagnostyce silników samochodowych.

DROŹDZIEL P., KRZYWONOS L.: **The estimation of the reliability of the first daily diesel engine start-up during its operation in the vehicle;** EiN nr 1/2009, s. 4-10.

This article presents the mathematical model of the course of the diesel engine start-up which is worked out by the authors. The analysis of the course of the changes of the engine crankshaft angular velocity, as well as of the current consumed by the starter at the stage of meshing the starter with the crankshaft flywheel allows to enumerate some characteristic stages and to reduce the continuous space of the real start-up process to the finite set in the course of the engine start-up. The general model can be used to describe the course of the first daily engine start-up. The authors accept the assumption, that the probability that the object will occur in the future in the definite state depends only on the state in which the object is at present. The homogeneous continuous time Markov process can be used for the mathematical description. In the next part of the article the authors show the manner of determination of the transition intensity matrix of this process basing on the empirical research of the vehicle diesel engine start-ups. Furthermore the solutions of the Chapman-Kolmogorov equations, which can allow to estimate the probability of the successful first daily engine start-up after the definite time of its duration, are shown in the paper. In the summary the directions of the evolution of the presented model and the possibility of its practical apply in the vehicle engine diagnosis are mentioned.

HLAVŇA V.: **Struktura systemu pomiarowego niekonwencjonalego obwodu energetycznego;** EiN nr 1/2009, s. 11-14.

W artykule omówiono automatyczny systemu pomiarowy, który zastosowano w niekonwencjonalnym obwodzie energetycznym. Podstawą niekonwencjonalnego obwodu energetycznego jest układ trójzmienny, w którym silnik spalinowy o zapłonie samoczynnym jest podstawowym źródłem energii. System ten produkuje energię elektryczną i energie ciepłą na trzech poziomych termicznych. Opisany system jest niekonwencjonalny ponieważ zastosowano niekonwencjonalny obwód chłodzenia silnika spalinowego, który zaprojektowano jako termokompresor dla absorpcji ciepła z tego obwodu.

HLAVŇA V.: **A structure of the measurement system for a non-conventional energetic circuit**; EiN nr 1/2009, s. 11-14.

The paper deals with an automated measuring system implemented in a non-conventional energetic circuit. The basis of a non-conventional energetic circuit is a trivalent system in which the ignition combustion engine is the source of primary energy. The system produces electric and thermal energy at three thermal levels. The system is referred to as non-conventional because of the non-conventional cooling circuit of the combustion engine which has been designed as a thermo compressor for absorptive cooling circulation.

CELKO J., DECKY M., KOVAC M.: **Analiza oddziaływania między pojazdem a nawierzchnią dla celów klasyfikacji IRI w ramach słowackiego PMS**; EiN nr 1/2009, s. 15-21.

Równość jest jednym z podstawowych czynników jakości nawierzchni. Stanowi ona charakterystykę stanu drogi, jak również bezpieczeństwa na drodze i komfortu jazdy. Nierówności podłużne powodują niedogodności w ruchu drogowym i niebezpieczeństwo zmniejszenia oddziaływania między kołami a nawierzchnią. Wymienione aspekty zostały wzięte pod uwagę w analizie poziomów klasyfikacji w ramach Słowackiego PMS. Symulacje różnych warunków brzegowych podczas diagnostyki nawierzchni miały na celu przede wszystkim zbadanie wpływu nierówności na pojazd, a co za tym idzie, na komfort jazdy. Z drugiej strony, wpływ nierówności na oddziaływanie między nawierzchnią a kołem stanowił podstawowe kryterium oceny z punktu widzenia bezpieczeństwa. Przedmiotem artykułu jest obserwacja i ocena opisanych parametrów podczas przeprowadzonych symulacji i pomiarów eksperymentalnych. Do symulacji użyto dynamicznych charakterystyk prawdziwych pojazdów.

CELKO J., DECKY M., KOVAC M.: **An analysis of vehicle–road surface interaction for classification of IRI in the frame of Slovak PMS**; EiN nr 1/2009, s. 15-21.

Road evenness is one from basic factors of the pavement quality. It represents the characteristic of the road serviceability but also road safety and comfortable. The longitudinal unevenness causes the traffic discomfort and danger of the wheel-pavement interaction decreasing. Listed aspects were taken into account for analyze of classification levels in frame of the Slovak PMS. The simulations of different boundary conditions during pavement surface diagnostics were oriented above all to the response of unevenness to the vehicle and to the ride comfort consequently. On the other hand an effect of unevenness to interaction between surface and wheel was the basic criteria of evaluation from safety point of view. The paper is oriented to the observation and evaluation described parameters during realized simulations and experimental measurements. For simulations were used dynamic characteristics of real vehicles.

TIMOFIEJCZUK A.: **Kodowanie cech sygnałów w systemie wnioskowania diagnostycznego**; EiN nr 1/2009, s. 22-27.

W referacie opisano część badań, których celem jest zastosowanie wnioskowania diagnostycznego z uwzględnieniem kontekstu. Zgodnie z opracowanym podejściem konteksty działania obiektu mogą być identyfikowane z zastosowaniem algorytmów ewolucyjnych. Jednym z najistotniejszych czynników zastosowania tych algorytmów jest odpowiednie przygotowanie danych wejściowych. W referacie opisano opracowane sposoby kodowania dla trzech rodzajów cech sygnałów. Przykłady zastosowania opisanych sposobów kodowania zastosowano dla sygnałów zarejestrowanych podczas działania stanowiska modelującego działanie maszyny wirnikowej.

TIMOFIEJCZUK A.: **Signal feature encoding in an inference diagnostic system**; EiN nr 1/2009, s. 22-27.

In the paper a part of research focused on context based diagnostic inference has been presented. According to the elaborated approach contexts of machinery operation can be identified with the use of evolutionary algorithms. One of most important factors of the application of such algorithms is a proper form of input data. In the paper encoding of three different types of signal features have been discussed. Examples of elaborated notations have been applied to signals recorded during operation of a model of rotating machinery.

JURKIEWICZ A., MICEK P., APOSTOŁ M., GRZYBEK D.: **Kompleksowe badania elementów systemu sprężającego jako podstawa bezpieczeństwa sprężonej konstrukcji**; EiN nr 1/2009, s. 28-32.

Artykuł jest kontynuacją problematyki prezentowanej w artykule „O potrzebie monitorowania procesu sprężania konstrukcji mostowych". Opisany system monitorowania i rejestracji przebiegów sił sprężających i wydłużeń był przeznaczony do pracy w fazie wytwarzania konstrukcji (podczas procesu sprężania). Zapewnienie jakości i bezpieczeństwa sprężonej konstrukcji wymaga również prowadzenia badań elementów systemu sprężającego. Każdy z elementów sprężającego systemu ma wpływ na jakość konstrukcji, ale niektóre z tych elementów mają decydujące znaczenie. Rodzaje i metodologia takich badań są prezentowane w ETAG 13. Jednak prowadzenie takich badań wymaga skomplikowanego stanowiska badawczego. Artykuł prezentuje konstrukcje elementów systemu sprężającego ASIN oraz szczegółowe badania wynikające z instrukcji zawartych w ETAG 13. Instrukcje te obejmują badania zakotwień: badania wytrzymałości statycznej, badania wytrzymałości zmęczeniowej, badania poślizgu, badania strat siły sprężającej wynikających z tarcia. Oprócz badań zakotwień, badania powinny objąć również: cięgna, osłony kanałów, specjalne materiały do wypełnienia wewnętrznych przestrzeni kanałowych. Stanowisko badawcze zostało zbudowane do prowadzenia takich badań. Wytyczne zawarte w ETAG 13 określają ocenę przydatności systemu sprężającego. Na tym polu istotnymi czynnikami są: wytrzymałość mechaniczna, bezpieczeństwo z zapewnieniem bezpieczeństwa pożarowego, ochrona zdrowia, ochrona środowiska, oszczędność energii. System sprężania ASIN, który został opracowany przez pracowników Katedry Automatyzacji Procesów spełnia wymagania ETAG 13. Przykładowe wyniki badań tego systemu z ich oceną są prezentowane w artykule.

JURKIEWICZ A., MICEK P., APOSTOŁ M., GRZYBEK D.: **Complex testing of the prestressing system elements as the base of prestressed structure safety**; EiN nr 1/2009, s. 28-32.

This article is a continuation of the problem presented in article "About the need of the monitoring of the bridge construction prestressing process". The described system of the monitoring and registration of a prestressing forces and elongations courses was destined to the building stage (during prestressing process). A quality and safety assurance of the prestressed structure require also a leading of the testing of prestressing system elements. Each of the elements of prestressing system have influence on the structure quality but some of it have main meaning. A kind and a methodology of such testing are presented in ETAG 13. The leading of such complex research requires a sophisticated laboratory stand. This article presents the elements structures of ASIN prestressing system as well as the detailed researches according to ETAG 13 instructions. This instructions contain a anchorage testing: static strength researches, fatigue strength researches, a slop researches, a researches of force losses from friction. Apart from anchorage testing, researches should also contain a testing of the cable, a testing of the canals shields, a testing of the shield pipes, a testing of the special material to a filling of internal canals space. The laboratory stand was built to the leading of such complex testing. The instructions of ETAG 13 define the assessment of the suitability of the prestressing system. In this field the most important factors are following: a mechanical strength, a system safety with fire safety assurance, a health protection, a environment protection, a energy saving. ASIN prestressing system, which was elaborated by employees of Department of Process Control, fulfil ETAG 13 requirements. A exemplary researches results with its assessments are presented in this article.

KATUNIN A., MOCZULSKI W.: **Koncepcja metodologii oceny stopnia degradacji laminatów;** EiN nr 1/2009, s. 33-38.

Praca dotyczy detekcji i identyfikacji uszkodzeń w elementach maszyn z laminatów oraz prognozowania ich propagacji podczas pracy elementu. Rozpatruje się dwa przypadki uszkodzeń: delaminacje i nieciągłość włókien zbrojących. Przy modelowaniu rozpartuje się dwa przypadki modeli: płytę kołową utwierdzoną na brzegu oraz belkę wspornikową. Materiałem modeli oraz próbek jest transwersalnie izotropowy laminat. W piewszej fazie badań są budowane modele matematyczne dla identyfikacji częstości podstawowej drgań dla płyty i belki i weryfikowane na podstawie modeli MES oraz eksperymentu. W kolejnej fazie badań najpierw jest przeprowadzana analiza zmęczeniowa belki dla określenia parametrów obciążenia i liczby cykli do wystąpienia uszkodzeń. Budowany jest także model numeryczny do termomechanicznej analizy sprzężonej w celu identyfikacji optymalnej częstości wymuszenia w teście zmęczeniowym z uwzględnieniem temperatury samowzbudnej powstającej między warstwami na skutek tarcia. Podczas testu zmęczeniowego jest mierzona siła wymuszenia, przemieszczenia i temperatura samowzbudna, a tażle zliczana jest liczba cykli. Na podstawie badań można wnioskować o wpływie uszkodzeń i ich propagacji na cykl życia laminatu.

KATUNIN A., MOCZULSKI W.: **The conception of a methodology of degradation degree evaluation of laminates;** EiN nr 1/2009, s. 33-38.

This paper aims at recognizing and classifying faults in laminate elements of machines and predicting propagation of faults during operation of the element. In the pre-processing phase we built mathematical models of identification of the first natural frequency for the plate and beam and then verified it using the frequency numerical analysis based on FEM and the experiment. During the processing phase the fatigue test must take place. First the element is analysed in the fatigue numerical analysis in order to identify the parameters of loading and the number of cycles before crack initialization. Also at this time we are able to analyse the thermal mechanical coupling. This analysis is needed to identify the optimal loading frequency in the fatigue experimental test whilst considering the self-activating temperature between laminas in the laminate evoked by friction. In fatigue test the loading force, displacements and self-activating temperature are measured and the number of cycles is counted. Also we can conclude about the influence of the faults and its propagation to the life cycle of laminate.

KYUREGHYAN K.: **Hamowanie bezpieczeństwa górniczego urządzenia wyciągowego z zastosowaniem liniowo narastającej wartości siły hamowania;** EiN nr 1/2009, s. 39-45.

Praca przedstawia analizę dynamiki stanu pracy górniczego urządzenia wyciągowego w warunkach hamowania bezpieczeństwa. Proces hamowania bezpieczeństwa przedstawiono za pomocą modelu mechanicznego z uwzględnieniem liniowo narastającej wartości siły hamowania zastosowanej do koła pędnego. Na podstawie modelu mechanicznego zapisano układ równań falowych dla przemieszczeń i odkształceń dowolnych przekrojów poprzecznych lin nośnych i wyrównawczych. Rozwiązanie analityczne układu równań pozwala na wyznaczenie zależności opisujących naprężenia w ustalonych przekrojach lin, wartości obciążenia liny nośnej w miejscu jej zejścia z koła pędnego oraz minimalny przedział czasu $t\epsilon<0;t_0)$, w którym następuje wzrost wartości siły hamowania.

KYUREGHYAN K.: **Emergency braking of mining hoisting device with the use of linearly growing value of braking force;** EiN nr 1/2009, s. 39-45.

The project presents an analysis of operating condition dynamics of a mining hoisting device during emergency braking. The emergency braking process has been presented with the use of mechanical model with consideration to a linearly growing value of braking force used for Koeppe pulley. On the basis of the mechanical model there was written a system of wave equations for dislocations & strains of optional cross-sections of hoisting & balance ropes. The analytical solution of the equations system allows to determine dependences describing stress in fixed rope sections, value of hoisting rope load in the point of its aborting the Koepe pulley and minimum time interval $t\epsilon<0;t_0)$ in which occurs increase of the braking force value.

SEMOTIUK L.: **Analiza cech eksploatacyjnych innowacyjnych konstrukcji narzędzi wykorzystywanych w procesach frezowania zgrubnego z wykorzystaniem technologii HSM;** EiN nr 1/2009, s. 46-53.

Rozwój systemów narzędziowych determinuje zmiany w doborze strategii obróbkowych wykorzystywanych w procesach obróbki skrawaniem. Jednym z przykładów jest frezowanie czołowe. Pojawienie się frezów do obróbki wgłębnej wymusiło na dystrybutorach oprogramowania typu CAM wprowadzenie do odpowiednich modułów nowej strategii obróbkowej, a co za tym idzie coraz częstszego wykorzystywania frezów czołowych w procesach obróbkowych. Artykuł ma na celu porównanie procesu skrawania z wykorzystaniem frezów jednolitych palcowych walcowo-czołowych i frezów wgłębnych z zastosowaniem technologii HSM oraz ocenę ich właściwości eksploatacyjnych na podstawie sił generowanych w strefie skrawania.

SEMOTIUK L.: **An analysis of the operational characteristics of innovative tool structures used in high speed rough milling processes;** EiN nr 1/2009, s. 46-53.

The development of tooling systems determines changes in the selection of machining strategies used in machining processes. One example is face milling. The appearance on the market of plunge cutters has forced the distributors of CAM-type software to introduce into the appropriate modules a new machining strategy, thus leading to an ever more frequent use of face cutters in machining processes. The aim of this paper is to compare the processes of high speed machining that use integral-tooth end milling cutters to those using plunge milling cutters and to evaluate their operational properties on the basis of the forces generated in the machined zone.

JUŚCIŃSKI S., PIEKARSKI W.: **Outsourcing jako funkcja logistyki w dystrybucji części zamiennych do ciągników i maszyn rolniczych;** EiN nr 1/2009, s. 54-62.

W artykule przedstawiono funkcje logistyki w procesie sprzedaży części zamiennych do ciągników i maszyn rolniczych. Zaprezentowano problemy transportu części zamiennych. Omówiono warunki stosowania outsourcingu oraz kryteria wyboru firm przewozowych. Opisano badania wpływu zjawiska sezonowości na wartość ousourcingu w usługach przewozowych części zamiennych do ciągników i maszyn rolniczych, wykonywanych przez firmy kurierskie. Wyznaczono wartość indeksów sezonowych dla badanego okresu i poddano ocenie rozkład ich zmian w aspekcie zespołu upraw polowych wykonywanych zgodnie z kalendarzem zabiegów agrotechnicznych.

JUŚCIŃSKI S., PIEKARSKI W.: **Outsourcing as a logistics function in distribution of spare parts for tractors and farm machines;** EiN nr 1/2009, s. 54-62.

This article presents the functions of logistics in the process of sale of spare parts for tractors and farm machines. Problems connected with transport of spare parts have been described. The conditions of employing outsourcing and the criteria for choice of transport companies have been discussed. The research concerning the influence of seasonality on the value of outsourcing in transport services of spare parts for tractors and farm machines carried out by courier companies have been presented. The value of seasonal indices for the investigated period has been determined and the distribution of their changes in the context of soil cultivation carried out according to the calendar of agricultural operations has been evaluated.

KORDOS P., HUNICZ J., NIEWCZAS A.:**Stanowisko do przyspieszonych badań zmęczeniowych materiałów stomatologicznych**; EiN nr 1/2009, s. 63-69.

W artykule zaprezentowano budowę i zasadę działania stanowiska badawczego do symulowania obciążeń mechanicznych i cieplnych jakie występują w jamie ustnej podczas procesu żucia. Przedstawione urządzenie pozwala na przyspieszone badania materiałów wykorzystywanych do wypełnień stomatologicznych. W pracy zamieszczono także przykładowe wyniki badań uszkodzeń zębów podczas symulowanej eksploatacji.

KORDOS P., HUNICZ J., NIEWCZAS A.:**The station designed for accelerated fatigue tests of dental materials**; EiN nr 1/2009, s. 63-69.

The article presents the structure and the principle of operation of the research post used for the simulation of mechanical and thermal loads which occur in the oral cavity during the process of chewing. The presented apparatus guarantees accelerated tests of the materials used in dental fillings. The article additionally presents the examples of results of the tests the aim of which was to determine the degree of damage in the teeth during the simulated mastication.

HROMÁDKO J., MILER P., HÖNIG V.: **Wykorzystanie modelu ruchu pojazdu do wyznaczania wpływu poszczególnych pojazdów na gospodarkę i środowisko**; EiN nr 1/2009, s. 70-72.

Głównym tematem pracy jest wykorzystanie modelu ruchu pojazdu do obiektywnego wyznaczania oddziaływania poszczególnych pojazdów na gospodarkę i środowisko. Pomiar rzeczywistej emisji substancji szkodliwych i zużycia paliwa dla pojedynczego pojazdu może wiązać się ze zbyt dużymi kosztami. Ceny analizatorów emisji spalin kształtują się na poziomie około 150 000 EU. Istnieje jednak możliwość pośredniego wyznaczenia rzeczywistej emisji substancji szkodliwych i zużycia paliwa. Omawiana metoda opiera się na wyznaczaniu przebiegu zmienności stopnia obciążenia silnika, jaką można przypisać danym wartościom emisji substancji szkodliwych i zużycia paliwa. Charakterystyki emisji silnika i zużycia paliwa muszą być wstępnie znane. Model ruchu pojazdu wykorzystuje się do wyznaczania przebiegu zmienności stopnia obciążenia silnika.

HROMÁDKO J., MILER P., HÖNIG V.: **The vehicle movement model's usage to determinate economic and environmental impacts caused by separate vehicle**; EiN nr 1/2009, s. 70-72.

The main topic of the paper is usage of vehicle movement model for objective determination of economic and environmental impacts caused by separate vehicles. Measurement of the real production of harmful emissions and fuel consumption on a vehicle might be too expensive. The price of car emission analyzers are app. around 150 000 EU. But it is possible to determine the real production of harmful emissions and the fuel consumption indirectly. A principle of the method is based on determination of engine load course that is possible to be assigned to the production of harmful emission and the fuel consumption. Characteristics of the engine's emissions and the fuel consumption must be known preliminary. The model of the vehicle movement is used to determine the engine load course.

Paweł DROŹDZIEL
Leszek KRZYWONOS

OCENA NIEZAWODNOŚCI PIERWSZEGO DZIENNEGO ROZRUCHU SILNIKA O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM W WARUNKACH UŻYTKOWANIA POJAZDU

THE ESTIMATION OF THE RELIABILITY OF THE FIRST DAILY DIESEL ENGINE START-UP DURING ITS OPERATION IN THE VEHICLE

W artykule zaprezentowano opracowany przez autorów stochastyczny model przebiegu rozruchu silnika samochodowego o zapłonie samoczynnym. Przedstawiono założenia, które w oparciu o analizę zmian prędkości obrotowej wału korbowego silnika i natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik, pozwoliły wyróżnić w przebiegu rozruchu silnika spalinowego charakterystyczne etapy i zredukować ciągłą przestrzeń stanów procesu rzeczywistego do zbioru skończonego. Ogólny model wykorzystano do opisu przebiegu tzw. pierwszego dziennego rozruchu silnika. Przyjmując założenie, że prawdopodobieństwo znalezienia się w przyszłości w określonym stanie zależy jedynie od stanu, w którym obiekt znajduje się w chwili obecnej, do opisu matematycznego zastosowano jednorodny dyskretny proces Markowa. W dalszej części artykułu pokazano sposób wyznaczenia macierzy intensywności przejścia tego procesu na podstawie wyników badań eksploatacyjnych przebiegu rozruchu silnika samochodowego o zapłonie samoczynnym. Ponadto przedstawiono rozwiązania równań Chapmana-Kołmogorowa, które pozwalają ocenić prawdopodobieństwo zaistnienia udanego pierwszego rozruchu dziennego po upływie założonego czasu jego trwania. W uwagach końcowych zasygnalizowano kierunki dalszej ewolucji prezentowanego modelu oraz możliwości jego zastosowań praktycznych w diagnostyce silników samochodowych.

Słowa kluczowe: *rozruch silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym, pierwszy dzienny rozruch silnika, proces Markowa.*

This article presents the mathematical model of the course of the diesel engine start-up which is worked out by the authors. The analysis of the course of the changes of the engine crankshaft angular velocity, as well as of the current consumed by the starter at the stage of meshing the starter with the crankshaft flywheel allows to enumerate some characteristic stages and to reduce the continuous space of the real start-up process to the finite set in the course of the engine start-up. The general model can be used to describe the course of the first daily engine start-up. The authors accept the assumption, that the probability that the object will occur in the future in the definite state depends only on the state in which the object is at present. The homogeneous continuous time Markov process can be used for the mathematical description. In the next part of the article the authors show the manner of determination of the transition intensity matrix of this process basing on the empirical research of the vehicle diesel engine start-ups. Furthermore the solutions of the Chapman-Kolmogorov equations, which can allow to estimate the probability of the successful first daily engine start-up after the definite time of its duration, are shown in the paper. In the summary the directions of the evolution of the presented model and the possibility of its practical apply in the vehicle engine diagnosis are mentioned.

Keywords: *diesel engine start-up, first daily start-up, Markov process.*

1. Wstęp

Rozruchowi samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym towarzyszą procesy fizyko-chemiczne, które prowadzą do stopniowej degradacji stanu technicznego silnika oraz negatywnie oddziałują na środowisko. Z powodu niedostatecznego smarowania (spowodowanego przede wszystkim bezwładnością układu olejenia), dużej lepkości oleju smarującego (szcze-

1. Introduction

During the start-up of the vehicle diesel engine, numerous phenomena and processes may be observed which conduct to consistent worsening of the engine technical state and have a negative impact on its surroundings. While the engine starts up, due to the insufficient lubrication caused by inertia in the lubrication system, the high viscosity of the lubricating oil (par-

gólnie w obniżonych temperaturach) oraz zbyt małej prędkości względnej przemieszczających się elementów następuje wzrost intensywności zużywania w parach tribologicznych silnika [5,6]. Z kolei słabe rozpylenie i odparowanie w cylindrach silnika pierwszych dawek paliwa wywołuje wypadanie samozapłonów, a także niecałkowite i niezupełne spalanie bogatej w paliwo mieszanki palnej (czego efektem jest zwiększenie emisji toksycznych składników spalin do atmosfery) [7,8].

Pogarszanie się stanu technicznego silnika wraz z upływem czasu eksploatacji prowadzi do wydłużenia czasu trwania rozruchu, szczególnie gdy rozruch wykonywany jest w obniżonej temperaturze otoczenia. Czas trwania rozruchu jest sygnałem diagnostycznym, który może być stosowany w analizie niezawodności. „Najczystszą" informację diagnostyczną niosą tzw. **pierwsze dzienne rozruchy** silnika. W warunkach eksploatacyjnych pierwszy dzienny rozruch silnika występuje po trwającym co najmniej 8 godzin postoju pojazdu na otwartej przestrzeni lub w pomieszczeniu garażowym. Temperatura silnika spalinowego jest wówczas taka sama jak temperatura powietrza otaczającego pojazd [1].

W niniejszym artykule przedstawiono model matematyczny przebiegu pierwszego dziennego rozruchu silnika samochodowego o zapłonie samoczynnym oraz pokazano zastosowanie tego modelu w analizie wyników badań eksploatacyjnych rozruchu silnika 4CT90 samochodu LUBLIN. Wynikiem obliczeń jest empiryczna zależność prawdopodobieństwa zaistnienia udanego rozruchu w funkcji długości czasu jego trwania, charakteryzująca stan techniczny silnika badanego samochodu.

2. Stochastyczny model przebiegu pierwszego dziennego rozruchu silnika samochodowego

W opracowanym modelu założono, że w procesie przebiegu pierwszego dziennego rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym można wyróżnić 6 zasadniczych stanów. Stany te opisano kolejnymi liczbami całkowitymi nieujemnymi 0, 1, …, 5, w taki sposób, że stan „0" jest stanem, w którym silnik znajduje się w spoczynku, lecz trwają działania przygotowawcze związane z rozruchem (np. nagrzewanie świecy żarowej), stany „1", „2", „3" i „4" odpowiadają opisanym w monografii [1] etapom 1—4 rozruchu, zaś stan „5" jest stanem samodzielnego działania silnika. Stan „1" rozpoczyna się w chwili sprzęgnięcia zębnika rozrusznika elektrycznego z kołem zamachowym wału korbowego silnika i trwa aż do osiągnięcia przez wał silnika niemal stałej prędkości obrotowej. Okres napędzania wału korbowego silnika przez rozrusznik z prawie stałą prędkością jest sklasyfikowany jako stan „2". Stan „3" to etap występowania nieregularnego spalania mieszanki w cylindrach silnika wraz z przerywaną pracą rozrusznika. W stanie „4" występują już tylko same zapłony mieszanki, zaś prędkość kątowa wału korbowego, po początkowym szybkim wzroście i osiągnięciu maksimum lokalnego, stabilizuje się. Przejście do stanu „5" klasyfikuje się jako udany rozruch silnika [1].

W omawianym modelu przyjęto dopuszczalne przejścia pomiędzy stanami zgodnie z grafem przedstawionym na rys. 1. Założono ponadto, że proces przebiegu zmian stanu w czasie trwania rozruchu spełnia kryteria jednorodnego dyskretnego procesu Markowa z czasem ciągłym [4].

Zbiór **S** stanów tego procesu jest zbiorem sześcioelementowym:

$$\mathbf{S} = \{0, 1, 2, 3, 4, 5\} \qquad (1)$$

ticularly at low temperatures), as well as too low relative velocity of its moving parts and the intensity of wear and tear of its tribological pairs increase [5,6] . During the engine start-up, the atomizing and vaporization of the fuel may also be too little, which causes misfiring of the self-ignition, as well as incomplete combustion of the air-fuel mixture rich in fuel within the combustion cylinders. It causes an increased emission of the toxic components in the exhaust gases to the atmosphere [7,8].

The deterioration in the engine technical state, connected with the time of the vehicle operation time, conducts to the increase of the time of the engine start-up particularly in lower temperature of the surrounding. The time of the start-up is a diagnostic signal which can be used in the reliability analysis. The **first daily start-up** carries the „clean" diagnostic information. During the vehicle operation the first daily start-up of the diesel engine takes place after minimum 8-hours vehicle standstill in the open air or in a building. The temperature of the first daily start-up of a diesel engine equals the vehicle ambient temperature [1].

This article presents the mathematical model of the course of the first daily diesel engine start-up and the application of this model in the analysis of the results of the empirical research of the LUBLIN vehicle and its 4CT90 diesel engine. The result of the calculation is the empirical relationship of the probability of the appearance of the successful start-up in the function of its duration, which characterises the technical state of the tested engine.

2. The stochastic model of the course of the first daily engine start-up

In this model, it was supposed that in the process of the course of the first daily diesel engine start-up we can indicate six essential states. These states describe consecutive non-negative integers: 0, 1, …, 5. The state „0" is a state of the engine standstill but some preparatory activities connected with the start-up last (for example the heating by the pre-ignition plug). The states „1", „2", „3" and „4" match the stages of the engine start-up process which are described in the monograph [1]. The state „5" is the state when the engine works on its own.

The state „1" begins when the pinion of the electric starter couples with the engine crankshaft flywheel. It puts the engine movable mechanism into motion. The period when the crankshaft turns with nearly constant angular velocity with the help of the starter is classificated as the state „2". During the state „3", irregular combustion of air-fuel mixture in the engine cylinders may be observed, as well as the misfiring of the starter work. The state „4" consists of the air-fuel mixture ignitions alone, as well as the angular velocity of the crankshaft which, after an initial rapid increase and achieving local maximum, stabilizes at the constant level [1]. The transition to the state „5" is classified as the successful engine start-up.

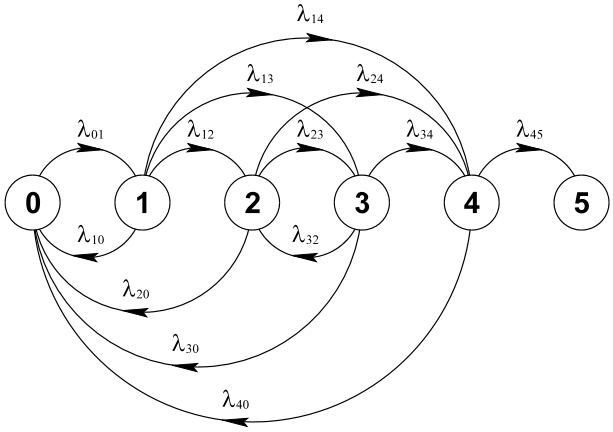
In the discussed model the allowed transitions between states are shown on the graph on the figure 1. The authors assume that the process of the course of the states changes during the engine start-up meets the criteria of the time-homogeneous continuous time Markov chain [4].

The set **S** of possible values of this process consists of six elements:

$$\mathbf{S} = \{0, 1, 2, 3, 4, 5\} \qquad (1)$$

Niezawodność rozruchu określają rozkłady zmiennych losowych $X(t)$, $t \geq 0$ (t – czas), które mogą przyjmować wartości ze zbioru **S** stanów procesu. W jednorodnym procesie Markowa intensywności przejść pomiędzy stanami nie zależą od czasu. Założenie jednorodności jest uzasadnione, jeśli rozpatruje się pierwsze dzienne rozruchy silnika w trakcie eksploatacji samochodu. Macierz intensywności $\mathbf{\Lambda}$ procesu pokazanego na rys. 1 jest macierzą liczbową:

The reliability of the engine start-up is defined by the distributions of the random variables $X(t)$, $t \geq 0$ (t – time), which can receive the values from the **S** set of the state process. In the time-homogeneous Markov process the intensity transitions between states don't depend on the time. The transition intensity matrix Λ of the process, which is shown on the figure 1, is the numerical matrix:



Rys. 1. Graf przejść jednorodnego dyskretnego procesu Markowa (λ_{ij} — intensywność przejścia ze stanu i-tego w stan j-ty, $i,j \in \mathbf{S}$, $i \neq j$) [2]

Fig. 1. The digraph of the transition of the homogeneous Markov chain (λ_{ij} – the transition intensity from state i to state j; $i,j \in \mathbf{S}$, $i \neq j$) [2]

$$\mathbf{\Lambda} = \begin{bmatrix} \lambda_{00} & \lambda_{01} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \lambda_{10} & \lambda_{11} & \lambda_{12} & \lambda_{13} & \lambda_{14} & 0 \\ \lambda_{20} & 0 & \lambda_{22} & \lambda_{23} & \lambda_{24} & 0 \\ \lambda_{30} & 0 & \lambda_{32} & \lambda_{33} & \lambda_{34} & 0 \\ \lambda_{40} & 0 & 0 & 0 & \lambda_{44} & \lambda_{45} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_{55} \end{bmatrix} \tag{2}$$

której elementy diagonalne spełniają zależności:

$$\lambda_{ii} = -\sum_{k \in \mathbf{S}-\{i\}} \lambda_{ik} \qquad i \in \mathbf{S}. \tag{3}$$

Stąd:

$$\lambda_{00} = -\lambda_{01},\ \lambda_{11} = -(\lambda_{10} + \lambda_{12} + \lambda_{13} + \lambda_{14}),\ \lambda_{22} = -(\lambda_{20} + \lambda_{23} + \lambda_{24}),$$
$$\lambda_{33} = -(\lambda_{30} + \lambda_{32} + \lambda_{34}),\ \lambda_{44} = -(\lambda_{40} + \lambda_{45}),\ \lambda_{55} = 0.$$

Silniki znajdujące się w bardzo dobrym stanie technicznym mają udany pierwszy dzienny rozruch z prawdopodobieństwem równym 1. Oznacza to, że wówczas nie obserwuje się powrotów do stanu „0" ze stanów „1", „2", „3" i „4". W tym przypadku można założyć a priori, że $\lambda_{10} = \lambda_{20} = \lambda_{30} = \lambda_{40} = 0$.

Macierz $\mathbf{\Lambda}$ intensywności przejść zawiera wszystkie informacje o probabilistycznych charakterystykach dyskretnego procesu Markowa $\{X(t); t \geq 0\}$, którego graf pokazano na rys. 1. W opisywanym modelu przebiegu rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym można przyjąć, że czas T_{jk} przebywania obiektu w stanie j-tym przed bezpośrednim przejściem do stanu k-tego posiada rozkład wykładniczy z parametrem λ_{jk}, dla każdej pary wskaźników $(j, k) \in \mathbf{S}^2$ i $j \neq k$. Wartość parametru rozkładu wykładniczego można wyznaczyć estymując wartość oczekiwaną zmiennej losowej T_{jk}, gdyż:

$$\mathbf{\Lambda} = \begin{bmatrix} \lambda_{00} & \lambda_{01} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \lambda_{10} & \lambda_{11} & \lambda_{12} & \lambda_{13} & \lambda_{14} & 0 \\ \lambda_{20} & 0 & \lambda_{22} & \lambda_{23} & \lambda_{24} & 0 \\ \lambda_{30} & 0 & \lambda_{32} & \lambda_{33} & \lambda_{34} & 0 \\ \lambda_{40} & 0 & 0 & 0 & \lambda_{44} & \lambda_{45} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_{55} \end{bmatrix} \tag{2}$$

the diagonal elements of this matrix (2) perform the formula:

$$\lambda_{ii} = -\sum_{k \in \mathbf{S}-\{i\}} \lambda_{ik} \qquad i \in \mathbf{S}. \tag{3}$$

so:

$$\lambda_{00} = -\lambda_{01},\ \lambda_{11} = -(\lambda_{10} + \lambda_{12} + \lambda_{13} + \lambda_{14}),\ \lambda_{22} = -(\lambda_{20} + \lambda_{23} + \lambda_{24}),$$
$$\lambda_{33} = -(\lambda_{30} + \lambda_{32} + \lambda_{34}),\ \lambda_{44} = -(\lambda_{40} + \lambda_{45}),\ \lambda_{55} = 0.$$

The engines which are in very good technical state have the successful first daily start-up with the probability equal one. It means that we can't observe the returns to the state „0" from the states „1", „2", „3" and „4". In this case we can assume a priori, that $\lambda_{10} = \lambda_{20} = \lambda_{30} = \lambda_{40} = 0$.

The transition intensity matrix includes all informations about the Markov chain probabilistic characteristic $\{X(t); t \geq 0\}$ what is shown on the graph from the figure 1. In the considered model of the diesel engine start-up process we can accept that the time T_{jk} of the object being in the state j before immediate transition to the state k is exponentially distributed with the parameter λ_{jk}, for every pair $(j, k) \in \mathbf{S}^2$ and $j \neq k$. The value of the λ_{jk} can be assigned from the estimation of the expectation value of the random variable T_{jk} because:

$$\mathbf{E}T_{jk} = \frac{1}{\lambda_{jk}} \tag{4}$$

(**E** – operator wartości oczekiwanej). Estymatorem wartości oczekiwanej jest średnia arytmetyczna z próby. Stąd:

$$\lambda_{jk} = \frac{n}{\sum_{s=1}^{n} t_{jk}^{(s)}} \tag{5}$$

gdzie n jest liczebnością próby losowej, zaś $t_{jk}^{(s)}$ – zmierzonym w s-tej realizacji czasem przebywania obiektu w stanie j-tym przed przejściem bezpośrednio do stanu k-tego.

W rozważanym modelu, wektor prawdopodobieństwa:

$$\mathbf{P}(t) = (P_0(t), P_1(t), P_2(t), P_3(t), P_4(t), P_5(t)) \tag{6}$$

którego składowe $P_i(t) = \Pr\{X(t) = i\}$, $i \in \mathbf{S}$, określają prawdopodobieństwo przebywania obiektu w stanie i-tym w ustalonej chwili czasu t ($t \geq 0$), spełnia równanie Chapmana-Kołmogorowa:

$$\mathbf{P}'(t) = \frac{d\mathbf{P}(t)}{dt} = \mathbf{P}(t) \cdot \mathbf{\Lambda} \tag{7}$$

przy warunku początkowym:

$$\mathbf{P}(0) = (1, 0, 0, 0, 0, 0). \tag{8}$$

Ponadto w każdej chwili $t \geq 0$ czasu trwania rozruchu składowe wektora $\mathbf{P}(t)$ spełniają warunek normujący:

$$\sum_{i \in \mathbf{S}} P_i(t) = 1 \tag{9}$$

Postępując zgodnie z procedurą podaną w artykule [2], otrzymuje się rozwiązanie równania (7) w postaci:

$$\mathbf{P}(t) = [\mathbf{B} \cdot \exp(\mathbf{r}t)]^{\mathbf{T}}, \tag{10}$$

gdzie symbol $\mathbf{M}^{\mathbf{T}}$ oznacza transponowaną macierz $\mathbf{M}$,

$$\mathbf{r} = \begin{bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ r_3 \\ r_4 \\ r_5 \\ r_6 \end{bmatrix} \tag{11}$$

jest wektorem wartości własnych macierzy $\mathbf{\Lambda}$, zaś

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{01} & b_{02} & b_{03} & b_{04} & b_{05} & b_{06} \\ b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} & b_{15} & b_{16} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} & b_{25} & b_{26} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} & b_{35} & b_{36} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} & b_{45} & b_{46} \\ b_{51} & b_{52} & b_{53} & b_{54} & b_{55} & b_{56} \end{bmatrix} \tag{12}$$

jest macierzą stałych współczynników, jednoznacznie określonych przez składowe wektora **r** oraz warunek (8).

$$\mathbf{E}T_{jk} = \frac{1}{\lambda_{jk}} \tag{4}$$

(**E** – the operator of the expected value). The estimator of the expected value is average from the trial. That is why:

$$\lambda_{jk} = \frac{n}{\sum_{s=1}^{n} t_{jk}^{(s)}} \tag{5}$$

where n is the number of the random test and $t_{jk}^{(s)}$ is the time when the object is in the state j before immediate transition to the state k measured in s realization.

In the considered model the vector of the probability:

$$\mathbf{P}(t) = (P_0(t), P_1(t), P_2(t), P_3(t), P_4(t), P_5(t)) \tag{6}$$

which components $P_i(t) = \Pr\{X(t) = i\}$, $i \in \mathbf{S}$, determinate the probability that the object is in the state i, in the fixed point of the time $t \geq 0$, which performs the Chapman-Kolmogorov equation:

$$\mathbf{P}'(t) = \frac{d\mathbf{P}(t)}{dt} = \mathbf{P}(t) \cdot \mathbf{\Lambda} \tag{7}$$

with the initial condition:

$$\mathbf{P}(0) = (1, 0, 0, 0, 0, 0). \tag{8}$$

Moreover the components of the vector $\mathbf{P}(t)$ in every point of the start-up time $t \geq 0$ perform the standard condition:

$$\sum_{i \in \mathbf{S}} P_i(t) = 1 \tag{9}$$

According to the procedure described in the publication [2], we can receive the solution of the equation (7) in the form:

$$\mathbf{P}(t) = [\mathbf{B} \cdot \exp(\mathbf{r}t)]^{\mathbf{T}}, \tag{10}$$

where the notation $\mathbf{M}^{\mathbf{T}}$ denotes the transposed matrix $\mathbf{M}$,

$$\mathbf{r} = \begin{bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ r_3 \\ r_4 \\ r_5 \\ r_6 \end{bmatrix} \tag{11}$$

is the eigenvector of the matrix Λ, whereas

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{01} & b_{02} & b_{03} & b_{04} & b_{05} & b_{06} \\ b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} & b_{15} & b_{16} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} & b_{25} & b_{26} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} & b_{35} & b_{36} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} & b_{45} & b_{46} \\ b_{51} & b_{52} & b_{53} & b_{54} & b_{55} & b_{56} \end{bmatrix} \tag{12}$$

is the matrix of the constant coefficients, explicitly defined by the elements of the vector **r** and condition (8).

3. Ocena niezawodności pierwszego dziennego rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym

Zaprezentowany model przebiegu pierwszego dziennego rozruchu silnika samochodowego o zapłonie samoczynnym zastosowano do opisu przebiegu rozruchu silnika 4CT90 samochodu dostawczego marki Lublin. Dane do obliczeń uzyskano na podstawie nadzorowanych badań eksploatacyjnych samochodu użytkowanego w przedsiębiorstwie Poczta Polska w Lublinie, mającego przebieg 400 000 km [3].

Empiryczną macierz **Λ** intensywności przejścia procesu Markowa wyznaczono z zależności (3) i (5). W rozważanym przypadku uzyskano macierz:

$$\Lambda = \begin{bmatrix} -0{,}041 & 0{,}041 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -15{,}020 & 7{,}978 & 7{,}042 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -5{,}816 & 4{,}043 & 1{,}772 & 0 \\ 0 & 0 & 6{,}944 & -14{,}696 & 7{,}752 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0{,}557 & 0{,}557 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{13}$$

(przy liczebności próby losowej n = 56 realizacji). Wektorem własnym macierzy (13) jest wektor:

$$\mathbf{r} = \begin{bmatrix} -0{,}041 \\ -15{,}020 \\ -34{,}339 \\ -6{,}685 \\ -0{,}557 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{14}$$

natomiast macierz **B** stałych współczynników jest równa:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0{,}003 & -0{,}003 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0{,}037 & 0{,}002 & -0{,}001 & -0{,}001 & -0{,}037 & 0 \\ -0{,}003 & 0{,}002 & 0 & -0{,}006 & 0{,}007 & 0 \\ 0{,}052 & -0{,}001 & 0 & 0{,}008 & -0{,}059 & 0 \\ -1{,}089 & 0 & 0{,}001 & -0{,}001 & 0{,}089 & 1 \end{bmatrix} \tag{15}$$

Zgodnie z zależnościami (9) i (10) prawdopodobieństwo zaistnienia udanego rozruchu po upływie czasu t wyraża się wzorem:

$$P_5(t) = 1 - 1{,}089\cdot e^{-0{,}041t} + 0{,}001\cdot e^{-34{,}339t} - \\ - 0{,}001\cdot e^{-6{,}685t} + 0{,}089\cdot e^{-0{,}557t} \tag{16}$$

Wykres zależności (16) przedstawia rys. 2.

Z wyrażenia (16) i wartości macierzy (13) wynika, że o długości trwania rozruchu decyduje czas przebywania obiektu w stanie „0” przed bezpośrednim przejściem do stanu „1”, decydujący o intensywności λ_{01}. Dla badanego pojazdu LUBLIN czas ten zależy od czasu podgrzewania silnika przy pomocy świecy żarowej, który jest znacząco dłuższy niż sumaryczny czas trwania pozostałych wyróżnionych etapów rozruchu. Tym

3. The estimation of the reliability of the first daily diesel engine start-up

The presented model of the course of the diesel engine start-up process was applied to describe the first daily engine 4CT90 start-up of the delivery truck LUBLIN which has 400 000 km mileage. The data for calculation were obtained by the author during the empirical researches in the Polish Post Branch in Lublin [3].

The empirical matrix Λ of the transition intensity of the Markov process was defined from the equations (3) and (5). In the considered case the following matrix was obtained:

$$\Lambda = \begin{bmatrix} -0{,}041 & 0{,}041 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -15{,}020 & 7{,}978 & 7{,}042 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -5{,}816 & 4{,}043 & 1{,}772 & 0 \\ 0 & 0 & 6{,}944 & -14{,}696 & 7{,}752 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0{,}557 & 0{,}557 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{13}$$

(when the numbers of the random sample are n = 56 realizations). The eigenvector of the matrix (13) is the vector:

$$\mathbf{r} = \begin{bmatrix} -0{,}041 \\ -15{,}020 \\ -34{,}339 \\ -6{,}685 \\ -0{,}557 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{14}$$

and the matrix **B** of the constant coefficients is equal:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0{,}003 & -0{,}003 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0{,}037 & 0{,}002 & -0{,}001 & -0{,}001 & -0{,}037 & 0 \\ -0{,}003 & 0{,}002 & 0 & -0{,}006 & 0{,}007 & 0 \\ 0{,}052 & -0{,}001 & 0 & 0{,}008 & -0{,}059 & 0 \\ -1{,}089 & 0 & 0{,}001 & -0{,}001 & 0{,}089 & 1 \end{bmatrix} \tag{15}$$

According to the relations (9) and (10) the probability of the appearance of the successful engine start-up after the time t is equal:

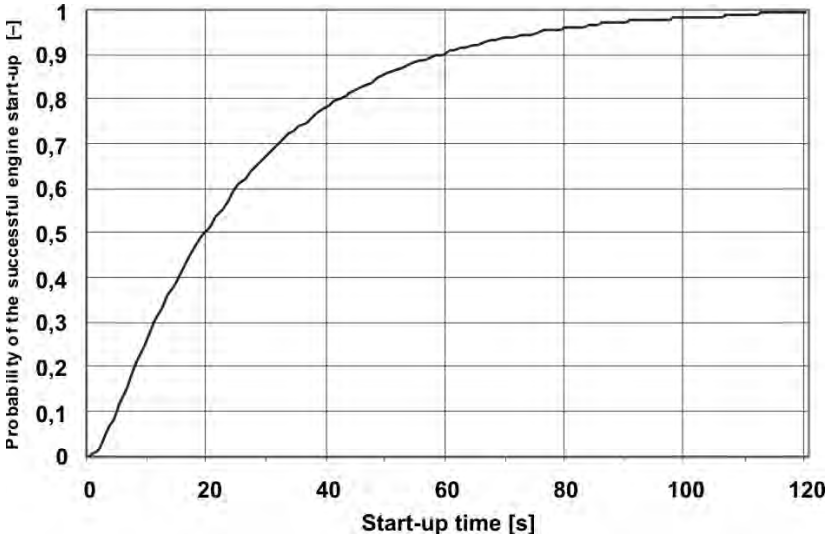
$$P_5(t) = 1 - 1{,}089\cdot e^{-0{,}041t} + 0{,}001\cdot e^{-34{,}339t} - \\ - 0{,}001\cdot e^{-6{,}685t} + 0{,}089\cdot e^{-0{,}557t} \tag{16}$$

The figure 2 shows the graph of the relation (16).

The time of the engine standstill before the direct transition to the state „1” determines the value of the start-up time what is the result of the relation (16) and the value of the matrix (13). This time decides on the intensity λ_{01}. For the investigated vehicle this time depends on the time of the heating by the pre-ignition plug of the engine before its start-up. This time is

należy tłumaczyć przekroczenie wartości 0,85 prawdopodobieństwa zaistnienia udanego rozruchu dopiero po 50 sekundach od włączenia świecy żarowej, co można zobaczyć na rys. 2.

more significant than the summary times of the other stages of the engine start-up which occur in the exceed of the 0,85 of the probability of the successful diesel 4CT90 engine start-up 50 s after the moment of the pre-ignition plug inclusion (fig. 2).



Rys. 2. Prawdopodobieństwo zaistnienia udanego pierwszego dziennego rozruchu silnika 4CT90 samochodu LUBLIN w funkcji czasu trwania rozruchu w warunkach nadzorowanej eksploatacji

Fig 2. The probability of the first daily successful diesel 4CT90 engine start-up of the delivery truck LUBLIN in the function of the start-up duration in the empirical conditions

4. Uwagi końcowe

Opisany w artykule model pierwszego dziennego rozruchu silnika samochodowego o zapłonie samoczynnym pozwala na wyznaczenie empirycznej zależności prawdopodobieństwa udanego rozruchu w zależności od czasu jego trwania dla obiektów znajdujących się w dobrym stanie technicznym. Uzyskana w ten sposób charakterystyka umożliwia porównywanie stanu technicznego obiektów tej samej populacji na podstawie wyrywkowej kontroli czasu trwania rozruchu. W ten sposób można budować system oceny stanu technicznego silników samochodów tej samej marki, eksploatowanych w tym samym przedsiębiorstwie transportowym.

Model pierwszego dziennego rozruchu można dostosować do opisu sytuacji, w której istnieje niezerowe prawdopodobieństwo wystąpienia nieudanego rozruchu. Wymaga to wprowadzenia dodatkowego stanu pochłaniającego, reprezentującego nieudany rozruch silnika.

Z naukowego punktu widzenia interesującym zagadnieniem jest określenie zmian prawdopodobieństwa udanego pierwszego dziennego rozruchu w funkcji czasu trwania rozruchu i temperatury otoczenia. Zaprezentowany w artykule model można zastosować do analizy wyników doświadczalnych odpowiednio zaplanowanego eksperymentu.

4. Final remarks

The model of the first daily vehicle diesel engine start-up, which is described in this paper, allows to determine the empirical relationship between probability of the successful start-up in the dependence of its duration for the engines in the proper technical state. The characteristic obtained in such way allows to compare the technical state of the object in the same population basing on the random control of the time of the engine start-up. This way we can build the system of estimation of the technical state of the identical types of engines, which are operated in the same transport firm.

The model of the first daily engine start-up can be adjusted to the description of the situation in which the nonzero probability of the appearance of the unsuccessful engine start-up exists. It demands that we introduce the additional absorb state, which represents the unsuccessful engine start-up. The changes of the value of the probability of the successful first daily engine start-up in the function of its duration and its surrounding temperature are scientifically very interesting. The model described in this paper can be also used for analysis of the results of the special planned scientific experiment.

5. References

[1] Droździel P. and others: *Wybrane zagadnienia rozruchu samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym*. Polish Maintenance Society, Warszawa, 2007. (in Polish)

[2] Droździel P., Krzywonos L.: *The use of the start-up process analysis in the estimation of the technical state of diesel engine*. Diagnostyka, Nr 3(43)/2007, pp. 11—14.

[3] Droździel P. and others: *Widmo rozruchu silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym jako nowe kryterium oceny warunków eksploatacji samochodu*. Raport Merytoryczny z realizacji projektu badawczego Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Lubelskiej, Politechnika Lubelska, Lublin, 2007 (research report, in Polish).
[4] Ertunc H. M., Oysu C.: *Drill wear monitoring using cutting force signals*. Mechatronics 14 (2004), pp. 533—548.
[5] Naylor M., Kadali P., Wang J.: *Diesel engine tribology. Modern Tribology Handbook*. Chapter 33. Vol. I & II. CRC Press LCC, 2001.
[6] Urs M., Mohr M., Forss A. M.: *Comprehensive particle characterization of modern gasoline and diesel passenger cars at low ambient temperature*. Atmospheric Environment, No. 39 (2005), pp. 107—117.
[7] Weilenmann M., Soltic P., Saxer Ch., Forss A. M., Heeb N.: *Regulated and nonregulated diesel and gasoline cold start emissions at different temperature*. Atmospheric Environment. No. 39 (2005), pp. 2433—2441.
[8] Xu G. H., Lee J. H., Liang H., Georing D.: *Tribological properties of solid-lubricating coating on cylinder bore at low temperature*. Wear, No 257 (2004), pp. 59—65.

Dr hab. inż. Paweł DROŹDZIEL, prof. nadzw.
Dr inż. Leszek KRZYWONOS
Politechnika Lubelska
Wydział Mechaniczny
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, Polska
tel. +48 815-384-200,
email: p.drozdziel@pollub.pl;
email: l.krzywonos@pollub.pl

Vladimír HLAVŇA

STRUKTURA SYSTEMU POMIAROWEGO NIEKONWENCJONALEGO OBWODU ENERGETYCZNEGO

A STRUCTURE OF THE MEASUREMENT SYSTEM FOR A NON-CONVENTIONAL ENERGETIC CIRCUIT

W artykule omówiono automatyczny systemu pomiarowy, który zastosowano w niekonwencjonalnym obwodzie energetycznym. Podstawą niekonwencjonalnego obwodu energetycznego jest układ trójzmienny, w którym silnik spalinowy o zapłonie samoczynnym jest podstawowym źródłem energii. System ten produkuje energię elektryczną i energie ciepłą na trzech poziomych termicznych. Opisany system jest niekonwencjonalny ponieważ zastosowano niekonwencjonalny obwód chłodzenia silnika spalinowego, który zaprojektowano jako termokompresor dla absorpcji ciepła z tego obwodu.

Słowa kluczowe: *niekonwencjonalny system energetyczny, system pomiarowy, niekonwencjonalny silnik spalinowy.*

The paper deals with an automated measuring system implemented in a non-conventional energetic circuit. The basis of a non-conventional energetic circuit is a trivalent system in which the ignition combustion engine is the source of primary energy. The system produces electric and thermal energy at three thermal levels. The system is referred to as non-conventional because of the non-conventional cooling circuit of the combustion engine which has been designed as a thermo compressor for absorptive cooling circulation.

Keywords: *non-conventional energetic system, measurement system, non-conventional combustion engine.*

1. Introduction

The aim of using energy contained in fuel in a more effective way together with the aim of reducing negative impact of "waste heat" produced by a combustion engine on the environment have led to the use of cogeneration and three-generation equipment.

Within the framework of the basic research task funded by the Agency for Support of Research and Development of Slovakia we have been solving the problem of a more efficient non-conventional usage of the part of energy taken away by the combustion engine cooling system for the production of cold. This type of combustion engine is simply referred to as the cooling engine. The preliminary scheme of the solved adsorption refrigerant system is illustrated in Fig. 1 and a view of an actual functional laboratory sample can be seen in Fig. 2.

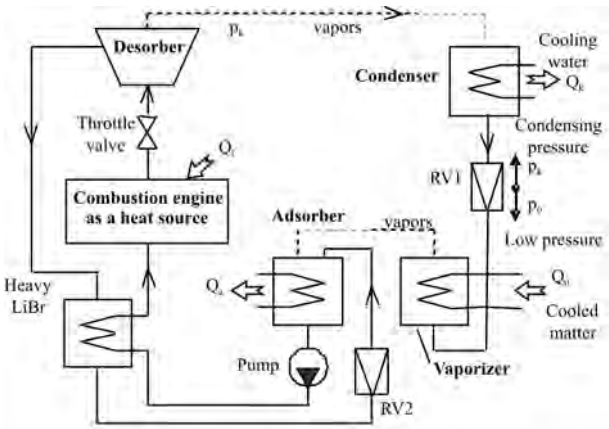


Fig. 1. Preliminary scheme of the solved adsorption refrigerant system

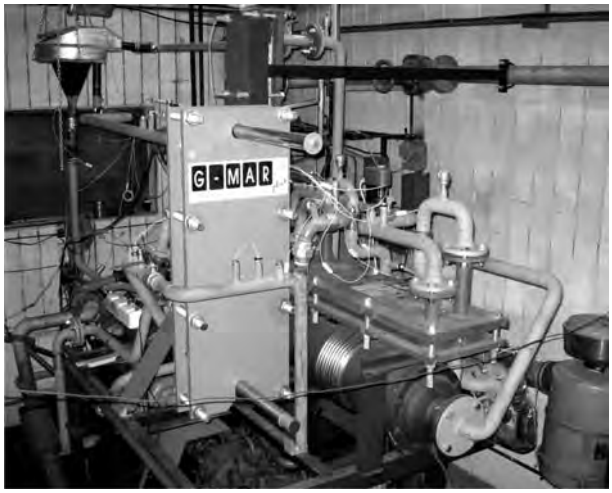


Fig. 2. A view of an actual functional laboratory sample

2. Measurement system

Construction work of the energetic plant with a non-conventional combustion engine has already started. The measurement system of the equipment is to be assembled soon. All important quantities on parts of the energetic system will be measured in order to evaluate the engine working state, temperature distribution, pressure distribution and thermal balance of the system [5]. The quantities measured on the combustion engine are as follows:

- torque by a strain-gauge sensor of the force,
- rotational speed of the combustion engine crankshaft by the incremental sensor position (which has 3600 impulses per revolution),
- temperatures measured by thermocouples of K and J types: temperature of intake air, temperature of oil, tempe-

rature of cooling liquid in the inlet and outlet, temperature of compressed air behind the blower, temperature of exhaust gasses in front of and behind the turbine,
- pressures: atmospheric pressure, air pressure behind the blower, pressure differences on the flow meter diaphragm in the inlet piping, pressure in the lubricating system,
- the fuel pump control rod position,
- fuel consumption measured by the mass method (measurement of consumption time).

The quantities measured on the refrigerant circuit are following [3]:
- flow of the LiBr cooling liquid,
- temperatures in all important places for evaluation of the thermal balance using thermocouples of K type,
- under-pressure in the desorber that functions of a vaporizer,
- pressure of cooling liquid in the engine in a place behind the electric pump.

A scheme of the measurement system of the non conventional energetic unit is illustrated in Fig. 3. The basic scheme of the non-conventional energetic unit with a cooling combustion engine is illustrated in Fig. 4.

The special software for computer measurements and control of the test bench was developed. The work was divided into two stages [5]:

1st stage (debugging of the problems regarding data acquisition). To begin with it was necessary for the measurement software to be able to record at least the following data:
- analog inputs on measurement cards (engine torque, temperatures, pressures, voltage),
- digital input from the incremental sensor of rotation.

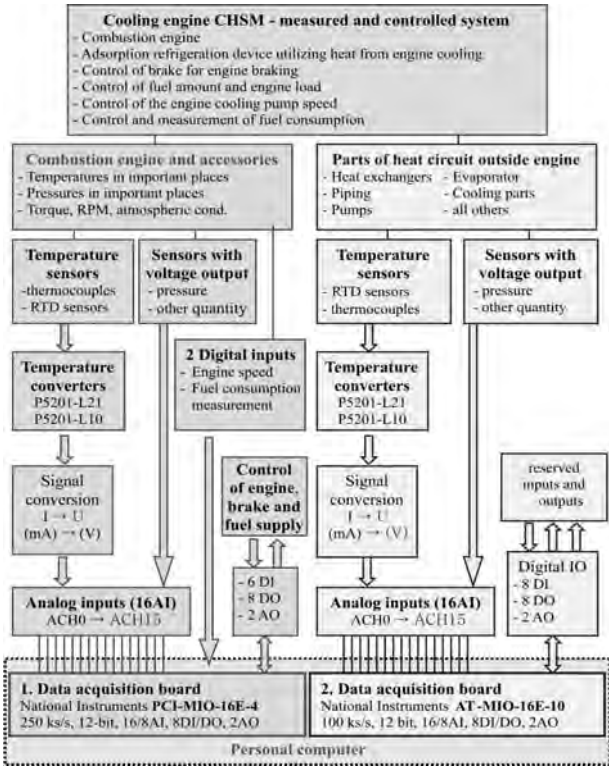


Fig. 3. Scheme of the measurement system of a non conventional energetic unit [5]

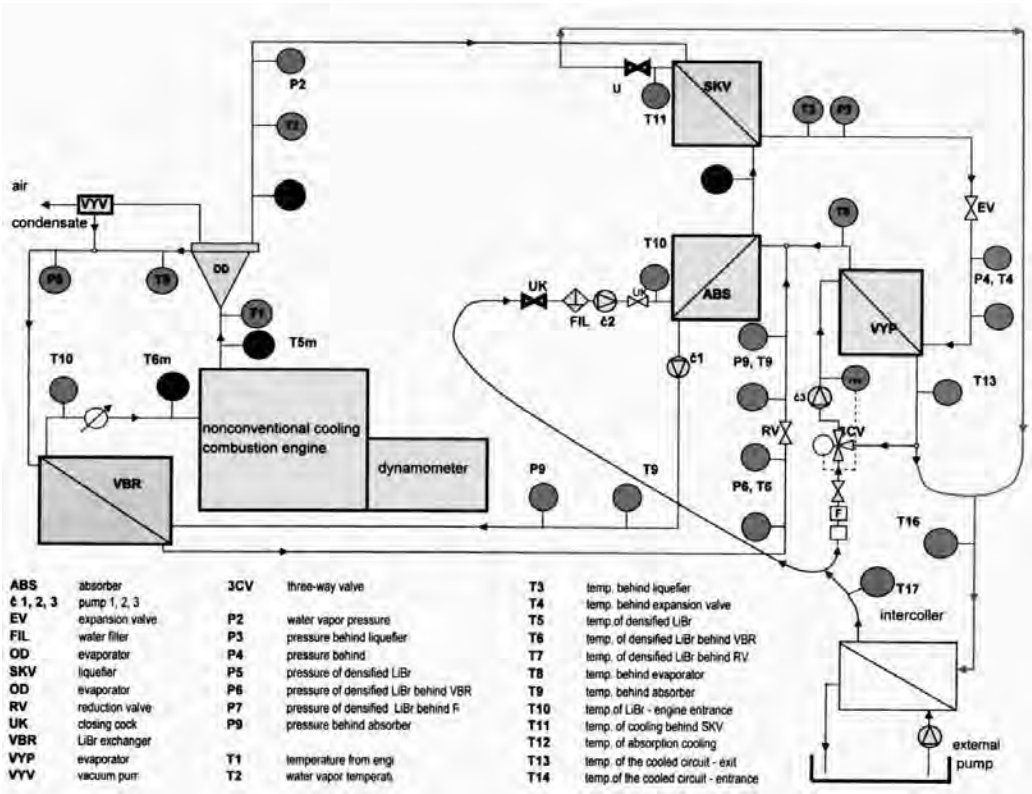


Fig. 4. Basic scheme of excellent laboratory unique sample of the non-conventional energetic unit with marked locations of sensors [5]

In the first stage the software has to meet the following more detailed specifications:

1.1. The software must allow for choice of a suitable sampling rate in order to enable the following:
- measurement of steady modes of the engine where a low sampling rate is sufficient,
- measurement of very fast dynamic modes, such as an engine run down, engine run up where a high sampling rate is necessary.

The sampling rate would be optional for instances in an interval from 0.2 Hz to 20 kHz.

1.2. There must be a choice of the impulse number for evaluation of the crankshaft running speed. The used sensor has 3600 impulses per one revolution. This demand is similar to the one mentioned above.
- When unevenness of the crankshaft running will be measured, the running speed must be evaluated very fast.
- For measurement of the steady state a higher impulse number would be sufficient for the engine speed evaluation.

1.3. The software must allow for defining ranges of measured temperatures, pressures and so on.

1.4. The software must allow for saving measured data on the disk in a suitable format, for instance “xls” or “csv”, to enable additional manipulation with data.

1.5. The software would enable to determine appropriate quantities from the measured data.

For instance, the engine power from the torque and rotational speed, air flow from the measured pressure difference on diaphragm, reduction of the measured parameters onto normal conditions, etc.

2nd stage (debugging of the problems regarding control). After the first stage has been successfully completed the issue of control is to be dealt with:

2.1. Evaluation and control of fuel consumption measurement (measurement of the consumption time on the base of impulses from weight, fuel valve control, change of the fuel mass for measurement). On the base of the fuel heat value the software will directly calculate a specific fuel consumption and overall efficiency of the engine.
- maintain the constant engine speed (on the base of the real measured value),
- maintain the constant engine torque.

2.3. The software should be able to control and measure the pump fuel rod.

2.4. The software should be able to statistically process the quantities.

2.5. The software should be able to control the whole test by the given procedure. The modes and their duration will be defined before the measurement.

3. Experiment

For the purpose of further analysis and verification of spreading and distribution of temperatures not only in parts of the cooling engine but also in the all non-conventional energetic system some comparative measurements on the laboratory sample were carried out under the following conditions:
- the whole system was filled with the original cooling liquid,
- the sampling frequency was 2 Hz,
- the fixed testing regime of the engine in the interval of 650 – 5 800 s,
- the specific engine output in the interval of 5 900 – 6 100 s,
- the maximum engine torque in the interval of 6 180 – 6 270 s,
- the engine idle run in the interval of 6 300 – 6 630 s,
- the stopping of engine in 6 650 s,
- the system inertia observed in the interval of 6 650 – 12 000 s.

The basic time characteristics of revolutions and torque as well as of some temperatures and sub- pressures taken in the marked locations according to Fig. 4 are shown in Fig. 5. For the purpose of identification of temperatures in different locations of the system some shots made by a thermo camera were recorded during the experiment, see an example illustrated in Fig. 6.

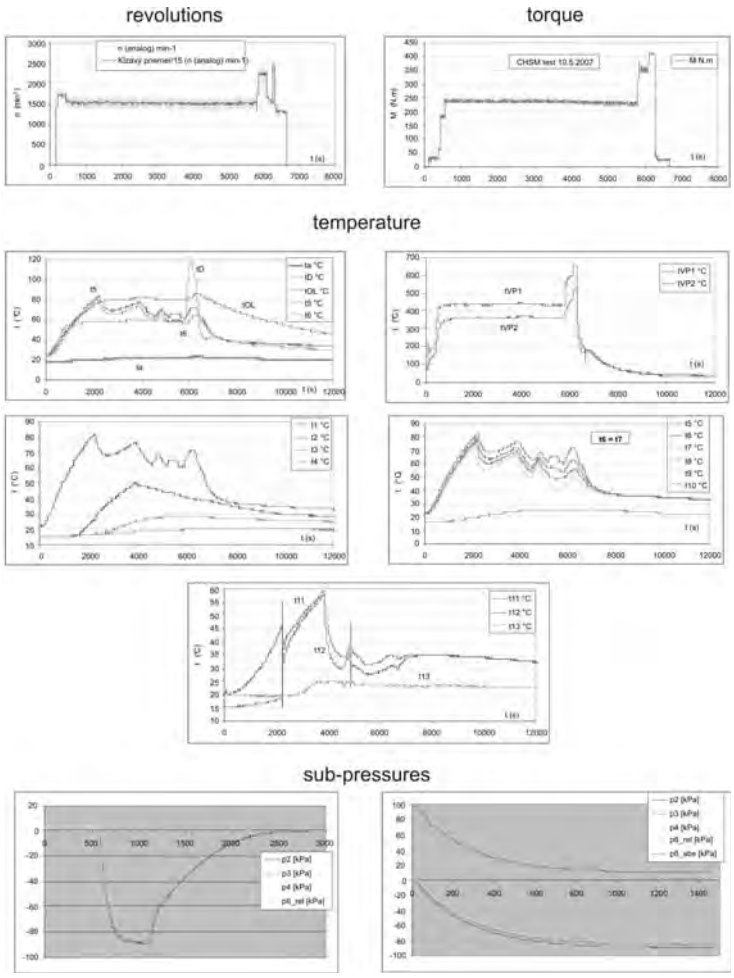


Fig. 5. Time characteristics of parameters during experiment [6]

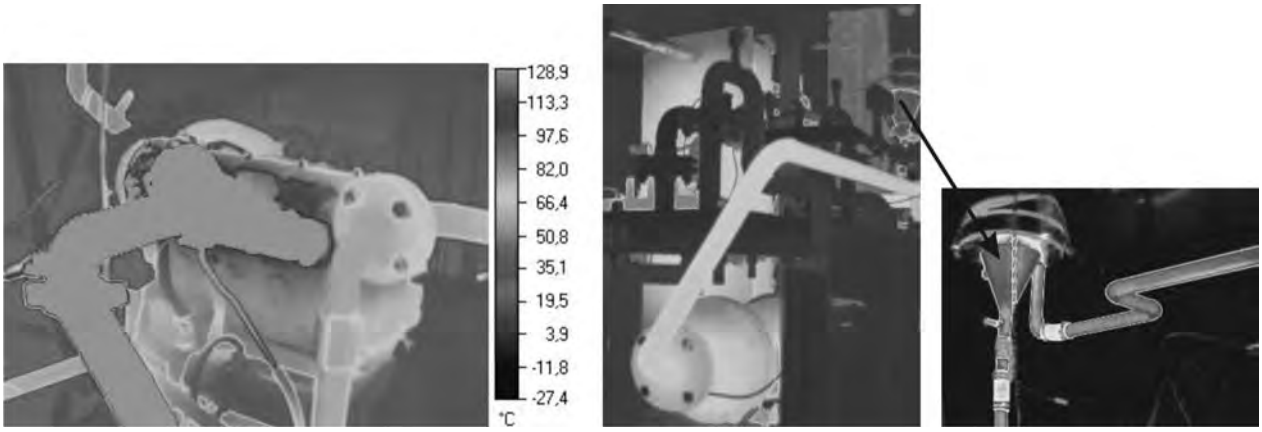


Fig. 6. A thermo camera shot of the cooling engine and part of energetic circuit and of evaporator [6]

4.Conclusion

The experiment has shown that the designed and constructed diagnostic system is reliable. The fact that the system is open allows for its extension or reduction in compliance with requirements and tests. The system can be used not only for verification of the non conventional energetic system parameters but, due to its adaptability, also for diagnostics of other energetic machinery and equipment.

5. References

[1] A. Elsafty and A. J. AI – Daini: *A Parametric Study of Vapor Absorption Air – Conditioning System Soe*, Coventry University, Coventry, 2003.

[2] Choon-Geun Moon, Thanh – Tong Phan, Jae – Dol Kim, Eunpil Kim, Jung-In Yoon: *Numerical study on compactness of vertical plate absorber*, Pukyong National university, Namgu. Korea, Tongmyong Coollege, Namgu, Korea, 2004.

[3] Chalamonski, M.: *Analysis of thermal centre failuring*, Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability, Nr 4(36)/2007, ISSN 1507-2711.

[4] Drozdziel, P.: *The influence of the vehicle work organization conditions on the engine start-up parameters*, Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability, Nr 1(37)/2008, ISSN 1507-2711.

[5] Hlavňa V. et al.: *A non-conventional energetic unit with a cooling combustion engine.* EDIS ŽU Žilina, 2008.

[6] Hlavňa V., Isteník R.: *A cooling combustion engine in a non-conventional energetic system. Badania symulacyjne v technice samochodowej*, Lublin, 2008.

[7] Hlavňa V., Isteník R., Labuda R.: *Spaľovací motor s generovaním chladu*. KOKA 2007, Bratislava, 2007.

[8] Kondepud. D.: *Modern thermodynamics*, John Wiley and Sons, 1998.

[9] Şencan, A., Yakut, A., Dikmen, E.: *New model for determining the thermodynamic properties of libr-h2o solution*, G.U. Journal of Science 17(1):101-110 – 2004, ISSN 1303-9709.

[10] Yasuo Takagi, Tadashi Nakamaru, Yoshihiko Nishitani: *An absorbtion chiller models for HVACSIM*, Toshiba Corporation, Fuchu City Toshiba Japan, Sanko kucho, Nagoya Japan, 2004.

****

The contribution was created within the framework of the project APVT – 20 – 018404, which is supported by the Agency for Support of Science and Technology of the SK.

****

Prof. Vladimír HLAVŇA
University of Žilina
Faculty of Mechanical Engineering
Univerzitná 1, 010 26 Žilina, Slovakia
e-mail: vladimir.hlavna, @fstroj.uniza.sk

Jan CELKO
Martin DECKY
Matus KOVAC

ANALIZA ODDZIAŁYWANIA MIĘDZY POJAZDEM A NAWIERZCHNIĄ DLA CELÓW KLASYFIKACJI IRI W RAMACH SŁOWACKIEGO PMS

AN ANALYSIS OF VEHICLE–ROAD SURFACE INTERACTION FOR CLASSIFICATION OF IRI IN THE FRAME OF SLOVAK PMS

Równość jest jednym z podstawowych czynników jakości nawierzchni. Stanowi ona charakterystykę stanu drogi, jak również bezpieczeństwa na drodze i komfortu jazdy. Nierówności podłużne powodują niedogodności w ruchu drogowym i niebezpieczeństwo zmniejszenia oddziaływania między kołami a nawierzchnią. Wymienione aspekty zostały wzięte pod uwagę w analizie poziomów klasyfikacji w ramach słowackiego PMS. Symulacje różnych warunków brzegowych podczas diagnostyki nawierzchni miały na celu przede wszystkim zbadanie wpływu nierówności na pojazd, a co za tym idzie, na komfort jazdy. Z drugiej strony, wpływ nierówności na oddziaływanie między nawierzchnią a kołem stanowił podstawowe kryterium oceny z punktu widzenia bezpieczeństwa. Przedmiotem artykułu jest obserwacja i ocena opisanych parametrów podczas przeprowadzonych symulacji i pomiarów eksperymentalnych. Do symulacji użyto dynamicznych charakterystyk prawdziwych pojazdów.

Słowa kluczowe: *stan drogi, nawierzchnia, równość, bezpieczeństwo na drodze, niedogodności.*

Road evenness is one from basic factors of the pavement quality. It represents the characteristic of the road serviceability but also road safety and comfortable. The longitudinal unevenness causes the traffic discomfort and danger of the wheel-pavement interaction decreasing. Listed aspects were taken into account for analyze of classification levels in frame of the Slovak PMS. The simulations of different boundary conditions during pavement surface diagnostics were oriented above all to the response of unevenness to the vehicle and to the ride comfort consequently. On the other hand an effect of unevenness to interaction between surface and wheel was the basic criteria of evaluation from safety point of view. The paper is oriented to the observation and evaluation described parameters during realized simulations and experimental measurements. For simulations were used dynamic characteristics of real vehicles.

Keywords: *road serviceability, pavement, evenness, road safety, discomfort.*

1. Introduction

The Slovak Pavement Management System (PMS) [7] is a tool for effective dividing of budget for the management of road rehabilitation. The system includes processes for effective maintenance, repairs and renewal of the road surface and structure. The processes are based on diagnostics of the pavement surface parameters (serviceability level of pavement) and bearing capacity. These parameters input into PMS as follows:

- Surface failures - input by Index of surface deterioration (ISD) describing ratio of failures area to surface area. Evaluation criteria include five levels of quality (from excellent to emergency).
- Longitudinal unevenness - input by International Roughness Index (IRI) describing longitudinal unevenness quality in five levels.
- Transversal unevenness - input by Ruts depth represents the transversal unevenness. The quality is evaluated in five levels scale as for longitudinal unevenness.
- Skid resistance - input by Skid Resistance Index (SRI) describing skid resistance in relation to microtexture and macrotexture quality. The methodology of quality evaluation uses three levels of assessment.
- Bearing capacity uses deflection bowls measured by FWD Kuab as an input for the program CANUV that gives the possibility to determine modulus of pavement layers to calculate residual pavement life and overlay.
- The technology of pavement rehabilitation is chosen according to all the parameters. Evaluation of these variable parameters (except surface failures) in scope of the Slovak PMS and basic principles of PMS are presented in the next part of the paper.

In the next part of the paper are presented correlations of international established dynamic quantifiers of longitudinal unevenness. Following ascertained correlations of parameter C and IRI (International Roughness Index) and new legal regulations has been modified a classification scale of IRI used in Slovakia.

2. International Roughness Index - IRI

Parameter IRI is obtained using the Reference Quarter Car Simulation (RQCS) according to [5] and Fig. 1.

This mathematical model is defined mathematically by two second-order differential equations:

$$\ddot{z}_s \cdot m_s + C_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s \cdot (z_s - z_u) = 0 \qquad (1)$$

$$\ddot{z}_s \cdot m_s + m_u \cdot \ddot{z}_u + k_t \cdot z_u = k_t \cdot y \qquad (2)$$

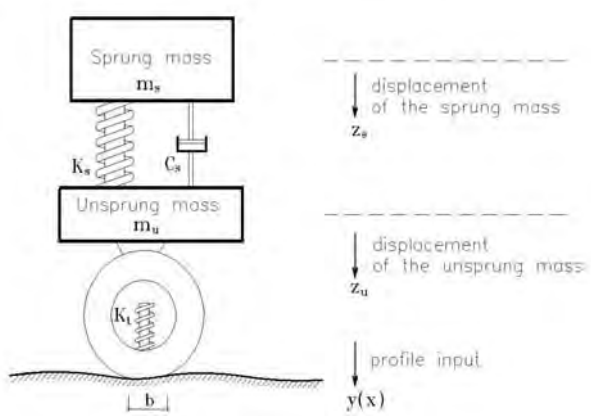


Fig. 1. The Reference Quarter Car Simulation

This system we can express:

$$\ddot{z}_s + C \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_2 \cdot (z_s - z_u) = 0 \qquad (3)$$

$$\ddot{z}_s + u \cdot \ddot{z}_u + k_1 \cdot z_u = k_1 \cdot y \qquad (4)$$

Where: m_s, m_u – weight of the sprung mass and the unsprung mass [kg], k_s, k_t – constant of the linear spring and the tire [kN.m^{-1}], C_s – coefficient of linear damper [kN.s.m^{-1}], z_s, z_u – displacement of the sprung and he unsprung mass [m]

$\dot{z}_s = dz_s/dt$, $\dot{z}_u = dz_u/dt$ - vertical velocity of the sprung/unsprung mass [m.s^{-1}], $\ddot{z}_s = d^2 z_s/dt^2$, $\ddot{z}_u = d^2 z_u/dt^2$ – vertical acceleration of the sprung/unsprung mass [m.s^{-2}], *y(t)* – profile elevation input [m]

Equations (1) - (4) apply for temporal domain. We solve this model in linear domain, know real longitudinal profile per 0.25 m, whereupon we must find a vector of spatial derivations -$Z^T(x)_{(i)} = (z_{1i}, z_{2i}, z_{3i}, z_{4i})$. The values of this vector are calculated as:

$$z'_{s,i} = s_{11} \cdot z'_{s,i-1} + s_{12} \cdot z''_{s,i-1} + s_{13} \cdot z'_{u,i-1} + s_{14} \cdot z''_{u,i-1} + r_1 \cdot y'_i \qquad (5)$$

$$z''_{s,i} = s_{21} \cdot z'_{s,i-1} + s_{22} \cdot z''_{s,i-1} + s_{23} \cdot z'_{u,i-1} + s_{24} \cdot z''_{u,i-1} + r_2 \cdot y'_i \qquad (6)$$

$$z'_{u,i} = s_{31} \cdot z'_{s,i-1} + s_{32} \cdot z''_{s,i-1} + s_{33} \cdot z'_{u,i-1} + s_{34} \cdot z''_{u,i-1} + r_3 \cdot y'_i \qquad (7)$$

$$z''_{u,i} = s_{41} \cdot z'_{s,i-1} + s_{42} \cdot z''_{s,i-1} + s_{43} \cdot z'_{u,i-1} + s_{44} \cdot z''_{u,i-1} + r_4 \cdot y'_i \qquad (8)$$

The presented system can be expressed in the following matrix form:

$$Z(x)_{(i)} = \underline{S} \cdot Z(x)_{(i-1)} + R \cdot y'_{(i)} \qquad (9)$$

Where: $Z^T(x)_{(i)} = (z_{1,i}; z_{2,i}; z_{3,i}; z_{4,i}) = (z'_{s,i}; z''_{s,i}; z'_{u,i}; z''_{u,i}) = (dz_{s,i}/dx; d^2z_{s,i}/dx; dz_{u,i}/dx; d^2z_{u,i}/dx)$ - vector of spatial derivations, **S** – state transition matrix 4 x 4, **R** – partial response matrix 1 x 4, $y'_{(i)}$ – slope input, *i* – present step, *i*-1 – previous time step.

The differential equations (7) - (10) can be expressed in the following matrix form:

$$Z(t) = \underline{A} \cdot K(t) + B \cdot y(t) \qquad (10)$$

Where: $Z^T(t) = (\dot{z}_s, \ddot{z}_s, \dot{z}_u, \ddot{z}_u)$ =($dz_s/dt, d^2z_s/dt, dz_u/dt, {}^2z_u/dt$) -vector of temporal derivations

$K^T(t) = (z_s, \dot{z}_s, z_u, \dot{z}_u)$ - additive vector of temporal derivations.

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -K_2 & -C & K_2 & C \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ K_2/u & C/u & -(K_1+K_2)/u & -C/u \end{bmatrix} \qquad (11)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ K_1/u \end{bmatrix} \qquad (12)$$

For a constant length of the step, on which $y'_{(i)}$ is a constant, the **S** and **R** matrices can be computed from the **A** and **B** matrices:

$$\underline{S} = e^{\underline{A} \cdot dt} \qquad (13)$$

$$R = \underline{A}^{-1} \cdot (\underline{S} - \underline{I}) \cdot B \qquad (14)$$

Where:

$$dt(s) = dx(m).3600(s/h).0{,}001(km/m)/\ v(kph) \qquad (15)$$

I – identity matrix 4 x 4

The algorithm for evaluation of longitudinal unevenness – IRI KCS, according to original methods [5], has been created in Microsoft Excel 97. This program goes out equations (1)-(15) and one consists of next steps:

Calculation of profile slope input - the profile slope input is computed for every measuring point (we must known elevations of longitudinal profile per 0.25 m):

$$y'_{(i)} = (y_{(i-1)} - y_{(i)}) / dx \qquad i = 2,3,.....,N \qquad (16)$$

Where: $y'_{(i)}$ – smoothed profile slope input, $y_{(i)}$ - elevation of longitudinal profile [m], *dx* – measurement interval *dx* = *b* = 0,25 m.

Computation of the vector of spatial derivations Z(x)$_{(i)}$ - the computation of vector $Z^T(x)_{(i)} = (z_{1,i}; z_{2,i}; z_{3,i}; z_{4,i}) = (z'_{s,i}; z''_{s,i}; z'_{u,i}; z''_{u,i})$ is realised by equation (15):

$$Z(x)_{(i)} = \underline{S} \cdot Z(x)_{(i-1)} + R \cdot y'_{(i)}$$

Where:

S – state transition matrix 4 x 4, **R** – partial response matrix 1 x 4, *i* – present step, *i*-1 – previous time step

Determination of the corrected profile slope

$$T_i = (z_{3i} - z_{1i}) \qquad i=2,3,...,N \qquad (17)$$

Calculation of the parameter IRI - IRI represents arithmetic average of the corrected slope. Values of parameter IRI can be appreciated for window of a discretionary length (conveniently 1, 10, 20, 100 m – Fig.2 right).

$$IRI = \frac{1}{N-1} \cdot \sum_{i=2}^{N} T_i \qquad (18)$$

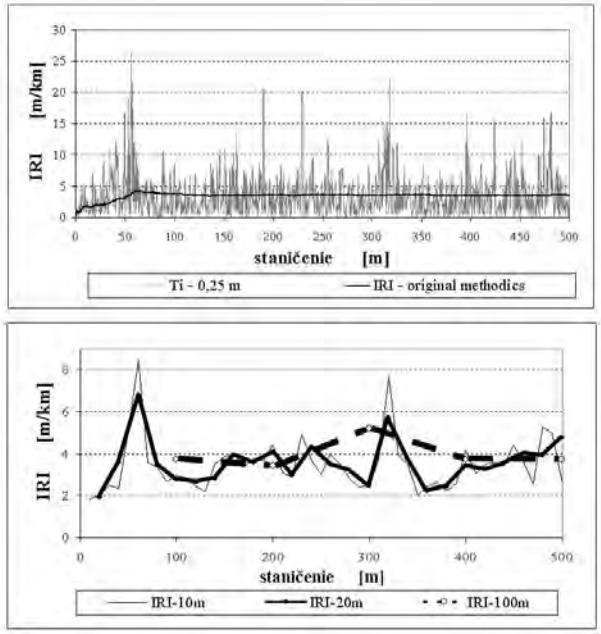


Fig. 2. Corrected profile slope per 0,25 m and original parameter IRI (left) and IRI appreciated for window 10, 20 and 100 m (right)

3. Verification of RQCS model

The measuring set called the Single-Wheel Vehicle of the University of Žilina (Slovak abbr. JP VŠDS) was designed on the DMS (double-mass measuring set) principle. This equipment represents a model of a quarter of the passenger vehicle and its basic parts are presented in Fig.3. The equations of motion for dynamic model JP VŠDS according to Fig. 3 are as follows:

$$m_1\ddot{x}_1 = k_1\left(x_0 - x_1\right) - f_{21} \tag{19}$$

$$m_2\ddot{x}_2 = f_{12} \tag{20}$$

In the case of small vibrations (ϕ_1, ϕ_2 < 5°) the vertical displacements are given by relations $x_1 = l_1\phi_1$ and $x_2 = l_2\phi_2$. The force f_{21} in Eq. 19 means the force effect of suspension spring and damper onto the mass m_1 in the direct of its vertical axle. On the base of moment equation to the cardan joint, the force f_{21} could be expressed as follows:

$$\begin{aligned} f_{21} &= k_2\frac{a^2}{l_1}\left(\varphi_1 - \varphi_2\right) + b_2\frac{a^2}{l_1}\left(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2\right) = \\ &= k_2\frac{a^2}{l_1^2}x_1 - k_2\frac{a^2}{l_1 l_2}x_2 + b_2\frac{a^2}{l_1^2}\dot{x}_1 - b_2\frac{a^2}{l_1 l_2}\dot{x}_2 \end{aligned} \tag{21}$$

Similar, the force f_{12} in Eq. 20 presents the force reduction effect on the mass m_2 in direct of its vertical axle:

$$\begin{aligned} f_{12} &= k_2\frac{a^2}{l_2}\left(\varphi_1 - \varphi_2\right) + b_2\frac{a^2}{l_2}\left(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2\right) = \\ &= k_2\frac{a^2}{l_1 l_2}x_1 - k_2\frac{a^2}{l_2^2}x_2 + b_2\frac{a^2}{l_1 l_2}\dot{x}_1 - b_2\frac{a^2}{l_2^2}\dot{x}_2 \end{aligned} \tag{22}$$

The equations of motion for small vibrations are given after substituting the Eqs. 21, 22 into Eqs. 19,20 by:

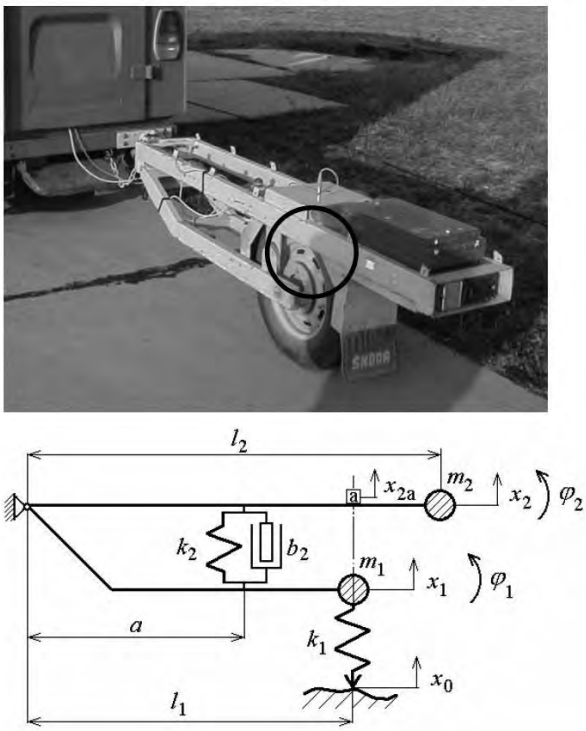


Fig. 3. Single-Wheel Vehicle of the University of Žilina

$$m_1\ddot{x}_1 + b_2\frac{a^2}{l_1^2}\dot{x}_1 - b_2\frac{a^2}{l_1 l_2}\dot{x}_2 + \left(k_1 + k_2\frac{a^2}{l_1^2}\right)x_1 - k_2\frac{a^2}{l_1 l_2}x_2 = k_1 x_0 \tag{23}$$

$$m_2\ddot{x}_2 + b_2\frac{a^2}{l_2^2}\dot{x}_2 - b_2\frac{a^2}{l_1 l_2}\dot{x}_1 + k_2\frac{a^2}{l_2^2}x_2 - k_2\frac{a^2}{l_1 l_2}x_1 = 0 \tag{24}$$

In fact, we do not measure acceleration on the mass m_2 but on the accelerometer placed on the sprung mass in the distance of tyre vertical axle, see Fig. 3. From this point of view it is necessary to rewrite the equations of motion. The vertical displacement (velocity, acceleration) of mass m_2 can be expressed as a function of geometry and displacement (velocity, acceleration) of accelerometer as follows:

$$x_2 = \left(l_2/l_1\right)\cdot x_{2a},\ \dot{x}_2 = \left(l_2/l_1\right)\cdot \dot{x}_{2a},\ \ddot{x}_2 = \left(l_2/l_1\right)\cdot \ddot{x}_{2a} \tag{25}$$

After substituting Eq. 25 into Eqs. 23 and 24 we can rewrite these relations as:

$$m_1\ddot{x}_1 + b_2\frac{a^2}{l_1^2}\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_{2a}\right) + k_2\frac{a^2}{l_1^2}\left(x_1 - x_{2a}\right) + k_1 x_1 = k_1 x_0 \tag{26}$$

$$m_2\ddot{x}_{2a} + b_2\frac{a^2}{l_2^2}\left(\dot{x}_{2a} - \dot{x}_1\right) + k_2\frac{a^2}{l_2^2}\left(x_{2a} - x_1\right) = 0 \tag{27}$$

Following the equations (19) – (27) were calculated dynamic responses of sprung mass of JP VŠDS indicated by speed control bump – type CZ 8 – Fig.4.

The simulated responses were calculated in the algorithm IRI – KCS. The measured accelerations were obtained by transducer B 12/200 of the HBM company (intensive by circle in Fig.3) - an inductive type of a scanner of a working frequency 0 - 100 Hz and sensibility of 0 - 200 m.s^{-2}. The comparison measured and simulated accelerations can be seen in Fig.5.

Fig. 4. Measuring set JP VŠDS and speed control bump – type CZ 8

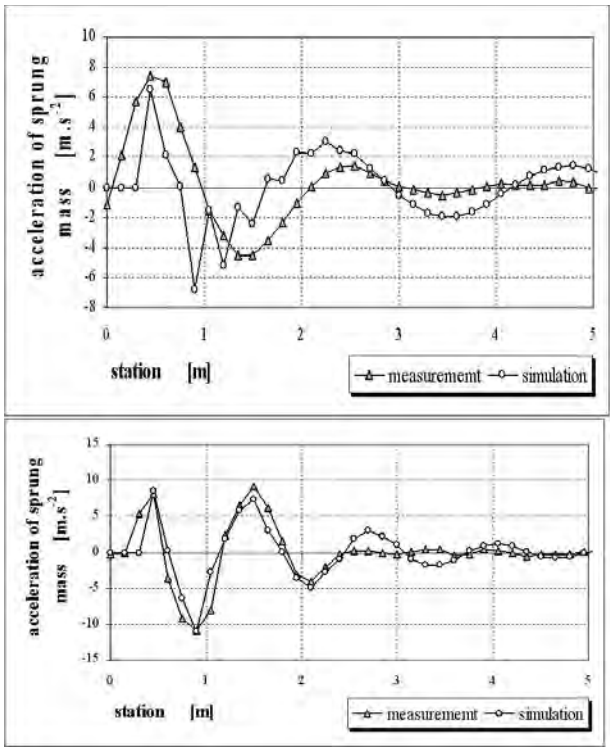


Fig. 5. Comparison of measured and simulated dynamic response of sprung mass of JP VŠDS indicated by speed control bump – type CZ 8

4. Power spectral density of longitudinal unevenness

The discretionary evaluated road sections, which are homogenous from the point of view of construction and degradation conditions, can be evaluated through the medium theory of stationary random process. This type of random process can be best characterized by a correlation function or power spectral density (PSD). The correlation function $K_h(\lambda)$ for this type of process is expressed in linear domain by equation

$$K_h(\lambda) = \int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty}\left[h_1(l)-E_h\right]\cdot\left[h_2(l-\lambda)-E_h\right]\cdot f_2(h_1,h_2)\,dh_1\cdot dh_2 \quad (28)$$

Where: λ - linear lag [m], E_h - expected value of stochastic unevenness; $E_h = 0$, $h(l)$ - stochastic unevenness, $f_2(h_1,h_2)$ - combination density of expectation.

Stochastic unevenness is computed as a difference between a real and theoretical profile. In our case we must identify elevations of longitudinal profile per 0.25 m and longitudinal unevenness are evaluated through the standardized correlation function $\rho_h(\lambda)$ (left hand side of Fig.6).

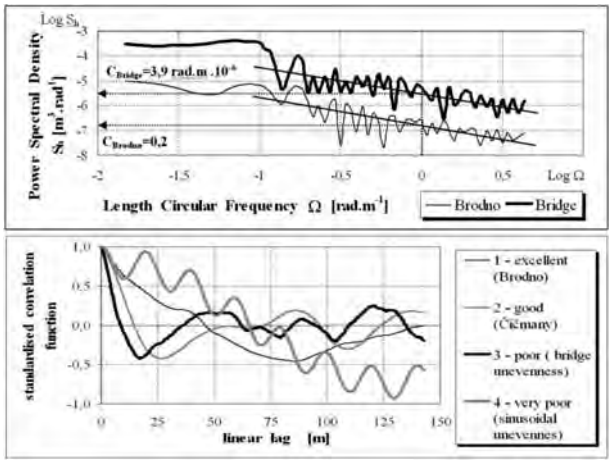


Fig. 6. Standardized correlation function and PSD of stochastic unevenness

For the purpose of unevenness assessment it is more appropriate to use power spectral density (PSD) $S_h(\mathbf{\Omega})$ (right hand side of Fig.6), which can be expressed from the correlation function by means of Wiener Chinchine equation:

$$S_h(\Omega) = 2/\pi \cdot \int_0^{\infty} K_h(\lambda)\cdot\cos(\Omega\lambda)\cdot d\lambda \quad (30)$$

Where: D_h - dispersion of an stochastic unevenness [m^2], $\mathbf{\Omega}$ - angular spatial frequency [rad.m^{-1}],

$$\Omega = 2\cdot\pi/L \quad (31)$$

L - unevenness wavelength [m].

The unevenness degree C [rad.m.10^{-6}] of an evaluated road section is expressed from the basic relation [9] that was modified for our mode of unevenness identification by JP VŠDS.

$$C = \frac{D_y}{I\cdot\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{n} v_i} \quad (32)$$

Where: D_y - dispersion of sprung mass acceleration – left hand side of Fig.3 [m2.s-4], I - parameter of dynamic transfer [rad^{-1}.s^{-3}], C - unevenness degree – right hand side of Fig.3 [rad.m], v_i - digital values of a measured velocity – right hand side of Fig.3 [m.s-1]

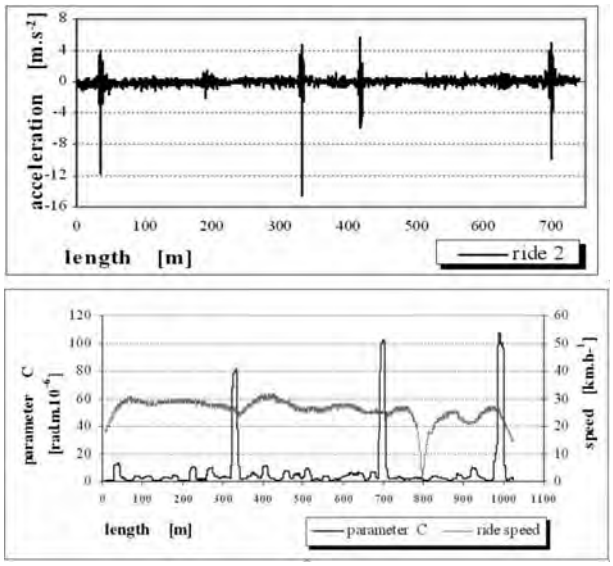


Fig. 7. Vertical acceleration indicated by speed control bump and ride speed (left hand side of Fig.7) and parameter C evaluated by JP VŠDS

4. Correlations between unevenness parameters C and IRI

The correlations between unevenness parameters *C* and *IRI* (International Roughness Index) have been determined for a consideration of theoretical dynamical response of RQCS (Reference Quarter Car Simulation) [8] and experimental measurements (Fig. 8 and 9).

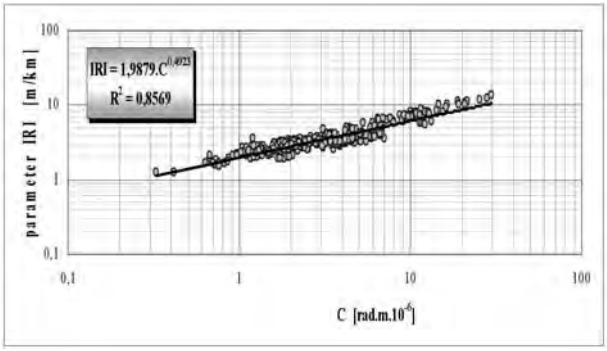


Fig. 8. Correlations of unevenness parameters C and IRIC a IRI for ride speed 90 kph

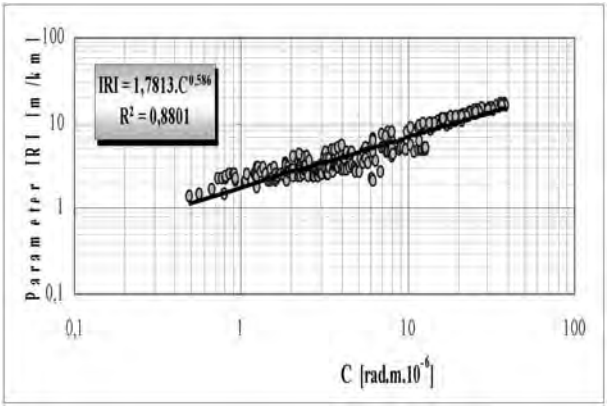


Fig. 9. Correlations of unevenness parameters C and IRIC a IRI for ride speed 130 kph

The comparison of our correlation dependences (roads - ride speed of 90 kph and highways of 130 kph) with results of the Second International PIARC-WRA experiment (including FILTER programme) [3,8] can be seen in Fig. 10.

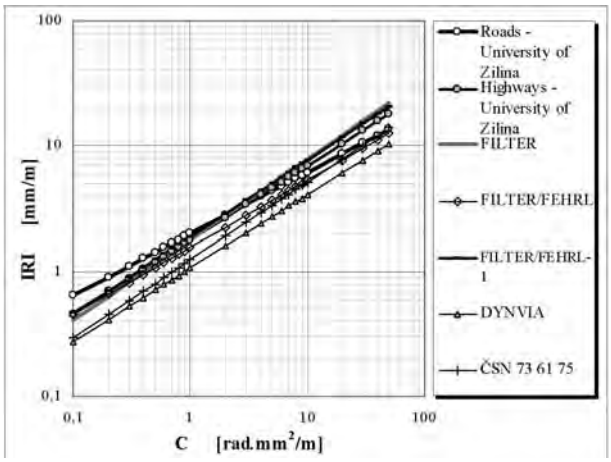


Fig. 10. Comparison of Slovak and World–wide correlation dependences between unevenness degree C and IRI

5. The criteria of unevenness evaluating by IRI

The criteria are base on described theoretical principles, and on the request of traffic safety and ride comfort assurance. The ride comfort described by vertical acceleration of sprung mass of vehicle a_z and the safety described by vertical dynamic strength F_z on the contact of the wheel with pavement surface are described in next. The simulation of the crossing of a half car model on generated harmonized unevenness as a random unevenness on real roads, measured by Profilograph GE, were realized for determination of the relation between longitudinal unevenness and ride comfort (safety, respectively). The values of maximal acceleration of the vehicle body characterizing ride discomfort occasioned by unevenness were compared according to Slovak standard STN ISO 2631-1.

The calculations and simulations were executed by using of the special software developed in University of Zilina [1] and with the CarSim Education program developed in University of Michigan [9]. The vehicle parameters correspond to Skoda Felicia car what is widespread in Slovakia.

The response depended on amplitude and wavelength by three ride speeds were detected for harmonized unevenness generated by simulation and described by IRI. Three maximal speeds permitted on the Slovak roads were used. The results for speed 90 kph will describe. From Fig.11 is definite, which wavelength activated maximal oscillation of the vehicle.

There are the wavelengths that are the most unfavourable for passenger comfort. For declared vehicle and speed 90 kph, it is 2.3 m and 18 m. For 60 kph speed, it is 2.1 m and 12 m and for 130 kph speed 3.3 m and 27 m. The model response on harmonize unevenness is linearly depending on amplitude value. The relation between vehicle response and IRI was evaluated in next. The relation between acceleration a_z and IRI, corresponding presented wavelengths with amplitude A=1 cm and speed 90 kph are showed in Fig. 12.

Following to analyze we can claim the values of the vehicle body acceleration increases with growing of IRI only to

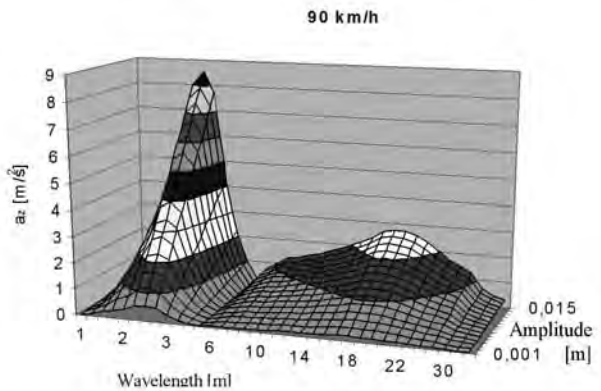


Fig. 11. The dependency between acceleration, wavelengths and amplitudes for 90 kph speed

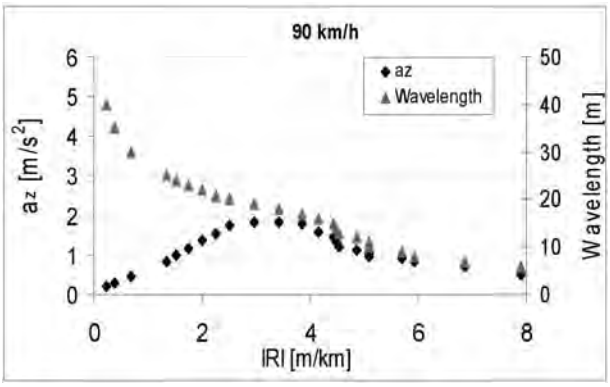


Fig. 12. The dependency between acceleration, wavelength, and IRI for 90 km/h speed

specific point. This point corresponds to specific wavelengths depended on the speed. Decreasing tendency despite of IRI growing was observed after this point. On the Fig. 7 are these relations extensive about next points, which responsive higher amplitudes. The relation tendency shows a basic trend of points that delimited an area of maximal discomfort by minimal IRI values. The line by basic points group was interleaved for determination of the relation between IRI and a_z. The other points lying below tendency are irrelevant from comfort evaluation point of view. The upper values of IRI respond the lower values of the response. The points above this group (by speed 60 kph) respond the great wavelengths (more than 30 m), which do not exist on the roads with maximal speed 60 kph. Therefore, we can ignore them.

The Fig. 13 shows determined relation between IRI and vehicle response characterized by vertical acceleration a_z, found from a fitted line equation of basic tendency of the points.

The points out of basic tendency confirm that equal value of IRI can describes more unevenness evocated different response. These points have identical amplitude but different wavelength, what means lower value of acceleration for higher IRI. The visible is also that during high speeds a shining oscillation of the vehicle origins for low IRI value. This fact is determined by overvaluation of the short wavelengths and undervaluation the longer wavelengths by reference model of a car quarter. In addition, IRI is calculated for speed 80 kph so for higher speed the differences are more (Fig. 14). However, we must take into consideration that the simulation was realized for harmonic unevenness that occur in real condition in minimal range.

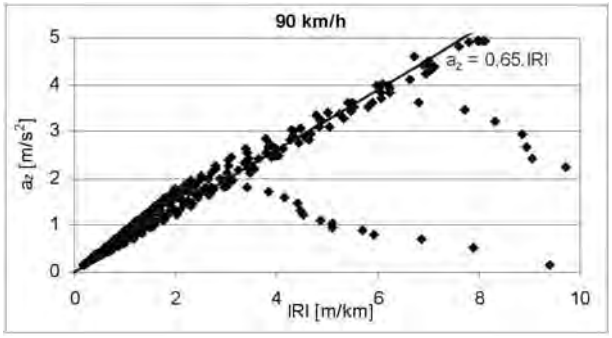


Fig. 13. The relation of acceleration on IRI for 90 kph

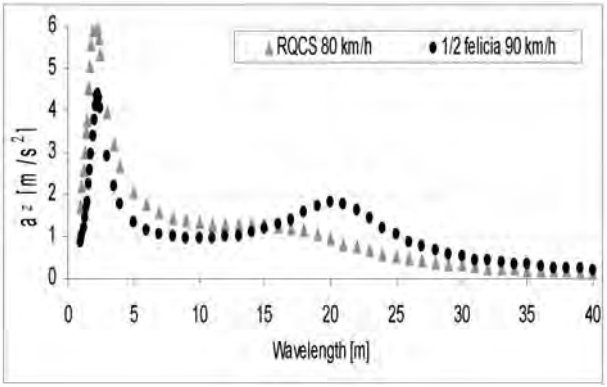


Fig. 14. The comparison of response for different speeds of reference and real model

According to obtained relations, the scale of IRI evaluation depends on safety and comfortable was analyzed. The results show that critical rank of evaluation of real response to unevenness is wavelengths corresponding with resonant frequency of car unsprung mass. The reference model declares lower values of acceleration of the sprung mass as real car model. The values are two times more for speed 90 kph and four times more for speed 130 kph. Depend on analysis of the harmonic unevenness, the simulations realized on the real road sections was taking into account for design of IRI classification scale.

The important characteristic of ride safety from point of view of longitudinal unevenness is the vertical strength F_z on the contact between vehicle and surface. The moment of minimal value was observed. The determined relation is presented on Fig. 15.

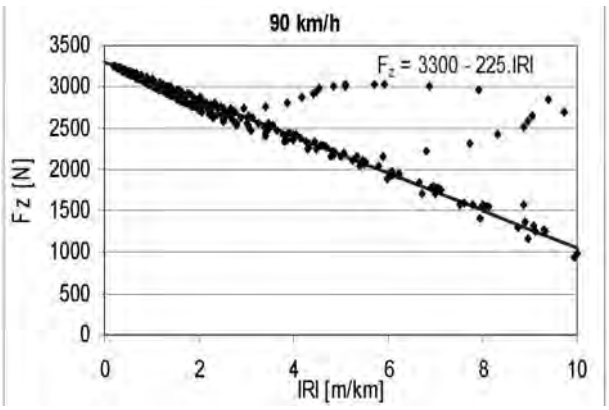


Fig. 15. The dependency of dynamic strength F_z on IRI for speed 90 km/h

The strength F_z has decreasing tendency with increasing of IRI. The different values of F_z for identical IRI value are possible to achieve alike for acceleration. During simulation of harmonic unevenness and speed 60 kph the loss of contact does not occur. On the other hand, during speed 90 kph and 130 kph the F_z achieved the zero value yet for low IRI values. The danger is not only a loss of contact but a low intensity of F_z, too. An intensity of the vertical strength has influence to the stability of a car in horizontal curve and to the breaking distance, too. The differences are determined by characteristics of the reference model. In this case, the generally valid relation is not possible to establish because each vehicle has different weight so also different press strength of axle to the road surface. Depend on presented results the new classification scale for IRI evaluation in frame of Slovak PMS was proposed (Table 1).

Tab.1 The proposal of classification scale of IRI

Classification scale	*IRI [m/km]*		
	Urban roads	*Roads*	*Highways and expressways*
1	*< 5*	*< 4*	*< 3*
2	*5 - 10*	*4 - 8*	*3 – 6*
3	*> 10*	*> 8*	*> 6*

6. Conclusions

Presented results are based on the data sample that contents the real conditions. The research activity on problems of the interaction between vehicle and surface continues. The analyses of unevenness and skid resistance are in process for results improving. The verification of the models is verified by next measurements and simulations. The aim of the research is generalization of relation between IRI and vehicle response.

7. Preferences

[1] Celko, J. et al: *Surface properties of the pavements (in Slovak),* Scientific monograph. EDIS Zilina, 2000, ISBN 80-7100-774-9.

[2] Kropac, O., Mucka, P.: *Be careful when using the International Roughness Index as an indicator of road unevenness.* Journal of Sound and Vibration, Vol. 287, 2005, Nos. 4-5, ISSN: 0022-460X, pp. 989-1003.

[3] Kropac, O., Mucka, P.: *Relations between characteristics of longitudinal unevenness of roads: a review,* Strojnicky casopis, 1/2003, ISSN 0039-2472, pp.49-64.

[4] Kropac, O., Sprinc, J., Sprinc, M.: *Using of results of international harmonisation experiment EVEN – FILTER: longitudinal unevenness of pavements (in Czech),* Silnicni obzor, 2/2003, ISSN 0322-7154, pp. 37-48.

[5] Sayers, M. W., Gillespie, T. D., Queiroz, C.: *The International Road Roughness Experiment (IRRE): Establishing correlation and calibration standard for easurements,* World Bank, Techn. Paper, No. 45.

[6] Sun L.: *Developing spectrum-based models for International Roughness Index and Present Serviceability Index.* In: ASCE: Journal of Transportation EngineeringVol. 127, No. 6, 2001, ISSN: 0733-947X p. 463-470.

[7] TP 10/2006 *Pavement Management System (in Slovak), Technical regulation,* MTPT SR, 2006.

[8] World Road Association: *International experiment to harmonize longitudinal and transverse profile measurement and reporting procedure,* PIARC technical Committee on Surface Characteristics, 2002.

[9] Tutorial for CarSim Educational: An 18 – DOF Vehicle Dynamics Simulation, Mechanical Simulation Corporation, Michigan, www.trucksim.com.

****

The article was preparing with the support of Slovak Grant Agency VEGA – project 1/3339/

****

Prof. Ing. Jan CELKO CSc.
Doc. Dr. Ing. Martin DECKÝ
Ing. Matúš KOVÁČ, Ph.D.

Faculty of Civil Engineering, Highway Engineering Department.
Komenskeho 52, 010 26 Zilina, Slovakia
tel: +421 41 7232145
e-mail: jan.celko@fstav.uniza.sk, decky@fstav.uniza.sk, kovac@fstav.uniza.sk

Anna TIMOFIEJCZUK

KODOWANIE CECH SYGNAŁÓW W SYSTEMIE WNIOSKOWANIA DIAGNOSTYCZNEGO

SIGNAL FEATURE ENCODING IN AN INFERENCE DIAGNOSTIC SYSTEM

W referacie opisano część badań, których celem jest zastosowanie wnioskowania diagnostycznego z uwzględnieniem kontekstu. Zgodnie z opracowanym podejściem konteksty działania obiektu mogą być identyfikowane z zastosowaniem algorytmów ewolucyjnych. Jednym z najistotniejszych czynników zastosowania tych algorytmów jest odpowiednie przygotowanie danych wejściowych. W referacie opisano opracowane sposoby kodowania dla trzech rodzajów cech sygnałów. Przykłady zastosowania opisanych sposobów kodowania zastosowano dla sygnałów zarejestrowanych podczas działania stanowiska modelującego działanie maszyny wirnikowej.

Słowa kluczowe: *kodowanie, algorytm genetyczny, analiza sygnałów.*

In the paper a part of research focused on context based diagnostic inference has been presented. According to the elaborated approach contexts of machinery operation can be identified with the use of evolutionary algorithms. One of most important factors of the application of such algorithms is a proper form of input data. In the paper encoding of three different types of signal features have been discussed. Examples of elaborated notations have been applied to signals recorded during operation of a model of rotating machinery.

Keywords: *encoding, genetic algorithm, signal analysis.*

1. Introduction

Data acquired during observation of a technical object (e.g. vibration, noise) can be analyzed by means of different methods. As results one usually obtains huge sets of features. To extract the knowledge enclosed in the features different approaches are possible to be applied. Examples are evolutionary algorithms. In this case results of vibration analysis have to be encoded in forms of individuals.

In the paper a part of research focused on context based diagnostic inference has been presented. According to the elaborated approach contexts of machinery operation (e.g. particular properties, states or conditions) can be identified with the use of evolutionary algorithms.

It is important that results of analysis can be gathered in form of different functions. They are often not directly comparable. In the paper three types of features have been taken into account. They are respectively time functions (e.g. rms or mean values estimated in time), trajectories representing displacements of the centre of a shaft and time-frequency characteristics (e.g. spectrograms or scalograms). All of them are represented by means of series of elaborated approaches and they are considered and encoded within given time periods. The main assumption of elaborated algorithms was to preserve values of the features as well as characteristic changes.

In the paper procedures of signal feature encoding have been presented. Examples of encoding have been based on experiments performed with the use of signals recorded during operation of a laboratory stand that models operation of rotating machinery. Some ways of evaluation of encoding, its correctness as well as sensitivity to different phenomena have been indicated. Presented algorithms have been based on known approaches described in the next point. The applied encoding required special ways of evolutionary operations, which have been discussed in the last point.

2. Related encoding applied in evolutionary algorithms

In evolutionary algorithms individuals representing input data and potential solutions are encoded by individual genotypes (Fig.1). In most cases the genotype has a structure of a single chromosome. Such encoding is called haploidal [3,5,6,7]. Encoding of one genotype by means of two or more chromosomes is called diploidal.

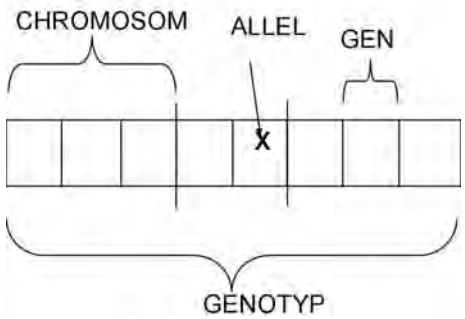


Fig. 1. Structure of a diploidal genotype

In case of simple genetic algorithms the most applied way of encoding is binary one. Data are replaced by values of two element set <0,1>. There are also different manners of encoding that are based on sets of real numbers or symbols. The following procedure of transformation of data into binary codes are being commonly applied [1–3, 6–8]:

1. binary notation being often used for natural number; numbers are transformed according to the following relation [8]:

$$x_i = a_i + \frac{b_i - a_i}{2^{n_i}} \sum_{n_i-1}^{j=0} 2^j x_{s(i)+j}$$

where: x_i is a value being encoded, such as $x_i \in [a_i, b_i] \in R$, n_i is a number of bits used for encoding, and s_i represents consecutive bit numbers,

2. according to the following relation [8]:

$$[\alpha, \beta, bin] = (-1)^{\beta} e^{(-1)^{\alpha}(bin)_{10}}$$

where: [α,β,*bin*] represents the code, α is a bit representing the sign of the logarithmic function, β is the sign of a power of the power function and *bin* is a value of the power encoded in the form of binary notation.

The logarithmic encoding is usually applied in order to decrease the length of genotype chains. Among other approaches one should enumerate:

- permutation encoding; data are represented by numbers and symbols included in an alphabet (e.g. [1,4,*,+,]) [7],
- encoding by means of real numbers; data are transformed into genotypes without any special processing; such operation can be expressed by, $x_i = v_i \in R^n$ where: x_i is a value of a single gene and v_i is a value of given data.

A way of data encoding depends on a kind and quantity of data as well as required accuracy of encoding. Genetic operations are strongly related to the applied notation. The more complicated encoding the more advanced genetic procedures are required to be applied. Taking into account these procedures one can state that the simplest notation is the binary one. However, in many examples such notation can not be applied because of huge sets of parameters that are necessary to be encoded. The application of the binary notation causes that genotypes are being very long. Decrease of encoding accuracy (lower number of bits used to encode a given value) leads to the loss of information about data. In the bibliography [1, 2, 7] there are two rules of data encoding:

- a notation should be selected in such the way that reflex data properties and genotypes of different data are significantly different,
- an alphabet used for coding should be possibly the smallest one; elements of this alphabet should express encoded data without changing their nature.

3. Types of input data

The data, which have been put through encoding were results of analysis of vibration signals. The analysis have been based on different methods. Three different types of signal features have been considered (Fig. 2):

- I type – one parameter function (e.g. time); features represented by means of vectors;
- II type – two parameter function (e.g. time and frequency); features represented by means of matrix,
- III type – trajectories of motion of a point in the established space; the trajectory is estimated within time function; feature recorded as two column matrix.

4. Encoding algrotihms

According to some assumptions, the way of encoding should let us to process obtained codes with the use of evolutionary algorithms. In case of the research related to analysis of signals by means of different domain methods, the fundamental difficulty is to elaborate one consistent notation of genotypes. Three individual approaches to estimated signal features have been elaborated. Their codes are elements of genotypes. Examples of elaborated procedures have been presented for features of signals recorded during operation of a laboratory stand which is a simple model of rotating machinery.

4.1. I type feature encoding

Examples of the I type feature are time functions. In this case, depending on the signal analysis as well as signal type (variability and non-stationarity) different encoding procedures are possible to be applied. This data encoding is described in the bibliography [1, 2, 8]. Two examples of features (mean values in time function) of this type have been shown in Fig. 3.

They are differ in a change character and range of values hey are equal to. The left plot is an example of two state signal. In such case the simplest form of binary notation can be used, such as [*b*1,*b*2] where: *b*1 is the first and *b*2 the last value within selected interval and [*b*1,*b*2]∈<1,0>. Taking into account results of analysis of vibrations recorded during operation of rotating machinery one may state that signal features of two state signal type appear very rarely. Such signal are often observed during observation of different objects, especially such machines that were also a subject of investigations described within the first point. The binary notation presented above is often not enough to encode some data. In the previous point there have been presented more advanced cases of data transformation into binary chromosomes. The notation in the form of two values can be only applied in the case of two state signals or signals that can be transformed to such signals without significant loss of information. However, in this case of encoding lengths of considered intervals was crucial.

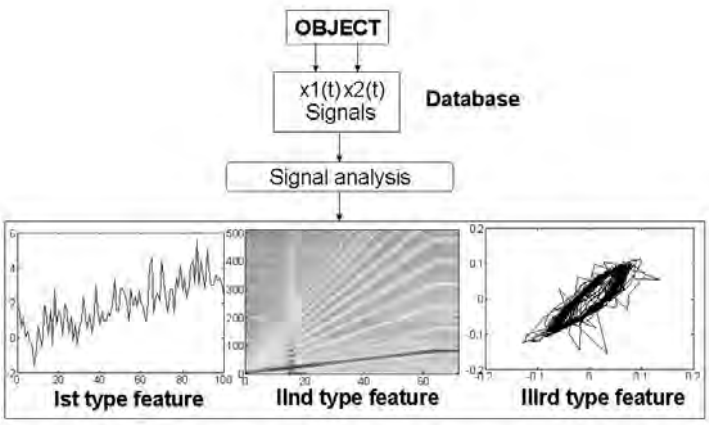


Fig. 2. Signal feature encoding

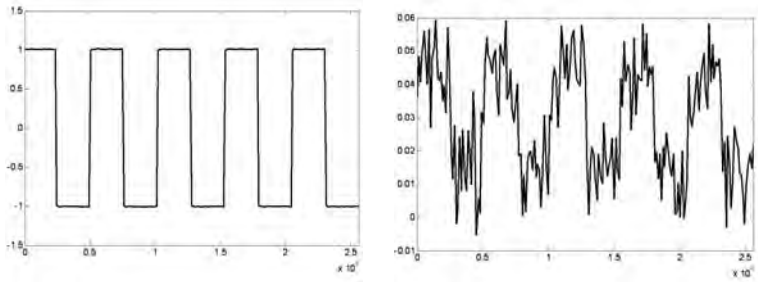


Fig. 3. Examples of I type features

In case of the signal shown on the right side of Fig. 3 more complex notation was necessary to be applied. The most important thing was to determine such notation that reflex change character and tendency within encoded interval of signal feature.

As a result of the investigations related to numerous ways of data encoding a notation based on four real values has been accepted. A general scheme of such notation has been shown in Fig. 4. In this case the first, second, maximal and minimal values have been assumed to be consecutive gene values of the chromosome representing the considered interval. Some examples of such encoding have been presented in Fig. 5.

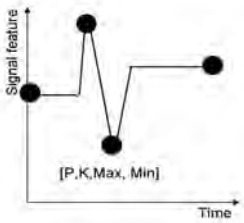


Fig. 4. Scheme of real numbers based encoding

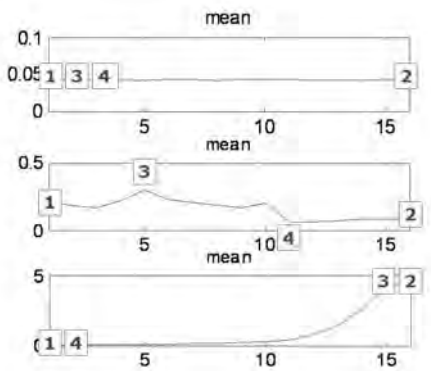


Fig. 5. Examples of real number based encoding of mean values estimated as time functions

Such notation makes it possible to preserve the information about the magnitude of the change as well as it character. The chromosome has the following form [$r1=x(0)$, $r2=x(T)$, $r3=\max(x)$, $r4=\min(x)$] where $r1$, $r2$, $r3$, $r4 \in R$. Such notation did not exhaust all possibilities to be applied. However, the performed encoding study has shown that such code is the shortest from different notation which are able to reflect characteristics of analyzed data.

4.2. II type feature encoding

Examples of the II type signal features are results of short time Fourier transform. They are usually presented in the form of time-frequency characteristics [11, 13] (Fig. 6). Such features are being represented by means of matrix in which the row number corresponds to spectra, and column number is equal to frequency bands.

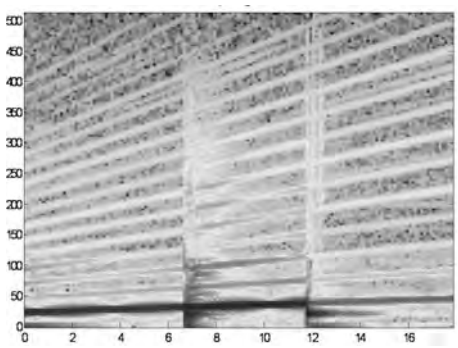


Fig. 6. Example of II type feature

The interpretation of time-frequency characteristics leads mainly in identification and estimation of such particular areas as:

- narrowband harmonics characterized by constant frequencies (e.g. components generated by elements rotating with constant rotation speed),
- broadband harmonics characterized by varying frequencies (e.g. components generated by elements rotating with varying rotating speed)
- narrowband noise (e.g. effect of operation of other objects within neighborhood of the observed one),
- resonances appearing as increases of magnitudes of narrowband harmonics,
- periodic impacts appearing as several regular wideband components,
- random impacts that appear as single wideband components.

Identification of enumerated areas can be based on two approaches:

- quantitative procedures, which result in estimation of values of frequencies and magnitudes of identified components,
- qualitative procedures that lets us only to identify the presence of these components and a degree of their dominance within the set of all distinguished areas of the characteristics.

In most cases the second approach can be applied in order to determine changes of technical state of the object. It was assumed that the time-frequency characteristics has been treated as an image [12]. According to this assumption all procedures are aimed at identification of lines and some areas that fulfill

determined requirements. Placement and orientation of the lines and areas have been also estimated. In order to make it possible to apply methods of image analysis some additional procedure of image processing had to be applied. They were equalization of histogram of color resolution (in order to distinguish unclear components; the left side of Fig. 7) and transformation of the characteristics into black and white image (threshold operation were applied; the right side of Fig. 7). The threshold value was established experimentally and was equal to 80% of maximal of power determined for whole characteristics.

Images being results of listed procedures were put through three different methods of image analysis. Results of the methods are three different sets of features. The methods have been based on scanning operation. Directions of scanning have been shown in Fig. 8.

Scanning was performed along:
- time axis; arrow number 1,
- frequency axis; arrow number 2,
- sections whose ends were point laying on time axis (the point have been indicated by markers); arc number 3.

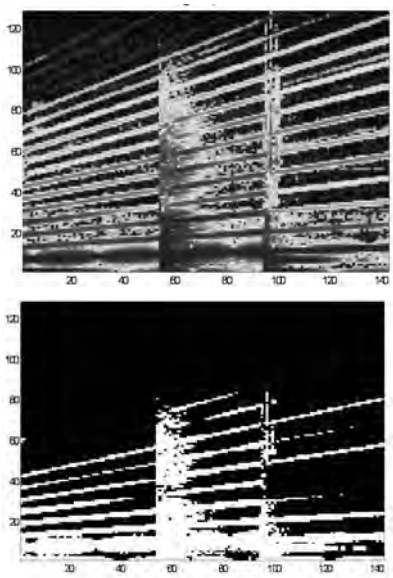


Fig. 7. Results of processing and transformation of II type features

4.2.1. Algorithm I

In case of this algorithm the following results have be obtained (Fig. 9):
- averaged intersection of characteristics (arrow number 1),
- averaged intersection of characteristics (arrow number 2),
- averaged intersection of characteristic estimated along sections determined by the arc number 3.

In order to determine numbers of narrow and wide components these intersections have been analyzed A chromosome resulting from this algorithm has the following form [$t1$, $t2$, $f1$, $f2$, $s1$, $s2$] $t1$, $t2$, $f1$, $f2$, $s1$, $s2 \in <0,N>$ where: $t1$, $f1$, $s1$ are numbers of wideband components, and $t2$, $f2$, $s2$ numbers of narrowband components estimated on the basis of intersection from Fig. 9.

4.2.2. Algorithm II

The algorithm has been also based on the same scanning operations. However, in this case only two intersections (1 and 2) have been taken into consideration. Basing on them some statistical measures have been estimated. Series of values such as change, shape, kurtosis, pick, impulse coefficients as well

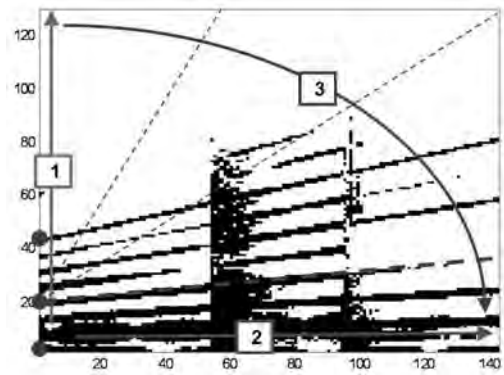


Fig. 8. Schema of scanning procedures

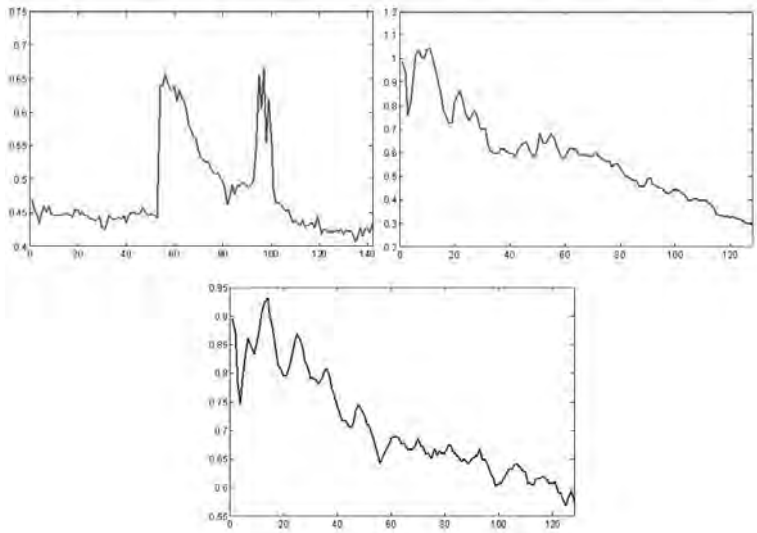


Fig. 9. Results of scanning application Algorithm I

as standard deviation have been tested. They are often used to estimate a degree and kind of variability. The sensitivity analysis has been performed. On the basis of its results the set of enumerated coefficients has been decreased into four values estimated for one intersection. Exemplary result of such analysis has been shown in Fig. 11. Values of non-dimensional measures have been presented as bar plots. Standard deviation has been placed above corresponding plots.

In this case a chromosome has the form of the code: form [$k1$, $s1$, $kr1$, $os1$, $k2$, $s2$, $kr2$, $os2$] $k1$, $s1$, $kr1$, $os1$, $k2$, $s2$, $kr2$, $os2 \in R$ where: k, s, kr, os are shape, pick, kurtisis factors and standard deviation values, numbers 1 and 2 are related to two analyzed intersections.

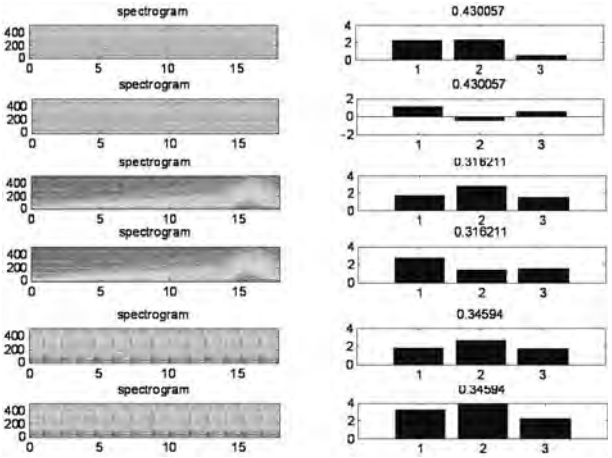


Fig. 10. Variability measures estimated according to Algorithm II

4.2.3. Algorithm III

According to the algorithm results of scanning have been not averaged intersection but distinguished intersection. Examples of intersections which correspond to dominant components and areas have been presented in such Fig. 11.

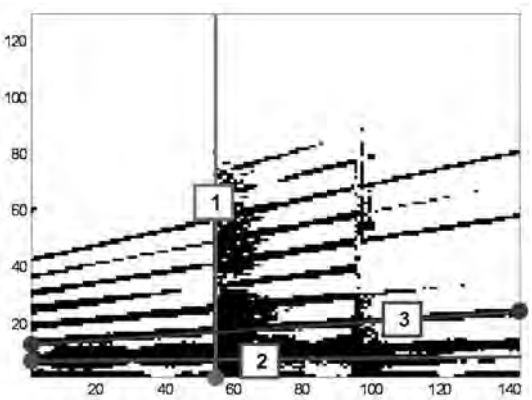


Fig. 11. Distinguished intersection of the characteristics

Number 1 indicates a narrowband components of constant frequency which has been encoded be means of two values, frequency and mean magnitude. Broadband components (result of impact) has been indicated by number 2. It is encoded by means of time moment, and mean magnitude. Number 3 indicates component of varying frequency, which has been represented by initial and final values of frequency and men magnitude. A chromosome which is composition of the notation has the following form [$f1$, $a1$, $t2$, $a2$, $f31$, $f32$, $a3$], $f1$, $a1$, $t2$, $a2$, $f31$, $f32$, $a3 \in R$ where: ($f1$,$a1$), ($t2$,$a2$) and ($f31$,$f32$,$a3$) are values corresponding to consecutive components. Consideration of only one components in each intersection can not make it possible to determine all phenomena which are reflected in characteristics (e.g. periodic impacts, resonances). However, taking into account high number of components such codes lead to significant decrease of the length of chromosomes.

4.3. III type feature encoding

An example of the III type feature is a trajectory of movements of a point estimated as time functions. The trajectory was evaluated on the basis of values of displacements recorded as two channel signal. Displacements were reiterated in two mutually perpendicular directions. Trajectories are being interpreted by means of different measures. Typical estimators are [4, 14] dimensions, spin direction, angular placement related to assumed axes, period and shape.

Trajectories estimated during observation of rotating machinery are usually averaged. An approach proposed in the paper assumed that they were not averaged what makes possible to reveal some additional changes in machinery operation. Trajectories have been represented by four values, which correspond to diagonals (the shortest and longest) for each of two perpendicular directions. In order to estimate these values trajectories were put to operation shown in Fig. 13. Numbers 1-4 carry information about trajectory dimensions and shape. The chromosome representing a trajectory has the form of four number code [$a1$, $a2$, $b1$, $b2$] $a1$, $a2$, $b1$, $b2 \in R$ where: ($a1$,$a2$), ($b1$,$b2$) are the longest and shortest diagonals in horizontal and vertical positions.

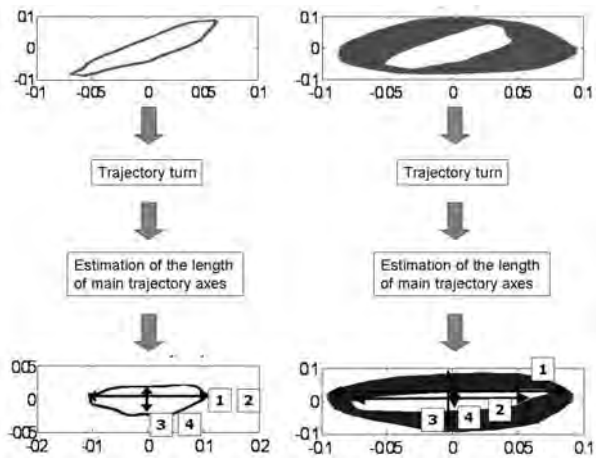


Fig. 12. Examples of the III type features and their notations

5. Final genotype structures and their further processing

During the experiments two vibration signals were registered. The signals were analyzed within selected time periods. For these intervals mean values as time functions, time-frequency characteristics and trajectories were evaluated. Signal features

were encoded by means of algorithms described in the paper. The final genotype structure has the following form:

OV=[*FI*1 | *FI*2 | *FII*1 | *FII*2 | *FIII*], where *OV* means observation vector, *FI*1 and *FI*2 are codes of the I type features obtained for two signals, *FII*1 and *FII*2 are codes of the II type feature and *FIII* is a code obtained for trajectories, which is an example of mutual feature of two signals. In this case the length of the whole genotype is 24 genes. It should be stressed that such notation let us to preserve specific characteristic changes and trends of estimated features as well as extract them out of the features.

The genotypes, in the form presented above, are put through clasterization, which is based on PCM (Possibilistic C-Means) algorithm [8]. As results fuzzy clusters are being obtained that are treated as exemplary observations and are gathered within an example base. According to the assumption related to context identification and consideration [9, 10], these examples can be treated as associations which are most specific contexts of object operation. The application of specially elaborated evolutionary calculations makes it possible to identify other contexts. Since the structure of the genotype is complex genetic operation, especially crossover and mutation had to be elaborated. Identified contexts provide us with the information about so called "about context" knowledge and "in context" knowledge [10]. which are in some ways related to circumstances of the object operation. Such distinguishing the knowledge let us to improve diagnostic inference. The procedures of further genotypes processing briefly described above have been subjects of further works.

6. References

[1] Arabas J.: *Lectures on genetic algorithms*, WNT Warszawa 2001 (in Polish).

[2] Goldberg E. D.: *Genetic algorithms and their applications*, WNT 1998 (in Polish).

[3] Jacob C.: *Stochastic Search Methods, Intelligent Data Analysis*, p. 351-401, ed. Berthold M., Springer-Verlag Heidelberg – Berlin 2003.

[4] Jordan M.: *What are orbit plots, anyway*, Orbit 1993, vol. 14, no 4, p. 8-15.

[5] Kowalczuk Z., Białaszewski T.: *Genetic algorithms in multioptimalization of detection observers*, Process Diagnostics. Models, AI Methods, Applications, p. 465-512, ed. Korbicz J., Kościelny J. M., Kowalczuk Z., Cholewa W., PWN Warszawa 2002 (in Polish).

[6] Ponisch A., Azzaro-Pantel C., Domenech S., Pibouleau L.: *Some Guidelines for Genetic Algorithm Implementation in MINLP Batch Plant Design Problem*, [in] Advances in Metaheuristics for Hard Optimisation, p. 230-315, ed. Siarry P.. Michalewicz Z., Springer-Verlag Heidelberg - Berlin, 2008.

[7] Ronald S.: *Robust Encodings in Genetic Algorithms*: A Survey of Encoding Issues, IEEE International Conference on Evolutionary Computation, p. 43-48, April 1997.

[8] Rutkowski L.: *Methods and techniques of AI*, WNT 2005 (in Polish).

[9] Timofiejczuk A.: Identification *of associative rules with the use of evolutionary algorithm*. Symposium "Machinery Diagnostics", Węgierska Górka 2007 (in Polish).

[10] Timofiejczuk A.: *A concept of context-based inference in technical diagnostics*, CAMES no 12, p. 267 – 277, 2005.

[11] Timofiejczuk A.: *Methods of non-stationary signal analysis*, Publishing House of Silesian University of Technology, Gliwice 2004 (in Polish).

[12] Timofiejczuk A.: *Application of image analysis to identification of changes of features of diagnostic signals*, Symposium "Machinery Diagnostics", Węgierska Górka 2002. (in Polish)

[13] Timofiejczuk A.: *Visualization of time-frequency characteristics in layered plot form*., Symposium "Machinery Diagnostics", Węgierska Górka 1996 (in Polish).

[14] Wysogląd B.: Methods *of representation of shaft vibration in diagnostic databases*. Publishing House of Silesian University of Technology, Gliwice 1996 (in Polish).

Dr inż. Anna TIMOFIEJCZUK

Silesian Univeristy of Technology
Faculty of Mechanical Engineering
Konarskiego Street 18a
44-100 GLiwice, Poland
e-mail: anna.timofiejczuk@polsl.pl

Andrzej JURKIEWICZ
Piotr MICEK
Marcin APOSTOŁ
Dariusz GRZYBEK

KOMPLEKSOWE BADANIA ELEMENTÓW SYSTEMU SPRĘŻAJĄCEGO JAKO PODSTAWA BEZPIECZEŃSTWA SPRĘŻONEJ KONSTRUKCJI

COMPLEX TESTING OF THE PRESTRESSING SYSTEM ELEMENTS AS THE BASE OF PRESTRESSED STRUCTURE SAFETY

Artykuł jest kontynuacją problematyki prezentowanej w artykule „O potrzebie monitorowania procesu sprężania konstrukcji mostowych". Opisany system monitorowania i rejestracji przebiegów sił sprężających i wydłużeń był przeznaczony do pracy w fazie wytwarzania konstrukcji (podczas procesu sprężania). Zapewnienie jakości i bezpieczeństwa sprężonej konstrukcji wymaga również prowadzenia badań elementów systemu sprężającego. Każdy z elementów sprężającego systemu ma wpływ na jakość konstrukcji, ale niektóre z tych elementów mają decydujące znaczenie. Rodzaje i metodologia takich badań są prezentowane w ETAG 13. Jednak prowadzenie takich badań wymaga skomplikowanego stanowiska badawczego. Artykuł prezentuje konstrukcje elementów systemu sprężającego ASIN oraz szczegółowe badania wynikające z instrukcji zawartych w ETAG 13. Instrukcje te obejmują badania zakotwień: badania wytrzymałości statycznej, badania wytrzymałości zmęczeniowej, badania poślizgu, badania strat siły sprężającej wynikających z tarcia. Oprócz badań zakotwień, badania powinny objąć również: cięgna, osłony kanałów, specjalne materiały do wypełnienia wewnętrznych przestrzeni kanałowych. Stanowisko badawcze zostało zbudowane do prowadzenia takich badań. Wytyczne zawarte w ETAG 13 określają ocenę przydatności systemu sprężającego. Na tym polu istotnymi czynnikami są: wytrzymałość mechaniczna, bezpieczeństwo z zapewnieniem bezpieczeństwa pożarowego, ochrona zdrowia, ochrona środowiska, oszczędność energii. System sprężania ASIN, który został opracowany przez pracowników Katedry Automatyzacji Procesów spełnia wymagania ETAG 13. Przykładowe wyniki badań tego systemu z ich oceną są prezentowane w artykule.

Słowa kluczowe: *konstrukcje sprężone, system sprężania, monitorowanie.*

This article is a continuation of the problem presented in article "About the need of the monitoring of the bridge construction prestressing process". The described system of the monitoring and registration of a prestressing forces and elongations courses was destined to the building stage (during prestressing process). A quality and safety assurance of the prestressed structure require also a leading of the testing of prestressing system elements. Each of the elements of prestressing system have influence on the structure quality but some of it have main meaning. A kind and a methodology of such testing are presented in ETAG 13. The leading of such complex research requires a sophisticated laboratory stand. This article presents the elements structures of ASIN prestressing system as well as the detailed researches according to ETAG 13 instructions. This instructions contain a anchorage testing: static strength researches, fatigue strength researches, a slop researches, a researches of force losses from friction. Apart from anchorage testing, researches should also contain a testing of the cable, a testing of the canals shields, a testing of the shield pipes, a testing of the special material to a filling of internal canals space. The laboratory stand was built to the leading of such complex testing. The instructions of ETAG 13 define the assessment of the suitability of the prestressing system. In this field the most important factors are following: a mechanical strength, a system safety with fire safety assurance, a health protection, a environment protection, a energy saving. ASIN prestressing system, which was elaborated by employees of Department of Process Control, fulfil ETAG 13 requirements. A exemplary researches results with its assessments are presented in this article.

Keywords: *prestressing, post-tensioning system, monitoring.*

1. Introduction

Works on sliding and prestressing of pre- and post-tensioned concrete constructions original technology are leading in Department of Process Control since 1992. Intensive basic researches resulted in creating of system which includes both tensioning and transporting units as well as interacting with them grips and anchorage series of types. In connection with signing by Poland, European Committee association agreement, as a precondition of prestressing technology development is existence of research laboratory allowing to carrying out static and fatigue tests of all system components. Because testing of anchor blocks of one type in laboratories of Western Europe concerns are very expensive, so that there were decision about making proper research laboratory.

2. Research of the elements of prestressing system

2.1. Static load tests

The anchored tendon (fig. 1) is stressed at one end with representative equipment comparable to the one used on construction site in steps corresponding to 20%, 40%,60% and 80% of the characteristic tensile strength of the tensile elements. The load is increased at a constant rate corresponding to about 100 MPa per minute.

At 80% level, the load is transferred from the equipment to the anchorage and test rig. It is then held constant at 80% level for one and two hours for internal and external tendons, respectively.

Subsequently, the load is gradually increased for both tendon types with the test rig to failure at a maximum strain rate of 0.002 per minute till tendon scarifying [4].

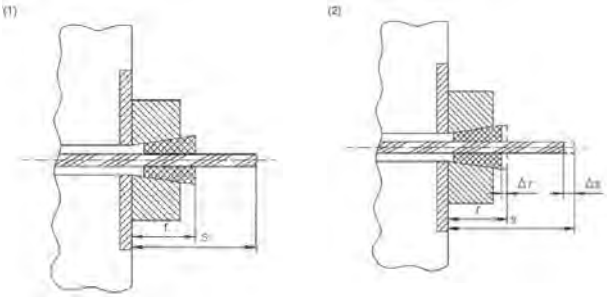


Fig. 1. Slides in the anchorage: a) anchorage before prestressing, b) anchorage after prestressing

2.2. Fatigue tests

The test shall be performed in a tensile testing machine with the pulsator at a constant load frequency of not more than 10 Hz, and with a constant upper load of 65% of the characteristic strength of the tensile elements.

Range of loads $\Delta F = max\ F - min\ F$ shall be maintained constant throughout the testing, at levels corresponding to 80 MPa stress amplitude in the tensile elements for 2 million cycles.

2.3. Load transfer to the structure

Specimen (fig. 2) is loaded by steps: 0.2 Fpk, 0.4 Fpk, 0.6 Fpk, and 0.8 Fpk.

After reaching the load 0.8 Fpk at least ten slow load cycles are to be performed, with 0.8 Fpk and 0.12 Fpk being the upper and the lower load limits, respectively (fig. 3).

Following cyclic loading, the specimen shall be loaded continuously to failure [4]. Measuring set-up for load transfer test is shown in fig. 4.

2.4. Test for friction losses in anchorages

The test specimen shall consist of a prismatic concrete beam (or another device) including the tensile elements, anchorage components including bearing plate, anchor head, wedges or as applicable for other methods of anchoring the tensile elements, etc as well as the jacks and manometers.

The test specimen is assembled in the rig machine according to the envisaged application using the components necessary for anchoring the tendon.

At least three successive loading and unloading cycles will be done, with the jack in its open/middle/closed position, respectively. The linear regression shall be determined from the 20% load level to the maximum load [4].

3. Elements of ASIN system ASIN

3.1. Anchors and anchor blocks

On the basis of Ayre model of contact effect of system string – anchoring jaw – bushing(disc) using the MES environment series of anchors and grips adjustment for post-tensioned technology for series of strings ∅7.8, ∅12.5, ∅15.5 [6]. Exemplary anchoring block is shown in fig. 5 and its application in the bridge construction building is shown in fig. 6.

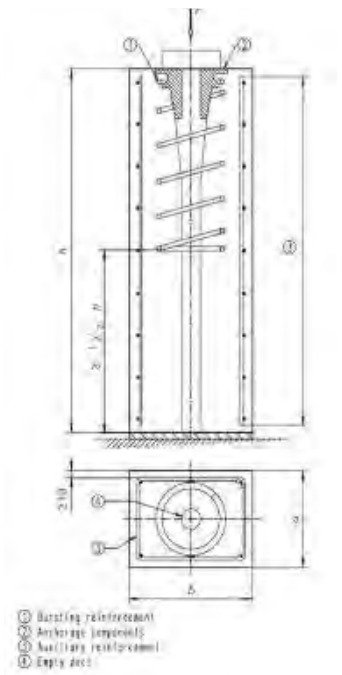


Fig. 2. Test specimen for load transfer test

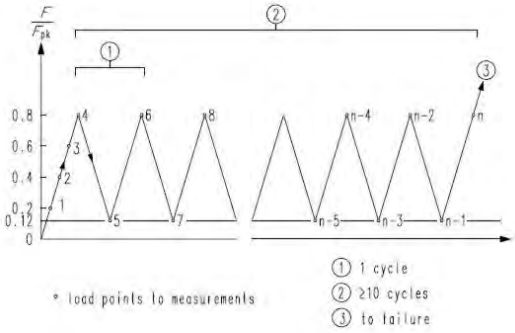


Fig. 3. Course of specimen load

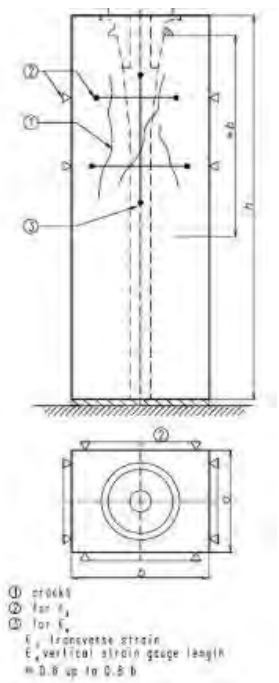


Fig. 4. Measuring set-up for load transfer test

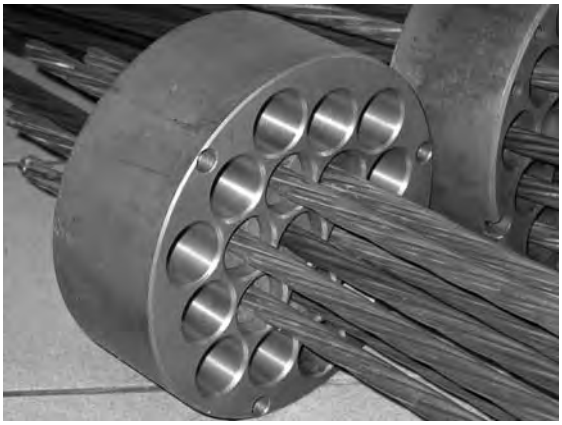


Fig. 5. Anchor blocks

Fig. 6. Application in bridge construction

3.2. Tensioning and transporting devices

Exemplary prestressing device is shown in fig. 7 and its application in the bridge construction building is shown in fig. 8 [6].

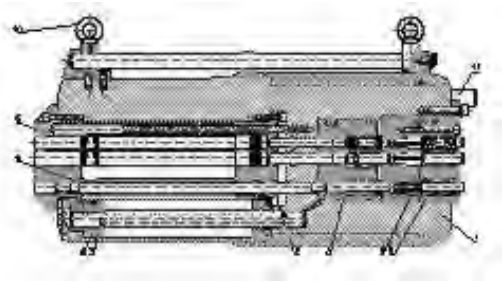


Fig. 7. Multi-cables press: 1 – major piston, 2 – cylinder, 3 – succor pistons, 4 – front block, 5 – front rosette, 6 – back rosette, 7 – disc of disanchor pistons, 8 – disc of inner jaws, 9 – pistons of the anchor external jaws (in the anchor block), 10 – respite, 11 – sensor of the protrusion of piston

3.3. Hydraulic driving and control unit

Requirements and assumptions:

1. ability of fluent steering of the aggregate's efficiency,
2. ability of steering of the working sequences from aggregate UNTM 13,

Fig. 8. Application in bridge construction

3. ability of steering of tensioning speed,
4. ability of stabilizing of the force in the tendon at a given level,
5. ability of choosing the way of steering, e-g: manual, servo-automatic, automatic (depending on the requirement),
6. ability of the registration of the selected parameters of work.

The hydraulic unit, which fulfill mentioned above assumption is shown in fig. 9 and its application in the bridge construction building is shown in fig. 10 [6].

Fig. 9. Hydraulic unit

Fig. 10. Application in bridge construction

4. Laboratory stand

Taking assumptions of fulfilling conditions included in valid standards during project stage for laboratory stand were the basic problem. Those requirements apply not only to construction of the stand but also stand working conditions. In according with recommendations of research institutes looking after laboratory certification assumptions and working conditions were established:

- construction should transmit force of ca. 8000kN, what is imposing by the force needed to break full cable (in our case for 19 strings with maximum breaking force 350kN),
- maximum linear displacement of the stand during maximum load shouldn't exceed 0.8mm,
- stand driving system (hydraulic unit) should be characterized by chokeless type of work (energy saving system – according to ISO 14000),
- stand construction and instrumentation should allow to lead static and dynamic (fatigue) tests of prestressing systems with needed precision.

On the basis of the above assumptions laboratory stand, which scheme is shown at figure 11 and 12, were design and made [5].

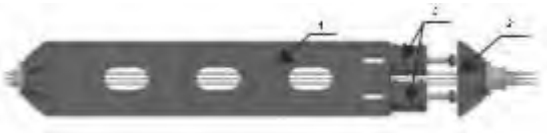


Fig. 11. Schema of laboratory stand: 1- body,2- hydraulic cylinders, 3 – moving disc

Fig. 12. General view of the test stand for pre-tensioned

5. Laboratory research

Testing of force distribution in the cable is conducted by individual sensors ts20 (fig.13).

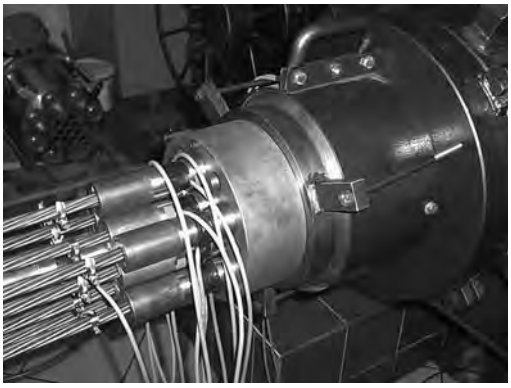


Fig. 13. View of sensor localization

Strength researches of the anchoring block was conducted at the design level of new anchoring blocks. Exemplary researched anchoring block is shown in fig. 14.

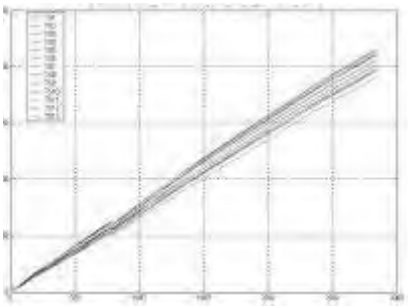


Fig. 14. Distribution of the force in cable

Individual anchorage of ASIN 45 with the force sensor of TS20 were set up at active side of laboratory stand. Anchoring block of ASIN 13 was set up at passive side of laboratory stand. 13 strand of characteristic load capacity of 279 kN were used in this research. Jaws in grips were preliminary anchored by force of 10 kN. Extensometers of EA-06-120LZ-120 were glued on the anchoring block (fig. 15). The extensometers were connected to full bridge system and were connected with measurement system of Spider 8. The value of stresses, which were obtained in the research are presented in fig. 16.

Fig. 15. Research of the anchoring block

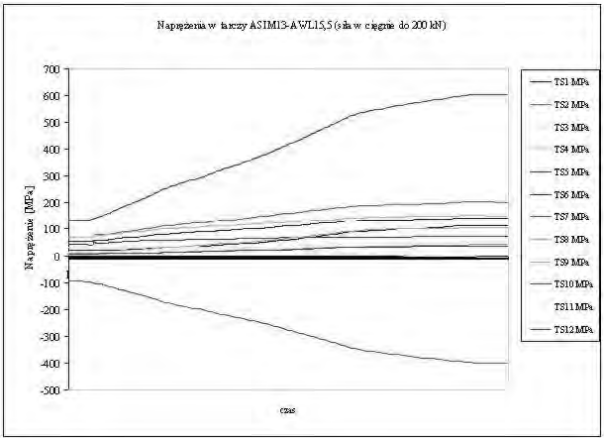


Fig. 16. Distribution of stresses in the anchoring block

Obtained laboratory results of stresses were used to a verification of a simulation model of the anchoring block, which was made in FEM [2] (fig. 17).

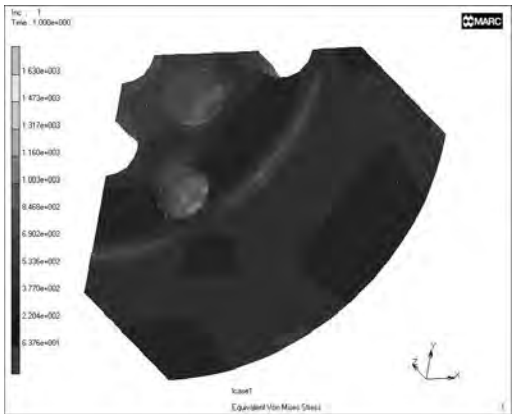


Fig. 17. Distribution of stresses in the anchoring block

Tracing of the prestressing force losses, which were caused by a friction between cable and shield, was made in real construction (fig. 18), which enables a taking into consideration real conditions during prestressing process.

Fig. 18. Research of the prestressing force losses

The researches include the measurements of the forces at passive and active sides. Coefficients of the frictions for a linear segments and bends were defined by iterative method [1,3] (fig. 19).

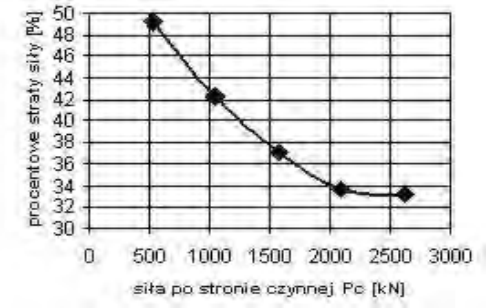


Fig. 19. Distribution of prestressing force losses

6. Conclusions

1. The quality of the prestressing system elements decides about an operating characteristics of prestressed structure. This quality can be checked by specific testings:
   - testing of the static strength of anchorage-jaw-tendon system,
   - fatigue testing
   - testing of system characteristics such as: friction coefficients, slides, prestressing devices characteristics.
2. Testing of elements of prestressing systems (such as static load testing) can be a base of prestressed construction safety if this testings are conducted in the conditions simulating work of tested elements in real constructions.
3. Creation of such conditions demand building special stands. These stands have to enable an obtaining of high values of parameters, for example: force needed to testing anchorage is dependant on a number of tendon which are anchored. The needed force to scarifying one tendon amounts to 350 kN. Hence, if the research includes the testing of anchorage of 31, the needed force amounts to 31 x 350 kN = 10850 kN.

7. References

[1] Ajdukiewicz A., Mames J.: *Betonowe konstrukcje sprężone*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Gliwice 2001.
[2] Aparicio A.C., Casas J.R., Ramos G.: *Computer aided design of prestressed concrete highway bridges*. Computers&Structures 1996, vol. 60, issue 6, s. 957-969.
[3] Benaim R.: *The design of prestressed concrete Bridges. Concepts and principles*. Taylor & Francis. London and New York 2008.
[4] ETAG 013 „Zestawy zakotwień i cięgien do sprężania konstrukcji". European Organization for Technical Approvals.
[5] Jurkiewicz A.: *Laboratory stand for ASIN type anchor blocks research for prestressed post-tensioned concrete technology, legal with Euro codes and Euro norm*. International Carpathian Control Conference ICCC'2001, Krynica 2001, s.519-524.
[6] Jurkiewicz A., Micek P., Mularz S.: *Technologia sprężania i nasuwania konstrukcji mostowych – badania*. Pomiary, Automatyka, Kontrola 2003, nr 5, str. 14-18.

Dr inż. Andrzej JURKIEWICZ
Dr inż. Piotr MICEK
Mgr inż. Marcin APOSTOŁ
Mgr inż. Dariusz GRZYBEK
Department of Process Control
AGH University of Science and Technology
Kraków, Poland,
Tel/fax: 0048 12 617 30 80
e-mail: jurkand@agh.edu.pl

Andrzej KATUNIN
Wojciech MOCZULSKI

KONCEPCJA METODOLOGII OCENY STOPNIA DEGRADACJI LAMINATÓW

THE CONCEPTION OF A METHODOLOGY OF DEGRADATION DEGREE EVALUATION OF LAMINATES

Praca dotyczy detekcji i identyfikacji uszkodzeń w elementach maszyn z laminatów oraz prognozowania ich propagacji podczas pracy elementu. Rozpatruje się dwa przypadki uszkodzeń: delaminacje i nieciągłość włókien zbrojących. Przy modelowaniu rozpartuje się dwa przypadki modeli: płytę kołową utwierdzoną na brzegu oraz belkę wspornikową. Materiałem modeli oraz próbek jest transwersalnie izotropowy laminat. W piewszej fazie badań są budowane modele matematyczne dla identyfikacji częstości podstawowej drgań dla płyty i belki i weryfikowane na podstawie modeli MES oraz eksperymentu. W kolejnej fazie badań najpierw jest przeprowadzana analiza zmęczeniowa belki dla określenia parametrów obciążenia i liczby cykli do wystąpienia uszkodzeń. Budowany jest także model numeryczny do termomechanicznej analizy sprzężonej w celu identyfikacji optymalnej częstości wymuszenia w teście zmęczeniowym z uwzględnieniem temperatury samowzbudnej powstającej między warstwami na skutek tarcia. Podczas testu zmęczeniowego jest mierzona siła wymuszenia, przemieszczenia i temperatura samowzbudna, a tażle zliczana jest liczba cykli. Na podstawie badań można wnioskować o wpływie uszkodzeń i ich propagacji na cykl życia laminatu.

Słowa kluczowe: *diagnostyka laminatów, modelowanie MES, temperatura samowzbudna.*

This paper aims at recognizing and classifying faults in laminate elements of machines and predicting propagation of faults during operation of the element. In the pre-processing phase we built mathematical models of identification of the first natural frequency for the plate and beam and then verified it using the frequency numerical analysis based on FEM and the experiment. During the processing phase the fatigue test must take place. First the element is analysed in the fatigue numerical analysis in order to identify the parameters of loading and the number of cycles before crack initialization. Also at this time we are able to analyse the thermal mechanical coupling. This analysis is needed to identify the optimal loading frequency in the fatigue experimental test whilst considering the self-activating temperature between laminas in the laminate evoked by friction. In fatigue test the loading force, displacements and self-activating temperature are measured and the number of cycles is counted. Also we can conclude about the influence of the faults and its propagation to the life cycle of laminate.

Keywords: *diagnosis of laminates, FEM modelling, self-activating temperature.*

1. Introduction

The laminates are used in many different branches like automotive, aerospace, shipbuilding etc. Nowadays, laminate materials are used even for most responsible parts of machinery and equipment, such as fan blades of turbojet engines, propeller blades, basic parts of car bodies, and other. Therefore, their behavior in different conditions, especially in varying application environment and workloads, must be predictable. This problem becomes more complicated, when the part concerned contains defects and faults. It is necessary to decide whether the part must be repaired or it must be substituted. The decisions could be made in situations, when the rheological properties and behavior of composite material and parts made of it are sufficiently well known.

Therefore, we need to carryout a comprehensive research involving several tests. In this paper we focus our attention on modeling natural frequency of vibrations, fundamental fatigue test and detecting the character of variability of self-activating temperature in the laminate of exemplary design. These factors are involved in the most important criteria for evaluating the life cycle of investigated laminate.

The paper is organized as follows. In the next section we deal with problem description, taking into account a particular design of the laminate composite. Further on, we give an overview of techniques used to-date for detecting faults in laminates. Then we provide an outline of the own method of detecting faults in the laminates, which combines two approaches: the experimental one and the other complementary one taking advantage of modeling the behavior by means of FEM. Then we present selected results obtained in the course of investigations in the Department. Finally, we conclude and give some ideas concerning future work.

2. Problem description

The subject of research is the 24-layered symmetric laminate with epoxy matrix and glass fiber reinforcement. The material model of it is transversal isotropic or "in-plane": layers of laminate can be described by structural formula $[0/60/-60/-60/60/0]_{4S}$. This model gives some mechanical and technological advantages and permits to construct composite elements easier with no loosing the stiffness and lightweight of construction. Also, the transversal isotropic model can be described by comparatively simple mathematical model, which allows simply describing the behavior of the composite material..

The modern composite parts are becoming "intelligent structures", which can be understood as a structure capable of

carrying out measurements, and actuating systems, sometimes – operating systems, which gives the opportunity of autonomous reaction to loading of the elements. The newest integrated systems can even prevent the faults and its propagation using the influence on material stiffness and even damping.

The research problem, which the authors are going to discuss in this paper concerned answers to the questions as follows:

1. Which methods and techniques can be used for detection and location of faults in composite parts?
2. How the degradation degree of the investigated element during its exploitation can be evaluated?

The subject of research is to try defining the methodology with some additional conditions as follows:

- The methods and techniques used must give the opportunity to detect the degradation of composite elements and possibly must be non-destructive;
- The element under evaluation should operate in its normal way.

3. Techniques used to-date

Mechanical degradation processes of polymer composites are conduced to changing the material structure in local and global ranges. These changes have different forms: cracks of matrix and reinforcement, adhesive cracks, delaminations etc. The plastic deformations, changing the properties of composite elements can also take place. In case of degradation caused by long-term static and fatigue loading with approximately homogenous distribution over the volume of the part, changes of structure cover large areas. The propagation can be observed in a macroscopic scale. Decrease of stiffness coefficients and strength factors and increase of friction characteristics may take place.

The degradation degree evaluation can be processed by [1]:

- measurement of values of material stiffness coefficients,
- measurement of geometrical characteristics of dominated crack types,
- evaluation of permanent strength and fatigue.

The oldest method for controlling composite parts quality is tap test consisting in knocking the composite by special hummer and interpreting the obtained response. It gives the opportunity to detect voids in structure. The sensitivity of the method decreases with increasing depth of fault [6].

The next group of methods, which is used for detection of faults in composites, is created by ultrasound resonance techniques based on resonance vibrations measurement of the investigated structure. A piezoelectric sensor is activated for vibrations by sinusoidal tension and leads into material continuous wave, which repulse from its surface and is being amplified or damped. The amplitude and phase of vibrations on the surface of material depends on stiffness module and thickness of material under sensor. In case when delamination takes place the effective thickness of material decreases, which changes the amplitude and phase of the vibrations. These changes can be observed by the measurement system as a change of electrical impedance of the piezoelectric sensor. By scaling the system on the specimens it could be possible to define the range of vibration parameters for acceptable and inacceptable areas of the composite. Sensitivity and accuracy of the method decreased with increasing depth of faults under surface [6].

The newest techniques in composite research are thermography and inteferometry. The thermography method is based on impulse heating the composite surface and observing the changes of temperature distribution on surface using termovision camera. Areas, which contain delaminations, loose heat slowly. Based on distribution and dynamics of changes it can be possible to localize dimensions and depth of delaminations and other types of faults [6].

Interferometric techniques are based on laser light interference for showing small deformations of material surface under constraint mechanical loads influence. The typical method of loading composite materials consists in creating an underpressure on the surface using special suckers. In consequence pressure differences between pressure inside delaminations and air outside composite areas are swelled. Those deformations can be illustrated on holographic images by series of interference peaks around swelled areas. The thermographic and interferometric techniques can be successfully applied for control measurement. Its fundamental advantage is a possibility of quick research of large single-sided available areas without the need to breakup elements.

4. Conception of proceeding

The two types of models are considered: a thin circular clamped plate and cantilever beam, which were made from 24-layered epoxy based composite whose layers have been rotated according to the global coordinate system.

In investigated research the following algorithm of proceeding is proposed. In the pre-processing phase natural frequencies of vibrations of the investigated models based on a theoretical model (using Cauchy's influence function method for the plate and Timoshenko's formulas for the beam) were investigated. Then, obtained results were compared with the ones obtained using the numerical model based on FEM and the experimental results. FEM modeling was accomplished in MSC.Patran/Nastran. The models were created using 2D shell elements and material properties were defined in the Laminate Modeler module, which transforms inputted material constants and angles of rotating to the whole material. In the experiment the natural frequencies of model were identified using piezoelectric sensor placed in the center of the plate and on the actuation pipe in the beam case and computer vibrations analyzer KSD-400 with PC. Also in the experiment the problem of detecting faults was investigated. The experimental faults are assessed and if the first natural frequency value is near the theoretical value of the natural frequency it can be concluded that the faults do not occur in the tested element. However, if the values significantly differ then the research must be continued to reveal reasons of the differences.

In the processing phase the fatigue test must take place. Firstly, the fatigue numerical analysis was carried out in order to locate the most subjected faults places. The fatigue module from CosmosWorks was used for the analysis. The beam was modeled as one solid, and material properties were averaged. During the complete simulation corresponding to 10^7 cycles the model was subject to the point load. The self-activated temperature in the laminate was also investigated. The respective model was prepared and analyzed in MSC.Marc/Mentat. There were 24 deformable bodies (modeled as laminate laminas) with "touching" contact, which allows to model displacements between

the laminas and friction between them. Contact with friction was based on the stick-slip method and Coulomb model. Material properties were defined using the anisotropic model by respective definition of the matrix of elastic coefficients. It allows defining true transversal isotropic material for the model. Then, the model was meshed using solid elements with shell properties for eliminating big differences between element dimensions. Mechanical boundary conditions were defined as a fixed displacement on the first side of the beam and a varying sinusoidal force on the other side. Thermal boundary conditions were defined as plastic heat generation. Then, initial conditions were defined as the initial temperature 293 K for the whole model. The analysis type was defined as thermo-mechanically coupled and calculations were made using the full Newton-Raphson iterative algorithm. After this research the fatigue test has been carried out. In this test we measured the temperature continuously using a termovision camera, loading force measured by a force gauge, and determined material properties using a laser scanning vibrometer and modal analysis. A crack and its propagation is discovered using ultrasound measurements.

In the post-processing phase we can conclude about and evaluate degradation degree of the investigated laminate. The data from modeling and experiments is the basis for creating a new fatigue mathematical model with consideration of faults propagation and self-activating temperature.

5. Results obtained to-date

In the research the analytical model of natural frequency vibrations for transversal isotropic plate was developed. The clamped circular plate with the radius R, flexural rigidity D_0 and constant thickness was considered (in isotropic case) [3]:

$$D_0 = \frac{Eh_0^3}{12\left(1-\nu^2\right)} \tag{1}$$

ν – Poisson's ratio, E – Young's flexural modulus.

The investigation of free axi-symmetrical vibrations of a plate consists of the boundary problem [3]:

$$L_0[u] - pr^{-\frac{2}{3}m} u = 0 \qquad p = \frac{\rho h_0}{D_0} R^{\frac{2}{3}m} \omega^2 \tag{2}$$

$$u(R) = 0 \qquad u'(R) = 0 \tag{3}$$

$$L_0[u] \equiv u^{IV} + 2r^{-1}(m+1)u^{III} + r^{-2}(m^2+m)u^{II} \tag{4}$$

where: u – flexural amplitude, $u=u(r)$, ρ – density, ω – frequency parameter.

In the transversal isotropy case the flexural rigidity (1) becomes a matrix (5) [2]:

$$[D] = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & 0 \\ D_{21} & D_{22} & 0 \\ 0 & 0 & D_{33} \end{bmatrix} \tag{5}$$

where [8]:

$$D_{ij} = \frac{1}{3}\sum_{k=1}^{n}\left\{Q_{ij}\right\}_k \left(z_k^3 - z_{k-1}^3\right) \tag{6}$$

where z is a distance from the investigated lamina to the axis of symmetry of the laminate. The elasticity matrix Q can be displayed as:

$$\left[\bar{Q}\right] = \begin{bmatrix} \frac{E_1}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & \frac{\nu_{21}E_2}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ \frac{\nu_{21}E_2}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & \frac{E_2}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ 0 & 0 & G \end{bmatrix} \tag{7}$$

When angles of rotation were taken into consideration we had to use the cosines matrix, which transforms material properties for tho layers into direction different that 0^0.

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos^2\theta & \sin^2\theta & 2\sin\theta\cos\theta \\ \sin^2\theta & \cos^2\theta & -2\sin\theta\cos\theta \\ -\sin\theta\cos\theta & \sin\theta\cos\theta & \cos^2\theta - \sin^2\theta \end{bmatrix} \tag{8}$$

After taking into consideration formulas (5)-(8) it can be possible to obtain the dependence for rigidity of a lamina (9):

$$\left[D_{ij}\right]_k = [T][Q][T]^T \left(z_k^3 - z_{k-1}^3\right) \tag{9}$$

and the rigidity of the whole laminate [4]:

$$D = \sum_{k=1}^{n}\left(\frac{D_{11}+D_{22}}{2}\right)_k \tag{10}$$

which can be presented as a sum of averaged rigidities of laminas. Finally, the first natural frequency can be calculated as:

$$\omega_1 = \gamma_{\pm}\frac{1}{R^2}\sqrt{\frac{D_0}{\rho h_0}} \tag{11}$$

For the cantilever beam the Timoshenko's formulas were used [7]:

$$\omega_1 = \frac{\lambda_1}{L^2}\sqrt{\frac{D}{\rho h}} \tag{12}$$

where: L is a length of the beam. $L = a$.

$$\lambda_1 = 3{,}52 - 0{,}0967\beta + 0{,}03\beta^2 - 0{,}00476\beta^3 \tag{13}$$

$$\beta = \frac{b}{a} \tag{14}$$

Then, analytical models were verified using FEM. Normal modes maps are shown in Fig. 1. and Fig. 2.

Then, results of the models were verified experimentally using resonance method, computer vibration analyzer and FFT method. Results of comparison are shown in Table 1.

Table 1. Comparison of obtained results

Model	Analytical method	Numer. method	Experim. method	Error
Units	f_{t1} [Hz]	f_{t2} [Hz]	f_e [Hz]	Δ [%]
Plate	213,46	220,91	218,95	2,57
Beam	17,824	17,534	17,996	0,96

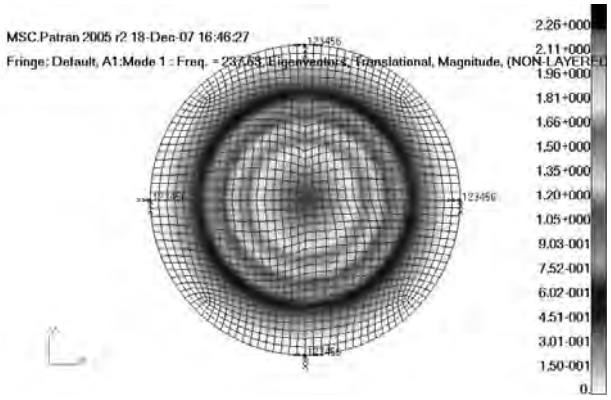


Fig. 1. Map of the normal mode of the laminate plate

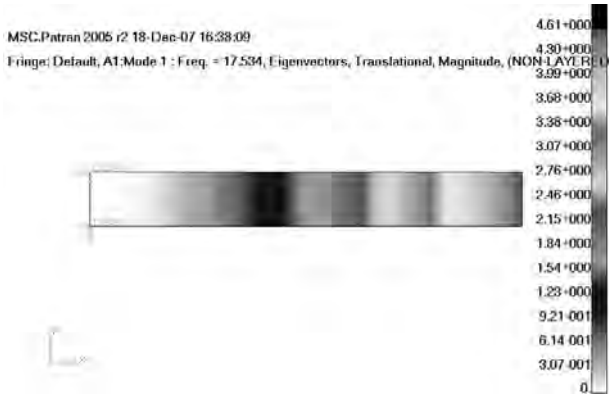


Fig. 2. Map of the normal mode of the laminate beam

In the experiment natural frequencies of samples with and without faults were investigated. Results are shown in Table 2 and Table 3.

Tab. 2. Comparison of the experimental results of the plate

Without faults	*With faults*	*Error*
f_1 *[Hz]*	f_{1f} *[Hz]*	Δ *[%]*
218,95	*236,94*	*8,22*

Then, the results from fatigue numerical analysis were obtained. The life cycle map is shown in Fig. 3.

The glass transition temperature of epoxy of a laminate was obtained using DSC 822^e Mettler Toledo by differential scanning calorimetry method. An analysis showed, that the first glass transition temperature of epoxy is equal to 54,09 ^{0}C.

Based on these results the numerical thermo-mechanical coupled analysis was carried out. The aim of the analysis was to investigate the character of increasing the self-activating temperature to the glass transition temperature and to evaluate the number of cycles to the transition. The number of time steps in the analysis was 4000, corresponding to 1000 seconds and processed in 26090 computational cycles. In the Fig. 4. the map of the self-activating temperature after 1000 seconds was presented and in Fig. 5. the temperature increasing of each lamina was shown (node numbers are equaled to maximal temperature in laminas).

After analysis an increase of the temperature to 293,08 K was observed. As the results show, we cannot make any conclusions based on this temperature. Furthermore, the analysis itself requires very long time to complete, thus it is infeasible for the computer resources available to the authors. Therefore, an approximation of the obtained results was needed. For the approximation the Optimization model from Maple was used. We took into consideration the maximal obtained temperature (in the 6th layer). Then, the obtained results were inputted to Maple workspace and the approximation function was modeled by formula (15) [5]:

$$T=a-b\exp(-cn) \tag{15}$$

where: a, b, c – constants, n – number of cycles.

Tab. 3. Comparison of the experimental results of the beam

Without faults	*Delami-nation*	*Fiber discontin.*	*Error* $f_1 - f_{1d}$	*Error* $f_1 - f_{1fd}$
f_1 *[Hz]*	f_{1d} *[Hz]*	f_{1fd} *[Hz]*	Δ_1 *[%]*	Δ_2 *[%]*
17,996	*22,994*	*26,993*	*27,77*	*49,99*

Fig. 3. Life cycle fatigue map of the laminate beam

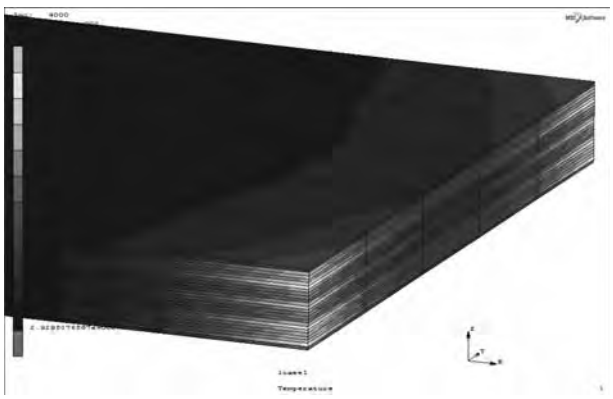


Fig. 4. Map of self-activating temperature after 1000 seconds

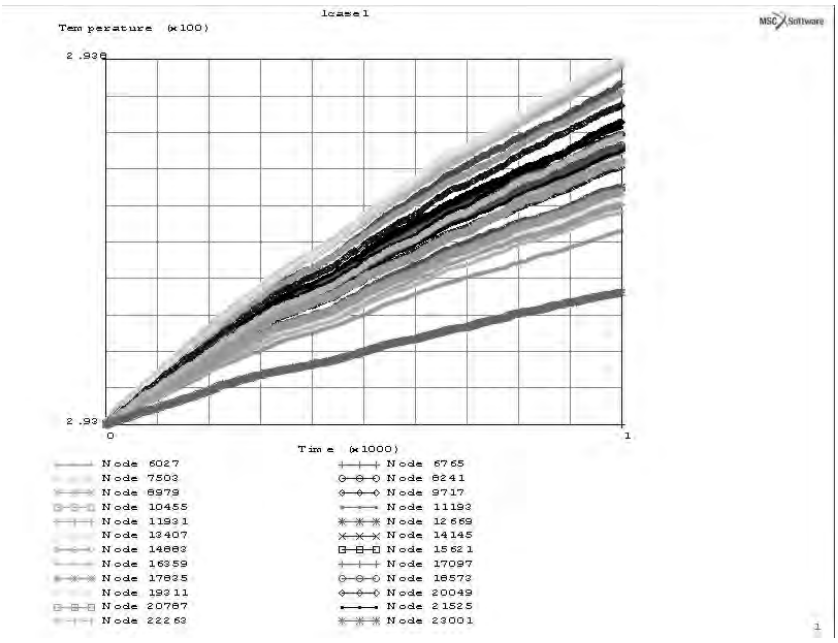


Fig. 5. Temperature increasing in laminas after 1000 seconds

After generation of residues the LLSolve function, was applied, which approximates using least squares method. The obtained characteristics was presented by formula (16) and illustrated in Fig. 6.

$$T=327{,}04-34{,}04\exp(-0{,}000024n) \qquad (16)$$

Then, the approximation results were compared with the results obtained from numerical modeling. The maximal error was near 0,02% (Fig. 7).

The glass transition temperature was achieved after approximately 560000 cycles based on approximation model.

6. Summary and conclusions

The subjects of research were two composite structures: circular clamped plate and cantilever beam. Both the theoretical models and samples from transversal isotropic laminate were investigated.

Comparison of natural frequencies of vibrations of the plate and beam presented in Table 1. shows, that errors of comparison between theoretical and experimental results are low: 2,57% in the plate case and 0,96% in the beam case. Therefore, the presented theoretical model can be applied for obtaining natural frequencies of the models. Also, it can be applied for detecting faults in laminates, however, the theoretical model cannot be applicable for microfaults, because it needs a different method of signal processing, e.g. Wavelet transform.

The point of fatigue numerical analysis is to identify load condition and the number of cycles when cracks initiation takes place.

The results obtained from DSC analysis show that the first glass transition temperature is approximately low for the investigated laminate. After the glass transition the rheological model changes from elastic to viscoelastic one. For the laminate the transition point can be often a critical work border. However, many parts of machines work in conditions, when the transition

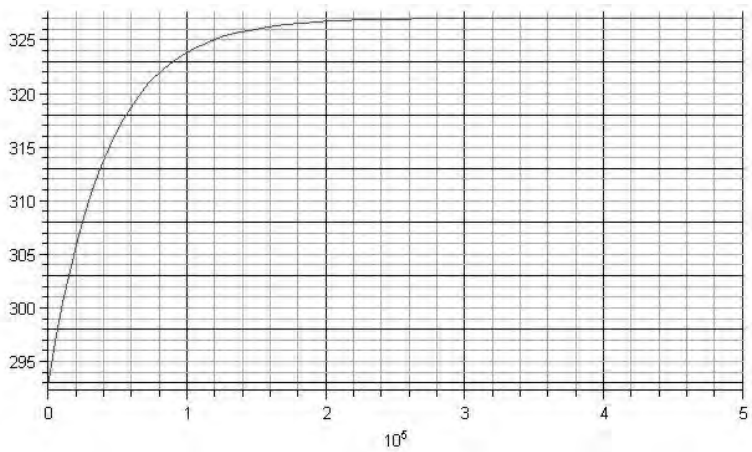


Fig. 6. Self-activating temperature characteristics obtained by means of approximation

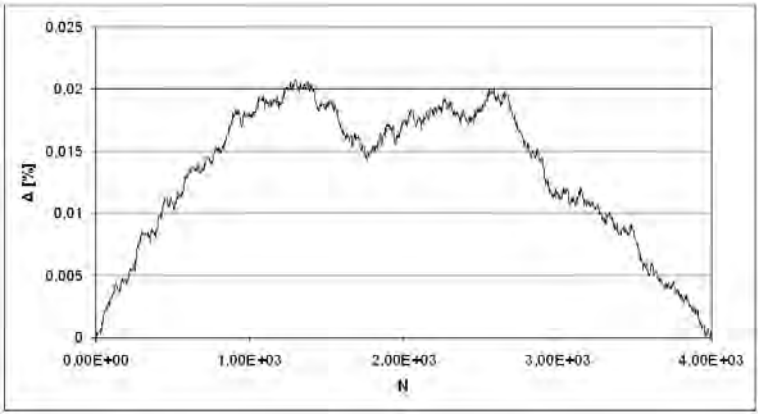


Fig. 7. Approximation error

takes place. Therefore, it is necessary to know the behavior of laminate during self-activating temperature increase, especially during the transition and after transition.

By means of the thermo-mechanical numerical analysis of the self-activating temperature we can obtain an approximative number of cycles till transition. Based on this data we can collate the loading force in the experiment. Also, self-activating temperature characteristics gives an opportunity to obtain a realistic model, which can be applied in fatigue, crack and delamination propagation numerical tests.

In the further research the numerical models of fatigue with self-activating temperatures and crack growth will be developed. Then, they will be verified experimentally, as it has been presented in Chapter 4. In the test three types of samples will be investigated: a sample without faults, sample with local delaminations and sample with discontinuity of reinforced fiber. After the experiment it can be possible to correct obtained numerical models and to conclude about degradation degree evaluation. Based on theoretical and experimental results the new mathematical fatigue model is likely to be developed.

The research is in progress now. Presented results in this paper determine the fundamentals for a new methodology of degradation degree evaluation in laminates.

7. References

[1] Bełzowski A.: *Degradacja mechaniczna kompozytów polimerowych. Metody oceny wytrzymałości długotrwałej i stopnia uszkodzenia*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002, 176 s.
[2] Hyla I., Śleziona J.: *Kompozyty. Elementy mechaniki i projektowania*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2004, 258 s.
[3] Jaroszewicz J., Zoryj L.: *Metody analizy drgań osiowosymetrycznych płyt kołowych z zastosowaniem funkcji wpływu Cauchy'ego*, Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 2005, 120 s.
[4] Katunin A.: *Modelowanie częstości drgań własnych płyty kołowej transwersalnie izotropowej*, II Studencka Konferencja Naukowa „Metody Komputerowe – 2008", Gliwice 2008, s. 17-20.
[5] Katunin A.: *O modelowaniu temperatury samowzbudnej w laminacie*, II Studencka Konferencja Naukowa „Metody Komputerowe – 2008", Gliwice 2008, s. 21-24.
[6] Mackiewicz S., Góra G.: *Ultradźwiękowe badania konstrukcji kompozytowych w przemyśle lotniczym*, XI Seminarium „Nieniszczące badania materiałów", Zakopane 2005.
[7] Pilker W.D.: *Formulas for stress, stain and structural matrices (2nd edition)*, John Wiley and Sons, 2005, 1571 p.
[8] Woźniak Cz. (red.): *Mechanika sprężystych płyt i powłok*, Mechanika Techniczna, VIII tom, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2001, 768 s.

Mgr inż. Andrzej KATUNIN
Prof. dr hab. inż. Wojciech MOCZULSKI
Department of Fundamentals of Machinery Design
Faculty of Mechanical Engineering
Silesian University of Technology
Konarskiego 18A, 44-100 Gliwice, Poland,
e-mail: andykatunin@yahoo.com, wm@polsl.pl,

Khachatur KYUREGHYAN

HAMOWANIE BEZPIECZEŃSTWA GÓRNICZEGO URZĄDZENIA WYCIĄGOWEGO Z ZASTOSOWANIEM LINIOWO NARASTAJĄCEJ WARTOŚCI SIŁY HAMOWANIA

EMERGENCY BRAKING OF MINING HOISTING DEVICE WITH THE USE OF LINEARLY GROWING VALUE OF BRAKING FORCE

Praca przedstawia analizę dynamiki stanu pracy górniczego urządzenia wyciągowego w warunkach hamowania bezpieczeństwa. Proces hamowania bezpieczeństwa przedstawiono za pomocą modelu mechanicznego z uwzględnieniem liniowo narastającej wartości siły hamowania zastosowanej do koła pędnego. Na podstawie modelu mechanicznego zapisano układ równań falowych dla przemieszczeń i odkształceń dowolnych przekrojów poprzecznych lin nośnych i wyrównawczych. Rozwiązanie analityczne układu równań pozwala na wyznaczenie zależności opisujących naprężenia w ustalonych przekrojach lin, wartości obciążenia liny nośnej w miejscu jej zejścia z koła pędnego oraz minimalny przedział czasu $t\epsilon<0;t_0)$ *w którym następuje wzrost wartości siły hamowania.*

Słowa kluczowe: *Urządzenie wyciągowe, równanie falowe, koło pędne, lina nośna, lina wyrównawcza.*

The project presents an analysis of operating condition dynamics of a mining hoisting device during emergency braking. The emergency braking process has been presented with the use of mechanical model with consideration to a linearly growing value of braking force used for Koeppe pulley. On the basis of the mechanical model there was written a system of wave equations for dislocations & strains of optional cross-sections of hoisting & balance ropes. The analytical solution of the equations system allows to determine dependences describing stress in fixed rope sections, value of hoisting rope load in the point of its aborting the Koepe pulley and minimum time interval $t\epsilon<0;t_0)$ *in which occurs increase of the braking force value.*

Keywords: *winding gear, wave equation, Koepe pulley, hoisting rope, balance rope.*

Wielkości fizyczne

M_0 - masa zredukowana części wirujących wyciągu (wliczone koło pędne, koła linowe, tworniki silników elektrycznych), [kg]
M_0 - masa naczynia skipowego z urobkiem (wliczona masa krótkiego odcinka liny nośnej między naczyniem a kołem pędnym), [kg]
M_2 - masa pustego naczynia skipowego znajdującego się w okolicach rząpiu (wliczona masa krótkiego odcinka liny wyrównawczej), [kg]
l_1 - długość lin nośnych między naczyniem górnym a kołem pędnym, [m]
γ - gęstość liniowa liny, [kg·m^{-1}]
AE - sztywność na skręcanie, [N]
a - prędkość rozchodzenia się fali, [m·s^{-1}]
V_0 - prędkość początkowa poruszania się naczyń skipowych, [m·s^{-1}]
k - współczynnik sprężystości, [N·m^{-1}]
t - czas, [s]
x - współrzędna przekroju poprzecznego liny nośnej, [m]
y - współrzędna przekroju poprzecznego liny wyrównawczej, [m]
$u(x,t)$ - przemieszczenie przekroju poprzecznego liny nośnej, [m]
$v(y,t)$ - przemieszczenie przekroju poprzecznego liny wyrównawczej, [m]
$Q_h(t)$ - siła hamująca przyłożona do masy M_0, [N]
Q_h - maksymalna wartość siły $Q_h(t)$, [N]

Oznaczenia indeksowe

W - wyrównawcza (lina)
N - nośna (lina)
h - hamująca (siła)
i - numer, $i\epsilon\mathbf{N}$

Physical quantities

M_0 - reduced mass of rotary hoist parts (included Koepe pulley, rope pulleys, electric motor armatures), [kg]
M_0 - mass of skip vessel with winning (included mass of a short section of hoisting rope between the vessel and the Koepe pulley), [kg]
M_2 - mass of the empty skip vessel situated near the shaft sump (included mass of a short section of the balance rope), [kg]
l_1 - length of hoisting ropes between the upper vessel and the Koepe pulley, [m]
γ - linear rope density, [kg·m^{-1}]
AE - torsional rigidity, [N]
a - velocity of wave propagation, [m·s^{-1}]
V_0 - initial velocity of the skip vessels, [m·s^{-1}]
k - coefficient of elasticity, [N·m^{-1}]
t - time, [s]
x - coordinate of hoisting rope cross-section, [m]
y - coordinate of balance rope cross-section, [m]
$u(x,t)$ - dislocation of hoisting rope cross-section, [m]
$v(y,t)$ - dislocation of balance rope cross-section, [m]
$Q_h(t)$ - braking force applied to mass M_0, [N]
Q_h - maximum force value of $Q_h(t)$, [N]

Indicators

W - balance (rope)
N - hoisting (rope)
h - braking (force)
i - number, $i\epsilon\mathbf{N}$

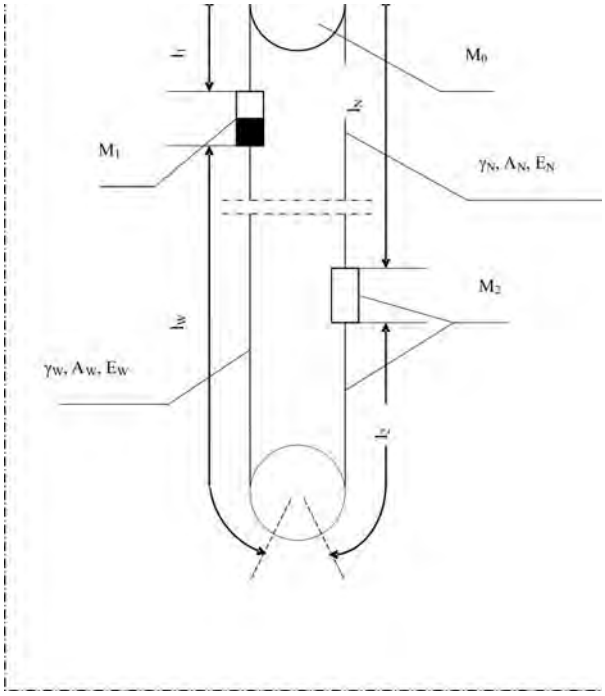
1. Wprowadzenie

W pracy rozważono fizyczny model wielolinowego urządzenia wyciągowego (rys. 1), w skład którego wchodzą koło pędne w układzie wieżowym, dwa naczynia skipowe, liny nośne i wyrównawcze. W cyklu normalnej pracy urządzenia w czasie załadunku jednego ze skipów drugi jest rozładowywany i odwrotnie, ponadto parametry kinematyczne układu w czasie podnoszenia naczynia załadunkowego są identyczne jak przy opuszczania naczynia pustego. Na cykl normalnej pracy opisanego urządzenia wyciągowego składają się następujące etapy:

1) załadunek,
2) rozruch z podszybia naczynia załadunkowego,
3) jazda ustalona naczynia pełnego,
4) hamowanie przy dojeździe do nadszybia,
5) wyładunek,
6) rozruch przy opuszczaniu pustego naczynia z nadszybia,
7) hamowanie przy dojeździe do podszybia.

Normalna praca, której schemat przedstawiono powyżej, w swoim cyklu regularnym nie zawiera hamowania bezpieczeństwa, jednak jest ono pod względem niezawodności eksploatacji urządzenia wyciągowego najważniejszym procesem stwarzającym największe zagrożenie, mogącym doprowadzić do sprzężenia ciernego liny na kole pędnym [2,6,11]. Zastosowanie takiego hamowania następuje w przypadku różnego rodzaju awarii w szybie górniczym i ma na celu jak najszybsze zatrzymanie ruchu naczyń skipowych. Jako początek procesu technicznego uważa się moment przyłożenia siły hamującej Q_h do koła pędnego wieży, proces trwa w trybie ciągłym do momentu całkowitego zatrzymania naczyń skipowych, oraz wszystkich elementów wyciągu znajdujących się w ruchu. Jak wynika z powyższego opisu proces hamowania bezpieczeństwa jako proces techniczny powinien być przewidziany do przeprowadzenia w każdej chwili normalnej pracy urządzenia, niezależnie od położenia naczyń skipowych, jednak, jak wskazano w [3,6,7] naprężenia i odkształcenia powstające w przekrojach poprzecznych elementów wyciągu nie są takie same [12]. Z technicznego punktu widzenia przeprowadzenie hamowania bezpieczeństwa jest najtrudniejsze w chwili powstawania największych odległości między naczyniami skipowymi M_1 i M_2, czyli gdy jedno z naczyń (z urobkiem) znajduje się w okolicy nadszybia a drugie (puste) w okolicy podszybia. Od momentu rozpoczęcia hamowania bezpieczeństwa stan pracy urządzenia wyciągowego nazywamy *awaryjnym*.

Rozważania teoretyczne zawarte w niniejszej pracy bazują głównie na modelu mechanicznym górniczego urządzenia wyciągowego zaproponowanym przez S. Wolnego [11,13,15] uwzględniającym różnorodność



Rys 1. Model urządzenia wyciągowego

Fig. 1. Model of the windig gear

1. Introduction

In the project the physical model of multi-rope hoisting device has been considered (Fig. 1). It consists of the Koepe pulley in tower system, two skip vessels, hoisting & balance ropes. In normal cycle of the device work during loading one skip, the second is being unloaded and the other way round. Moreover kinematic parameters of the system during lifting the loading vessel are identical like during lowering the empty vessel. The cycle of normal work of the mentioned hoisting device consists of the following stages:

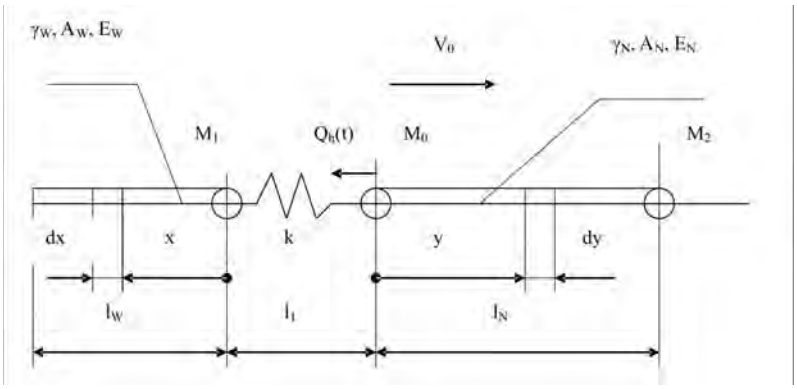
1) loading,
2) starting from pit bottom of the loading vessel,
3) fixed run of the full vessel,
4) braking while approaching the shaft top,
5) unloading,
6) starting while lowering the empty vessel from the shaft top,
7) braking while approaching the pit bottom.

Normal work, which scheme is presented above, in its regular cycle does not contain emergency braking. However regarding reliability of the hoisting device operating it is the most important process which makes the biggest threat and may lead to the rope frictional contact in the Koepe pulley [2,6,11]. Usage of this kind of braking occurs in case of various breakdowns in a pit shaft and its goal is to stop the skip vessels' movement as quickly as possible. The moment of applying braking force Q_h to the tower's Koepe pulley is considered as the beginning of the technical process. The process lasts in constant mode until the moment of complete stopping of skip vessels and all hoist elements being in motion. As results from the above description the emergency braking process as a technical process should be expected to carry out the normal device work at any time, regardless of the skip vessels location. However like it was stated in [3,6,7] stresses & strains appearing in cross-sections of the hoist elements are not identical [12]. From the technical point of view, carrying out emergency braking is the most difficult while appearing the biggest distances between skip vessels M_1 and M_2, so when one vessel (the one with the winning) is situated near the shaft top and the second one(empty) is near the pit bottom. From the starting moment of emergency braking the work condition of the hoisting device is called *emergency*.

Theoretical deliberations included in this work are based mainly on the mechanical model of a mining hoisting device suggested by S. Wolny [11,13,15] which takes into consideration diversity of mass distribution of the hoist elements (the discrete-constant model) and the elements keeping wave character of the examined technical process [4,15]. Moreover, the Wolny's model allows to examine

rozłożenia masy elementów wyciągu (model dyskretno-ciągły) oraz zachowującym falowy charakter badanego procesu technicznego [4,15]. Ponadto model Wolnego pozwala na rozpatrywanie procesu hamowania bezpieczeństwa na wyprostowanym schemacie modelowym (rys. 2) w dwóch ruchomych układach współrzędnych. Środki układów w momencie rozpoczęcia procesu hamowania (t=0) pokrywają się z masami skupionymi M_0 i M_1, odpowiednio i poruszają się stałą prędkością V_0 (prędkość początkowa naczyń skipowych).

the emergency braking process on the straight model scheme (Fig.2) in two moving co-ordinate systems. At the starting point of the braking process (t=0) the centres of the systems overlap with the concentrated masses M_0 & M_1 accordingly and they move with the constant velocity V_0 (initial velocity of the skip vessels).



Rys. 2. Model urządzenia wyciągowego: środki układów współrzędnych x i y w chwili t=0 pokrywają się z masami M_1 i M_0, oraz poruszają się stałą prędkością V_0

Fig. 2. Straight model scheme: At the starting point of the braking process (t=0) the centres of the systems overlap with the concentrated masses M_0 & M_1 accordingly, and they move with the constant velocity V_0

Odpowiednikiem matematycznym wyżej opisanego układu mechanicznego jest układ dwóch równań falowych zapisanych dla przemieszczeń i odkształceń poprzecznych przekrojów lin nośnych i wyrównawczych $u(x,t)$ i $v(y,t)$, odpowiednio:

$$\begin{aligned} &\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - a_W^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = 0 \\ &\frac{\partial^2 v(y,t)}{\partial t^2} - a_N^2 \frac{\partial^2 v(y,t)}{\partial y^2} = 0 \end{aligned} \tag{1}$$

Do określenia warunków brzegowych układu (1) oprócz dynamicznej charakterystyki modelu mechanicznego wyciągu, istotną rolę odgrywają rozważania dotyczące siły hamującej Q_h zastosowanej do koła pędnego. W modelowych rozważaniach teoretycznych najczęściej [2,3,6] sile hamującej Q_h przypisuje się uśrednioną wartość stałą (przy badaniach parametrów kinematycznych elementów urządzenia) oraz maksymalną (przy badaniach wytrzymałościowych) co pozwala na upraszczanie obliczeń matematycznych, jednak nie oddaje realnej charakterystyki procesu. W rzeczywistości zastosowanie stałej siły hamującej do koła pędnego może doprowadzić do powstawania krytycznych wartości momentów sił tarcia, przekraczania wartości dopuszczalnych obciążeń w zawieszeniach oraz do naruszenia sprzężenia ciernego liny na kole pędnym [3,11].W związku z powyższym, w praktyce hamowanie bezpieczeństwa odbywa się przy zastosowaniu stopniowo narastającej w czasie sile hamującej $Q_h(t)$. W niniejszej pracy rozpatrzono liniowe narastanie wartości siły Q_h od momentu rozpoczęcia hamowania bezpieczeństwa (t=0) do pewnej chwili t_0, w której siła $Q_h(t)$ uzyskuje wymaganą wartość maksymalną:

$$Q_h(t_0) = \max\{Q_h(t)\} = Q_h \tag{2}$$

A mathematical equivalent of the above mentioned mechanical system is the system of two wave equations written for dislocations and transverse strains of cross-sections of the hoisting & balance ropes $u(x,t)$ & $v(y,t)$ accordingly:

$$\begin{aligned} &\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - a_W^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = 0 \\ &\frac{\partial^2 v(y,t)}{\partial t^2} - a_N^2 \frac{\partial^2 v(y,t)}{\partial y^2} = 0 \end{aligned} \tag{1}$$

In determining the system's boundary conditions (1), apart from the dynamical characteristics of the hoist mechanical model, the crucial role is played by deliberations about the braking force Q_h used for the Koepe pulley. In the model theoretical deliberations most often [2,3,6] the braking force Q_h is considered an averaging constant value (during research on kinematic parameters of the device elements) and a maximum (during the resistance research) which allows to simplify mathematical calculations but does not render a real characteristics of the process. In reality using the constant braking force for the Koepe pulley might lead to occuring critical values of the friction force moments, exceeding values of allowable loads in suspensions and breach of the rope frictional contact on the Koepe pulley [3,11]. That being so, in practice emergency braking takes place while using the braking force gradually growing in time $Q_h(t)$. In this project there is considered a linear growing of the force value Q_h from the starting point of emergency braking (t=0) until some moment t_0, when the force $Q_h(t)$ obtains a required maximum value:

$$Q_h(t_0) = \max\{Q_h(t)\} = Q_h \tag{2}$$

natomiast po chwili osiągnięcia wartości (2) jest niezmienna do zakończenia procesu hamowania. Zatem mamy do czynienia z funkcją:

$$Q_h(t)=\begin{cases}\dfrac{Q_h}{t_0}t & dla \quad 0\le t\le t_0\\ Q_h & dla \quad t>t_0\end{cases} \tag{3}$$

Zgodnie z powyższym warunki brzegowe układu (1) przedstawiają się następująco:

$$M_1\frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial t^2}=A_W E_W\frac{\partial u(0,t)}{\partial x}-k\left(u(0,t)+v(0,t)\right) \tag{4}$$

$$\frac{\partial u(l_W,t)}{\partial x}=0 \tag{5}$$

$$M_0\frac{\partial^2 v(0,t)}{\partial t^2}=A_N E_N\frac{\partial v(0,t)}{\partial y}-k\left(u(0,t)+v(0,t)\right)-Q_h(t) \tag{6}$$

$$M_2\frac{\partial^2 v(l_N,t)}{\partial t^2}=-A_N E_N\frac{\partial v(l_N,t)}{\partial y} \tag{7}$$

przy warunkach początkowych:

$$u(0,0)=v(0,0)=0 \qquad \frac{\partial u(0,0)}{\partial t}=\frac{\partial v(0,0)}{\partial t}=0$$

2. Wyznaczenie przemieszczeń przekrojów poprzecznych lin nośnych i wyrównawczych

Rozwiązaniem układu (1) na mocy [4] jest para funkcji o postaci:

$$\begin{aligned}u(x,t)&=\varphi\left(t-\frac{x}{a_W}\right)+\psi\left(t+\frac{x}{a_W}\right)\\ v(y,t)&=f\left(t-\frac{y}{a_N}\right)+g\left(t+\frac{y}{a_N}\right)\end{aligned} \tag{8}$$

Po uwzględnieniu funkcji (8) w warunkach brzegowych, podobnie jak w [9,12] otrzymujemy rozwiązanie analityczne w postaci:

Whereas after obtaining the value (2) stays constant until ending of the braking process. Therefore we deal here with the function:

$$Q_h(t)=\begin{cases}\dfrac{Q_h}{t_0}t & dla \quad 0\le t\le t_0\\ Q_h & dla \quad t>t_0\end{cases} \tag{3}$$

That being so, the system's boundary conditions (1) present themselves in the following way:

$$M_1\frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial t^2}=A_W E_W\frac{\partial u(0,t)}{\partial x}-k\left(u(0,t)+v(0,t)\right) \tag{4}$$

$$\frac{\partial u(l_W,t)}{\partial x}=0 \tag{5}$$

$$M_0\frac{\partial^2 v(0,t)}{\partial t^2}=A_N E_N\frac{\partial v(0,t)}{\partial y}-k\left(u(0,t)+v(0,t)\right)-Q_h(t) \tag{6}$$

$$M_2\frac{\partial^2 v(l_N,t)}{\partial t^2}=-A_N E_N\frac{\partial v(l_N,t)}{\partial y} \tag{7}$$

with initial conditions:

$$u(0,0)=v(0,0)=0 \qquad \frac{\partial u(0,0)}{\partial t}=\frac{\partial v(0,0)}{\partial t}=0$$

2. Determining dislocations of cross-sections of the hoisting & balance ropes

The system solution (1) by virtue of [4] is a pair of functions in the form of:

$$\begin{aligned}u(x,t)&=\varphi\left(t-\frac{x}{a_W}\right)+\psi\left(t+\frac{x}{a_W}\right)\\ v(y,t)&=f\left(t-\frac{y}{a_N}\right)+g\left(t+\frac{y}{a_N}\right)\end{aligned} \tag{8}$$

After considering the function (8) in boundary conditions, just like in [9,12] we receive analytical solution in the form of:

$$u(x,t)=\frac{Q_h}{M}\left\{\frac{Ma}{2AE}\left(t-\frac{x}{a}\right)-\frac{2\frac{1}{l_1}+\frac{AE}{Ma^2}}{4\frac{1}{l_1}\left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}+\frac{1}{2\left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}e^{\frac{AE}{Ma}\left(t-\frac{x}{a}\right)}+\frac{2e^{\frac{AE}{2Ma}\left(t-\frac{x}{a}\right)}}{\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1}}\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1}-\left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}}\sin\left[\frac{1}{2}\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1}-\left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}\left(t-\frac{x}{a}\right)-\Phi\right]\right\} \tag{9}$$

$$v(y,t)=\frac{Q_h}{M}\left\{\frac{1}{2\left(\frac{AE\delta}{Ma}\right)}\left(\delta t-\frac{y}{a}\right)+\frac{\left(\frac{AE\delta}{Ma}\right)^2-2\frac{AE}{Ml_1}}{4\left(\frac{AE\delta}{Ma}\right)^2\frac{AE}{Ml_1}}+\frac{1}{2\left(\frac{AE\delta}{Ma}\right)^2}e^{\frac{AE}{Ma}\left(\delta t-\frac{y}{a}\right)}-\frac{2e^{\frac{AE}{2Ma}\left(\delta t-\frac{y}{a}\right)}}{\delta\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1}}\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1}-\delta\left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}}\sin\left[\frac{1}{2}\delta\sqrt{8\frac{AE}{\delta Ml_1}-\left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}\left(\delta t-\frac{x}{a}\right)+\Phi\right]\right\} \tag{10}$$

gdzie wprowadzono następujące oznaczenia:

$$\frac{A_N E_N}{M_1 a_N}:\frac{A_W E_W}{M_0 a_W}=\delta \tag{11}$$

$$\frac{A_N E_N}{M_1 a_N}=\frac{A_W E_W}{M_0 a_W}\delta=\frac{AE\delta}{Ma} \tag{12}$$

where the following designations were introduced:

$$\frac{A_N E_N}{M_1 a_N}:\frac{A_W E_W}{M_0 a_W}=\delta \tag{11}$$

$$\frac{A_N E_N}{M_1 a_N}=\frac{A_W E_W}{M_0 a_W}\delta=\frac{AE\delta}{Ma} \tag{12}$$

$$\Phi = \frac{\pi}{2} + arctg \frac{\frac{AE}{Ma}}{\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}} \tag{13}$$

3. Wyznaczenie naprężeń w przekrojach lin nośnych i wyrównawczych oraz analityczna konstrukcja funkcji hamowania

Naprężenia w przekrojach poprzecznych lin nośnych i wyrównawczych można obliczyć za pomocą standardowych wzorów [11] otrzymując odpowiednio:

$$\sigma(x,t) = \frac{EQ_h}{Ma}\left\{\frac{1}{2\frac{AE}{Ma}}\left(e^{-\frac{AE}{Ma}\left(t-\frac{x}{a}\right)} - 1\right) + \frac{e^{-\frac{AE}{2Ma}\left(t-\frac{x}{a}\right)}}{\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}}\sin\left[\frac{1}{2}\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}\left(t - \frac{x}{a}\right) + \Phi_1\right]\right\} \tag{14}$$

$$\sigma(y,t) = \frac{EQ_h}{Ma}\left\{\frac{1}{2\frac{AE}{Ma}\delta}\left(e^{-\frac{AE}{Ma}\left(t-\frac{y}{a}\right)} - 1\right) + \frac{e^{-\frac{AE}{2Ma}\left(t-\frac{y}{a}\right)}}{\delta\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}}\sin\left[\frac{1}{2}\delta\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}\left(\delta t - \frac{y}{a}\right) + \Phi_1\right]\right\} \tag{15}$$

gdzie:

$$\Phi_1 = \frac{\pi}{2} + arctg \frac{\frac{AE}{Ma} - \frac{4a}{l_1}}{\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}} \tag{16}$$

Na mocy zależności (15) siłę w linie nośnej w jej miejscu zejścia z koła pędnego opisuje zależność:

$$S_{LN} = \frac{Q_h AE\delta}{Ma}\left\{\frac{1}{2\frac{AE\delta}{Ma}}\left(1 - e^{-\frac{AE}{Ma}t}\right) + \frac{\frac{AE}{Ma}e^{-\frac{AE}{2Ma}t}}{\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1}}\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}}\sin\left[\frac{1}{2}\delta\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}\left(\delta t - \frac{y}{a}\right) + \Phi_1\right]\right\} \tag{17}$$

Minimalny czas t_0 potrzebny do stabilizacji wartości liniowo narastającej siły hamowania $Q_h(t)$ wyznaczymy z zależności (17):

$$t_0 = \frac{2}{\tau_1} arctg \frac{\tau_2 - \sqrt{\Delta_\tau}}{\frac{\tau_2}{\tau_3} + \tau_1} - \frac{\Phi_1}{\tau_1} \tag{18}$$

gdzie:

$$\tau_1 = \frac{1}{2}\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2} \tag{19}$$

$$\tau_2 = -\frac{AE}{Ml_1} \tag{20}$$

$$\tau_3 = -\frac{\tau_2 a}{\tau_1 l_1} \tag{21}$$

$$\Delta_\tau = \left(1 - \frac{1}{\tau_3^2}\right)\tau_2^2 + \tau_1^2 \tag{22}$$

$$\Phi = \frac{\pi}{2} + arctg \frac{\frac{AE}{Ma}}{\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}} \tag{13}$$

3. Determining stresses in sections of the hoisting & balance ropes and the analytical structure of the braking function

Stresses in cross-sections of the hoisting & balance ropes might be estimated with the use of standard formulas [11] obtaining accordingly:

where:

$$\Phi_1 = \frac{\pi}{2} + arctg \frac{\frac{AE}{Ma} - \frac{4a}{l_1}}{\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}} \tag{16}$$

By virtue of dependence (15) the hoisting rope force in the point of aborting the Koepe pulley is described by the dependence:

The minimum time t_0 needed for value stabilization of the linearly growing braking force $Q_h(t)$ we determine out of dependence (17):

$$t_0 = \frac{2}{\tau_1} arctg \frac{\tau_2 - \sqrt{\Delta_\tau}}{\frac{\tau_2}{\tau_3} + \tau_1} - \frac{\Phi_1}{\tau_1} \tag{18}$$

where:

$$\tau_1 = \frac{1}{2}\sqrt{8\frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2} \tag{19}$$

$$\tau_2 = -\frac{AE}{Ml_1} \tag{20}$$

$$\tau_3 = -\frac{\tau_2 a}{\tau_1 l_1} \tag{21}$$

$$\Delta_\tau = \left(1 - \frac{1}{\tau_3^2}\right)\tau_2^2 + \tau_1^2 \tag{22}$$

Na podstawie powyższych obliczeń, ostatecznie można przedstawić wzór matematyczny wyrażający siłę hamowania bezpieczeństwa zastosowaną do koła pędnego następująco:

According to the above calculations, a mathematical formula expressing the emergency braking force used for the Koepe pulley can be ultimately introduced in the following way:

$$Q_h(t) = \begin{cases} \dfrac{Q_h \tau_1 t}{2arctg \dfrac{\tau_2 - \sqrt{\Delta_\tau}}{\dfrac{\tau_2}{\tau_3} + \tau_1} - \Phi} & dla \quad 0 \le t \le \dfrac{2}{\tau_1} arctg \dfrac{\tau_2 - \sqrt{\Delta_\tau}}{\dfrac{\tau_2}{\tau_3} + \tau_1} - \dfrac{\Phi_1}{\tau_1} \\ Q_h \quad dla \quad t > \dfrac{2}{\tau_1} arctg \dfrac{\tau_2 - \sqrt{\Delta_\tau}}{\dfrac{\tau_2}{\tau_3} + \tau_1} - \dfrac{\Phi_1}{\tau_1} \end{cases} \tag{23}$$

4. Wnioski

Analityczne zależności na naprężenia i przemieszczenia w przekrojach lin nośnych i wyrównawczych górniczego urządzenia wyciągowego wyznaczone na podstawie modelu mechanicznego Wolnego w pełni zachowują falową charakterystykę procesu fizycznego, przy czym uzyskane wyniki istotnie różnią się od zaproponowanych w pracach [2,3,4]. Różnice te w głównej mierze uwarunkowane są różnymi uproszczeniami modelowymi dokonanymi w modelu mechanicznym oraz metodami przybliżonymi zastosowanymi do równań modelowych, zatem porównanie otrzymanych wyników można uzyskać jedynie dla ekstremalnych wartości naprężeń, przemieszczeń oraz innych charakterystyk elementów urządzenia wyciągowego. Rozważania dotyczące liniowo narastającej siły hamowania zastosowanej do koła pędnego są zgodne z wynikami badań na obiekcie rzeczywistym (urządzenie wyciągowe 4L-5500/2x3600 KGHM, Lubin) przedstawionym w pracach [7,13], dobrze aproksymuje zachowanie elementów urządzenia wyciągowego szczególnie w fazie środkowej i końcowej procesu hamowania bezpieczeństwa. Teoretyczne kalkulacje dotyczące siły hamowania w obecnej pracy oprócz samego przebiegu, uwzględniają również maksymalne możliwości podukładu hamowania bezpieczeństwa, więc będą szczególnie przydatne w projektowaniu modelowym dotyczącym pracy unowocześnionych podukładów hamowania bezpieczeństwa urządzenia wyciągowego.

4. Summary

Analytical dependences on stresses and dislocations in sections of hoisting & balance ropes of the mining hoisting device, determined on the basis of the Wolny's mechanical model fully maintain a wave characteristics of physical process. Moreover, the obtained results significantly differ from those proposed in works [2,3,4]. These differences are mainly determined by various model simplifications made in the mechanical model and approximate methods used for model equations. Therefore a comparison of the obtained results one can obtain only for extreme stress values, dislocations and other characteristic elements of the hoisting device. A model proposal concerning the linearly growing braking force used for the Koepe pulley is in accordance with the research results from the actual object presented in works [7,13], and approximates well the maintenance of the hoisting device elements, particularly in the middle and final phase of the emergency braking process. Theoretical calculations concerning the braking force in the current work, apart from the course itself, take also maximum capabilities of the emergency braking subsystem into account. So they will be particularly useful in model designing concerning work of the modernized emergency braking subsystems of the hoisting device.

5. References

[1] Bogoljubow N.N. i inni: *Metod uskorenij schodimosti v nielinejnoj mechanike*, Kiev, Naukowa Dumka 1969.

[2] Czaja J.: Niektóre *problemy hamowania awaryjnego naczyń wyciągów*. Sympozjum naukowo-techniczne „Kierunki projektowania i budowy urządzeń wyciągowych wyciągowych głównego odwadniania w polskim górnictwie miedziowym". Lubin, Wrocław, Kraków 1996.

[3] Dwornikow W. I., Sitwie A.: w. *Analiz rieszenia urawnienija dynamiki mnokokanatnych szachtnych ustanowok*. Woprosy ekspluotacji szachtnych stacjonarnych ustaowok. Donieck 1995.

[4] Kaliski S.: *Drgania i fale*, PWN Warszawa 1987.

[5] Kamke E.: *Spravocnik po obyknoviennym fifferencjalnym uravnieniam*, Moskwa Nauka 1966.

[6] Knop H.: *Wybrane zagadnienia z dynamiki urządzeń wyciągowych*. ZN AGH, Nr 489, Kraków 1975.

[7] Kyureghyan Kh.: *Analiza dynamiki awaryjnych stanów pracy górniczego urządzenia wyciągowego*, BG AGH Kraków 1999.

[8] Kyureghyan Kh.: *Model matematyczny procesu hamowania bezpieczeństwa urządzenia górniczego*. Aktualne problemy inż. Rolniczej w aspekcie integracji polski z UE.2000r.str103-105.

[9] Kyureghyan Kh.: *Mathematical model of emergency braking of the pithead gear*. The XXXth International Biometrical Colloquim, Wigry 2000r.

[10] Stiepanow W.W.: *Równania różniczkowe*. Warszawa PWN 1964.

[11] Wolny S. i inni: *Ocena współczynników bezpieczeństwa elementów zawiesi górniczych urządzeń wyciągowych*. VII Krajowa Konferencja Wytrzymałości i Badania Materiałów. Poznań 1996.

[12] Wolny S.: *Teoretyczne rozważania nad procesem hamowania krańcowego naczyń wydobywczych wyciągów kopalnianych*. ZN AGH. Mechanika z.11, Kraków 1987.
[13] Wolny S., Kyureghyan Kh.: *Analiza dynamiczna pracy urządzenia wyciągowego wykorzystaniem dyskretno-ciągłego modelu układu*. Vedecka konferencja. Smery vyvoja techniky pozemneho wojska. Liptovsky Mikulaś 1988.
[14] Wolny S., Kyureghyan Kh.: *Analiza dynamiczna awaryjnych stanów pracy urządzenia wyciągowego wykorzystaniem dyskretno-ciągłego modelu układu*. ZN AGH. Mechanika 2.,T4. Kraków 1999.
[15] Wolny S., Kyureghyan Kh.i inni: *Analiza dynamiczna procesu hamowania górniczego urządzenia wyciągowego z wykorzystaniem dyskretno-ciągłego modelu układu*. XIII konferencja naukowa „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych", T2. Zakopane 2000.

Dr Khachatur KYUREGHYAN
Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie
Wydział Inżynierii Produkcji
Katedra Zastosowań Matematyki i Informatyki
ul. Akademicka 13
20-950 Lublin
e-mail: chaczik@wp.pl

Leszek SEMOTIUK

ANALIZA CECH EKSPLOATACYJNYCH INNOWACYJNYCH KONSTRUKCJI NARZĘDZI WYKORZYSTYWANYCH W PROCESACH FREZOWANIA ZGRUBNEGO Z WYKORZYSTANIEM TECHNOLOGII HSM

AN ANALYSIS OF THE OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF INNOVATIVE TOOL STRUCTURES USED IN HIGH SPEED ROUGH MILLING PROCESSES

Rozwój systemów narzędziowych determinuje zmiany w doborze strategii obróbkowych wykorzystywanych w procesach obróbki skrawaniem. Jednym z przykładów jest frezowanie czołowe. Pojawienie się frezów do obróbki wgłębnej wymusiło na dystrybutorach oprogramowania typu CAM wprowadzenie do odpowiednich modułów nowej strategii obróbkowej, a co za tym idzie coraz częstszego wykorzystywania frezów czołowych w procesach obróbkowych. Artykuł ma na celu porównanie procesu skrawania z wykorzystaniem frezów jednolitych palcowych walcowo-czołowych i frezów wgłębnych z zastosowaniem technologii HSM oraz ocenę ich właściwości eksploatacyjnych na podstawie sił generowanych w strefie skrawania.

Słowa kluczowe: *frezowanie wgłębne, frezowanie walcowo-czołowe, HSM, siły skrawania, eksploatacja narzędzi skrawających.*

The development of tooling systems determines changes in the selection of machining strategies used in machining processes. One example is face milling. The appearance on the market of plunge cutters has forced the distributors of CAM-type software to introduce into the appropriate modules a new machining strategy, thus leading to an ever more frequent use of face cutters in machining processes. The aim of this paper is to compare the processes of high speed machining that use integral-tooth end milling cutters to those using plunge milling cutters and to evaluate their operational properties on the basis of the forces generated in the machined zone.

Keywords: *plunge milling, end milling, HSM, cutting forces, maintenance of machining tools.*

1. Wstęp

Współcześnie pod pojęciem „eksploatacja" rozumie się zespół celowych działań organizacyjno - technicznych i ekonomicznych ludzi z urządzeniami technicznymi oraz wzajemne relacje występujące między nimi od chwili przejęcia urządzenia do wykorzystania zgodnie z przeznaczeniem, aż do jego utylizacji po likwidacji. Strategia eksploatacyjna polega na ustaleniu sposobów prowadzenia, użytkowania i obsługiwania maszyn, relacji między nimi oraz oceny związanych z nimi procesów wytwórczych w świetle przyjętych kryteriów [20]. Istotnym czynnikiem jest tutaj odpowiedni dobór kryteriów oceny procesów towarzyszących eksploatacji maszyn i urządzeń. Przykładowo specjaliści zajmujący się badaniem eksploatacji pojazdów z napędem elektrycznym do głównych kryteriów eksploatacyjnych zaliczą: zasięg przebiegu w cyklu jazdy miejskiej, prędkość maksymalną, przyśpieszenie, zdolność pokonywania wzniesień, zużycie energii na jednostkę przebiegu, odzyskiwanie energii podczas hamowania (rekuperacja), koszty eksploatacji, czy też niezawodność i trwałość układu napędu elektrycznego [10]. Naukowcy zajmujący się zagadnieniami eksploatacji narzędzi do skrawania skał w układzie wieloostrzowym do kryteriów eksploatacyjnych mogą zaliczyć cechy konstrukcyjne głowicy skrawającej, wielkość sił występujących w procesie skrawania, czy też wartość energii jednostkowej [8]. Podobnie technolog projektując proces technologiczny obróbki musi odpowiednio dobierać narzędzia skrawające, mając na uwadze zarówno względy ekonomiczne, właściwości eksploatacyjne, jak i nowoczesne rozwiązania

1. Introduction

Today the term 'maintenance' is understood as a set of goal-oriented organ izational, technical, and economic actions that people perform in using technical devices and the mutual relations that obtain between user and machine from the moment of access to the device to its appropriate use until its recycling after disposal. A maintenance strategy consists in determining the ways of running, using and operating machines, the relations between them, and the evaluation of the production processes associated with them in the light of the adopted criteria [20]. A significant factor here is an appropriate selection of criteria for the evaluation of the processes accompanying maintenance of machines and devices. For instance, specialists studying maintenance of electric-drive vehicles will count among the main operational criteria the vehicle's city mpg range, maximum speed, acceleration, the ability to drive up hills, consumption of energy per unit of distance, recuperation of energy while braking, operational costs or the reliability and durability of the electric drive system [10]. For researchers dealing with issues of maintenance of multi-tool sets for cutting rock materials, operational criteria may include the structural features of the cutting head, the magnitude of the forces generated in the cutting process, or the unit energy value [8]. Similarly, a technologist designing the technological process of machining has to make a proper selection of machining tools taking into account economic considerations, operational properties, as well as the modern design solutions. One of the elements of machining processes that a technologist has to design are roughing operations.

konstrukcyjne. Jednym z elementów projektowanych procesów obróbkowych są zabiegi obróbki zgrubnej.

Zasadniczym celem prowadzenia procesów obróbki zgrubnej jest usunięcie jak największej ilości naddatku obróbkowego, w jak najkrótszym czasie. Dobór strategii obróbkowej determinowany jest przede wszystkim rodzajami narzędzi obróbkowych dostępnych obecnie na rynku. Producenci narzędzi co jakiś czas wprowadzają nowe rozwiązania dotyczące nie tylko samej geometrii, ale też sposobu obróbki, mając na celu polepszenie ich właściwości eksploatacyjnych poprzez skrócenie czasów maszynowych obróbki, oraz niezawodności, poprzez zwiększenie czasu trwałości ostrza. Jednym z nowszych sposobów prowadzenia obróbki zgrubnej jest tzw. frezowanie wgłębne.

System frezowania wgłębnego stosowany jest w celu szybkiego usunięcia materiału z przedmiotu obrabianego w procesach obróbki zgrubnej lub kształtującej. W tym systemie narzędzie obraca się dookoła swojej osi (oś Z) a jednocześnie wzdłuż tej samej osi wykonuje ruch posuwowy aż do uzyskania odpowiedniej głębokości. Następnie narzędzie wycofywane jest ze strefy skrawania wzdłuż osi Z oraz pozycjonowane wzdłuż osi X lub Y przed ponownym zagłębieniem się w materiale obrabianym [17,18].

W początkowym okresie badania procesu frezowania czołowego skupiały się na doborze odpowiedniej geometrii narzędzia oraz odpowiednich parametrów skrawania. Wyniki badań [19] wykazują, że zarówno wydajność procesu frezowania czołowego jak i chropowatości obrabianych powierzchni były wyższe od klasycznego frezowania frezami palcowymi. Pozostała literatura [8,9,10,13,16] to w zasadzie opracowania komercyjne oparte na katalogach firm produkujących narzędzia. Wraz ze wzrostem zainteresowania stosowania metody frezowania wgłębnego pojawiły się publikacje [5,6] dokładniej opisujące sam proces frezowania czołowego oraz przedstawiające modele matematyczne weryfikowane doświadczalnie. Wykazują one między innymi, że główną przyczyną powstawania drgań w strefie skrawania oraz sił w płaszczyznach prostopadłych do kierunku posuwu jest niesymetryczne umieszczenie płytek w oprawce narzędziowej oraz podatność skrętna narzędzia.

Literatura [1,2,11,12,15] podaje również, że czasy maszynowe obróbki detali z wykorzystaniem frezowania wgłębnego mogą zostać zredukowane nawet o 60% w porównaniu ze strategiami obróbkowymi stosowanymi dotychczas szczególnie, jeżeli wykorzystana zostanie w takim przypadku technologia HSM. Ma to wymierne korzyści ekonomiczne dla prowadzenia procesu technologicznego związane z bardziej optymalną eksploatacją obrabiarki, większą trwałością i niezawodnością narzędzi skrawających itp.

O tym, że ten rodzaj obróbki staje się coraz bardziej popularny świadczy fakt, że wielu producentów oprogramowania typu CAM umieściło w swoim produkcie dodatkową strategię w module odpowiadającym za planowanie obróbki zgrubnej, wykorzystującą frezy czołowe właśnie do frezowania wgłębnego (frezowanie typu plunge). Można tutaj wymienić takie programy jak Unigraphics NX, TopSolid'CAM, Mastercam, EdgeCAM i wiele innych [4,7,14].

Jak wynika z analizy prowadzonej przez Wakaoka i innych [19], zabieg frezowania wgłębnego charakteryzuje się niewątpliwie dobrymi właściwościami eksploatacyjnymi, jednakże badania porównawcze tego procesu z klasycznym frezowaniem frezem walcowo-czołowym nie uwzględniają użycia technologii HSM dla narzędzia konwencjonalnego. Dlatego też

The principal goal of roughing is to remove the largest possible volume of machining allowance in the shortest possible time. The choice of the machining strategy is determined primarily by the types of machining tools currently available on the market. Once in a while, tool manufacturers introduce new solutions, concerning not only the geometry of the tools but also the methods of machining, aimed at improving their operational properties by shortening machining times and enhancing their reliability by extending cutter life. One of the newer roughing methods is so-called plunge milling.

Plunge milling is used for fast removal of material from a workpiece in roughing or profiling processes. In this system, the tool revolves around its axis (the Z axis) and is at the same time fed along the same axis until reaching the desired depth. Subsequently the tool is retracted from the machining zone along the Z axis and positioned along the X or Y axes before plunging in the workpiece again [17,18].

Initially, studies of face milling focused on the selection of an appropriate geometry of the tool and appropriate machining parameters. Research results [19] show that in the face milling process both the efficiency and the roughness of the machined surfaces were higher than in conventional end milling. The remaining references [8,9,10,13,16] are, by and large, commercial studies based on catalogues of tool manufacturing companies. Together with the growth of interest in the use of the plunge milling method, there appeared publications [5,6] which gave more accurate descriptions of the very process of face milling and presented experimentally verifiable mathematical models. They show, among others, that the main cause of the formation of vibrations in the cutting zone and generation of forces in planes perpendicular to the feed direction is non-symmetrical positioning of inserts in the tool holder and torsional flexibility of the tool.

It has also been reported in the literature [1,2,11,12,15] that machining times for plunge milling of parts can be reduced by as much as 60% relative to the machining strategies used so far, especially when HSM technology is used. This has notable economic benefits for carrying out the technological process, connected with a more optimal use of the machine tool, larger durability and reliability of the cutting tools, etc.

That this type of machining is becoming more and more popular is attested to by the fact that many manufacturers of CAM-type software have included in their products, in modules responsible for planning rough milling, an additional strategy which makes use of face cutters for plunge milling. One could mention programs such as Unigraphics NX, TopSolid'CAM, Mastercam, EdgeCAM and many others [4,7,14].

As it follows from the analysis conducted by Wakaoka and colleagues [19], the plunge milling operation is undoubtedly characterised by good operational properties, however, studies comparing this process with classical end milling do not take into account the possibility of using HSM technology with the conventional tool. That is why a decision has been taken to carry out a comparative study of plunge milling and classical end milling with the application of HSM technology to both tools used. The results of this research are presented below.

The study concerns the operations of plunge milling and end milling. Accordingly, the following machining tools have been selected: a CoroMill 210 R210-025A20-09M face mill and a CoroMill Plura R216 33-25040-AJ25U end mill. The tools have been kindly provided by the Sandvik company. The re-

zdecydowano się przeprowadzić badania porównawcze procesu frezowania wgłębnego i klasycznego walcowo-czołowego z zastosowaniem technologii HSM dla obydwu użytych narzędzi. Wyniki tych badań prezentuje poniższa praca.

Badania dotyczyć będą zabiegu frezowania wgłębnego i walcowo-czołowego. Na tej podstawie dokonano wyboru narzędzi obróbkowych (frez czołowy CoroMill 210 R210-025A20-09M oraz frez palcowy walcowo-czołowy CoroMill Plura R216 33-25040-AJ25U). Narzędzia udostępniła firma Sandvik. Wyniki badań powinny potwierdzić celowość stosowania takich narzędzi jak frezy do frezowania wgłębnego szczególnie ze względu na skrócenie maszynowych czasów obróbki, a co się z tym wiąże, skrócenie czasu eksploatacji obrabiarki.

2. Metodyka badań

Głównym celem badań było porównanie sił w strefie skrawania w przypadku frezowania zgrubnego frezem palcowym walcowo-czołowym i czołowym z wykorzystaniem technologii HSM.

Siły skrawania powodują odkształcenia układu OUPN, co ma bezpośredni wpływ na zmianę wzajemnego położenia narzędzia i przedmiotu obrabianego, czyli w zasadzie na dokładność wymiarowo-kształtową oraz stan geometryczny powierzchni. Ich wielkość decyduje o dynamice prowadzonego procesu skrawania. Wszystko to świadczy o walorach eksploatacyjnych narzędzi, a przede wszystkim o ich wpływie na proces eksploatacji obrabiarki. Umożliwia też monitorowanie samego procesu skrawania, jak i stanu maszyny technologicznej.

Badania podzielono na dwa etapy. Pierwszy etap polegał na przeprowadzeniu próby frezowania frezem walcowo-czołowym (rys. 1b) przy stałej prędkości skrawania zalecanej przez producenta narzędzia i zmiennym posuwem, w celu wstępnego wyznaczenia zależności zmienności sił skrawania w funkcji zmiany posuwu, zgodnie ze schematem zamieszczonym na rysunku 2.

Drugi etap badań polegał na porównaniu sił skrawania w przypadku frezowania zgrubnego frezem wgłębnym i walcowo-czołowym (rys. 1a, 1b) podczas przebiegu rzeczywistego procesu obróbkowego na pionowym centrum obróbkowym. Ponieważ frez wgłębny ze względu na geometrię ostrza nie

sults of the research should confirm the purposefulness of using tools such as plunge milling cutters, particularly on account of the shortening of machining times and the associated shortening of the time of machine operation.

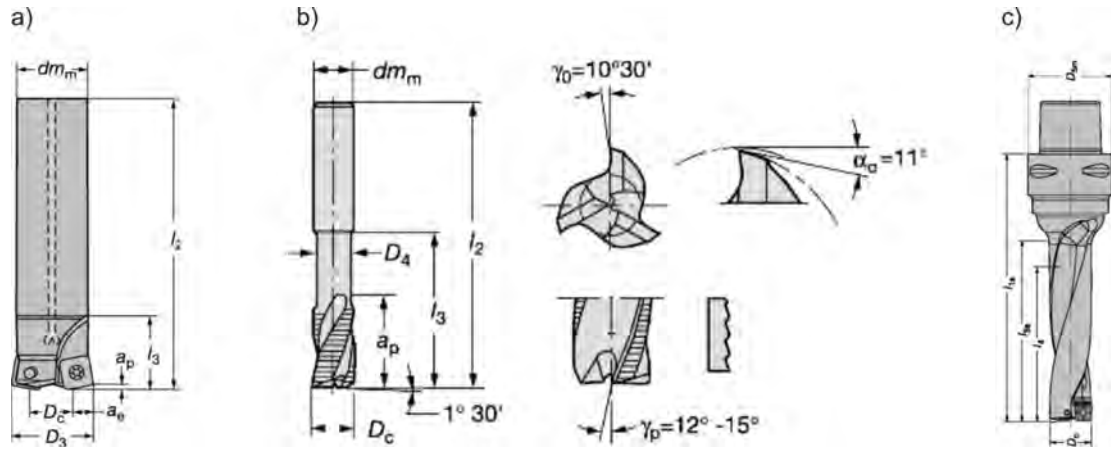
2. Methods

The chief aim of the study was to compare the forces arising in the cutting zone during high-speed rough milling with an end mill and a face mill.

Cutting forces cause deformations in the machine-holder-workpiece-tool system, which has a direct effect on the change in the mutual position of the tool and the workpiece that, in turn, translates into the size-and-shape accuracy and the geometric state of the surface. The magnitude of these forces determines the dynamics of the cutting process. All this testifies to the operational qualities of the tools, and above all their influence on the process of machine maintenance. It also enables monitoring of the cutting process itself as well as the condition of the technological machine.

The study was divided into two stages. The first stage consisted in running an end milling test (Fig. 1b), at a constant cutting speed recommended by the manufacturer and a variable feed, for preliminary determination of the variability of cutting forces as a function of feed change, in accordance with the schema in Figure 2.

The second stage of the study consisted in comparing the cutting forces in rough milling with a plunge cutter and an end milling cutter (Figs. 1a, 1b) in the course of an actual machining process on a vertical machining centre. Since a plunge cutter, due to its cutter geometry, cannot cut in solid material, a dril-



Rys. 1. Rysunki katalogowe frezów użytych w procesie obróbki zgrubnej [3]: a) frez czołowy CoroMill 210 R210-025A20-09M, b) frez palcowy walcowo-czołowy CoroMill Plura R216 33-25040-AJ25U, c) wiertło CoroDrill 880

Fig. 1. Catalogue drawings of the cutters used in the roughing process [3]: a) the CoroMill 210 R210-025A20-09M face cutter, b) the CoroMill Plura R216 33-25040-AJ25U end milling cutter, c) the CoroDrill 880 drill

może skrawać w pełnym materiale, dlatego też w procesie technologicznym należało zaplanować zabieg wiercenia. Badania przeprowadzone zostały na pionowym centrum obróbkowym FV 580A z systemem sterowania Fanuc 0iMC. Do pomiaru sił zastosowany został siłomierz firmy Kistler 9257B i wzmacniacz 5017B.

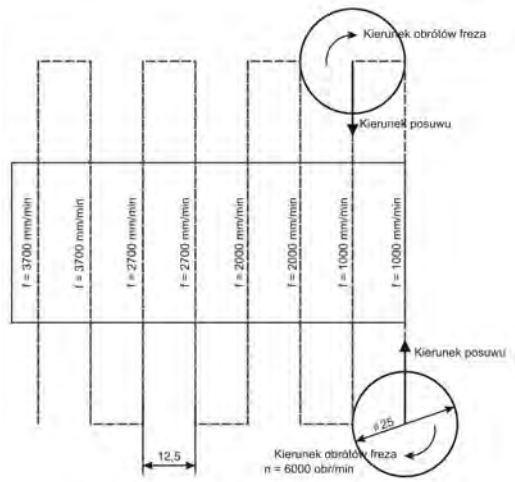
Do obróbki detali wykorzystano narzędzia udostępnione przez firmę Sandvik. Parametry technologiczne obróbki dla poszczególnych narzędzi zamieszczone zostały w tabeli 1.

Badania przeprowadzone zostały z wykorzystaniem przedmiotu obrabianego, którego kształt przedstawiono na rysunku 3. Materiał, z którego wykonane zostały próbki to stop aluminium. Wymiary półfabrykatu: 140x110x55 mm. Model oraz proces obróbki zaprojektowano w systemie Unigraphics NX 5.0 z zastosowaniem technologii HSM. Detal obrabiano dwoma rodzajami frezów: frezem palcowym CoroMill Plura R216 33-25040-AJ25U oraz frezem czołowym CoroMill 210 R210-025A20-09M.

3. Wyniki badań oraz ich analiza

Wyniki badań z pierwszego etapu, czyli pomiar sił skrawania podczas obróbki detalu frezem palcowym zgodnie ze schematem zamieszczonym na rysunku 2 zaprezentowane zostały w tabeli 2 (użyte wartości posuwów podczas pierwszego etapu badań dostępne były na pionowym centrum obróbkowym FV580A w trybie „JOG”).

Na podstawie wyników badań wykonano wykresy zależności siły od wartości posuwu, które zamieszczone zostały na rysunkach 4 i 5.



Rys. 2. Schemat frezowania frezem palcowym walcowo-czołowym (pierwszy etap badań)

Fig. 2. A schematic diagram of end milling (first stage of the study)

ling operation had to be planned in the technological process. The studies were carried out on a vertical machining centre FV 580A with the Fanuc 0i MC control system. Forces were measured using a Kistler 9257B dynamometer and a 5017B charge amplifier.

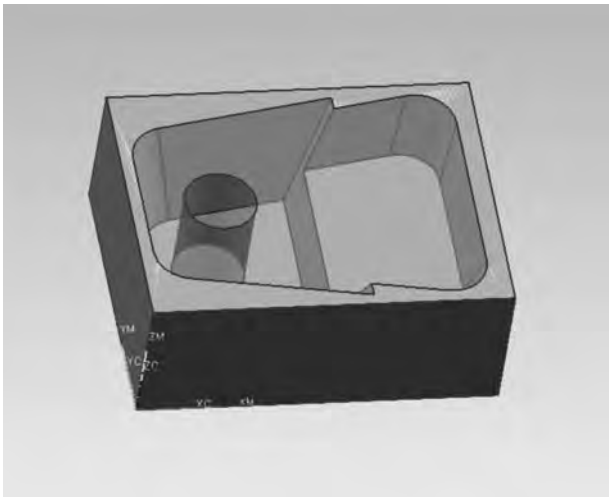
Tools provided by the Sandvik company were used for machining of parts. The technological machining parameters for the individual tools are presented in Table 1.

The studies were conducted with a workpiece of the shape presented in Figure 3. The material from which the specimens were made was an aluminium alloy. The dimensions of the semi-finished product were 140x110x55 mm. The model and the machining process were designed in the Unigraphics NX 5.0 system using HSM technology. The part was machined with two kinds of cutters: a CoroMill Plura R216 33-25040-AJ25U end-mill and a CoroMill 210 R210-025A20-09M face-mill.

3. Results and discussion

The results of the first stage of the study, i.e. measurement of the cutting forces during machining of a part with an end-mill in accordance with the schematic diagram in Figure 1 are presented in Table 2 (the feed values used in the first stage of the research were achieved on an FV580A vertical machining centre in the JOG mode).

On the basis of the study results, graphs were drawn of the relation between force and feed, which are shown in Figures 4 and 5.



Rys. 3. Model wykonany w UGS NX 5

Fig. 3. A model created using UGS NX 5

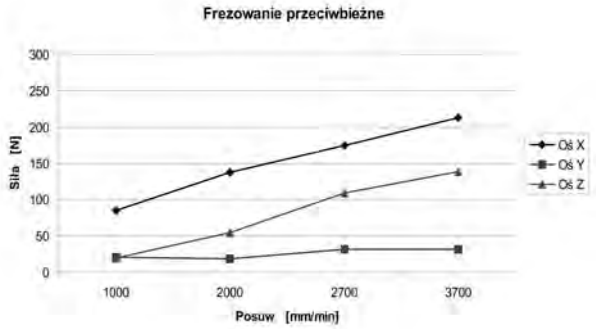
Tab. 1. Parametry technologiczne procesu obróbki

Tab. 1. Technological parameters of the machining process

Symbol Narzędzia / Tool Symbol	*D [mm]*	*V_c [m/min]*	*F_z [mm]*	*a_e [mm]*	*a_p [mm]*
CoroMill Plura R216 33-25040-AJ25U	*25*	*500*	*0,15*	*12,5*	*6*
CoroMill 210 R210-025A20-09M	*25*	*500*	*0,15*	*8*	*6*
CoroDrill 880	*28*	*350*	*0,03*		

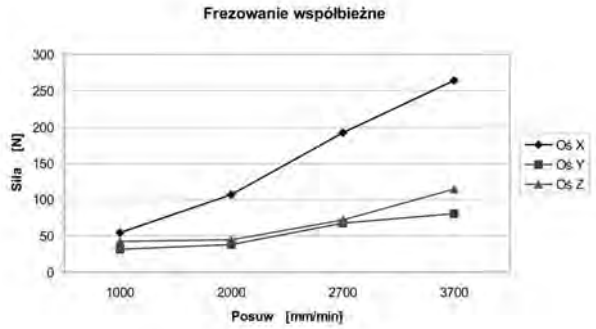
Tab. 2. Maksymalne wartości sił zmierzone w procesie frezowania frezem palcowym walcowo-czołowym
Tab. 2. Maximum force values measured in the end-milling process

Posuw / Feed [mm/min]	*Frezowanie przeciwbieżne / Up-cut milling*			*Frezowanie współbieżne / Down-cut milling*		
	Siła / Force [N]					
	Oś X	*Oś Y*	*Oś Z*	*Oś X*	*Oś Y*	*Oś Z*
1000	*84,683*	*20,7*	*20,137*	*54,573*	*31,991*	*42,287*
2000	*137,374*	*18,818*	*54,369*	*107,265*	*37,637*	*44,301*
2700	*175,011*	*31,911*	*108,734*	*191,947*	*67,746*	*72,492*
3700	*212,647*	*31,991*	*138,943*	*263,457*	*80,919*	*114,779*



Rys. 4. Wykres zmian wartości sił w zależności od posuwu dla frezowania przeciwbieżnego

Fig. 4. A graph of force variation against feed in up-cut milling



Rys. 5. Wykres zmian wartości sił w zależności od posuwu dla frezowania współbieżnego

Fig. 5. A graph of force variation against feed in down-cut milling

Analizując otrzymane wyniki badań należy stwierdzić, że wzrost wartości posuwu przy stałej szybkości skrawania zalecanej przez producenta narzędzia (500 m/min, *n*=6400 obr/min) powodował wzrost sił skrawania zarówno dla frezowania współbieżnego, jak i przeciwbieżnego z jednym wyjątkiem. Dla frezowania przeciwbieżnego wartość siły Fy zmieniała się minimalnie. Zalecany posuw dla tego rodzaju narzędzia określony przez producenta wynosi f_z=0,15 mm/ostrze (f_{min}=2700 mm/min). Rzeczywisty proces obróbki charakteryzuje się między innymi zmienną wartością posuwu wynikającą ze zmiennej geometrii przedmiotu obrabianego (szczególnie w przypadku zastosowania technologii HSM), a jego wartość oscyluje względem wartości ustalonej przez technologa (czyli w zasadzie wartości ustalonej przez producenta). Wyniki badań pokazują, że wzrost wartości posuwu z 2700 mm/min (wartość zalecana przez producenta) na 3700 mm/min, czyli o 37% powodował maksymalny przyrost sił skrawania na poziomie 28% dla frezowania przeciwbieżnego i 58% dla frezowania współbieżnego. Spadek wartości posuwu o 26% spowodował spadek wartości sił skrawania podczas frezowania przeciwbieżnego nawet o 50%, a dla frezowania współbieżnego maksymalnie o 44%. Dlatego też ustalając parametry skrawania technolog nie powinien przekraczać wartości posuwu zalecanej przez producenta narzędzi. Nadmierny wzrost wartości posuwu może prowadzić do zmniejszenia czasu trwałości ostrza i nadmiernego wzrostu sił skrawania w strefie obróbki. Ma to oczywiście niekorzystny wpływ na warunki eksploatacyjne narzędzia (skrócenie czasu trwałości ostrza) oraz na dynamikę samego procesu skrawania, co bezpośrednio wiąże się z przyspieszonym zużyciem elementów eksploatowanej obrabiarki (zużycie łożysk, prowadnic, pogorszenie dokładności pozycjonowania wrzeciona lub suportu obrabiarki, pogorszenie dokładności wymiarowo-kształtowej obrabianego detalu).

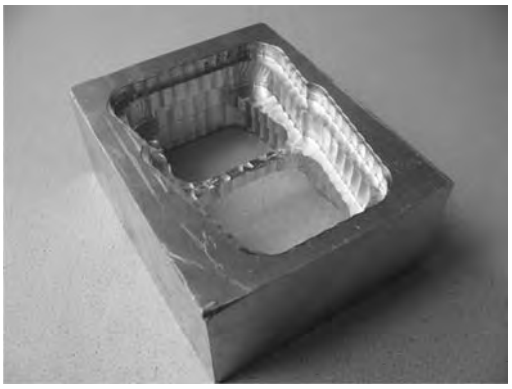
When analysing the results obtained, it should be stated that an increase in the feed rate at the constant cutting speed recommended by the manufacturer of the tool (500 m/min, *n*=6400 rev/min) caused an increase in cutting forces both in down-cut milling and in up-cut milling with one exception: for up-cut milling, the value of the force Fy changed minimally. The recommended feed for this kind of tool as specified by the manufacturer is f_z=0.15 mm/tooth (f_{min}=2700 mm/min). The actual machining process is characterised, among others, by a variable feed rate resulting from the variable geometry of the workpiece (especially when HSM technology is used), whose value oscillates relative to the value established by the technologist (that is, in principle, the value established by the manufacturer). The study results show that an increase in feed rate from 2700 mm/min (the value recommended by the manufacturer) to 3700 mm/min, i.e., an increase of 37%, caused a maximum increase in cutting forces which equalled 28% for up-cut milling and 58% for down-cut milling. A 26% fall in the feed rate caused a decrease in the value of cutting forces during up-cut milling by up to 50%, and by the maximum of 44% for down-cut milling. This shows that when specifying cutting parameters, a technologist should not exceed the feed rate recommended by the tool manufacturer. An excessive increase in the feed rate may lead to reducing cutter life and an excessive increase of cutting forces in the machining zone. This, of course, has an adverse effect on the operational conditions of the tool (reduction of cutter life) and the dynamics of the overall cutting process, which is directly connected with accelerated wear of the elements of the machine used (wear of bearings and slideways, deterioration of the positioning accuracy of the machine tool spindle or support, deterioration of the size-and-shape accuracy of the machined part).

Drugi etap badań polegał na pomiarze sił skrawania podczas prowadzenia rzeczywistego procesu obróbki detalu. Obrobione detale pokazane zostały na rysunkach 6 i 7. Wyniki pomiarów zamieszczono w tab. 3 oraz w formie graficznej na rysunku 8. Maszynowy czas obróbki detalu frezem palcowym wyniósł w tym przypadku 23 min 32 s, natomiast frezem czołowym 17 min 01 s.

The second stage of the study consisted in measuring the cutting forces in the course of an actual process of machining a part. The machined parts are shown in Figures 6 and 7. The results of the measurements are tabulated in Table 3 and shown in a graphical form in Figure 8. The machining times for end milling and face milling of the parts were 23 min 32 s and 17 min 01 s, respectively.

Rys. 6. Detal po obróbce z wykorzystaniem narzędzia CoroMill Plura R216 33-25040-AJ25U

Fig. 6. A part machined using the CoroMill Plura R216 33-25040-AJ25U tool



Rys. 7. Detal po obróbce z wykorzystaniem narzędzia CoroMill 210 R210-025A20-09M

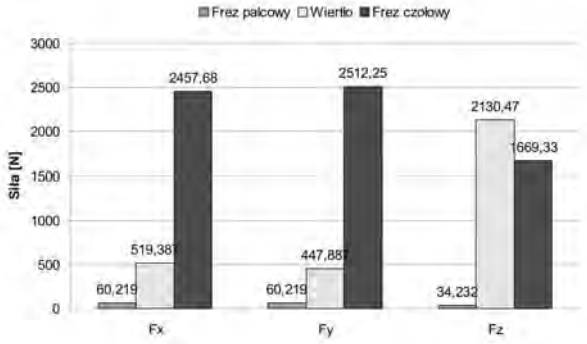
Fig. 7. A part machined using the CoroMill 210 R210-025A20-09M tool

Tab. 3. Maksymalne wartości sil zarejestrowane w procesie obróbki zgrubnej detalu
Tab. 3. Maximum force values recorded in the process of roughing a part

Narzędzie / Tool	*Siła / Force [N]*		
	Fx	*Fy*	*Fz*
Frez palcowy walcowo-czołowy End milling cutter	*60,219*	*60,219*	*34,232*
Wiertło / Drill	*519,387*	*447,887*	*2130,465*
Frez czołowy / Face cutter	*2457,678*	*2512,251*	*1669,334*

Analizując wyniki badań zaprezentowane w tabeli 3 należy zauważyć, że maksymalne wartości sił zmierzone podczas procesu obróbki kieszeni frezem palcowym znacznie różniły się od sił zmierzonych podczas frezowania wgłębnego. Wartości sił zmierzone dla frezu palcowego kształtowały się na poziomie około 2,5% wartości dla osi X i Y i około 2% dla osi Z, w porównaniu z siłami zmierzonymi podczas obróbki frezem czołowym. Dosyć zaskakująco wychodzi porównanie rozkładu sił powstałych w strefie skrawania w przypadku wiercenia i frezowania czołowego. Podczas wiercenia siła maksymalna zmierzona została wzdłuż osi Z. Siły Fx i Fy stanowiły około 21% wartości siły Fz. Pomimo, że posuw roboczy dla frezu czołowego ma identyczny kierunek, jak podczas wiercenia, to proporcje sił podczas frezowania wyglądały już zupełnie inaczej. Siły zmierzone w kierunku osi X i Y były większe

When analysing the study results presented in Table 3, it should be noted that the maximum force values measured during pocket milling with an end mill differed significantly from the forces measured during plunge milling. The values of the forces measured for the end mill were running at about 2.5% of the values for the X and Y axes and about 2% for the Z axis, compared to forces measured during face milling. Quite striking is the comparison of the distribution of forces generated in the cutting zone in the case of drilling and face milling. During drilling, the maximum force was measured along the Z axis. Forces Fx and Fy constituted about 21% of the value of the force Fz. Despite the fact that the direction of the working feed for the face mill was identical to that for drilling, the force ratios during milling were completely different. The forces measured in the direction of the X and Y axes were larger by



Rys. 8. Porównanie maksymalnych wartości sił generowanych w strefie skrawania podczas prowadzenia procesu technologicznego obróbki detalu

Fig. 8. A comparison of the maximum values of forces generated in the cutting zone in the course of running the technological process of machining a part

o około 65% niż siła Fz. Taka różnica w rozkładzie wartości sił dla porównywanych narzędzi ma bezpośredni związek z inną charakterystyką geometrii ostrza.

Pierwszy etap badań prowadzony przy użyciu frezu palcowego charakteryzował się stałym przekrojem warstwy skrawanej oraz stałą szerokością skrawania (a_e). Rzeczywisty przebieg procesu obróbki charakteryzuje się zupełnie odmiennymi właściwościami. Charakterystyczne dla niego są:

1. zmienność przekroju warstwy skrawanej w miejscach zagłębiania się narzędzia na zadaną głębokość i szerokość skrawania oraz zmienną geometrią obrabianego detalu,
2. zmienność szerokości skrawania, która w początkowej fazie obróbki równa jest średnicy używanego narzędzia i zmniejsza się do wartości ustalonej przez technologa (w przypadku obróbki kieszeni założona wartość a_p równała się połowie średnicy narzędzia, czyli 12,5 mm),
3. zmienna wartość posuwu podczas zagłębiania się narzędzia na zadaną głębokość skrawania oraz w przypadku obróbki miejsc o nagle załamującej się geometrii (np. narożniki).

Biorąc pod uwagę te cechy charakterystyczne dla prowadzenia rzeczywistej obróbki detalu należało spodziewać się znacznego wzrostu sił generowanych w strefie skrawania, w porównaniu do sił mierzonych podczas obróbki ze stałym posuwem i stałym przekrojem warstwy skrawanej. Jednakże wyniki badań pokazują, że maksymalne wartości zmierzonych sił kształtują się na poziomie sił zmierzonych podczas prowadzenia pierwszego etapu badań. Jest to oczywiście zjawisko bardzo korzystne i świadczy o bardzo dobrych właściwościach użytkowych frezu CoroMill Plura.

4. Wnioski

Zastosowanie procesów obróbki wysokowydajnej w świecie dzisiejszej technologii jest już zjawiskiem powszechnym. Producenci narzędzi skrawających mają w swojej ofercie bogatą gamę narzędzi, umożliwiających prowadzenie procesu skrawania z dużymi prędkościami skrawania i posuwu. O ile zastosowanie ich w zabiegach obróbki kształtującej daje wymierne efekty w stylu wysokiej jakości obrobionej powierzchni oraz dużej dokładności wymiarowo-kształtowej, o tyle zastosowanie ich w zabiegach obróbki zgrubnej jest oczywiście bardzo pożądane, ale mało wymierne.

Ostatnio jednym z ważniejszych kryteriów decydujących o skuteczności prowadzenia procesu technologicznego jest czas maszynowy obróbki. Biorąc pod uwagę takie kryterium przebieg procesu obróbki zgrubnej zaczyna mieć tutaj istotne znaczenie. Opierając się na takim kryterium najlepszym narzędziem będzie takie, które może pracować z jak największą szybkością skrawania i prędkością posuwu. Jedynym warunkiem zastosowania takiego narzędzia wydaje się być właściwa obrabiarka, która zapewni uzyskanie założonych parametrów skrawania. Niestety producenci w zasadzie nie podają, jakie wartości sił skrawania generowane są podczas zabiegu obróbkowego, a co jest z tym związane, czy obrabiarka będzie posiadała odpowiedni zapas mocy i dostateczną sztywność.

Jeżeli jedynym kryterium doboru narzędzia byłby czas obróbki to biorąc pod uwagę wyniki prowadzonych badań niewątpliwie należałoby zastosować frez czołowy. Czas maszynowy obróbki był o 38% krótszy od czasu obróbki frezem walcowo-

about 65% than the force Fz. Such a difference in the distribution of force values for the tools under comparison is directly related to the different characteristics of their cutter geometry.

The first stage of the study conducted with the use of an end mill was characterised by a fixed cut form and a fixed width of cut (a_e). The actual course of the machining process is characterised by completely different properties, which include:

1. variable cut form at sites where the tool is fed to a given depth and width of cut and variable geometry of the machined part,
2. variability of width of cut, which in the initial phase of machining equals the diameter of the tool used and then decreases to the value specified by the technologist (in pocket machining the assumed a_p equalled half the diameter of the tool, namely 12.5 mm),
3. variable feed rate in the course of feeding the tool to a given depth of cut and in machining sites with abruptly changing geometry (e.g., corners).

Taking into account these features, which are characteristic of running an actual process of machining a part, a significant increase should be expected in the forces generated in the cutting area compared to the forces measured during machining at a constant feed rate and a fixed cut form. However, the results of the study show that the maximum values of the measured forces are within the order of magnitudes of the forces measured in the first stage of the study. This is obviously a very advantageous phenomenon which testifies to the very good usage properties of the CoroMill Plura cutter.

4. Conclusions

High speed machining processes are commonly applied in the world of today's technology. Cutting tool manufacturers offer a wide range of tools enabling running the cutting process at high cutting and feed rates. While their use in profiling operations produces notable effects in the form of the high quality of the machined surface and a high size-and-shape accuracy, their use in roughing operations, though obviously highly desirable, is not easily observable.

Recently, one of the more important criteria determining the effectiveness of running a technological process has been machining time. When this criterion is taken into account, the course of the roughing process gains substantial significance. On this criterion, the best tool is one that can work at the highest possible cutting speed and feed rate. The sole condition for the use of such a tool is the selection of an appropriate machine tool which will ensure the achieving of the assumed cutting parameters. Unfortunately, manufacturers generally do not specify what values of cutting forces are generated during a machining operation, by the same token failing to state whether the machine tool is going to have an appropriate power margin and a sufficient stiffness.

If machining time were the only criterion for tool selection, then, considering the results of the conducted study, a face cutter should be used. Its machining time was 38% shorter than the machining time for end milling. Reduction of machining time obviously has a measurable economic effect. A shorter machi-

czołowym. Skrócenie czasu maszynowego ma oczywiście wymierny efekt ekonomiczny. Krótszy czas obróbki gwarantuje również obróbkę większej partii detali przy stałym okresie trwałości ostrza.

Jeżeli jednak technolog zwracałby uwagę również na proces eksploatacji obrabiarki wybór nie byłby już taki oczywisty. Zakładając inne kryterium doboru narzędzia do obróbki zgrubnej, a mianowicie wielkość sił generowanych w strefie skrawania, dobrym wyborem byłby oczywiście wybór frezu walcowo-czołowego. Zmniejszenie sił powoduje mniejsze drgania w strefie skrawania. Proces obróbki jest bardziej stabilny. Ma to wymierny efekt w postaci przede wszystkim wydłużenia czasu eksploatacji obrabiarki.

Wyniki przedstawionych badań nie rozstrzygają jednoznacznie, które z badanych narzędzi należałoby zastosować projektując technologię obróbki. O wyborze decydować będzie technolog wybierając pomiędzy ekonomią prowadzonego procesu, a właściwościami eksploatacyjnymi stosowanych narzędzi.

ning time also guarantees machining of a larger batch of parts over the same period of durability of the cutter.

If, however, a technologist also paid attention to the process of maintenance of the machine tool, then the choice would no longer be so obvious. Assuming another criterion for the selection of a roughing tool, namely the magnitude of the forces generated in the cutting zone, a good choice would obviously be the selection of an end-mill. Reduction of the forces leads to reduced vibration in the cutting zone. The machining process is more stabile. This has an observable effect primarily in the form of extending machine tool life.

The results of the presented studies do not give an unequivocal answer to the question of which of the studied tools should be used in planning a machining process. The choice is the technologist's who has to choose between the economy of the process being run and the operational properties of the tools used.

5. References

[1] Budzyński A., Bachan M., Bieniaszewski W.: *UGS NX CAM Express. Optymalne rozwiązanie CAM dla przedsiębiorstw średniej wielkości*. www.knse.pl/publikacje/67.pdf

[2] Cichosz P.: *Obróbka skrawaniem. Wysoka produktywność*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007.

[3] „CoroGuide" Sandvik Coromant 2007.

[4] Edgecam – wydajny i szybki system CAM dla narzędziowni, http://www.nicom.pl/artykuly.php

[5] Hoon Ko J., Altintas Y.: *Time domain model of plunge milling operations*, International Journal of Machine Tools & Manufacture 47/2007, 1351-1361.

[6] Li Y., Liang S.Y., Petrof R.C., Seth B.B.: *Force modelling for cylindrical plunge cutting, International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 12, number 16/2000, 863-870.

[7] Mastercam – Mill Poziom, http://www.mastercam.pl/?mod=2&id=7

[8] Mazurkiewicz D.: *Wpływ wybranych parametrów konstrukcyjnych układów wieloostrzowych na efektywność skrawania materiałów skalnych*, Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability, 4/2001, 31-37.

[9] McPhail, E.M.: Inserts For Plunge Milling, Modern Machine Shop, June 1, 2000.

[10] Morek R.: *Wdrażanie HSM*, Design News, Nr 4, 2006.

[11] Michalski R., Janulin M.: *Dobór parametrów eksploatacyjnych pojazdu z napędem elektrycznym*, Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability nr 4/2008, 69-73.

[12] Morek R.: *Wpływ wysokowydajnych obróbek na przebieg procesu technologicznego*, Design News, Nr 11, 2005.

[13] Raun T.: *Use Plunging to Increase Metal Removal Rates*, Moldmaking Technology Magazine, 11/2007.

[14] Stanisławski M.: *Oprogramowanie CAD, CAM, CAE dla inżynierów projektantów branży mechanicznej*. http://www.konstrukcjeinzynierskie.pl/archiwum_pdf/PiKI_7-8(10-11)_raport_website_HQ.pdf

[15] Tilton S.: *Plunge Milling Saves Time on Big Mold Cavities*, Moldmaking Technology Magazine, 05/2005.

[16] Paynich, V., Simandl, A: *Plunge milling add-on*, CADalyst, August 1, 2002.

[17] United States Patent 3811163 - Plunge milling tool

[18] United States Patent 6929435 - Contour plunge milling

[19] Wakaoka S., Yamane Y., Sekiya K., Narutaki N.: *High-speed and high-accuracy plunge cutting for vertical walls*, Journal of Materials Processing Technology 127/2002, 246-250.

[20] Żółtowski B.: *Podstawy diagnostyki maszyn*. Bydgoszcz 1996.

Dr inż. Leszek SEMOTIUK
Politechnika Lubelska
Wydział Mechaniczny
Katedra Podstaw Inżynierii Produkcji
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, Polska
tel. +48 081 5384240,
email: l.semotiuk@pollub.pl

Sławomir JUŚCIŃSKI
Wiesław PIEKARSKI

OUTSOURCING JAKO FUNKCJA LOGISTYKI W DYSTRYBUCJI CZĘŚCI ZAMIENNYCH DO CIĄGNIKÓW I MASZYN ROLNICZYCH

OUTSOURCING AS A LOGISTICS FUNCTION IN DISTRIBUTION OF SPARE PARTS FOR TRACTORS AND FARM MACHINES

W artykule przedstawiono funkcje logistyki w procesie sprzedaży części zamiennych do ciągników i maszyn rolniczych. Zaprezentowano problemy transportu części zamiennych. Omówiono warunki stosowania outsourcingu oraz kryteria wyboru firm przewozowych. Opisano badania wpływu zjawiska sezonowości na wartość ousourcingu w usługach przewozowych części zamiennych do ciągników i maszyn rolniczych, wykonywanych przez firmy kurierskie. Wyznaczono wartość indeksów sezonowych dla badanego okresu i poddano ocenie rozkład ich zmian w aspekcie zespołu upraw polowych wykonywanych zgodnie z kalendarzem zabiegów agrotechnicznych.

Słowa kluczowe: *logistyka, ousourcing w logistyce, dystrybucja części zamiennych.*

This article presents the functions of logistics in the process of sale of spare parts for tractors and farm machines. Problems connected with transport of spare parts have been described. The conditions of employing outsourcing and the criteria for choice of transport companies have been discussed. The research concerning the influence of seasonality on the value of outsourcing in transport services of spare parts for tractors and farm machines carried out by courier companies have been presented. The value of seasonal indices for the investigated period has been determined and the distribution of their changes in the context of soil cultivation carried out according to the calendar of agricultural operations has been evaluated.

Keywords: *logistics, outsourcing in logistics, distribution of spare parts for tractors and farm machines.*

1. Wprowadzenie

Systemy logistyczne odgrywają obecnie wiodącą rolę w zarządzaniu przedsiębiorstwami handlowo – usługowymi, pracującymi na rzecz sektora rolniczego. Logistyka w istotny sposób przyczynia się do podniesienia efektywności działania i optymalnego wykorzystania posiadanych zasobów, wpływając tym samym na konkurencyjność firm. Droga do sukcesu w sferze zarządzania procesami logistycznymi, uzależniona jest od profesjonalnej wiedzy kadry menedżerskiej. Istotna jest nie tylko znajomość metod, narzędzi i technik logistycznych, lecz również skutecznych procedur aplikacyjnych. Logistyka w organizacjach gospodarczych, to przede wszystkim wiedza stosowana, która ma ścisłe związki z praktyką w danej branży. Dla liderów sektora zaopatrzenia i obsługi rolnictwa ciągłość zmian wywołanych restrukturyzacją obszarów wiejskich w Polsce jest zachętą do udoskonalania istniejących i poszukiwania oryginalnych rozwiązań logistycznych.

Koncepcje i programy, które współcześnie są tworzone w zakresie systemów logistycznych, powstają w wyniku badań stosowanych i wdrożeń, które pozytywnie oceniono w praktyce gospodarczej. Obserwacje w zakresie transformacji czasowo – przestrzennej wyrobów, pozwalają na podstawie praktycznych doświadczeń przedsiębiorstw modelować nowe rozwiązania organizacyjne [4,5,12].

2. Problem badawczy

Rynek obsługi produkcji rolniczej, ze względu na jej charakter, wykazuje istotne różnice popytu na przestrzeni roku. Skuteczne zabezpieczenie potrzeb wymaga stosowania metod

1. Introduction

Logistic systems nowadays play a leading role in managing trade and services enterprises_in the agriculture service sector. Logistics contributes significantly to increasing effectiveness of functioning and optimal exploitation of resources, at the same time influencing competitiveness of companies. Success in the sphere of managing logistic processes depends on the professional knowledge of the managerial staff. The knowledge of logistic methods, tools and techniques as well as familiarity with effective application procedures is significant. Logistics in economic organization is primarily applied knowledge, closely connected with practice in a given branch. Leaders of the supply and agriculture maintenance sector, due to the continuity of changes caused by restructuring rural areas in Poland, feel encouraged to improve the existing logistic solutions and search for new original ones.

Ideas and programs that are created at present within the sphere of logistics systems arise as a result of applied research and implementation which have been positively evaluated in economic practice. Observations concerning temporal and spatial transformation of products enable to form new organizational solutions on the basis of practical experience of companies [4,5,12].

2. Research problem

The agricultural market, due to its characteristics, displays significant differences in demand throughout the year. In order to satisfy the needs efficiently, logistic methods and techniques

i technik logistycznych w sprzedaży części zamiennych do ciągników i maszyn rolniczych. Zasadniczym problemem, na który należy zwrócić uwagę, jest sezonowość popytu w aspekcie kalendarza zabiegów agrotechnicznych.

Najważniejszym zadaniem logistyki przy określonej wielkości sprzedaży wyrobów i części zamiennych jest dobór kanałów dystrybucji o odpowiedniej strukturze i możliwościach transportowych. Zarządzanie dystrybucją fizyczną powinno zapewnić oczekiwany poziom obsługi i satysfakcję klienta przy jednoczesnej minimalizacji kosztów ponoszonych przez producenta i dealera [3,8,11,14].

3. Outsourcing usług w transporcie części zamiennych

3.1. Rola i zadania systemów transportowych

Przedsiębiorstwa poprzez właściwą organizację w posiadanych działach transportowych dążą do przestrzennej oraz jakościowej niezawodności dostaw części zamiennych. Najczęściej firmy handlowo – usługowe posiadając własne środki przewozowe, wykorzystują głównie transport drogowy do zabezpieczenia ciągłości pracy działu handlowego i serwisu.

Charakterystyczne wymagania, które należy spełnić przy realizacji zaopatrzenia w części zamienne do ciągników i maszyn rolniczych, generuje argumenty ekonomiczne przemawiające za wykorzystaniem outsourcingu w usługach transportowych. Bieżące zlecenia realizowane w Centrum Logistycznym producenta dla poszczególnych autoryzowanych firm dealerskich nie stanowią z reguły przewozów wykorzystujących całą powierzchnię ładunkową pojazdów z uwagi na wysoki poziom niejednorodności czasowej i ilościowej oraz strukturę drobnicową ładunków z częściami zamiennymi.

Należy zaznaczyć, że przewozy części podlegają wahaniom sezonowym na przestrzeni roku i mają szczególnie w sezonie agrotechnicznym wysokie wymagania pod względem terminowości dostaw. Rentowność działu transportu w takich warunkach ulega radykalnemu obniżeniu.

Budowa przewagi konkurencyjnej i stworzenie wizerunku firmy jako solidnego, godnego zaufania partnera dla sektora rolniczego, wymaga stosowania rozwiązań, które zabezpieczą niezawodną pod względem ilości i czasu usługę transportową.

3.2. Analiza wpływu outsourcingu na modyfikację strategii działania przedsiębiorstwa

Szybkie zmiany otoczenia gospodarczego powodują, że przedsiębiorstwa zmuszone są do modyfikacji strategii działania. Konkurencja ze strony innych podmiotów gospodarczych oraz presja rynku na dynamiczną zmianę i rozszerzanie oferty wytwarzanych produktów prowadzi do koncentracji wysiłku przedsiębiorstw na działalności podstawowej. Następuje wyodrębnienie z systemów logistycznych firmy obszarów o małym znaczeniu konkurencyjnym. Outsourcing jest działaniem mającym na celu restrukturyzację organizacyjną przedsiębiorstwa polegającą na ograniczeniu jego wielkości i uproszczeniu posiadanej struktury. W ramach outsourcingu podmioty gospodarcze zlecają część własnych zadań, funkcji lub procesów zewnętrznym wyspecjalizowanym w danej dziedzinie operatorom. Firmy usługowe mają możliwość realizacji zleceń zgodnie z potrzebami zamawiającego. Rozwój gospodarki rynkowej powoduje szeroką podaż usług w sektorze *Transport-Spedycja-Logistyka* [6,9,13,16].

are required in the process of sale of spare parts for tractors and farm machines. A principal problem that needs to be addressed is the seasonality of demand in the aspect of the calendar of agricultural operations.

The most significant aim of logistics within particular quantity of sale of products and spare parts is the selection of channels of distribution with proper structure and transport capabilities. Managing physical distribution should ensure the standards of services that meet expectations of the customers and, at the same time, minimization of the costs incurred by the producer and the dealer [3,8,11,14].

3. Outsourcing in spare parts transport services

3.1. The role and tasks of transport systems

Companies, by means of proper organization of their transport sections, aim at reliability in terms of space organization and quality of spare parts delivery. Most often trade and service companies that own their means of transportation use mainly road transport for securing the continuity of trade section and service operation.

Special requirements that have to be met when providing the delivery of spare parts for tractors and farm machines generate economic arguments in favour of employing outsourcing in transport services. Current orders realized in the Logistics Centre of the producer for particular authorized dealers usually do not constitute the transports that use the whole cargo space of vehicles. This is due to a high level of inhomogeneity in terms of time and space, as well as the fact that spare parts are transported in general cargo shipments.

It should be pointed out that spare parts transport undergoes seasonal fluctuations throughout the year and, especially in the season of agricultural works, high expectations as to the delivery punctuality are set. The profitability of the transport section in such conditions is subject to a radical decrease.

Gaining a competitive advantage and creating the image of a company as a solid and trustworthy partner for the agricultural sector requires employing solutions that ensure transport services dependable in terms of quantity and time.

3.2. The analysis of the influence of outsourcing on the modification of a company's action strategy

Rapid changes of the economic environment force companies to modify their action_strategy. Competition on the part of other economic subjects and the pressure of the market towards a dynamic change and broadening the offer of the manufactured products leads to focusing the efforts on the core business. The areas of a low competitive significance are separated from the logistic systems of a company. Outsourcing is an action aimed at restructuring the organization of a company as to reduce its size and simplify its structure. Within outsourcing economic subjects subcontract part of their tasks, functions and processes to external operators specializing in a given field. Service enterprises have an opportunity to realize orders according to the needs of the ordering party. The development of market economy causes a wide supply of services in transport, dispatching and logistics [6,9,13,16].

Stosowanie outsourcingu w logistyce generuje szereg zalet:
- ograniczenie kosztów i poziomu zatrudnienia;
- wyższą efektywność w działalności podstawowej;
- wyższą jakość usług i wykorzystanie potencjału, wiedzy i profesjonalizmu operatora zewnętrznego;
- mniejsze zaangażowanie kapitału i ograniczenie nakładów inwestycyjnych w wybranych obszarach.
- Związane jest również z wadami:
- partnerstwo powoduje transparentność firmy,
- brak kontroli nad częścią procesów,
- ryzyko i zagrożenia wynikające z nieprzestrzegania warunków współpracy,
- konieczność monitorowania i oceny uzyskanych efektów.

Stosowanie outsourcingu dla zabezpieczenia tej części potrzeb transportowych, które są związane z dystrybucją części zamiennych, wymaga zlecenia przewozów w firmach kurierskich. Outsourcing w usługach przewozowych daje szybkie efekty finansowe dla firmy w wyniku uwolnienia poważnych środków kapitałowych, które są zamrożone w aktywach trwałych związanych z infrastrukturą transportową. Utrzymanie zakupionych środków transportowych związane jest z koniecznością ponoszenia wielu nakładów, do których zaliczamy: wynagrodzenie kierowców, koszty paliwa, koszty obsługi serwisowej i naprawczej taboru, utrzymanie zaplecza technicznego, podatki oraz liczne opłaty koncesyjne.

Przystępując do wyboru operatora zewnętrznego należy określić kryteria, które będą decydujące przy podpisywaniu umowy z firmą przewozową. Procedura wyboru winna obejmować:
- porównanie odpowiedzi na rozesłane zapytania ofertowe do firm przewozowych ze szczególnie wnikliwą analizą kosztów związanych z wykonaniem usług transportowych;
- kontrolę jakości realizowanych usług na rzecz innych podmiotów gospodarczych przez danego operatora logistycznego oraz posiadane referencje i certyfikaty;
- systemy organizacyjne funkcjonujące w firmie i ich możliwości w zakresie elastycznej reakcji na występującą zmianę obciążeń i tras przewozu oraz gwarancję częstotliwości i punktualności dostaw;
- gotowość do ponoszenia kar umownych w przypadku nie spełnienia warunków kontraktu;
- weryfikację stosownych systemów zabezpieczania przewozów oraz systemów monitorowania i identyfikacji przewożonych ładunków.

Rachunek ekonomiczny bilansujący nakłady na utrzymanie działu transportowego oraz koszty wynajęcia zewnętrznego dostawcy usług logistycznych powinien rozstrzygać o wyborze pomiędzy oferentami. Przedsiębiorstwo dystrybucyjne podpisując umowę o długofalowej współpracy w zakresie transportu części zamiennych do ciągników i maszyn rolniczych, korzysta z upustów cenowych z uwagi na bardzo szeroki asortyment i wynikający z tego wysoki poziom zleceń przewozowych. Zamówienie usług kurierskich u wybranego operatora logistycznego następuje równocześnie z uruchomieniem kompletacji części dla zlecenia przekazanego do Centrum Logistycznego [4,12].

Using outsourcing in logistics generates a number of advantages:
- reducing the costs and level of employment,
- high efficiency of the core business,
- higher quality of services and using the potential, knowledge and professional skills of the external operator,
- lower capital engagement and limiting investment outlays in chosen areas.
- Outsourcing also has drawbacks:
- partnership causes company transparency,
- lack of control over a part of the processes,
- risk and dangers resulting from not satisfying principles of cooperation,
- necessity to monitor and evaluate the achieved results.

Applying outsourcing in order to secure the part of transport needs that are connected with spare parts distribution requires subcontracting the shipments to courier companies. Outsourcing in shipment services allows the company to profit quickly due to releasing a large number of capital resources such as frozen fixed assets connected with transport infrastructure. The maintenance of the purchased means of transportation involves a necessity to incur many expenditures such as remuneration of the drivers, costs of the fuel, costs of service and repair of the fleet, maintenance of technical resources, taxes and numerous license fees.

Before choosing an external operator the criteria decisive for signing an agreement need to be specified. The procedure of the choice should include:
- a comparison of replies for the offer inquiry sent to shipment companies with an especially in-depth analysis of the costs connected with performing transport services,
- controlling the quality of the services provided to other economic subjects by a given logistic operator, as well as the references and certificates,
- organization systems functioning in the company and their capabilities concerning a flexible reaction to a change in loading and delivery route as well as the guarantee of frequency and punctuality of delivery,
- readiness to bear conventional penalties in case of not fulfilling the terms of the contract,
- verification of proper shipment protection systems and monitoring systems, as well as monitoring the transported cargoes.

The economic calculation balancing the expenditures for maintaining the transport section and the costs of hiring an external supplier of logistic services should be decisive in the choice between the bidders. A distributing company, when signing an agreement for a long-term cooperation within the scope of transport of spare parts for tractors and farm machines, receives discount due to a very wide range of products and, as a consequence, a high level of shipment orders. Subcontracting courier services to a chosen logistic operator takes place simultaneously to launching parts completion to an order sent to the Logistics Centre [4,12].

4. Analiza outsourcingu usług przewozowych części zamiennych wykonanych w latach 2003-2005

Zbiorcze zlecenia zakupu części zamiennych, zrealizowane w firmie będącej autoryzowanym dystrybutorem maszyn i pojazdów rolniczych dwudziestu ośmiu producentów, poddano badaniom na przestrzeni trzech lat. Przedsiębiorstwo handlowo – usługowe będące obiektem badań, prowadzi od 1989 roku działalność w sektorze obsługi rolnictwa na terenie województwa lubelskiego. Realizacja w czasie rzeczywistym zamówień części w połączeniu z outsourcingiem w usługach transportowych, miała na celu sprawne zabezpieczanie bieżących potrzeb klientów. Systematyczne utrzymanie niskich stanów na magazynie części zamiennych prowadzono równolegle z polityką zdobywania satysfakcji klienta poprzez stosowanie systemowych rozwiązań logistycznych.

Analizie poddano wartość usług przewozowych przesyłek drobnicowych z częściami zamiennymi, wykonanych przez usługodawców zewnętrznych. Outsourcing obejmował transport części zamiennych z Centrów Logistycznych na terenie Polski do autoryzowanego dealera wyrobów i części zamiennych. Badania wykonanych usług przewozowych w latach 2003-2005, powierzono w sumie trzem firmom kurierskim.

4.1. Wartość usług przewozowych części zamiennych w 2003 roku

Analiza outsourcing w transporcie części zamiennych obejmowała w badanym okresie ogółem 462 usługi przewozowe, wykonane przez dwie firmy kurierskie. Rozkład wartości wykonanych usług transportowych, prezentuje histogram na rysunku 1.

Pierwszy kwartał wykazał najniższą wartość wykonanych usług przewozowych i miały one poziom 12,3% obrotu rocznego. Wysoki wzrost zapotrzebowania wystąpił w kwietniu, a obroty dla kolejnych trzech miesięcy osiągnęły 27,4%. Maksymalna wartość przewozów kurierskich, miała miejsce w trzecim kwartale, gdy wykonano 41% obrotu rocznego. Miesiącami z wysoką wartością usług w ramach outsourcingu był okres od lipca do października. Koniec roku charakteryzowała duża redukcja wartości zleceń przewozowych, a najniższy popyt w skali badanego okresu wystąpił w grudniu. W ostatnim kwartale zapotrzebowanie osiągnęło poziom 19,3%.

Przebieg zmian oraz zrealizowany poziom wartości usług kurierskich w 2003 roku, wynikał dokładnie z zalecanego czasu na wykonanie zabiegów agrotechnicznych. Wiosenne prace polowe, podczas których wykonywane są uprawy przedsiewne pod rośliny jare oraz sadzenie roślin okopowych były przyczyną znaczącego wzrostu obrotów w przewozach części zamiennych. Maksymalny poziom usług kurierskich wystąpił w okresie zbioru zbóż, wykonywania zespołu upraw pożniwnych oraz zbioru roślin okopowych [2,7].

4.2. Wartość usług przewozowych części zamiennych w 2004 roku

Przewozy części zamiennych do ciągników i maszyn rolniczych obejmowały w badanym okresie ogółem 698 usług transportowych, wykonanych przez dwie firmy kurierskie. Rozkład wartości zleceń transportowych w 2004 roku, pokazuje histogram na rysunku 2.

Analiza rozkładu wartości wykonanych usług przewozowych potwierdziła, że początek roku, gdy nie były wykonywane zabiegi polowe, wyznaczył minimum kwartalne o wartości 12,8%. Kolejne trzy miesiące były okresem, w którym zlecono przewozy o wartości 25,4%, a miejscowa najwyższa wartość

4. Analysis of outsourcing of shipment services of spare parts provided within the years 2003 - 2005

The cumulative orders for spare parts, purchase realized in a company that is an authorized distributor of farm machines and vehicles of twenty-eight producers, have been investigated within three years. The trade and service enterprise that is the object of the research operates in the agriculture service sector in the Lublin province. The real-time realization of orders of spare parts connected with outsourcing in transport services aims at efficient satisfying customers' current needs. Systematic maintaining low stocks on hand in spare parts stores was parallel to the policy of ensuring customer's satisfaction by means of systemic logistic solutions.

The value of transport services of general cargo shipments containing spare parts done by external service providers has been analyzed. Outsourcing has included spare parts transport from Logistics Centres in Poland to the authorized dealer of spare products and parts. The examination of provided shipment services within the years 2003-2005 has been entrusted to three courier companies in amount.

4.1. The value of spare parts shipment services in the year 2003

The analysis of outsourcing in spare parts transport included 462 shipment services at the period investigated, provided by two courier companies. The layout of the value of transport services is presented in the histogram on figure 1.

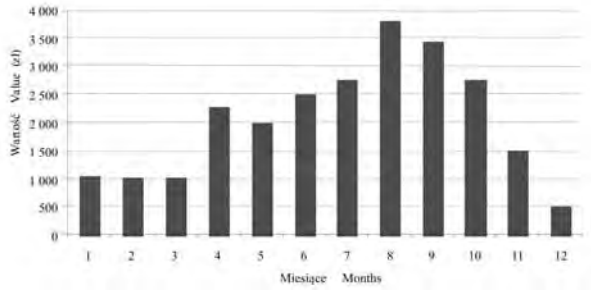
The first quarter of the year has shown the lowest value of performed services; i.e. 12,3% of the annual turn over. A high rise of demand took place in April and the turnover for the next three months reached 27,4%. The maximum value of courier shipments took place in the third quarter, when 41% of the annual turnover was realized. The period from July to October showed a high value of services within outsourcing. The end of the year displayed a high reduction of the value of shipments and the lowest demand throughout the investigated period was in December. In the last quarter the demand reached the level of 19,3%.

The course of changes and the value of courier services in 2003 followed exactly from the recommended time for agricultural operations. Field works in the spring, during which pre-sowing cultivation for spring crops and root crops planting resulted in an increase of turnover in spare parts shipments. The maximum level of courier services occurred during the harvest time, post-harvest cultivation and root crops harvesting [2,7].

4.2. The value of spare parts shipment services in the year 2004

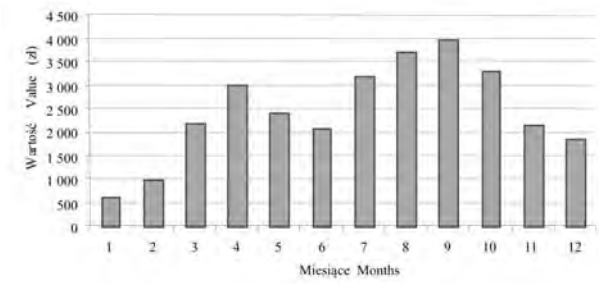
The shipments of spare parts for tractors and farm machines included 698 transport services in general within the investigated period. Two courier companies performed them. The layout of the value of transport services in 2004 is presented in the histogram on figure 2.

The analysis of the layout of the value of performed shipment services has confirmed that the beginning of the year, when no field works were done, determined the quarter minimum at the value of 12,8%. The following three months were the period in which the value of shipments averaged out at 25,4%, while



Rys. 1. Rozkład wartości usług przewozowych części zamiennych wykonanych przez firmy kurierskie w 2003 roku

Fig. 1. The layout of the value of spare parts transport services performed by courier companies in the year 2003



Rys. 2. Rozkład wartości usług przewozowych części zamiennych wykonanych przez firmy kurierskie w 2004 roku

Fig. 2. The layout of the value of spare parts transport services performed by courier companies in the year 2004

wystąpiła w kwietniu. Najwyższa wartość zleceń transportowych na poziomie 37% odnotowano w trzecim kwartale. Maksymalny popyt występował w miesiącach od sierpnia do października. Wartość przewozów w czwartym kwartale była równa 22,2%, a ostanie miesiące roku charakteryzowały się redukcją popytu na części zamienne.

Charakter zmian wartości zrealizowanych usług przewozowych części zamiennych w 2004 roku, wykazał zależność od natężenia prac polowych. Najwyższa wartość przewozów wykonanych w ramach outsourcingu odwzorowywała czas realizacji zespołu upraw wiosennych, prac przy zbiorze zbóż i roślin oleistych oraz upraw pożniwnych.

4.3. Wartość usług przewozowych części zamiennych w 2005 roku

Outsourcing w przewozach części zamiennych w analizowanym roku stanowiło ogółem 886 usług transportowych, wykonanych przez trzy firmy kurierskie. Rozkład wartości zleceń transportowych w 2005 roku, obrazuje histogram na rysunku 3.

W pierwszym i drugim kwartale przy obrotach odpowiednio 17,4% i 26,2%, najniższa wartość przewozów przypadła na środek okresu, a najwyższa na miesiąc końcowy. Trzeci kwartał wykazał tendencję wzrostu zamówień i przy obrocie 34,2%, zrealizowano przewozy za maksymalną wartość w miesiącu sierpniu. Ostatnie trzy miesiące roku charakteryzowały się gwałtownym spadkiem wartości zleceń kurierskich do poziomu 22,2%, a w grudniu wystąpiło minimum w skali całego 2005 roku.

Struktura zmian wartości usług przewozowych części zamiennych wykonanych przez firmy kurierskie w ramach outsourcingu była w 2005 roku zależna od rozkładu czasowego i liczebności zespołu upraw polowych zalecanych w kalendarzu zabiegów agrotechnicznych.

4.4. Charakterystyka porównawcza wartości outsourcingu usług przewozowych części zamiennych w latach 2003-2005

Przewozy części zamiennych w analizowanym okresie objęły ogółem 2046 zleceń. Rozkład wartości przewozów kurierskich części zamiennych w latach 2003-2005, przedstawia histogram na rysunku 4.

Badania rozkładu usług na przestrzeni trzech lat dowiodły, że miał miejsce przyrost wartości zrealizowanych przesyłek kurierskich. Outsourcing w latach 2003-2004 wykazał wzrost wartości o 20%, a dla okresu 2004-2005 następny przyrost wartości o 33,7%. Zestawienie rozkładu wartości zleceń prze-

the highest local value occurred in April. The highest value of transport orders amounting to 37% could be noticed in the third quarter. The maximum demand occurred within the period from August to October. The value of shipments in the fourth quarter equaled to 22,2% and the last months of the year showed the reduction of demand for spare parts.

The character of changes in the value of provided spare parts shipment services in the year 2004 has shown dependency on the intensity of field works. The highest value of shipments performed within outsourcing corresponds to the period of spring agricultural works, crops and oily plants harvesting as well as post-harvest cultivation.

4.3. The value of spare parts shipment services in the year 2005

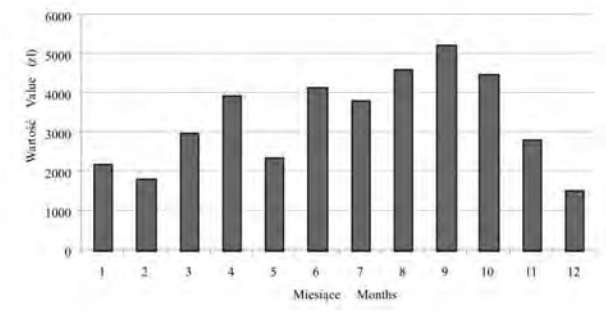
Outsourcing in spare parts shipments within the investigated year constituted 886 transport services in generally, performed by three courier companies. The layout of the value of transport orders in 2005 is illustrated by the histogram on figure 3.

In the first and the second quarter, when the turnover reached 17,4% and 26,2% respectively, the lowest value of shipments fell on the middle of the period while the highest value was reached in the last month. The third quarter showed a tendency towards a higher number of orders and with the turnover amounting to 34,2% the maximum value of shipments was reached in August. The last three months displayed a rapid decrease in the value of courier orders to the level of 22,2% and in December the value was the lowest per annum. The structure of changes of the value of spare parts shipment services performed by courier companies within outsourcing in the year 2005 depended on temporal distribution and the number of agricultural works recommended in the calendar of agricultural works.

4.4 Comparative description of the value of outsourcing of spare parts shipment services in the years 2003–2005

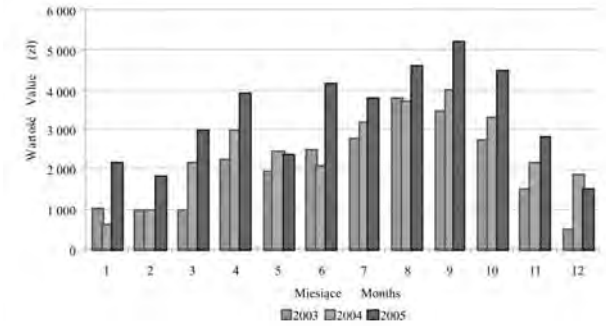
Spare parts shipments in the analysed period included 2,046 orders in general. Figure 4 presents the layout of the value of spare parts courier dispatches in the years 2003 – 2005.

The research services on the layout during three years have proved that there was an increase of the value of fulfilled courier dispatches. The outsourcing in the years 2003 – 2004 showed an increase value by 20% and for the period 2004 – 2005 a subsequent increase value by 33,7%. A juxtaposition of the layout of the value of shipment orders allows to claiming that



Rys. 3. Rozkład wartości usług przewozowych części zamiennych wykonanych przez firmy kurierskie w 2005 roku

Fig. 3. The layout of the value of spare parts transport services performed by courier companies in the year 2005



Rys. 4. Rozkład wartości usług przewozowych części zamiennych wykonanych przez firmy kurierskie w latach 2003-2005

Fig. 4. The layout of the value of spare parts shipment services done by courier companies in the years 2003 – 2005

wozowych, pozwala stwierdzić, że mają one zbliżoną charakterystykę na przestrzeni badanych okresów. Udziały procentowe dla wybranych kwartałów zachowały zbliżony poziom przy jednoczesnym wzroście wartości świadczonych zleceń przewozowych. Pierwszy kwartał miał najniższy popyt na zlecenia transportowe. W 2004 i 2005 roku posiadał wartość odpowiednio 12,8% i 12,3%. Natomiast w 2003 roku był wyższy niż w kolejnych latach i wynosił 17,8%. Charakterystycznym zjawiskiem, potwierdzonym w drugim kwartale każdego roku, był skokowy wzrost wartości usług w kwietniu. Początek sezonu wiosennych zabiegów agrotechnicznych, w postaci upraw przedsiewnych i siewu zbóż oraz sadzenia roślin okopowych, generował ponad dwukrotny wzrost obrotów w porównaniu do miesięcy zimowych. Obroty w drugim kwartale osiągnęły odpowiednio: 26,2%, 25,4% oraz 27,4%. Kolejna prawidłowość widoczna na strukturze wartości, to rosnące w kolejnych latach obroty trzeciego kwartału. Okres zbioru zbóż, roślin oleistych i roślin okopowych oraz wykonanie prac z zespołu upraw pożniwnych, znalazło odbicie w maksymalnej wartości usług przewozowych części zamiennych w miesiącach od lipca do października. Trzeci kwartał zamknął się wartością zleceń przewozowych na poziomie: 34,2%, 37% i 41% w skali roku. Ostatnie dwa miesiące roku stanowiły okres zmniejszonego popytu i redukcji obrotów w przewozach, przy czym tendencja taka szczególnie wyraźnie zaznaczyła się w 2005 roku. Czwarty kwartał to przewozy o wartości odpowiednio: 22,2%, 24,8% oraz 19,3% .

Sumaryczny rozkład wartości przewozów kurierskich, prezentuje wykres na rysunku 5.

5. Analiza statystyczna outsourcingu usług przewozowych części zamiennych w latach 2003-2005

Przewozy części zamiennych zrealizowane przez operatorów logistycznych na zlecenie przedsiębiorstwa handlowo – usługowego w badanym okresie, miały charakter periodyczny. Wahania sezonowe wymuszają odchylenia od rytmicznego przebiegu procesów przemysłowych. Zakłócając ich wyrównany poziom są przyczyną nadmiernego wzrostu kosztów. Rozpatrywano ich podobieństwo i zależność od kalendarza zabiegów agrotechnicznych, które mają cykliczny przebieg i są ściśle związane z określonymi sezonami na przestrzeni roku.

Przy analizie badanych zjawisk outsourcingu wykorzystano model multiplikatywny składowych szeregu czasowego, który

they are of a similar description throughout the tested periods. The percentage shares for the selected quarters have maintained a similar level with a simultaneous increase in the values of shipment orders. There was the lowest demand for shipment orders in the first three months. In 2004 and 2005 it had a value of 12.8% and 12.3% respectively. But in 2003 it was higher than in the following years and was 17.8%. An abrupt increase in the value of services in April was a characteristic phenomenon, confirmed in the second quarter of each year. The beginning of the season of spring agricultural works, i.e. pre-sowing cultivation, crop sowing and planting of bulb and root plants generated over double increase in turnover in comparison to winter months. The turnover in the second quarter reached respectively: 26.2%, 25.4% and 27.4%. Increasing turnover of the third quarter in the following years is another regularity noticeable in the value structure. The harvest time of crops, oleaginous plants and bulb and root plants, as well as works of post-harvest farming, reflected in maximum value of spare parts shipment services from July to October. The third quarter closed with the value of shipment orders at the level of: 34.2%, 37% and 41% throughout the year. The last two months were the period of a lower demand and a reduction of shipment turnover. Such a tendency was particularly marked in 2005. The fourth quarter was marked with shipment: 22.2%, 24.8% and 19.3%.

The graph on figure 5 shows a summary layout of the value of courier dispatches.

5. Statistic analysis of outsourcing of spare parts shipment services in the years 2003-2005

Spare parts shipments done by logistic operators for the order of a trade-service enterprise in the tested period were of a periodic character. Seasonal fluctuations extort deviations from a rhythmical course of industrial processes. They are the cause of an excessive increase in costs by the disruption of their balanced level. They have been analysed as far as their similarity and dependence upon the calendar of agricultural works are concerned. The works are of a cyclic course and are strictly connected with particular seasons of the year.

Analysing the tested outsourcing phenomena, a multiplicative model of elements of time line, which can be presented as

można przedstawić jako iloczyn czterech składowych. Sezonowość określamy wówczas za pomocą metody nazywanej „metodą współczynnika do średniej ruchomej”. [1,10,15,17]:

$$Y_t = T_t \cdot S_t \cdot C_t \cdot I_t \qquad (1)$$

gdzie: Y_t – wartość szeregu, T_t – trend szeregu, S_t – wahania sezonowe, C_t – wahania cykliczne, I_t – wahania przypadkowe.

Przy wyznaczaniu indeksów sezonowych, posługiwano się średnią ruchomą opartą na 12 obserwacjach miesięcznych. Standaryzację uzyskujemy poprzez obliczenie zależności:

$$S_i = \frac{\overline{w}_i \cdot d}{\sum_{i=1}^{d} \overline{w}_i} \cdot 100\% \qquad (2)$$

gdzie: S_i – indeks sezonowy dla i-tego podokresu (miesiąca), $\overline{w}_i$ – średnia arytmetyczna wartości współczynnika w kolejnych miesiącach, d – liczba miesięcy w roku.

Do analizy graficznej wpływu wahań sezonowych na rozkład zbioru zmiennych, wykorzystano pojęcie poziomu odniesienia (poziomu przeciętnego), który w poszczególnych miesiącach roku dla indeksów sezonowych ma wartość równą 100% .

Indeksy sezonowe dla wartości przewozów kurierskich w latach 2003-2005, pokazuje wykres na rysunku 6.

Na skutek wahań sezonowych cały pierwszy kwartał, posiadał indeksy sezonowe poniżej poziomu odniesienia. W styczniu i lutym deficyt uzyskał poziomy 50,2% i 48,7%. Kwiecień był tradycyjnie okresem realizacji większej ilości usług przewozowych, a indeks przekroczył poziom przeciętny o 25,2%. Sezon zabiegów agrotechnicznych od lipca do października, miał indeksy przewyższające wartość odniesienia odpowiednio o: 30,2%, 64,1%, 56% i 22,8%. Redukcja indeksów na koniec roku wyniosła 57,2% i był to najniższy poziom w całym badanym okresie. Analiza indeksów sezonowych potwierdziła istnienie ścisłego związku pomiędzy wartością wykonanych przez firmy kurierskie usług transportowych części zamiennych, a zespołem upraw przy siewie zbóż, sadzeniu roślin okopowych oraz zbiorze tych roślin i realizacji zespołu upraw pożniwnych.

a product of four elements. Seasonality is defined by means of the method called ‘method of a coefficient to a moving average’. [1,10,15,17]:

$$Y_t = T_t \cdot S_t \cdot C_t \cdot I_t \qquad (1)$$

where: Y_t – value of time series, T_t – time series trend, S_t - seasonal fluctuations, C_t – cyclical fluctuations, I_t – incidental fluctuation.

Seasonal indices were marked using a moving average based on 12 monthly observations. Standardisation proceeds as follows:

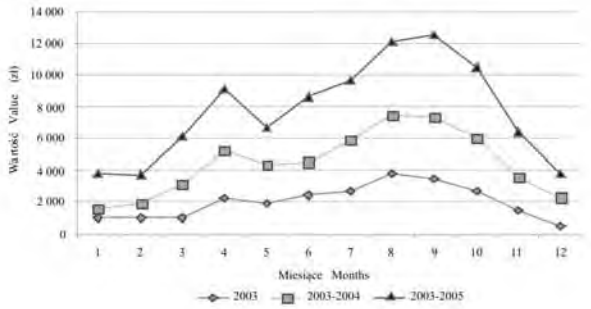
$$S_i = \frac{\overline{w}_i \cdot d}{\sum_{i=1}^{d} \overline{w}_i} \cdot 100\% \qquad (2)$$

where: S_i – seasonal index for its sub-period (month), $\overline{w}_i$ – arithmetic mean of coefficient’s value in ensuing months, d – the number of months in the year.

For the graphic analysis of the influence of seasonal fluctuations on the layout of the set of moving, the term ‘level of reference’ (average level) was used, which in particular months of the year for seasonal indices has the value that equals 100%.

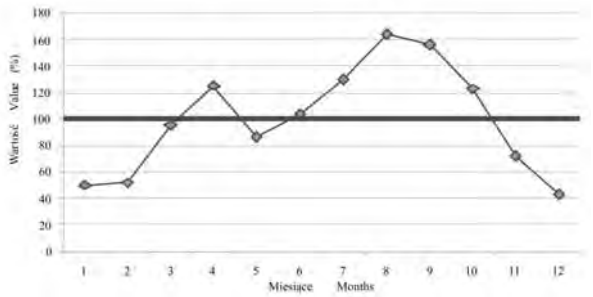
The chart on figure 6 shows seasonal indices for the value of courier dispatches in the years 2003-2005.

As a result of seasonal fluctuations, the whole first three months had seasonal indices below the level of reference. In January and February, the deficit reached levels of 50.2% and 48.7%. April was traditionally the period of a bigger number of shipment services and the index exceeded the average level by 25.2%. The season of agricultural works from July to October had indices exceeding the value of reference respectively by: 30.2%, 64.1%, 56% and 22.8%. The reduction of indices by the end of the year was 57.2% and it was the lowest level in the whole tested period. The analysis of seasonal indices confirmed the existence of a close connection between the value of the spare parts shipment services done by courier companies and the cultivation unit while crop sowing, planting bulb and root plants and harvesting these plants and carrying out post-harvest cultivation unit.



Rys. 5. Sumaryczny rozkład wartości usług przewozowych części zamiennych wykonanych przez firmy kurierskie w latach 2003-2005

Fig. 5. A summary layout of the value of spare parts shipment services done by courier companies in the years 2003-2005



Rys. 6. Indeksy sezonowe dla wartości usług przewozowych części zamiennych wykonanych przez firmy kurierskie w latach 2003-2005

Fig. 6. Seasonal indices for the value of spare parts shipment services done by courier companies in the years 2003-2005

6. Podsumowanie

Przedsiębiorstwa funkcjonujące w gospodarce rynkowej zmuszone są do permanentnej konfrontacji we wszystkich obszarach działania. Misją wpisaną w strategie firm jest ciągły rozwój i stała adaptacja zarówno do wymagań klientów, jak i zmian w otoczeniu branżowym. Analiza poszczególnych funkcji podmiotu gospodarczego powinna być prowadzona w aspekcie organizacyjnym, ekonomicznym i technicznym. Pozwala to wyodrębnić w obszarze procesów logistycznych takie, które należy zlecić operatorom zewnętrznym w celu uzyskania przewagi konkurencyjnej. Outsourcing służy zarówno redukcji kosztów, jak i zmianie całej struktury kosztów stałych w wybranych obszarach funkcjonalnych.

Przeprowadzone badania rynku sprzedaży części zamiennych do ciągników i maszyn rolniczych potwierdziły występowanie następujących specyficznych cech:

- Wartość usług przewozowych zrealizowanych w latach 2003-2005 przez firmy kurierskie, wykazała niski popyt na taki rodzaj zleceń zarówno na początku, jak i na końcu każdego badanego roku.
- Wysoki wzrost wartości przewozów występował w drugim kwartale roku oraz w miesiącach od lipca do października. Struktura zrealizowanych zleceń transportowych była zbieżna czasowo z okresami intensywnych prac polowych, zalecanych w kalendarzu zabiegów agrotechnicznych dla upraw na terenie Polski [2,7].
- Obliczone indeksy sezonowe dla kolejnych miesięcy potwierdziły, że wartość zleconych firmom kurierskim usług transportowych części zamiennych ma charakter periodyczny. Zależy ona bezpośrednio od kalendarza zabiegów agrotechnicznych, a szczególnie upraw przy siewie zbóż, sadzeniu roślin okopowych, a także zbiorach tych roślin i realizacji zespołu upraw pożniwnych .

Outsourcing usług transportowych w ostatnich latach traktowany jest jako działanie standardowe przez wiele firm z branży motoryzacyjnej. Obszar obsługi i zabezpieczenie rynku rolniczego w części zamienne do ciągników i maszyn rolniczych, jak pokazały przeprowadzone badania ma zmienny popyt na przestrzeni roku. Operatorzy logistyczni traktują ten sektor jako perspektywiczny z uwagi na duże wolumeny zamówień. Aspekty ekonomiczne i organizacyjne korzystne zarówno dla firm dealerskich, jak i kurierskich w pełni uzasadniają stosowanie formuły outsourcingu w obsłudze krajowego rynku rolniczego.

6. Conclusions

Enterprises functioning in the market economy are forced to permanent confrontation in every area of activity. A continuous development and a permanent adaptation both to customers' requirements and to changes in the branch environment are a mission written in companies' strategies. The analysis of particular functions of an economic subject should be carried out in organizational, economic and technical aspects. It allows to distinguishing in the area of logistic processes such processes, which should be contracted to external operators in order to gain a competitive advantage. Outsourcing allows cost reduction and the change of the whole fixed cost structure in selected functional areas.

The research of the sales market of spare parts for tractors and agricultural machinery confirmed the following specific features:

- The value of shipment services realized by courier companies in the years 2003 – 2005 showed a low demand for such contracts both at the beginning and at the end of each tested year.
- A high increase in the shipment value was noticeable in the second quarter of the year and from July to October. The structure of the realized transport contracts was temporarily coincided with the periods of intensive field works, recommended in the agricultural operation calendar for crops on the area of Poland [2,7].
- Calculated seasonal indices for the following months confirmed that the value of spare parts transport services contracted to courier companies was of a periodic character. It depends directly on the calendar of agricultural operations, particularly cultivation while corn sowing, planting bulb and root plants and harvesting these plants and realization of post-harvest cultivation.

In the recent years, outsourcing of transport services has been treated as a standard activity by many motorization branch companies. The research has shown that the service area and the provision of the agricultural market for spare parts for tractors and agricultural machinery has a changeable demand throughout the year. Logistic operators treat this sector as a perspective one due to a big volume of orders. Economic and organizational aspects, profitable both to dealer and courier companies, fully justify the application of the outsourcing formula within the domestic agricultural market service.

7. References

[1] Aczel A.D. (2002): *Complete Business Statistics*, 4th ed., Richard D. Irwin/McGraw-Hill, Boston.

[2] Banasiak J. (red.) (1999): *Agrotechnologia*, Wyd. Naukowe PWN, Warszawa-Wrocław.

[3] Carbone V., Stone M. A. (2005): *Growth and relational strategies used by the European logistics service providers: Rationale and outcomes*, Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review, Volume 41, Issue 6, November 2005, Pages 495-510.

[4] Ciesielski M. (red.) (2005): *Rynek usług logistycznych*, Wyd. Difin, Warszawa.

[5] Coyle J. J., Bardi E. J., Langley C. J. (1996): *The Management of Business Logistics*, West Publishing Company, New York.

[6] Gay C.L., Essinger J. (2000): *Inside Outsourcing: The Insider's Guide to Managing Strategic Sourcing*, Nicholas Brealey Publishing Ltd, London.

[7] Karczmarczyk St. (red.) (2005): *Agrotechnika roślin uprawnych*, Wyd. Akademii Rolniczej w Szczecinie, Szczecin.

[8] Kempny D. (2001): *Logistyczna obsługa klienta*, Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa.

[9] Piekarski W., Juściński S. (2005): *Rozwój sektora usług: Transport – Spedycja – Logistyka w Polsce po wstąpieniu do Unii Europejskiej*, Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability, str. 20-29, nr 4.

[10] Pułaska-Turyna B. (2005): *Statystyka dla ekonomistów*, Wyd. Difin, Warszawa.
[11] Rutkowski K. (red.) (2005): *Logistyka dystrybucji – Specyfika, Tendencje rozwojowe, dobre praktyki*, Wyd. Szkoła Główna Handlowa, Warszawa.
[12] Rydzkowski W. (red.) (2004): *Usługi logistyczne*, Wyd. Instytut Logistyki i Magazynowania, Poznań.
[13] Rydzkowski W., Wojewódzka-Król K. (red.) (2006): *Transport*, Wyd. Naukowe PWN, Warszawa.
[14] Stock J. R., Lambert D. M. (2001): *Strategic Logistic Management*, Mc Graw – Hill/Irwin, New York.
[15] Sobczyk M., 2006: *Statystyka – aspekty praktyczne i teoretyczne*, Wyd. UMCS, Lublin.
[16] Trocki M. (2001): *Outsourcing*, Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa 2001.
[17] Woźniak M. (red.) (2002): *Statystyka ogólna*, Wyd. Akademii Ekonomicznej, Kraków.

Dr inż. Sławomir JUŚCIŃSKI
Prof. dr hab. inż. Wiesław PIEKARSKI
Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie
Katedra Energetyki i Pojazdów
ul. Głęboka 28, 20-612 Lublin, Polska
e-mail: slawomir.juscinski@up.lublin.pl
e-mail: wieslaw.piekarski@up.lublin.pl

Paweł KORDOS
Jacek HUNICZ
Agata NIEWCZAS

STANOWISKO DO PRZYSPIESZONYCH BADAŃ ZMĘCZENIOWYCH MATERIAŁÓW STOMATOLOGICZNYCH

THE STATION DESIGNED FOR ACCELERATED FATIGUE TESTS OF DENTAL MATERIALS

W artykule zaprezentowano budowę i zasadę działania stanowiska badawczego do symulowania obciążeń mechanicznych i cieplnych jakie występują w jamie ustnej podczas procesu żucia. Przedstawione urządzenie pozwala na przyspieszone badania materiałów wykorzystywanych do wypełnień stomatologicznych. W pracy zamieszczono także przykładowe wyniki badań uszkodzeń zębów podczas symulowanej eksploatacji.

Słowa kluczowe: *symulator żucia, wypełnienia stomatologiczne, szczelina brzeżna, badania zmęczeniowe, szoki cieplne.*

The article presents the structure and the principle of operation of the research post used for the simulation of mechanical and thermal loads which occur in the oral cavity during the process of chewing. The presented apparatus guarantees accelerated tests of the materials used in dental fillings. The article additionally presents the examples of results of the tests the aim of which was to determine the degree of damage in the teeth during the simulated mastication.

Keywords: *mastication simulator, dental fillings, marginal fissure, fatigue tests, thermal shocks.*

1. Wprowadzenie

Podczas aktu żucia wypełnienia stomatologiczne poddawane są ciągłym obciążeniom mechanicznym i cieplnym. Proces żucia generuje złożony układ sił wywoływanych przez ruchy przywodzenia, odwodzenia oraz ruchy boczne żuchwy [2,3,4]. Znaczne naprężenia spowodowane obciążeniami mechanicznymi są dodatkowo potęgowane przez naprężenia wynikające z cyklicznych zmian stanu cieplnego zęba.

Stosowane obecnie materiały na wypełnienia stomatologiczne są coraz bardziej odporne na trudne warunki pracy występujące w jamie ustnej człowieka. Poza typowymi wymaganiami stawianymi tym materiałom takimi jak wytrzymałość mechaniczna i odporność na ścieranie, konieczna jest minimalizacja skurczu polimeryzacyjnego oraz odpowiednia elastyczność. Te dwie ostatnie cechy odpowiadają za powstawanie szczeliny brzeżnej podczas długotrwałej eksploatacji układu wypełnienie-twarda tkanka zęba [1]. Dotychczasowe badania nad szczelnością brzeżną potwierdzają, że każde wypełnienie jest nieszczelne w sensie mikroprzecieku [10, 11, 12].Liczni badacze podejmują próby jakościowej i ilościowej oceny szczeliny brzeżnej oraz pęknięć w obrębie twardych tkanek zęba i materiału wypełniającego. Ze względu na to, że badania kliniczne charakteryzuje długi czas realizacji oraz duża pracochłonność, szeroko stosuje się metody laboratoryjne. W badaniach laboratoryjnych istnieje potrzeba opracowania testów i urządzeń, które w możliwie wierny sposób odtworzą warunki jamy ustnej oraz mechanizm żucia poza ustrojem.

Krejci i inni [7,13,14] opisali budowę i zastosowanie sterowanego komputerowo symulatora żucia odtwarzającego obciążenia mechaniczne i zmiany temperatur występujące w jamie ustnej. Badania wykazały, że urządzenie spełniało wymagania dotyczące parametrów procesu żucia i zmian cieplnych. Autorzy stwierdzili,że symulator żucia może stanowić podstawę testów in vitro, które pozwolą na ocenę trwałości wypełnień

1. Introduction

During an act of chewing, a dental filling undergoes constant mechanical and thermal loads. The very process of mastication generates the complicated system of forces resulting from motions of adduction and abduction as well as from lateral movements of the mandible. [2, 3, 4]. Considerable stresses caused by mechanical loads are additionally intensified by stresses resulting from the cyclical changes of a tooth thermal state.

The material used in dental fillings nowadays are becoming more and more resistant to hard work conditions occurring in the human oral cavity. Apart from typical requirements set for such materials such as mechanical resistance, and abrasion resistance it is also essential to minimize polymerization spasm and guarantee appropriate elasticity. The two latter features are responsible for the formation of the marginal fissure during long-lasting exploitation of the system: a filling – hard tissue of a tooth [1].

Recent research on the marginal fissure confirm that all kinds of dental fillings are not perfectly leakproof in a sense of marginal fissure [10, 11, 12]. Numerous researchers carry out tests of qualitative and quantitative evaluation of both marginal fissure and cracks of hard tissues and filling materials. Considering that clinical examinations are labour and time consuming in-vitro methods became very common. The most important issue of laboratory research is to elaborate tests cycles and devices which will simulate conditions in the oral cavity.

Krejci at. all [7, 13, 14] presented design and principles of operation of a computer controlled mastication simulator which is able to realize mechanical and thermal loads taking place in a human oral cavity. Conducted research tests which proved that the device fulfilled requirements concerning. The authors concluded that mastication simulator can be successfully used for evaluation of durability of human teeth with dental fillings. However, it should be noticed that designed mastication simu-

stomatologicznych. Warto jednak zwrócić uwagę, że symulator w sposób mało dokładny odtwarza trajektorię żucia.

Niektórzy autorzy stosowali do badań laboratoryjnych próbek materiałów stomatologicznych specjalnie dostosowane urządzenia trące [8, 9].

Jednak ze względu na niejednorodność budowy zębów oraz specyficzne środowisko pracy jakim jest jama ustna człowieka, nie jest właściwe badanie połączeń oraz samych wypełnień na próbkach innych niż rzeczywiste zęby ludzkie. Dlatego powstała potrzeba skonstruowania i wykonania stanowiska badawczego dla próbek zębów ludzkich symulującego obciążenia mechaniczne i cieplne występujące podczas aktu żucia.

2. Stanowisko badawcze

Stanowisko do przyspieszonych badań trwałościowych materiałów stomatologicznych składa się z dwóch zasadniczych elementów:

- modułu mechanicznego poddającego próbki zębów ludzkich z wypełnieniami cyklicznym obciążeniom mechanicznym, symulującym siły żucia;
- modułu termicznego stanowiącego hydrauliczny układ szokowej zmiany temperatury kąpieli próbek zębów .

Badaniu poddawane są pary zębów ludzkich ze specjalnie przygotowanymi wypełnieniami kompozytowymi. Stanowisko badawcze zostało skonstruowane tak, aby spełniało wymagania narzucone badaniom materiałów stomatologicznych [5]:

- dwie próbki (wyekstrahowane zęby ludzkie) dociskane są w kierunku pionowym, z zadaną siłą, niezależną od położenia,
- dolna próbka wykonuje ruchy w płaszczyźnie poziomej, wzorowane na fizjologicznych,
- próbki zamocowane są elastycznie, co symuluje osadzenie zęba w zębodole,
- próbki znajdują się w wilgotnym środowisku (kąpieli),
- próbki podczas badań poddawane są oddziaływaniu zmiennej temperatury.

Moduł mechaniczny stanowiący symulator żucia składa się z pneumatycznego mechanizmu docisku oraz plotera dwuosiowego. Takie rozwiązanie zapewnia małą bezwładność elementów ruchomych oraz pełną swobodę doboru sił i toru ruchu. Na rysunku 1 przedstawiono widok mechanicznego układu napędowego symulatora żucia. Pracę symulatora kontroluje komputer osobisty wyposażony w specjalną kartę sterowania silnikami krokowymi oraz kartę przetworników analogowo-cyfrowych (rys. 2). Oprogramowanie komputera pozwala na wprowadzanie dowolnych przebiegów cykli żucia. Istnieje możliwość regulacji prędkości wzajemnego przesuwania się próbek względem siebie, siły docisku w kierunku pionowym oraz dowolność konfiguracji trajektorii ruchu dolnej próbki w płaszczyźnie poziomej. Każdy symulowany cykl żucia składa się z opuszczenia górnej próbki na dolną próbkę i dociśnięcia jej z ustaloną siłą, wykonania przez dolną próbkę ruchu według zaprogramowanej trajektorii oraz podniesienia górnej próbki. Zainstalowane w symulatorze żucia czujniki siły wraz z elektronicznym układem pomiarowym pozwalają na pomiar rozkładu sił w płaszczyźnie poziomej podczas symulowanego aktu żucia.

lator is able to produce thermal and mechanical loads without simulation of mechanical load cycles exactly the same as in the oral cavity.

Some of the authors used to apply shearing devices for laboratory research of samples of dental filling materials [8, 9].

However, due to non-uniformity of the teeth structure and specific environment in the oral cavity, it is not possible to conduct research on samples different from real human teeth. Above arguments brought authors to design of test stand, which will allow for examination of dental fillings in real human teeth exposed to mechanical and thermal conditions the same as in the oral cavity.

2. Test stand

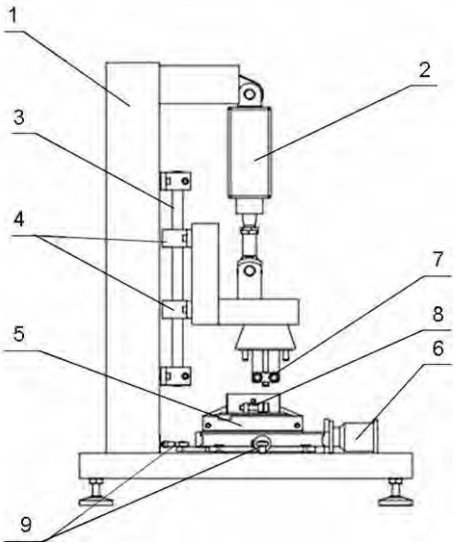
The station designed for performance of accelerated tests of dental material durability consists of two basic components:

- mechanical module in which the specimens consisting of human teeth with fillings are submitted to mechanical loads simulating chewing forces,
- thermal module constituting hydraulic system of the shock temperature change in the bath of teeth specimens.

The pairs of human teeth with specially designed composite fillings were the subject of the test. The station has been designed in such a way, that it fulfills the requirements set for the tests of dental materials [5]:

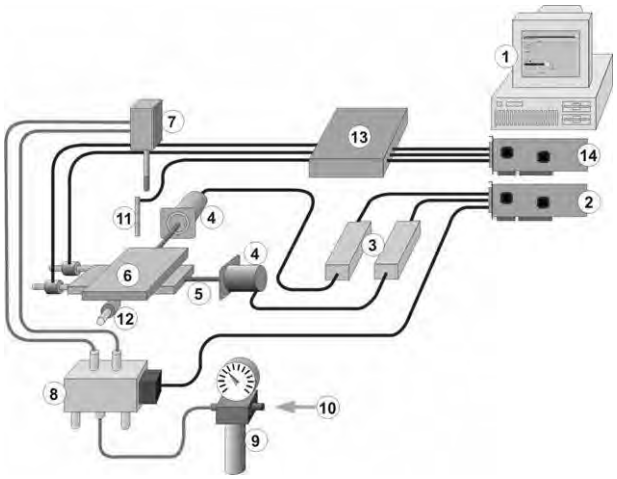
- two specimens (extracted human teeth) are pressed down in vertical direction, with assigned strength independent from the location,
- the lower performs movements in horizontal plane, imitating physiological ones,
- the specimens are elastically fixed, which simulates the placement of a tooth in the dental alveolus,
- the specimens are situated in wet environment (the bath),
- the specimens during tests are exposed to the influence of changeable temperatures.

Technical module, which at the same time constitutes the simulator of mastication, consists of the pneumatic mechanism of pressure and the two-axis plotter. Such a structure allows for the small inertia of mobile components and the full freedom of force and trajectory selection. Figure 1 presents the view of mechanical drive system of the simulator of mastication. Its work is controlled by a personal computer equipped with the special card steering stepper engine and the card of analog-to-digital converter (fig. 2). The computer software guarantees entering individual courses of chewing cycles. It is possible to regulate the speed of correlated shift of the specimens , pressure force in vertical direction and the freedom of configurations of motion trajectory in the lower part of the specimen in horizontal plane. Each simulated cycle of mastication consists of the act of dropping the upper specimen onto the lower one, pressuring them down with a fixed force, the performance of the motion by the lower specimen according to the previously programmed trajectory and lifting of the upper specimen. The sensors of force installed in the simulator of mastication together with electronic measurement system guarantee the measurement of the force distribution in horizontal plane during the simulated act of chewing.



Rys. 1. Schemat modułu mechanicznego symulatora żucia: 1-korpus, 2-siłownik pneumatyczny, 3-prowadnice, 4-łożyska liniowe, 5-ploter, 6-silnik krokowy, 7-próbka górna, 8- próbka dolna, 9-zestaw tensometrów pomiarowych

Fig. 1. The diagram of mechanical module of the simulator of mastication: 1-body, 2-pneumatic motor operator, 3-guides, 4- linear bearings, 5-plotter, 6-stepper engine, 7-upper specimen, 8-lower specimen, 9- set of measurement tensometers



Rys. 2. Schemat funkcjonalny symulatora żucia, 1 – komputer osobisty, 2 – karta sterowania silnikami krokowymi, 3 – sterowniki silników krokowych, 4 – silniki krokowe, 5 – śruby napędowe, 6 – mechanizm plotera, 7 – siłownik pneumatyczny, 8 – zawór rozdzielający, 9 – zespół przygotowania powietrza, 10 – zasilanie sprężonym powietrzem, 11 – czujnik temperatury, 12 – czujniki siły, 13 – przetworniki pomiarowe, 14 – karta przetworników analogowo-cyfrowych [5]

Fig. 2. Functional diagram of the simulator of mastication: 1- personal computer, 2- steering card of stepper engines, 3 – programmers of stepper engines, 4- stepper engines, 5- power screws, 6-mechanism of plotter, 7- pneumatic engine, 8- separating valve, 9- complex of preparation of air, 10- supply by compressed air, 11-temeperature sensor, 12-force sensors, 13- measurement converters, 14- card of analog-to-digital converter [5]

W skład modułu termicznego (rys. 3) wchodzą dwa ultratermostaty, z których jeden stabilizuje temperaturę wody wyższą od temperatury otoczenia (1), a drugi temperaturę niższą od temperatury otoczenia (2). Pompy cyrkulacyjne (3,4) zamontowane w termostatach zapewniają stały przepływ wody przez dwa zasobniki (5,6) z wodą o ustalonych temperaturach. Do przepompowywania wody do i z naczynia (10), w którym znajduje się dolna próbka zęba zastosowano pompę perystaltyczną (9). Pomiędzy pompą dozującą a zasobnikami wody znajdują się dwa zawory odcinające (7,8).

Cykl pracy modułu do realizacji szoków cieplnych przebiega w następujący sposób:

- otwarcie zaworu odcinającego przepływ ciepłej wody oraz odpompowanie wody do zasobnika z ciepłą wodą,
- zamknięcie zaworu odcinającego przepływ ciepłej wody i otwarcie zaworu zimnej wody,
- napełnienie naczynia z próbką zimną wodą,
- opróżnienie naczynia z próbką do zasobnika z zimną wodą,
- zamknięcie zaworu odcinającego przepływ zimnej wody i otwarcie zaworu ciepłej wody,
- napełnienie naczynia z próbką ciepłą wodą.

Przedstawiony cykl pracy urządzenia realizowany jest w sposób ciągły aż do osiągnięcia zaprogramowanej liczby zmian temperatury w naczyniu z próbką.

Do sterowania urządzenia wykorzystano programowalny sterownik logiczny. Sterownik kontroluje otwieranie i zamykanie zaworów odcinających oraz prędkość i kierunek pompowania pompy perystaltycznej. Widok całego stanowiska badawczego (symulatora żucia) przedstawiono na rys. 4.

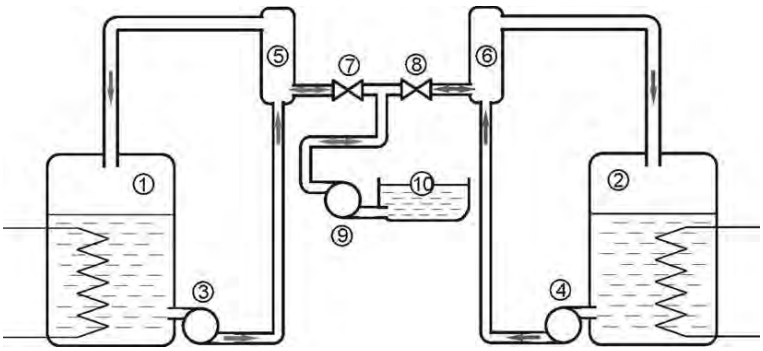
Thermal module (Fig. 3) consists of two ultra thermostats, one of them stabilizes water temperature higher than ambient temperature (1), the other does the same for temperature lower than ambient one. (2). Circulatory pumps (3, 4) are installed in the thermostats and they ensure the constant water flow through two water magazines (5, 6) with fixed temperatures. The peristaltic pump is used to pump the water into and out of the vessel (10), in which there is a lower tooth specimen situated. (9) Between the dozing pump and water magazines there are two separating valves situated (7, 8).

The cycle of the module operation in the realization of thermal shocks takes the following course:

- Opening the valve which closes water flow and pumping the water out to the warm water magazine,
- Closing the valve cutting the warm water flow and opening the valve of cold water,
- Filling the vessel up with cold water,
- Emptying the vessel containing the specimen into the cold water magazine,
- Closing the valve cutting cold water flow and opening the warm water valve,
- Filling the vessel up with warm water.

The above presented cycle of the appliance operation is realized in constant way until the programmed number of temperature changes in the vessel containing the specimen is obtained.

Programmable logical controller was used to steer the equipment. The controller controls opening and closing cutting valves and the speed and direction of pumping performed by peristaltic pump. The view of the entire station (the simulator of mastication) is presented in figure 4.



Rys. 3. Schemat układu hydraulicznego modułu szoków termicznych symulatora żucia: 1,2 – ultratermostaty, 3,4 – pompy cyrkulacyjne, 5,6 – zasobniki, 7,8 – zawory odcinające, 9 pompa perystaltyczna, 10 – naczynie z badaną próbką zęba

Fig. 3. The diagram of hydraulic system of the module of thermal shocks of the simulator of mastication: 1,2 – ultra thermostats, 3,4 circulatory pumps, 5,6 -water magazines, 7,8- separating valves, 9-peristaltic pump, 10- vessel containing the tested tooth specimen.

Rys. 4. Widok stanowiska do badań zmęczeniowych wypełnień stomatologicznych

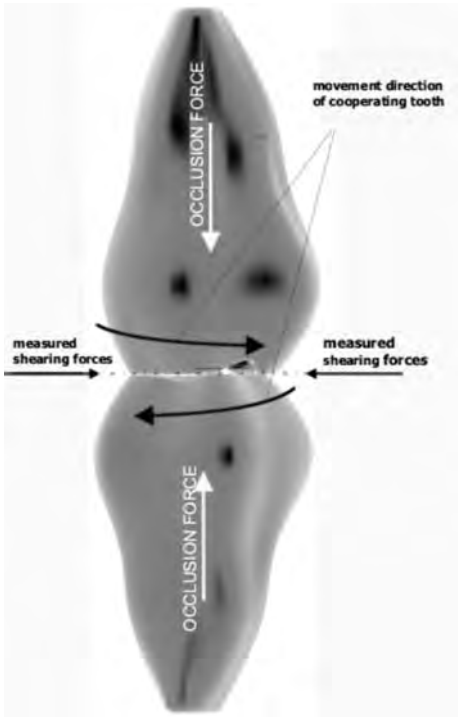
Fig. 4. The view of the station designed for fatigue tests of dental fillings

3. Metodyka badań

W próbkach do badań w postaci wyekstrahowanych zębów ludzkich wykonywane są wypełnienia o określonych wymiarach i geometrii. Tak przygotowane próbki mocowane są w uchwytach symulatora żucia w taki sposób, aby ich położenie odpowiadało współpracy w warunkach fizjologicznych. Wzajemne położenie próbek zębów podczas współpracy przedstawiono na rys. 5. Badany ząb z wypełnieniem przedstawiono na rys. 6.

W prezentowanym cyklu badawczym siłę w kierunku pionowym ustalono na 400 N, natomiast zakres wzajemnych przemieszczeń próbek – na 1,16 mm. Taka konfiguracja obciążeń symulatora pozwala na uzyskiwanie maksymalnych wypadkowych sił tnących na poziomie 50 N.

Cechą stosowanych próbek w postaci zębów ludzkich jest nieregularność oraz niepowtarzalność kształtów powierzchni żujących. Kształt powierzchni żującej determinuje sposób ich „zaguzkowania" czyli wzajemne położenie nierówności powierzchni żujących współpracujących zębów. W trakcie badań okazało się, że kształt ten determinuje również rozkład sił tnących podczas aktu żucia. Na wykresach (rys. 7 a i b) przedstawiono przebiegi rozkładu sił tnących podczas badań na symulatorze żucia na tle zaprogramowanej trajektorii. Pomimo, iż trajektoria wzajemnych przemieszczeń przy współpracy zębów jest podobna, powstaje różny rozkład sił tnących, a co



Rys. 5. Wzajemne położenie próbek zębów podczas symulowanej współpracy

Fig. 5. Mutual location of tooth specimens in the course of the simulated cooperation

3. Research methodology

In the specimens used in the tests composed of the extracted human teeth the fillings of specific size and geometry were performed. The specimens prepared in the above mentioned way are fixed in the holders of the simulator in such a way that their location correlates with the cooperation in physiological conditions [6]. The mutual location of the specimens during the cooperation is presented in figure 5. The tested tooth together with its filling is shown in figure 6.

In the presented test cycle, the force in vertical direction was determined as equaling 400 N, whereas the range of mutual locations of the specimens amounted to 1,16 mm. Such a configuration of the loads of the simulator guarantees obtaining maximal resultant of shearing force at the level of 50 N.

One prevailing feature of the used human tooth specimens is irregularity and uniqueness of the chewing surfaces shapes. The shape of the chewing surface determines the way of their " noduleness", that is the mutual location of surface irregularities of the interacting teeth. In the course of the tests it turned out that the shape also determines the distribution of shearing forces during the act of mastication.Diagrams 7a and b present the distribution of shearing forces during the tests in the simulator –the background, an d their relation to the programmed trajectory. In spite of the fact that the trajectory of the mutual dislocations during the teeth cooperation is similar, there occurs a completely different distribution

za tym idzie – układ naprężeń w badanych próbkach.

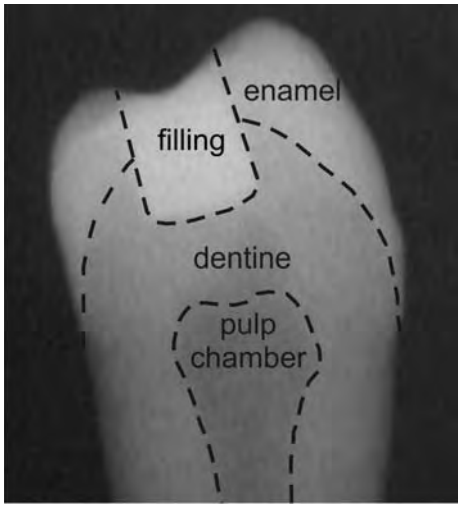
Działanie układu symulacji szoków cieplnych nie jest zsynchronizowane z działaniem modułu mechanicznego symulatora żucia. Okresy wymiany cieczy roboczej dobrano tak, aby uzyskać jak największą amplitudę zmian temperatury. Nie mogą one być jednak zbyt krótkie, ze względu na czas potrzebny do ogrzania lub ochłodzenia zęba z wypełnieniem w całej objętości. Praktycznie czas utrzymywania próbek w zadanej temperaturze określono na 15 sekund. Przebieg temperatury cieczy w naczyniu, w którym zanurzona jest dolna próbka wraz z przebiegiem wypadkowej, średniej siły tnącej w cyklu żucia przedstawiono na rys. 8.

Przy ustalonej temperaturze wody w ultratermostatach na 283 K oraz 343 K uzyskano dolną temperaturę na poziomie 298 K i górną temperaturę ponad 323 K. Okres jednego cyklu temperaturowego, przy takich ustawieniach trwa około 40 symulowanych cykli żucia.

Typowy cykl badawczy jednej pary próbek składa się ze 100 000 cykli obciążeń mechanicznych oraz 2500 szoków cieplnych.

Po zakończeniu realizacji cyklu badawczego analizowano zmiany struktury materiałów na ich powierzchni oraz uszkodzenia struktury wewnętrznej. Przeprowadzono również pomiary szerokości szczeliny brzeżnej na powierzchni granicznej między wypełnieniem a ścianą ubytku w zębie.

Powierzchnię żującą zęba wraz z wypełnieniem obserwowano za pomocą kamery wewnątrz ustnej. Do oceny uszkodzeń



Rys. 6. Obraz radiologiczny próbki zęba z wypełnieniem

Fig. 6. Radiological image of the tooth specimen with a filling

of shearing forces, and in consequence, the system of stresses in the tested specimens.

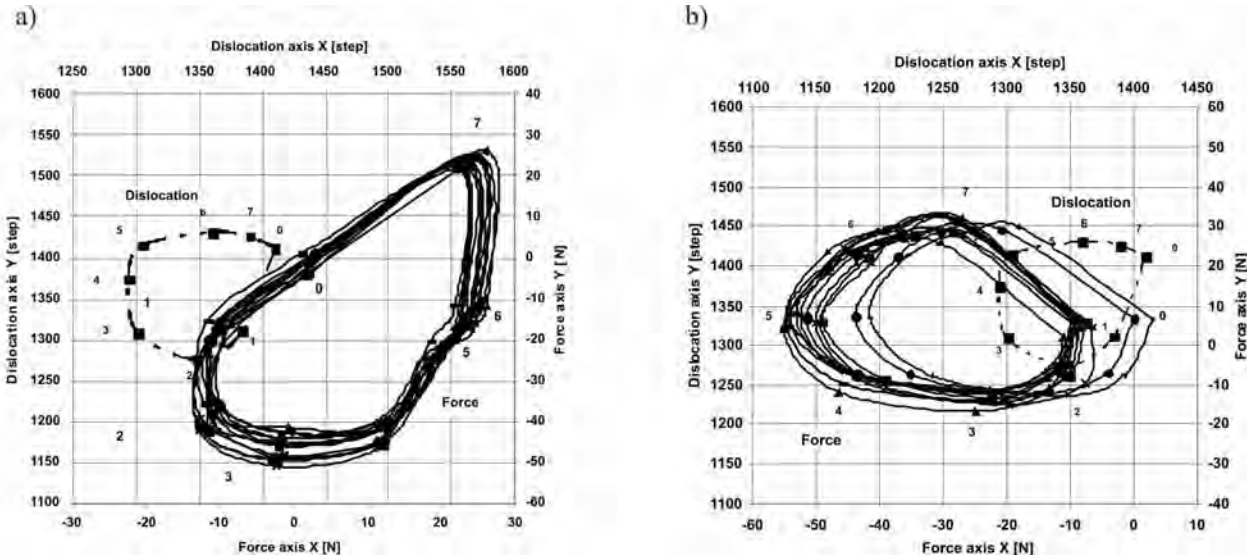
The activity of the system of simulation of thermal shocks is not synchronized with the operation of mechanical module of the simulator of mastication. The periods of replacement of working liquid were selected in such a way as to ensure the highest amplitude of temperature changes. However, they cannot be too short due to the time required for the filled tooth to get warm and get cool in its full volume. Practically, the time of keeping specimens in the desired temperature was determined as 15 seconds. The course of temperature in the vessel, in which there is the lower specimen situated, together with the course of average resultant of shearing force in the mastication cycle is presented in Illustration 8.

At the fixed temperature of water inside ultra thermostats equaling 283 K and 343 K, the obtained lower temperature remained at the level of 298 K and the upper temperature amounted to 323 K. The period of one temperature cycle, at such positions lasts approximately 40 simulated mastication cycles.

The typical test cycle of one pair of the specimens consists of 100 000 mechanical loads cycles and thermal shocks.

After finishing the test cycle realization, the changes of materials structure on their surface and the damages of internal structure were analyzed. The measurements of width of marginal fissure on the boarding surface between the filling and the wall of defect in the tooth were also taken.

The tooth chewing surface together with the filling were observed by means of intraoral camera. The evaluation of internal



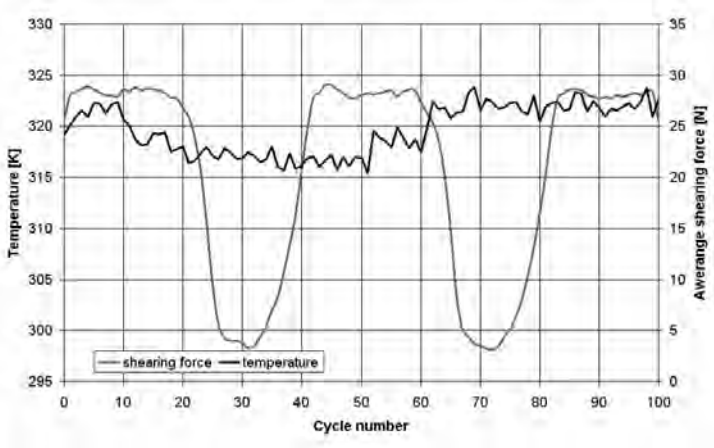
Rys. 7. Trajektoria ruchu (linia przerywana) oraz rozkład sił (linia ciągła) dla dwóch różnych par zębów przedtrzonowych. Kolejne krzywe są to rozkłady sił zmierzone przy różnych stopniach zaawansowania cyklu badań zmęczeniowych

Fig. 7- Trajectory of motion (intermitted line) and distribution of forces (full line) for the two separate pairs of human premolars. The foregoing curves represent the distributions of forces measured at different stages of advance of the cycle of fatigue tests

struktury wewnętrznej i pomiaru szerokości szczeliny wykorzystano mikroskop optyczny połączony z komputerowym analizatorem obrazu. W tym celu zęby przecinano wzdłuż długiej osi a następnie inkludowano. Do obserwacji zastosowano powiększenia 25x i 100x.

4. Wyniki badań

Na rysunku 9 przedstawiono przykładowy obraz mikroskopowy przekroju próbki zęba po przeprowadzeniu cyklu badań zmęczeniowych. Na przekroju można zaobserwować uszkodzenia struktury wewnętrznej zęba z wypełnieniem. Cykliczne zmiany naprężeń spowodowały wzrost szerokości szczeliny brzeżnej (szczegół 4). Szczelinę obserwuje się na całej powierzchni połączenia materiału kompozytowego i szkliwa. Zaobserwowano również pęknięcia szkliwa zęba (szczegół 3).



Rys. 8. Przebieg temperatury w naczyniu, w którym znajduje się dolna próbka oraz przebieg średniej wypadkowej siły tnącej

Fig. 8. The course of temperature inside the vessel with the lower specimen together with the course of the average resultant of shearing force

5. Podsumowanie

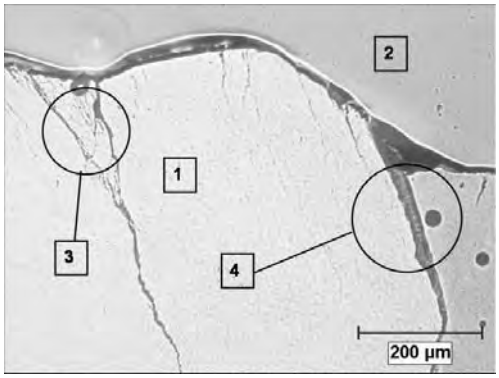
Opisane w artykule stanowisko badawcze realizujące cykliczne obciążenia mechaniczne oraz cieplne próbek zębów ludzkich z wypełnieniami pozwala na realizację przyspieszonych badań zmęczeniowych wypełnień stomatologicznych przy jednoczesnym odwzorowaniu warunków panujących w jamie ustnej człowieka. W szczególności stanowisko to odwzorowuje trajektorię żucia, co stanowi zaletę w stosunku do dotychczasowych symulatorów opisanych w literaturze. Istnieją także nowe możliwości regulowania prędkości wzajemnego przesuwania się próbek zębów względem siebie oraz możliwości doboru pionowej siły docisku w szerokim zakresie.

Badania umożliwiają analizę procesu propagacji szczeliny brzeżnej w zależności od czasu eksploatacji (liczby cykli obciążeniowych). Zgromadzenie większej ilości materiału badawczego pozwoli na przewidywanie trwałości zębów leczonych zachowawczo, w tych przypadkach w których kryteriami dyskwalifikacji użytkowania wypełnienia są: wielkość szczeliny brzeżnej oraz pojawienie się pęknięć w obrębie szkliwa i materiału wypełnienia.

structure damages and measurement of the fissure width were made by means of the optical microscope connected with the computer image analyzer. In order to perform this task, the teeth were cut along their long axis and next they underwent inclusion. Magnification of 25x and 100x was used in observation.

4. Test results

Figure 9 shows the example of microscopic image of the tooth specimen cross-section after the performance of the cycle of fatigue tests. In this cross-section one can observe the damages of internal structure of the tooth with filling. Cyclical changes of stresses caused the growth of the width of the marginal fissure (detail 4). The fissure can observed on the entire surface of the bond between composite material and the enamel. The cracks in the tooth enamel could also be observed (detail 3).



Rys. 9. Przykładowy obraz mikroskopowy szczeliny brzeżnej po serii cykli żucia powiększenie x25, 1- szkliwo, 2- żywica inkludująca, 3- pęknięcia w obrębie szkliwa, 4- szczelina brzeżna

Fig. 9. The example of microscopic image of the marginal fissure after the series of mastication cycles, magnification x25, 1-enamel, 2-inclusive raisin, 3-cracks within enamel, 4-marginal fissure

5. Summary

The research station realizing cyclical mechanical and thermal loads of human teeth specimens described in the above article allows for the performance of accelerated fatigue tests of dental fillings with the simultaneous recreation of the conditions present in the human oral cavity.

The obtained results make the analysis of the marginal fissure propagation process in relation to the exploitation time possible (number of load cycles). Collecting a bigger amount of research material will enable the prediction of the durability of teeth treated preventively, particularly in those cases, in which the criteria of the filling classification are as follows: size of marginal fissure and occurrence of cracks in the enamel and filling material area.

6. References

[1] Abdalla A. I., Zohairy El A.A., Aboushelib M.M., Feilzer A.J.: *Influence of thermal and mechanical load cycling on the microtensile bond strength of self – etching adhesiv*es, American Journal Dent., 20(4), pp 250 – 254, 2007.

[2] Bates J. F., Stafford G. D., Harrison A.: *Masticatory function – a review of the literature. T. I. The form of the masticatory cycle*. Journal of Oral Rehab., 2, 258-260, 1975.

[3] Grosfeldowa O.: *Fizjologia narządu żucia*; PZWL: Warszawa, pp 145-159, 1981.

[4] Hunicz J., Niewczas A., Kordos P., Pieniak D.: *Stanowisko do badań degradacji stomatologicznych wypełnień kompozytowych*. Eksploatacja i Niezawodność - Maintenace and Relibility 2(34)/2007, 37-43.

[5] Niewczas A., Hunicz J.: *Urządzenie do symulacji obciążeń mechanicznych zębów ludzkich leczonych zachowawczo*. Acta of Bioengineering and Biomechanics, 6, 5, 2004.

[6] Zgłoszenie Patentowe pt. „Sposób realizacji przyśpieszonych badań zmęczeniowych materiałów stomatologicznych i symulator żucia". Nr. P 384150.

[7] Stavridakis M. M., Kakaboura A. I., Ardu S., Krejci I.: *Marginal and internal adaptation bulk-fielld Class I and Cuspal coverage direct resin composite restorations*. Oper Dent., 32(5) pp 515-23, 2007.

[8] Leinfelder K. F., Suzuki S.: *In vitro wear device for determining posterior composite wear*. JADA, Vol. 130, Sep.1999, pp 1347-53.

[9] De Gee A. J., Werner A.: *Wear of ELS, Quixfil*, In Ten-S and Z250 in the ACTA wear machine. ACTA November 2003 pp 1-7

[10] Osorio R., Toledano M., de Leonardi G., Tay F.: *Microleakage and interfacial morfology of self-eatching adhesives in class V resin composite restorations*. J Biomed Mater Res., 15;66B(1) pp 399-409, 2003.

[11] Ritter A. V., Cavalcante L. M., Swift E. J Jr., Thompson J. Y., Pimenta L. A.: *Effect of light-curing method on marginal adaptation, microleakage, and microhardness of composite restorations*. J biomed Res B Appl Biomater., 78(2) pp 302-11, 2006.

[12] Haller B.: *Resent development In dentin bonding*. Am J Dent., 13 pp 44-50, 2000.

[13] Krejci I., Reich T., Lutz F., Albertoni M.: *In-vitro-testverfahren zur evaluatin dentaler restaturationssysteme*. Computergesteuerter Kausimulator. Schweitz Monatsschr Zahnmed, vol. 100, 8, 1990.

[14] Krejci I., Lutz F.: *In-vitro-testverfahren zur evaluation dentaler restaurationssysteme. Korrelation mit In-vivo-Resultaten.* Schweiz Monatsschr Zahnmed, vol. 100, 12, 1990.

Dr inż. Paweł KORDOS
Politechnika Lubelska
Wydział Podstaw Techniki
Katedra Podstaw Techniki
ul. Nadbystrzycka 38, 20-618 Lublin
tel. (081) 5384490
e-mail: p.kordos@pollub.pl

Dr inż. Jacek HUNICZ
Politechnika Lubelska
Wydział Mechaniczny
Katedra Silników Spalinowych i Transportu
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin
tel. (081) 5384261
e-mail: j.hunicz@pollub.pl

Dr n.med. Agata NIEWCZAS
Akademia Medyczna w Lublinie
Katedra i Zakład Stomatologii Zachowawczej
ul. Karmelicka 7, 20-081 Lublin
tel. (081) 5323410
e-mail: agata.niewczas@umlub.pl

Jan HROMÁDKO
Petr MILER
Vladimír HÖNIG

USE OF THE VEHICLE MOVEMENT MODEL TO DETERMINE ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL IMPACT CAUSED BY SEPARATE VEHICLES

WYKORZYSTANIE MODELU RUCHU POJAZDU DO WYZNACZANIA WPŁYWU POSZCZEGÓLNYCH POJAZDÓW NA GOSPODARKĘ I ŚRODOWISKO

Głównym tematem pracy jest wykorzystanie modelu ruchu pojazdu do obiektywnego wyznaczania oddziaływania poszczególnych pojazdów na gospodarkę i środowisko. Pomiar rzeczywistej emisji substancji szkodliwych i zużycia paliwa dla pojedynczego pojazdu może wiązać się ze zbyt dużymi kosztami. Ceny analizatorów emisji spalin kształtują się na poziomie około 150 000 EU. Istnieje jednak możliwość pośredniego wyznaczenia rzeczywistej emisji substancji szkodliwych i zużycia paliwa. Omawiana metoda opiera się na wyznaczaniu przebiegu zmienności stopnia obciążenia silnika, jaką można przypisać danym wartościom emisji substancji szkodliwych i zużycia paliwa. Charakterystyki emisji silnika i zużycia paliwa muszą być wstępnie znane. Model ruchu pojazdu wykorzystuje się do wyznaczania przebiegu zmienności stopnia obciążenia silnika.

Słowa kluczowe: *prędkość pojazdu, opór nawierzchni, prędkość silnika, moment obrotowy silnika*

The main topic of the paper is usage of vehicle movement model for objective determination of economic and environmental impacts caused by separate vehicles. Measurement of the real production of harmful emissions and fuel consumption on a vehicle might be too expensive. The price of car emission analyzers are app. around 150 000 EU. But it is possible to determine the real production of harmful emissions and the fuel consumption indirectly. A principle of the method is based on determination of engine load course that is possible to be assigned to the production of harmful emission and the fuel consumption. Characteristics of the engine's emissions and the fuel consumption must be known preliminary. The model of the vehicle movement is used to determine the engine load course.

Keywords*: vehicle speed, road resistance, engine speed, engine torque*

1. Introduction

The model of the vehicle movement is applied on a cargo truck Avia D70. Urban Dynamometer Driving Schedule is used as a directive of the vehicle speed. It is possible to determine the engine speed from the vehicle speed and the transmission ratio. It is possible to determine the engine torque from the road resistance and the transmission ratio. The production of harmful emissions and the fuel consumption is assigned to the engine speed and the engine torque.

2. Methods

The whole model of the vehicle movement is created in the mathematical programme Mathcad. The road resistance is determined for the course of the vehicle speed (see fig. 1). The vehicle speed and the road resistance are subsequently recalculated for the engine speed and torque. The course of the instant and accumulated production of individual emissions and the fuel consumption are assigned to the engine speed and torque from emissions characteristics.

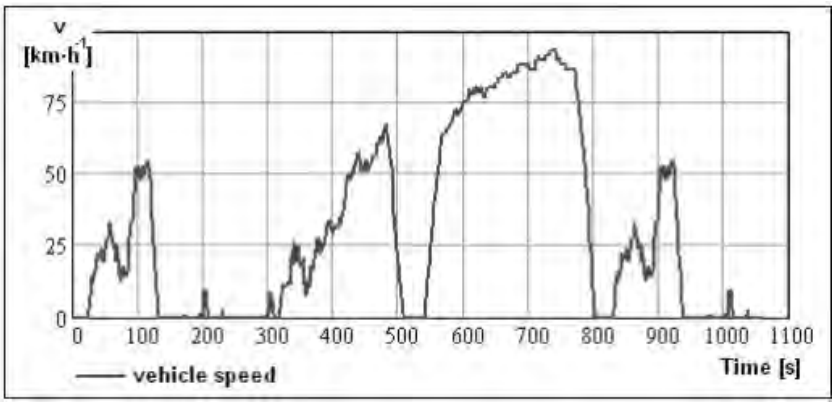


Fig. 1 The course of the vehicle speed

2.1. Road resistance

The total road resistance consists of the rolling resistance, the aerodynamic drag and the acceleration resistance. The gradient resistance is not included into model's plan; it is assumed a zero gradient. It was necessary to create the model of individual gear shifting and to reduce the inertia moment of rotator parties to sliding weight (see fig. 2) for determination of the acceleration resistance.

We obtain the total road resistance influencing the vehicle during its drive by the sum of the individual road resistances in fig. 3.

2.2. Torque and power on vehicle wheels

We can determine the torque and the power acting on vehicle wheels (see fig. 4) from the total road resistance, dynamic radius of the wheel and the vehicle speed.

2.3. Determination of the course of engine speed and torque

It's possible to determine engine speed from the vehicle speed, the slip of driving wheels and the gear ratios. It's possible to determine the engine torque from road resistances, gear ratios and gearing effectiveness. Fig. 5 represents the course of

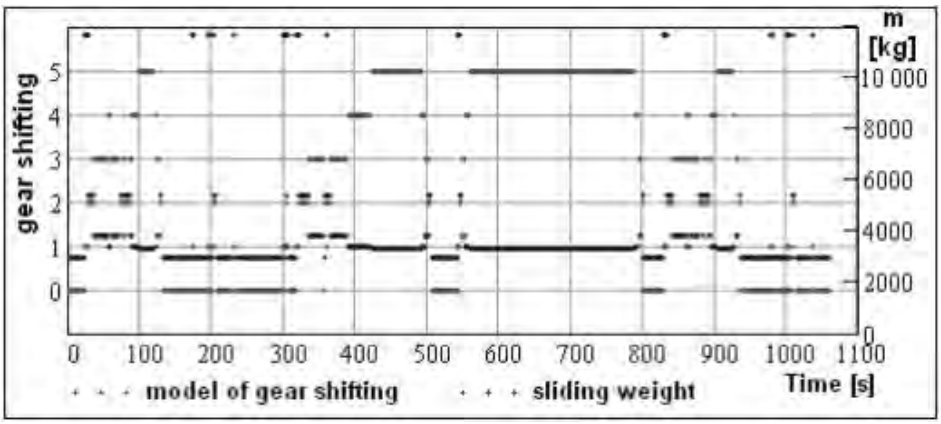


Fig. 2. Model of the gear shifting and sliding weight

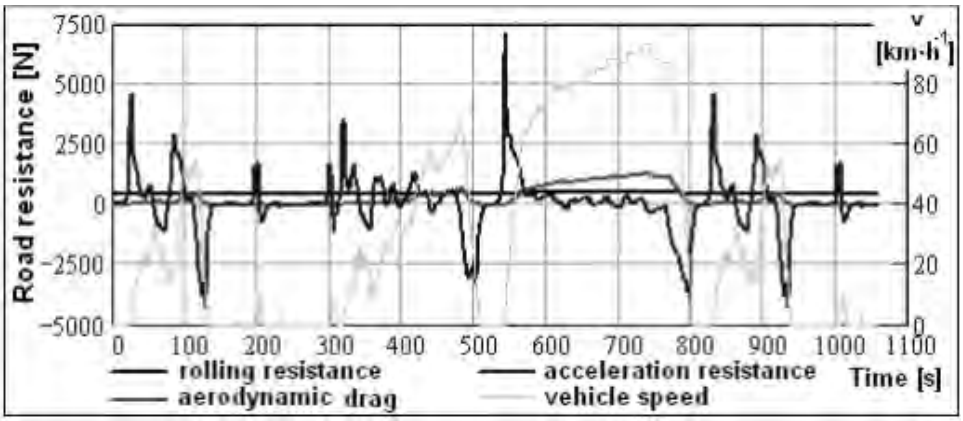


Fig. 3. The course of the road resistance

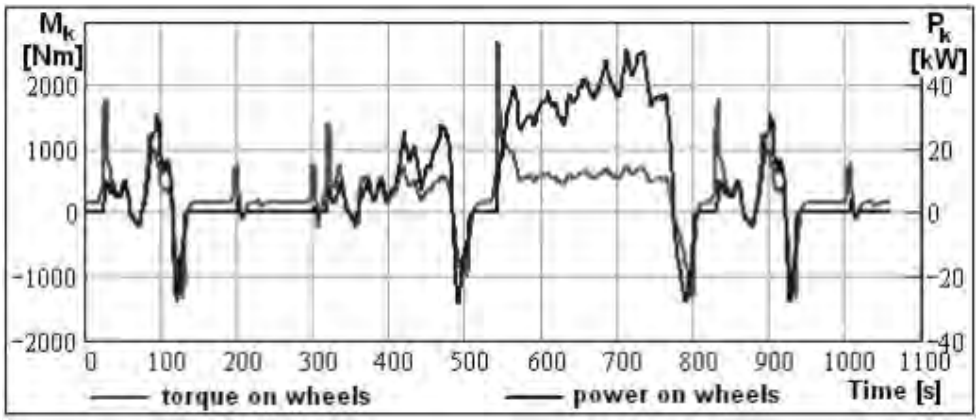


Fig. 4. The course of the torque on wheels and power on wheels

the engine speed and torque in the time of a drive. Fig. 6 represents the same values in the engine characteristic.

It's obvious from the fig. 6 that the condition characterizing idle speed of the engine was appropriately included in the conversion of the vehicle speed to engine speed. The conversion of the moment from wheels to the engine was appropriately restricted by the engine loss torque.

3. Result

We can determine the course of the instant and accumulate fuel consumption and emissions production for the course of the engine load if we know the necessary engine characteristic. Fig. 7 represents the characteristic of the hourly fuel consumption. Fig. 8 represents the course of the instant and accumulates fuel consumption. The instant and accumulate production of individual emissions components are determined by similar way.

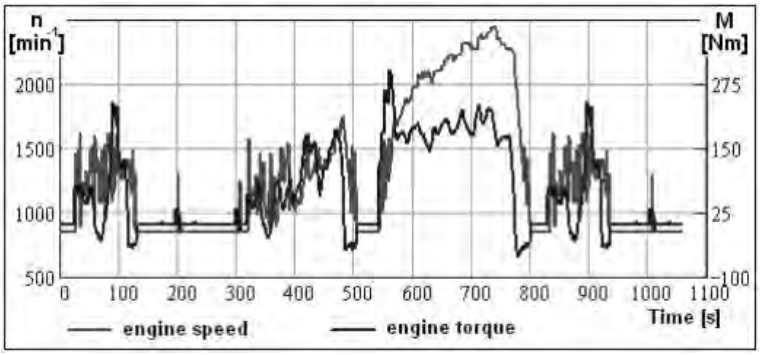


Fig. 5. The course of the engine speed and engine torque

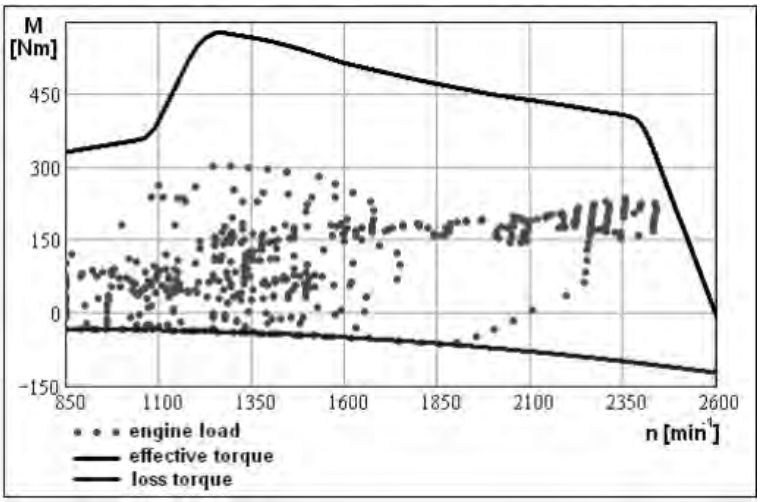


Fig. 6. Engine speed and engine torque in engine's characteristic

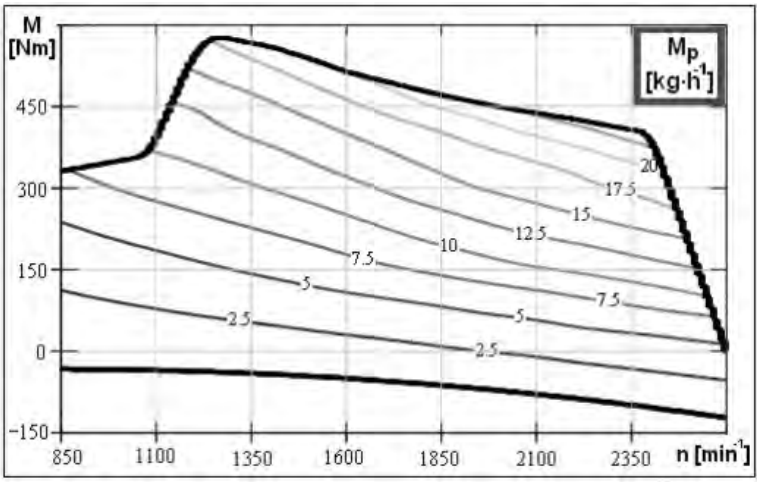


Fig. 7 Characteristic of the hourly fuel consumption

4. Discussion

It would be possible to supplement this computing model to calculate the resistance of gradient and replace the model of gear shifting by the real mode of gear shifting of the individual gear extents for practical application of the computing vehicle movement model's usage to determinate of economic and environmental impacts caused by separate vehicles. It would be necessary to equip the vehicle with a GPS receiver to determine the angle of gradient for determination of the gradient resistance. It's possible to determine the real course of shifting of gear ratio from the course of the vehicle speed and engine speed whose ratio is different for each gear ratio.

In the actual running the real fuel consumption and the production of emissions will be higher than the fuel consumption and the production of emissions determined from the computing model of the vehicle drive. It doesn't comprise the influence of the accrual of the fuel consumption and the production of emissions influenced by the engine acceleration. In case this model was used to pay for the emissions production, moderate benefit for a ratepayer is permissible.

5. Conclusion

By using the model of the vehicle movement it is possible to determine the fuel consumption and the production of harmful emissions. In this case the fuel consumption is 1,101 kg per 8,8 km, after recalculation it is 12,5 kg per 100 km. The production of emissions of CO_2 is 3,331 kg per 8,8 km, (37,501 kg per 100 km). The production of emissions of CO is 9,032 g per 8,8 km (101,709 g per 100 km). The production of emissions of HC is 0,309 g per 8,8 km (3,477 g per 100 km). Production of emissions of NO_x is 20,35 g per 8,8 km (229,164 g per 100 km). The production of PM is 0,516 g per 8,8 km (5,805 g per 100 km).

6. References

[1] Hromádko J., Hromádko J.: *Problems of Power Parameter Measurement of Constant-Speed Engines with Small Cylinder Volume by Acceleration Method.* IX Ogolnopolska Konferencia Naukova, Poznaň, 2006. ISBN 83-7160-418-1.

[2] Hromádko J., Hromádko J.: *The alternative determination of specific fuel consumption.* XXXVII. Mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol, Praha, 2006. ISBN 80-213-1510-5.

[3] Hromádko J., Hromádko J.: *Problems of fuel consamption measurement.* XXXVII. Mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol, Praha, 2006. ISBN 80-213-1510-5.

[4] Kadleček B.: *Dynamické testování výkonových parametrů spalovacích motorů*. In: NDT Bulletin č. 2/2001 (časopis ČNDT Česká společnost pro nedestruktivní testování ročník 11 č. 2) s. 109-110, ISSN 1213-3825.

[5] Kadleček B., Pejša L., Růžička M.: *The Comparison of Power, Economy and Ecological Parameters of Spark-ignition Engine of Lawn Mowers*, Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance And Reliability, nr /2005, Warsaw, ISSN 1507-2711.

****

Ministry of Transport Czech Republic (project No. CG912-058-520) „Methodology of quantification and assessment of transport's environmental and safety impacts".

Ministry of Education, Youth and Sports Czech Republic, action EU COST 356 „Towards the definition of a measurable environmentally sustainable transport" integrated project COST 356, No. OC 193). "The assessment methods and multidisciplinary evaluation of transport impacts on the sustainable environment".

****

Ing. Jan HROMÁDKO, Ph.D.
Ing. Petr MILER
Ing. Vladimír HÖNIG
Czech University of Life Sciences in Prague,
Technical Faculty, Dept. of Vehicles and Ground Transport
Kamýcká 129, 165 21 Praha 6 – Suchdol
tel. +420 22438 4108,
e-mail: janhromadko@tf.czu.cz; miler@tf.czu.cz; honig@tf.czu.cz

WZÓR
UKŁADU ARTYKUŁU ZGŁASZANEGO DO DRUKU

Dr inż. Jarosław NOWAK
Katedra Procesów Przemysłowych
Politechnika ……..
Ul. …… nr ….., 20-816 Lublin, Polska
E-mail: …….

Komputerowy system monitorowania stanu złączy taśm przenośnikowych

Streszczenie. W przedsiębiorstwach stosujących w swoich systemach transportowych przenośniki taśmowe dąży się budowy układów o wysokiej wydajności i niezawodności, przy jednoczesnym zapewnieniu sprawnego przeniesienia transportowanego materiału na duże odległości. Prowadzi się w tym celu szereg prac .....

***Słowa kluczowe**: złącza klejone, przenośnik taśmowy, monitorowanie*

1. Wprowadzenie

Na przestrzeni ostatnich lat prowadzony był szereg prac badawczych [1-3, 6, 10] zmierzających do właściwego doboru konstrukcji i wytrzymałości taśmy i jej elementów.....

2. Metody łączenia taśm przenośnikowych i ich badania

Taśmy przenośnikowe produkowane są w odcinkach o określonej długości i tak dostarczane do odbiorcy. Odbiorcy lub producenci taśm podczas zabudowy przenośnika dokonują połączenia wszystkich odcinków tak, aby uzyskać cięgno bez końca (rys. 1)....

3. Metoda monitorowania stanu złączy taśm przenośnikowych

Zerwanie taśmy jest okolicznością powodującą długotrwałe unieruchomienie urządzenia, jak i całego systemu transportowego ....

3.1. Wstępne badania laboratoryjne złączy taśm przenośnikowych

Opracowanie układu monitorującego, zgodnie z przedstawioną powyżej ideą wymagało odpowiednich badań, analiz i prac konstrukcyjnych. .....

4. Podsumowanie

Mając na uwadze powszechność stosowania w przemyśle przenośników taśmowych oraz brak efektywnych systemów monitorująco-sterujących przeciwdziałających awariom tych urządzeń w wyniku zerwania połączenia taśm.....

5. References *(Przykład poprawnego zapisu pozycji literatury wg wymogów EiN)*

1. Antoniak J. Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Katowice: Wydawnictwo Śląsk, 1990.
2. Bąk R, Burczyński T. Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego. Warszawa: WNT, 2001.
3. Baldan A. Review: Adhesively-bonded joint in metallic alloys, polymers and composite materials. Mechanical and environmental durability performance. Journal of Materials Sciences 2004; 39: 4729-4797.
4. Martins P, Natal Jorge R M, Ferreira A. A comparative study of several material models for prediction of hyperelastic properties: application to silicone-rubber and soft tissues. Strain 2006; 42: 135-147.
5. Szczygielska M, Mróz J, Broja A, Dyduch J, Augustowski W. Monitorowanie uszkodzeń taśm przenośnikowych w oparciu o zaimplantowane elementy detekcyjne. Transport Przemysłowy 2002; 3(9): 42-47.

INFORMACJE DLA AUTORÓW

Do publikacji w kwartalniku "Eksploatacja i Niezawodność" przyjmowane są oryginalne prace w języku polskim z tłumaczeniem na język angielski. Dwujęzyczny charakter kwartalnika dotyczy głównie recenzowanych artykułów naukowych. Kwalifikowanie prac do druku odbywa się na podstawie zleconych przez Redakcję niezależnych recenzji. Opłata za druk jednego tekstu wynosi 600 złotych + VAT. Elementy graficzne w kolorze wymagają uzgodnienia z Redakcją i płatne są dodatkowo.

Artykuł powinien zawierać:

- nazwiska autorów, tytuł, streszczenie oraz słowa kluczowe stanowiące uzupełnienie tytułu i streszczenia (w języku polskim i angielskim),
- tekst w języku polskim i angielskim z czytelnym podziałem na rozdziały (bez dzielenia wyrazów w tekście); tablice, rysunki, wykresy i fotografie zawarte w tekście powinny posiadać czytelne dwujęzyczne podpisy, w tekście akapitowym należy unikać (o ile jest to możliwe) wstawiania wzorów i symboli za pomocą edytora wzorów (Microsoft Equation),
- spis literatury,
- dane autorów - imiona, nazwiska wraz z tytułami naukowymi, miejsce pracy z dokładnym adresem , numer telefonu, fax i adres e-mail.

UWAGA !
Rysunki oraz fotografie należy dodatkowo dostarczyć w postaci plików graficznych o następujących formatach: *.tif, *.jpg lub *.gif.

Redakcja zastrzega sobie prawo do skracania i adjustacji tekstów.

Materiały do druku należy wysyłać na adres:

Redakcja kwartalnika "Eksploatacja i Niezawodność"
Ul. Nadbystrzycka 36
20-618 Lublin
telefon / fax: (0-prefix-81) 53-84-229
e-mail: d.mazurkiewicz@pollub.pl

INFORMACJE DLA PRENUMERATORÓW

Opłata za prenumeratę roczną (cztery numery) wynosi 100 złotych i obejmuje również koszty wysyłki. Prenumeratorzy otrzymują bezpłatnie ewentualne dodatkowe numery specjalne wydawane w okresie trwania prenumeraty.

Zamówienia prenumeraty wraz z upoważnieniem do wystawienia faktury VAT bez podpisu odbiorcy należy kierować do Redakcji na w/w adres.

Żaden tekst ani zdjęcie publikowane na łamach „EiN” nie mogą być reprodukowane bez pisemnej zgody Redakcji.

Wydawca:

Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne
(Warszawa)

Publisher:

Polish Maintenance Society
(Warsaw)

członek:

Europejskiej Federacji Narodowych Towarzystw Eksploatacyjnych

member of:

European Federation of National Maintenance Societies

patronat naukowy:

Polska Akademia Nauk Oddział Lublin

scientific supervision:

Polish Academy of Sciences Branch in Lublin