

DIAGNOZA - GENEZA - PROGNOZA => PODSTAWA KAŻDEJ DECYZJI



*afiliowane przy*

Wydziale Nauk  
Technicznych  
Polskiej Akademii Nauk

# Diagnostyka

ISSN 641-6414



Nr 3(43)2007

## RADA PROGRAMOWA / PROGRAM COUNCIL

PRZEWODNICZĄCY / CHAIRMAN:

prof. dr hab. dr h.c. mult. **Czesław CEMPEL** *Politechnika Poznańska*

REDAKTOR NACZELNY / CHIEF EDITOR:

prof. dr hab. inż. **Ryszard MICHAŁSKI** *UWM w Olsztynie*

CZŁONKOWIE / MEMBERS:

prof. dr hab. inż. **Jan ADAMCZYK**

*AGH w Krakowie*

prof. dr. **Ioannis ANTONIADIS**

*National Technical University Of Athens – Grecja*

dr inż. **Roman BARCZEWSKI**

*Politechnika Poznańska*

prof. dr hab. inż. **Walter BARTELMUS**

*Politechnika Wroclawska*

prof. dr hab. inż. **Wojciech BATKO**

*AGH w Krakowie*

prof. dr hab. inż. **Lesław BĘDKOWSKI**

*WAT Warszawa*

prof. dr hab. inż. **Adam CHARCHALIS**

*Akademia Morska w Gdyni*

prof. dr hab. inż. **Wojciech CHOLEWA**

*Politechnika Śląska*

prof. dr hab. inż. **Zbigniew DĄBROWSKI**

*Politechnika Warszawska*

prof. dr hab. inż. **Marian DOBRY**

*Politechnika Poznańska*

prof. **Wiktor FRID**

*Royal Institute of Technology in Stockholm – Szwecja*

dr inż. **Tomasz GAŁKA**

*Instytut Energetyki w Warszawie*

prof. dr hab. inż. **Jan KICIŃSKI**

*IMP w Gdańsku*

prof. dr hab. inż. **Jerzy KISIŁOWSKI**

*Politechnika Warszawska*

prof. dr hab. inż. **Daniel KUJAWSKI**

*Western Michigan University – USA*

prof. dr hab. **Wojciech MOCZULSKI**

*Politechnika Śląska*

prof. dr hab. inż. **Stanisław NIZIŃSKI**

*UWM w Olsztynie*

prof. **Vasyl OSADCHUK**

*Politechnika Lwowska – Ukraina*

prof. dr hab. inż. **Stanisław RADKOWSKI**

*Politechnika Warszawska*

prof. **Bob RANDALL**

*University of South Wales – Australia*

prof. dr **Raj B. K. N. RAO**

*President COMADEM International – Anglia*

prof. **Vasily S. SHEVCHENKO**

*BSSR Academy of Sciences Mińsk – Białoruś*

prof. **Menad SIDAHMED**

*University of Technology Compiègne – Francja*

prof. dr hab. inż. **Tadeusz UHL**

*AGH w Krakowie*

prof. **Vitalijus VOLKOVAS**

*Kaunas University – Litwa*

prof. dr hab. inż. **Andrzej WILK**

*Politechnika Śląska*

dr **Gajraj Singh YADAVA**

*Indian Institute of Technology – Indie*

prof. **Alexandr YAVLENSKY**

*J/S company "Vologda Bearing Factory" – Rosja*

prof. dr hab. inż. **Bogdan ŻÓŁTOWSKI**

*UTP w Bydgoszczy*

Wszystkie opublikowane prace uzyskały pozytywne recenzje wykonane przez dwóch niezależnych recenzentów.

Obszar zainteresowania czasopisma to problemy diagnostyki, identyfikacji stanu technicznego i bezpieczeństwa maszyn, urządzeń, systemów i procesów w nich zachodzących. Drukujemy oryginalne prace teoretyczne, aplikacyjne, przeglądowe z badań, innowacji i kształcenia w tych zagadnieniach.

WYDAWCA:

**Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej**  
**02-981 Warszawa**  
**ul. Augustówka 5**

REDAKTOR NACZELNY:

prof. dr hab. inż. **Ryszard MICHAŁSKI**

SEKRETARZ REDAKCJI:

dr inż. **Sławomir WIERZBICKI**

CZŁONKOWIE KOMITETU REDAKCYJNEGO:

dr inż. **Krzysztof LIGIER**

dr inż. **Paweł MIKOŁAJCZAK**

ADRES REDAKCJI:

**Uniwersytet Warmiński – Mazurski w Olsztynie**  
**Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn**  
**10-736 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11**  
**tel.: 089-523-48-11, fax: 089-523-34-63**  
**www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka**  
**e-mail: diagnostyka@uwm.edu.pl**

KONTO PTDT:

**Bank Przemysłowo Handlowy S.A.**  
**II O/ Warszawa**  
**nr konta: 40 1060 0076 0000 3200 0046 1123**

NAKLAD: 250 egzemplarzy

Wydanie dofinansowane przez Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego

## Spis treści

Tomasz GAŁKA – Instytut Energetyki, Józef KIEBDÓJ – BOT Elektrownia Turów .....	5
<i>Unotypical Vibroacoustic Symptoms Of A Steam Turbine Fluid-Flow System Failure</i> <i>Nietypowe symptomy wibroakustyczne awarii układu przepływowego turbiny parowej</i>	
Paweł DROŻDZIEL, Leszek KRZYWONOS – Politechnika Lubelska .....	11
<i>The Use Of The Start-Up Process Analysis In The Estimation Of The Technical State Of Diesel Engine</i> <i>Wykorzystanie analizy procesu rozruchu w ocenie stanu technicznego silnika o zapłonie samoczynnym</i>	
Tadeusz UHL, Piotr KOHUT, Krzysztof HOLAK – AGH Kraków .....	15
<i>Diagnozowanie konstrukcji z zastosowaniem korelacji obrazu</i> <i>Construction Diagnosing Using Digital Image Correlation</i>	
Jarosław BEDNARZ, Tadeusz UHL, Adam PIŁAT – AGH Kraków.....	25
<i>Diagnostyka maszyn wirnikowych oparta na modelu</i> <i>Model Based Diagnostics Of Rotating Machinery</i>	
Yevhen KHARCHENKO, Stefan SOBKOWSKI – UWM Olsztyn, Volodymyr LEVRYNEC – Użgorodski Uniwersytet Narodowy, Ukraina.....	35
<i>Zastosowanie metody przemieszczeń uogólnionych do analizy drgań poprzecznych konstrukcji masztowych</i> <i>The Use Of Method Of Dislocations Generalized To Analysis Of Transverse Tremblings Of Pole Constructions</i>	
Paweł WIRKOWSKI – Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni .....	41
<i>Wpływ zmian kąta ustawienia łopatek kierownicy wlotowej sprężarki osiowej na parametry pracy</i> <i>okrętowego turbinowego silnika spalinowego</i> <i>Influence Of Axial Compressor Inlet Stator Vanes Angle Setting On Marine Gas Turbine Engine Work Parameters</i>	
Rafał PAWLETKO – Akademia Morska w Gdyni .....	49
<i>Pozyskiwanie wiedzy dla potrzeb ekspertowego systemu diagnozowania okrętowego silnika spalinowego</i> <i>Knowledge Acquisition For Marine Diesel Engine Diagnostic Expert System</i>	
Piotr KOHUT, Piotr KUROWSKI – AGH Kraków.....	55
<i>Zastosowanie trójwymiarowych technik wizyjnych do pomiaru i analizy drgań</i> <i>Application Of 3D Vision Techniques For Vibration Measurement And Analysis</i>	
Mariusz GIBIEC – AGH Kraków .....	65
<i>Zastosowanie technik Data Mining do odkrywania relacji diagnostycznych w danych opisujących</i> <i>przebieg historii eksploatacji maszyn</i> <i>Data Mining Technics Application To Diagnostic Relations Discovering In Historic Data Of Machinery Exploitation</i>	
Franciszek TOMASZEWSKI, Grzegorz M. SZYMAŃSKI – Politechnika Poznańska .....	71
<i>Wpływ luzu zaworowego na poziomy miar punktowych sygnału drganiowego w aspekcie diagnostycznym</i> <i>The Influence Of Valves Clearance Value On Vibration Signal Point Estimators' Level In Diagnostics Aspect</i>	
Paweł PIETKIEWICZ – Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.....	75
<i>Niepewność danych wejściowych dotyczących obciążeń w modelowaniu układów wirnikowych</i> <i>The Input Data Uncertainty Concerning Loads In The Rotor System Modelling</i>	
Krzysztof MENDROK – AGH Kraków.....	83
<i>Porównanie metod wykrywania uszkodzeń w aspekcie możliwości ich automatyzacji</i> <i>Comparison Of Damage Detection Methods In Aspect Of Their Automation Ability</i>	

---

Jan TARGOSZ – AGH Kraków .....	93
<i>Diagnostyka parametrów mechanicznych stopu NiTi</i>	
<i>Diagnostics Of Mechanical Parameters NiTi Material</i>	
Tomasz KORBIEL – AGH Kraków .....	99
<i>Analiza rzędów w diagnostyce niestacjonarnych procesów wibroakustycznych</i>	
<i>Order Analysis In The Diagnostic Nonstationary Vibroacoustic Proces</i>	
Witold CIOCH, Piotr KRZYWORZEKA – AGH Kraków .....	105
<i>PLD we wspomaganii demodulacji rozruchowych drgań maszyn</i>	
<i>PLD aided demodulation of starting vibrations in rotatig machinery</i>	
Anna ROMAŃSKA-ZAPAŁA – Politechnika Krakowska.....	111
<i>Stanowisko laboratoryjne służące do badania wpływu drgań ogólnych i miejscowych na organizm człowieka</i>	
<i>Laboratory Setup To Investigate The Impacts Of General And Local Vibrations On The Human Body</i>	
Anna ROMAŃSKA-ZAPAŁA – Politechnika Krakowska.....	115
<i>Test służący do diagnozowania dokładności pracy operatora maszyny roboczej</i>	
<i>Tests Used To Check The Working Precision Of Heavy Machine Operators</i>	
Janusz ZACHWIEJA, Tomasz JARZYNA – UTP w Bydgoszczy .....	119
<i>Diagnozowanie wentylatora promieniowego w warunkach zmian wartości ciśnienia przepływu gazu</i>	
<i>A Radial Ventilator Diagnostic In The Conditions Of Gass Flow Pressure Changings</i>	
Warto przeczytać .....	125

## UNUSUAL VIBROACOUSTIC SYMPTOMS OF A STEAM TURBINE FLUID-FLOW SYSTEM FAILURE

Tomasz GAŁKA<sup>1</sup>, Józef KIEBDÓJ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Institut Energetyki, Pracownia Diagnostyki Urządzeń Ciepłowniczych Elekrowni  
02-981 Warszawa, ul. Augustówka 36, fax (022) 642 8378, e-mail [tomasz.galka@ien.com.pl](mailto:tomasz.galka@ien.com.pl)

<sup>2</sup>BOT Elektrownia Turów S.A., ul. Młodych Energetyków 12, 59-916 Bogatynia

### Summary

The paper deals with a fluid-flow system failure in a 200 MW steam turbine. Relevant vibroacoustic symptoms were present in the blade frequency range; what is of interest, however, certain symptoms appeared also in the harmonic range. The case has been thoroughly analyzed and probable failure scenario has been outlined. Typical vibration-based diagnostic procedures, based on the assessment of vibration levels in certain frequency bands, are augmented by correlation and vibration trends analyses. Both are shown to be of great use. Results are viewed in terms of more general considerations of evolutionary diagnostic symptoms and their applications in rotating machinery diagnostics.

Keywords: vibration, technical diagnostics, steam turbine, fluid-flow system.

### NIETYPOWE SYMPTOMY WIBROAKUSTYCZNE AWARII UKŁADU PRZEPŁYWOWEGO TURBINY PAROWEJ

#### Streszczenie

Artykuł dotyczy awarii układu przepływowego turbiny parowej 200 MW. Symptomy wibroakustyczne były obserwowane w zakresie częstotliwości łopatkowych, jednak, co jest szczególnie interesujące, pewne symptomy pojawiły się również w zakresie harmonicznym. Przypadek został przeanalizowany i przedstawiono prawdopodobny przebieg awarii. Typowe procedury wibrodiagnostyki, oparte na ocenie poziomów drgań w pewnych pasmach częstotliwości, są wspomagane przez analizy korelacji i trendów drgań. Okazują się one bardzo przydatnym narzędziem. Wyniki są ocenione pod kątem bardziej ogólnych rozważań, dotyczących symptomów ewolucyjnych i ich przydatności w diagnostyce maszyn wirnikowych.

Słowa kluczowe: drgania, diagnostyka techniczna, turbina parowa, układ przepływowy.

## 1. INTRODUCTION

Generation of vibration as a result of interaction between turbine fluid-flow system and steam flow has been described in a number of publications (see e.g. [1, 2]). Detailed treatment of this complex issue is beyond the scope of this paper; we shall limit our attention to certain implications important for technical condition assessment. It has been shown [3, 4] that vibration levels in certain frequency bands are directly related to the condition of individual fluid-flow system stages and can thus be employed as diagnostic symptoms. These bands usually fall into the frequency range from a few hundred Hz to about 10÷20 kHz, which is often referred to as the *blade frequency range*.

Relation between diagnostic symptoms and condition parameters (conveniently represented by vectors,  $\mathbf{S}$  and  $\mathbf{X}$ , respectively), can be most generally expressed by [3]:

$$\mathbf{S}(\theta) = \Phi[\mathbf{X}(\theta), \mathbf{R}(\theta), \mathbf{Z}(\theta)] , \quad (1)$$

where  $\Phi$  denotes some general operator. In Eq. (1), vectors  $\mathbf{R}$  and  $\mathbf{Z}$  describe influences of control and external interference, respectively. All these four vectors depend on time  $\theta$ .

In some cases, influences of control and interference can be neglected. Moreover, for a given symptom  $S_i(\theta) \in \mathbf{S}$  we can sometimes assume that:

$$\forall_j \partial S_i / \partial X_k \approx 0, \quad \text{if } j \neq k. \quad (2)$$

This yields the simplest possible form of diagnostic relation, namely:

$$S_i(\theta) \approx \Phi[X_j(\theta)] . \quad (3)$$

Relations of this type are in fact often used in practice, despite the fact that underlying assumptions are not necessarily met.

It has been shown [5] that, for vibrodiagnostic symptoms pertaining to the turbine fluid-flow system condition, such simplification is not appropriate. These symptoms exhibit considerable dependences on both  $\mathbf{R}$  and  $\mathbf{Z}$ . While the former can,

in principle, be normalized [6], some components of the interference vector are not measurable and any normalization is out of question. Time histories of such symptoms are thus usually rather irregular. Often a sudden increase is observed, even above the limit value, followed by a decrease (see Fig.1)<sup>1</sup>. This can trigger a false alert, so typical diagnostic reasoning based on vibration level assessment should in such cases be augmented by vibration trend analysis.

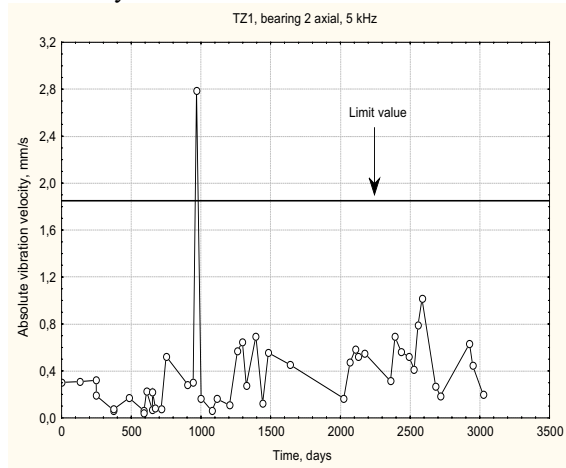


Fig. 1. Typical absolute vibration trend from the blade frequency range: 13CK230 turbine, HP/IP turbine bearing, axial direction, 5 kHz band (23% CPB spectrum). Limit value was exceeded probably due to interference

Turbine fluid-flow system failures are a rare occurrence. Thus, a case wherein symptom time histories and failure type and extent are known is certainly an interesting example. Detailed analysis can lead to important and more general conclusions.

## 2. DESCRIPTION OF THE CASE

PWK-200 steam turbines, dealt with in this paper, include a high-pressure (HP) turbine, intermediate-pressure (IP) turbine and two-stream low-pressure (LP) turbine. Schematic layout of the unit is shown in Fig. 2.

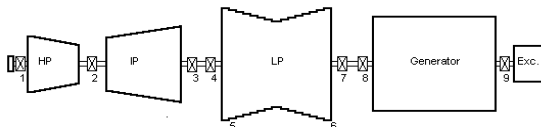


Fig. 2. Schematic drawing of a PWK-200 turbine-generator unit (numbers denote vibration measurement points)

In May 2005, PWK-200 turbine No.9 suffered an intermediate-pressure (IP) rotor failure. Several blades of the last rotor stage cracked and the turbine

had to be shut down. No additional damage occurred. Immediate repair was not possible; last turbines of this type were commissioned in early 1980s, so neither spare blades nor a replacement rotor were readily available. As long outage was unacceptable, it was decided to remove the entire rotor stage blading and restore the turbine in operation.

Immediately afterwards, a major change of turbine vibration characteristics was observed. Absolute vibration levels in frequency bands pertaining to last IP turbine stages increased in a stepwise fashion, mainly in axial direction. Examples are shown in Fig. 3; they refer to bearing No. 3, which is the rear IP bearing, adjacent to the failure location.

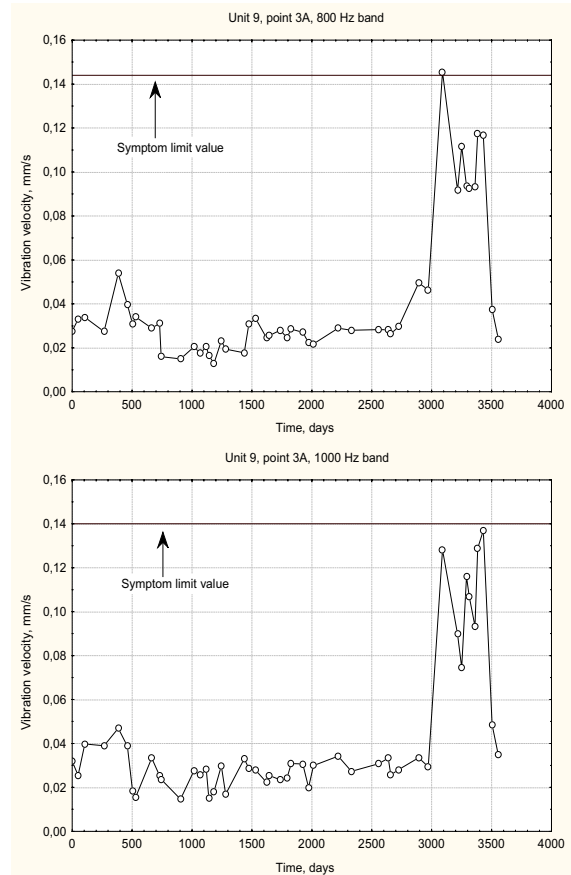


Fig. 3. Absolute vibration trends: Unit No. 9, rear IP turbine bearing, axial direction, 800 Hz (upper) and 1 kHz (lower) bands (23% CPB spectrum)

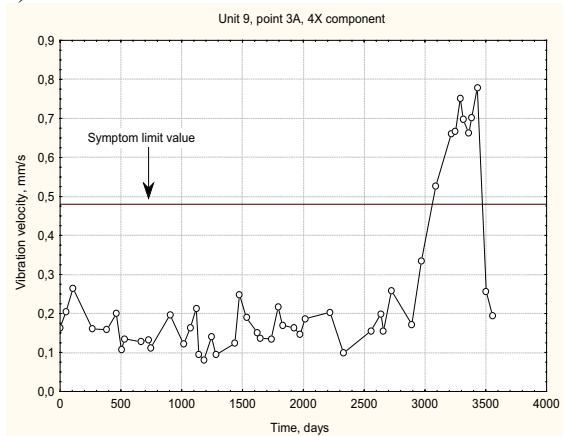
Such stepwise modification of vibration characteristics in the blade frequency range can be readily explained on the basis of turbine vibrodiagnostic model [3]. As a result of changes in the fluid-flow system itself, spatial distribution of forces produced by interaction between its elements and steam flow also changes and this modifies vibration patterns.

Since turbine was restored in operation, a steep, but continuous increase of the 4X harmonic component had been observed in many measuring points, mainly those physically related to the IP

<sup>1</sup> i.e. limit value determined from the symptom reliability (for details, see e.g. [7]).

turbine<sup>2</sup>. An example is given in Fig. 4. Initially these components did not exceed levels typical for these turbines and were much lower than first two harmonics. During about sixteen months some of them increased by four times and this was accompanied only by moderate or even negligible increase of the 1X and 2X components. It is easily seen from Fig. 4 that increase ratio decreased slightly with time, but the trend had, at least initially, been almost linear. Limit values were substantially exceeded.

a)



b)

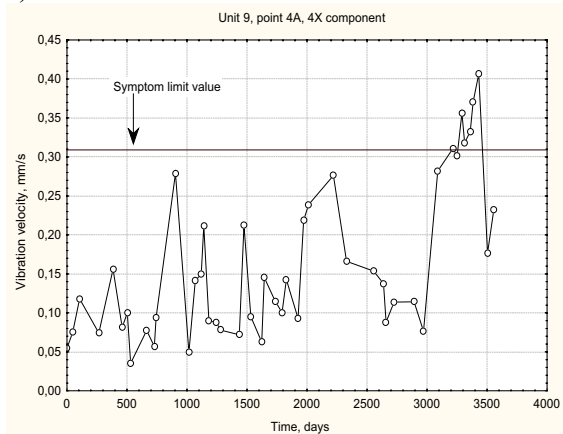


Fig. 4. Absolute vibration trends: Unit No. 9, 4X component, axial direction, rear IP turbine bearing (upper) and front LP turbine bearing (lower)

Turbine was finally overhauled in October 2006 and until that time overall vibration levels had not exceeded alert levels. It was decided to replace the entire IP rotor. After opening IP turbine casing it was found that steam flow guide fences, mounted inside the outlet part of the casing, were loose and some exhibited cracks (see Fig. 5), so they had to be repaired. One fence fell off and was later found in the lower part of the casing. After the overhaul situation changed again, this time returning to

<sup>2</sup> In PWK-200 turbines, bearings from 3rd to 6th (i.e. rear IP, both LP and front generator) are mounted on a common plate which comprises the lower half of the LP turbine casing.

'normal' (see Table 1). During subsequent period of turbine operation fluctuations of the 4X component have been relatively small and no monotonic increase has been observed.

Table 1. Comparison of the 4X component levels

Point and direction	Vibration velocity, 4X component [mm/s]		
	limit value	before overhaul	after overhaul
HP/IP bearing, A	0.250	0.292	0.197
Rear IP bearing, A	0.480	0.779	0.256
Front LP bearing, V	0.148	0.195	0.032
Front LP bearing, A	0.309	0.406	0.177



Fig. 5. Photographs of damaged guide fences; in the upper photo, arrows indicate loose welded joints (1) and the guide fence that has fallen off (2); lower photo shows damaged guide fence edge

### 3. ANALYSIS OF THE CASE

Steam turbine vibration spectra are often characterized by relatively high levels of higher harmonic components. Obviously, they will be present even with a purely harmonic excitation, due to nonlinearity [8, 9]. Thus, this is not the very

appearance of these components that suggests a malfunction, but rather their increase above a certain level which is considered 'normal' and may, in terms of quantitative condition assessment, be viewed a basic symptom level [10].

While there are widely accepted guidelines concerning 1X and 2X components (see e.g. [3, 8]), interpretation of higher harmonic components is in general more ambiguous. According to some guidelines, 3X and 4X components can be associated with faulty machining of rotating elements, coupling malfunctions or rotor cracks. Sometimes they result from resonance of casings and bearing supports, which in turn suggests changes in stiffness and/or damping caused e.g. by material parameters degradation. No diagnostic relations – even of qualitative nature – suitable for practical applications have so far been developed. Example concerning the 3X component, given in [11], is of purely qualitative nature and lacks support based on a well-established model, although relation has been confirmed in practice.

In this particular case, increase of the 4X component and its subsequent decrease are evidently coincident with removing last rotor stage blades and rotor replacement, respectively. Therefore it seems reasonable to suspect some relation between these events. What is, however, of substantial importance here is the type – or shape – of the  $S(\theta)$  curve. If we consider some generalized parameter pertaining to lifetime consumption (not necessarily a diagnostic symptom), three types are possible [12], namely:

- *Natural damage* (Fig. 6a), which is a result of slow and irreversible lifetime consumption during normal operation;
- *Random or catastrophic damage* (Fig. 6b), characterized by very fast ( $dS/d\theta \rightarrow \infty$ ) increase of the symptom value above its acceptable level;
- *Inertial damage* (Fig. 6c), resulting from the influence of external factors if they exceed acceptable limits; such damage is in principle reversible.

While this classification and names are certainly open to discussion, one issue is certainly important: diagnostic information is contained not only in symptom value, but also in the shape of the  $S(\theta)$  curve.

As we can easily see in Fig. 3, increase of the components from the blade frequency range is in fact instantaneous and their further fluctuations, albeit large, do not exhibit any monotonic trend. On the other hand, levels of the 4X component in various measuring points, after the initial jumps, tend to increase monotonically until finally exceeding limit values. There are almost no signs of 'saturation' and it is reasonable to expect that, had the replacement not been made, there would have been further increase to even higher values.

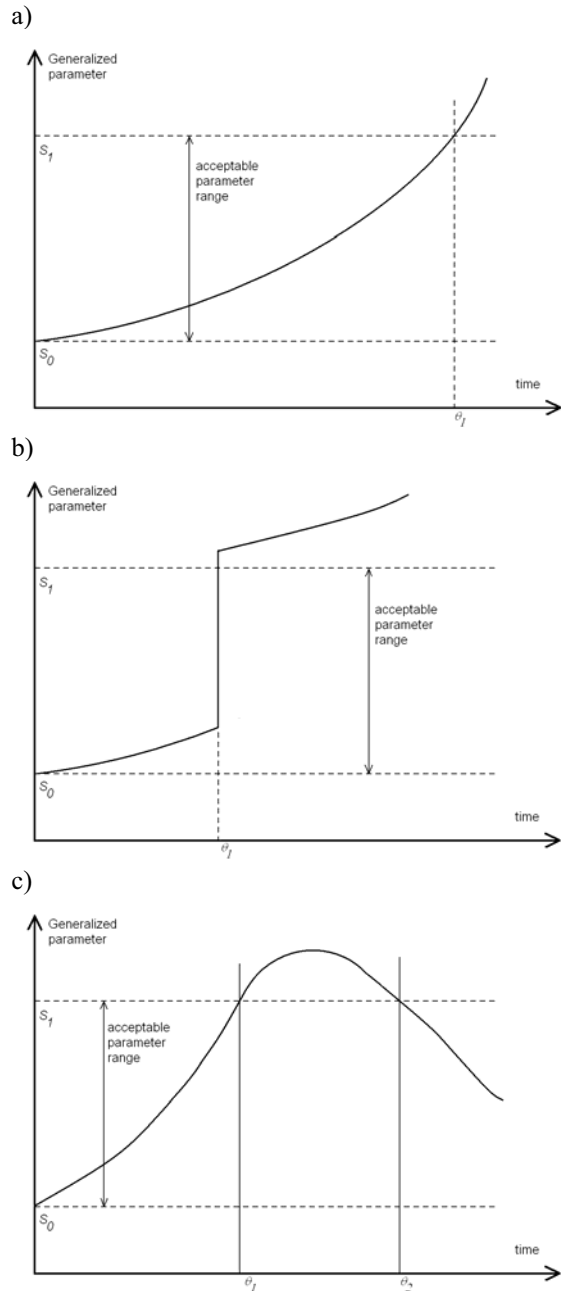


Fig. 6. Three theoretical types of  $S(\theta)$  curves: natural damage (a), random damage (b) and inertial damage (c) (after [12])

The above observation becomes even more clear if we analyze the behavior of normalized dimensionless symptom values versus time; normalization is here done with respect to symptom values immediately before initial failure, denoted by  $S_0$ . Corresponding plots of  $s = S/S_0$  are shown in Fig. 7. We can easily see that, for two bands from the blade frequency range, values of  $s$  immediately increase to about 3.1 and 4.3, respectively, and then show considerable fluctuations. This is equivalent to the theoretical case illustrated in Fig. 6b. On the other hand, for the 4X component there is an almost monotonic increase during the entire period until repair and maximum value of  $s$ , which is reached at



the end of this period, is about 2.3. This in turn corresponds to the theoretical case from Fig. 6c.

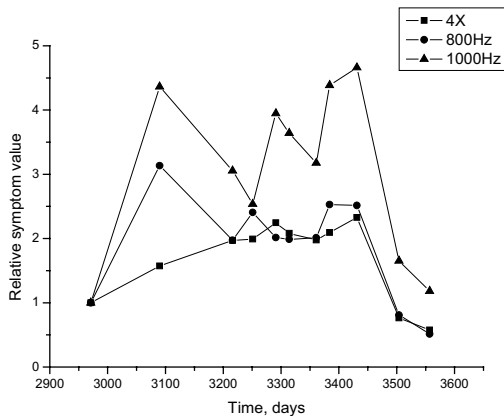


Fig. 7. An example of normalized symptom  $S/S_0$  time histories; rear IP turbine bearing, axial direction

Important diagnostic information is also provided by correlation analysis. Every  $S(\theta)$  given in the form of a trend (not a continuous function – cf. Fig.4) may be referred to as a random variable. It is known that, for two independent random variables, their correlation coefficient is equal to zero. The reverse is not necessarily true. Speaking in terms of diagnostic symptoms, we may infer that if two experimental trends  $S_1(\theta)$  and  $S_2(\theta)$  exhibit a high correlation coefficient value, they probably depend on the same physical phenomenon.

Statistical analysis has shown that correlation between 1X and 4X components is poor. Correlation coefficients<sup>3</sup> for three measurement points (HP/IP bearing, rear IP bearing and front LP bearing) in three directions are typically below 0.3 and only in two cases (both in vertical direction) slightly exceed 0.5. These values should be considered low. In a case of an excessive 3X harmonic component increase, briefly described in [11], correlation coefficients between 1X and 3X components for five PWK-200 turbines ranged from 0.55 to 0.89. Of course, this can hardly be considered decisive; we can, however, suspect that prime reason of the 4X component increase is not directly related to the rotary motion.

On the other hand, correlation between the 4X component and amplitudes in spectral bands that contain blade components turns out to be very good, especially for the lower part of the blade frequency range. Corresponding values are listed in Table 2 (rear IP bearing, axial) for three turbines, namely No.9 considered here and two identical units, No. 8 and No.10, at the same power plant. Differences are evident indeed; below 2500 Hz correlation coefficients for the turbine No.9 range from 0.69 to 0.93, while for other two units – from 0.04 to 0.24. On the basis of this data we can suspect that time

histories of the 4X component and of amplitudes in spectral bands from the blade frequency range have been determined by the same physical phenomenon or, more strictly speaking, by the same damage development mechanism.

Table 2. Correlation coefficients for three turbines (rear IP bearing, axial direction)

Frequency band [Hz] 23% CPB spectrum	Coefficient of correlation with the 4X component		
	Turbine No. 8	Turbine No. 9	Turbine No. 10
800	0.16	0.91	0.06
1000	0.11	0.93	0.17
1250	0.07	0.83	0.13
1600	0.22	0.79	0.16
2000	0.04	0.69	0.24
2500	0.06	0.55	0.18
3150	0.15	0.19	0.10
4000	0.09	0.20	0.22
5000	0.01	0.15	0.39
6300	0.01	0.23	0.41

#### 4. PROBABLE EVENT HISTORY

In this particular case, we have been in a lucky position, as damage type and extent had been known before all symptom time histories analyses were performed. This, however, does not mean that the case is not worth attention.

On the basis of all observations described here, the following possible event scenario can be drawn up:

1. Cracks (initially minor) in the IP turbine last rotor stage blades appear, most probably due to high-cycle fatigue (the turbine was commissioned in late 1960s).
2. Turbine is restored in operation with removed last rotor stage blades. This causes a dramatic change in the distribution of forces resulting from interaction between the fluid-flow system and steam flow. As a result, vibration levels in certain bands in the blade frequency range immediately increase, even by a few times.
3. Turbine operation in such condition results in a change of forces acting on the steam flow guide fences. As steam flow velocity is higher, we may presume that these forces have increased in magnitude; moreover, their distribution has changed substantially. This in turn excites vibration of fences, with frequency close to that of the 4X component, i.e. 200 Hz. This phenomenon is in fact a resonance.
4. Excited vibration, much higher in amplitude than during normal operation, causes rapid damage of the steam flow guide fences and intensifies their vibration (destructive feedback principle – see [13, 14]). Increase of the 4X component amplitude is monotonic and much faster than that resulting from normal degradation, but almost

<sup>3</sup> Pearson linear correlation coefficients.

linear. This phenomenon is particularly evident in the rear IP turbine bearing vibration patterns, as this bearing is close to the IP turbine outlet.

We can thus say that a reliable symptom-condition relation has been determined, albeit still of only qualitative nature.

## 5. CONCLUSIONS

The case itself is certainly a specific one, the first of that type known to authors. However, several more general conclusions are justified.

1. Harmonic components in turbine bearings absolute vibrations spectra are usually attributed to phenomena directly related to the rotary motion. This case certainly shows that this is not always correct and the prime cause can be different. Routine application of typical vibration pattern assessment guidelines can thus lead to an incorrect diagnosis.
2. Practical vibrodiagnostic procedures are usually based on vibration spectra evaluation, often supplemented by analysis of trajectories and/or relative vibration vectors. Diagnostic relations are usually, however, more complex than that generally given by Eq.(3). In most cases there are several phenomena (or, more precisely, several condition parameters) that contribute to the amplitude of a given vibration component. As a result, diagnosis can be ambiguous. In such cases, evolutionary symptoms can be very useful.
3. Important and valuable diagnostic information is contained in correlation coefficient values. In principle, a correlation coefficient can be considered a diagnostic symptom [3], although such symptom is not directly related to residual processes in the sense of the energy processor (EP) model [14]. Data given in Table 2 suggest that symptoms based on correlation coefficients might be very sensitive to damage type. Of course, reliable determination of a correlation coefficient value demands suitable database, but with state-of-the-art monitoring systems for critical rotating machines such database is usually readily available. It seems justified to conclude that diagnostic symptoms of this type deserve further attention and evaluation, both from theoretical and practical points of view (suitable model and case analyses).

## REFERENCES

- [1] Rao J. S.: *Turbomachine Blade Vibration*. Wiley Eastern, New Delhi, 1991.
- [2] Łączkowski R.: *Drgania elementów turbin cieplnych*. WNT, Warszawa, 1974.
- [3] Orłowski Z.: *Diagnostyka w życiu turbin parowych*. WNT, Warszawa, 2001.
- [4] Gałka T.: *Assessment of the turbine fluid-flow system condition on the basis of vibration-related symptoms*. Proceedings of COMADEM 2003, Vaxjö University Press, 2003, pp. 165-173.
- [5] Gałka T.: *Problem normalizacji symptomów diagnostycznych*. Materiały XXX Ogólnopolskiego Sympozjum 'Diagnostyka Maszyn', Węgierska Górka, 2003 (edycja na CD-ROM).
- [6] Gałka T.: *Uwzględnienie mocy czynnej turbozespołu w procedurach diagnozowania*. Problemy Eksploatacji, nr 3/2001 (42), str. 49-56.
- [7] Orłowski Z., Gałka T.: *Symptom reliability – a new tool for quantitative assessment of turbine technical condition*. Proceedings of the IASTED Conference 'High Technology in the Power Industry', Orlando, 1997, pp. 65-70.
- [8] Bently D. E., Hatch T.: *Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics*. Bently Pressurized Bearing Press, Minden, 2002
- [9] Lalanne C.: *Mechanical Vibration & Shock*. Hermes Penton Science, London, 2002.
- [10] Gałka T., Orłowski Z.: *Uwzględnienie procesów degradacji materiału w wibrodiagnostyce turbin energetycznych*. Diagnostyka, vol. 26/ 2002, str. 21-28.
- [11] Gałka T.: *Higher harmonic components in steam turbine vibration velocity spectra: a case study*. Proceedings of the COMADEM '07, Faro, 2007, pp. 351-359.
- [12] Konieczny J., Olearczuk E., Żelazowski W.: *Elementy nauki o eksploatacji*. WNT, Warszawa, 1969.
- [13] Natke H. G., Cempel C.: *Model-Aided Diagnosis of Mechanical Systems*, Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1997.
- [14] Cempel C.: *Theory of energy transforming systems and their application in diagnostics of operating systems*. Applied Mathematics and Computer Science, 1993, vol.3, No. 3, pp.533-548.

## THE USE OF THE START-UP PROCESS ANALYSIS IN THE ESTIMATION OF THE TECHNICAL STATE OF DIESEL ENGINE

Paweł DROŹDZIEL, Leszek KRZYWONOS

Lublin University of Technology, Mechanical Faculty, Department of Machine Design  
36 Nadbystrzycka Street, 20-618 Lublin, Poland  
tel. +4881 53-84-200, email: [p.drozdziel@pollub.pl](mailto:p.drozdziel@pollub.pl), [l.krzywonos@pollub.pl](mailto:l.krzywonos@pollub.pl)

### Summary

This article presents the propositions and the assumptions of the estimation method of the diesel engine technical state. The proposed evaluation method uses the analysis of the diesel engine start-up stages and is based on the calculation of the probability value of the successful start-up modeling as the homogeneous discrete Markov process with continuous time.

Keywords: diesel engine start-up, Markov process.

### WYKORZYSTANIE ANALIZY PROCESU ROZRUCHU W OCENIE STANU TECHNICZNEGO SILNIKA O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

#### Streszczenie

Niniejszy artykuł przedstawia propozycję i założenia metody oceny stanu technicznego samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym. Proponowana metoda oceny wykorzystuje analizę etapów rozruchu tego silnika oraz opiera się na określeniu wartości prawdopodobieństwa udanego rozruchu modelowanego jako jednorodny, dyskretny proces Markowa.

Słowa kluczowe: rozruch silnika o zapłonie samoczynnym, proces Markowa.

## 1. INTRODUCTION

The diesel engine start-up is one of the functional states during its operation. The start-up of the combustion engine is a process in which, through providing external energy and forcing performance of working processes, the engine is transited from standstill to the state of independent operation.

Nowadays because of its simplicity and accuracy of measurement the analysis of the current intensity consumed by the starter is used as a diagnostic signal checking the tightness of engine combustion chamber. During this estimation the crankshaft of the warm engine is driven only by the electrical starter when the fuelling is cut out. Then the maximum values of current intensities consumed by the starter are compared to each other when the pistons transit the top dead centers. Additionally the amplitude of the current is compared to its mean value and the changes of the angular velocity of crankshaft are analyzed. Too low amplitude of the current (below 30A) occurring when the angular velocity grows indicates that cylinder wear increases [4, 5, 6].

The analysis of the current consumed by the starter can be used in the technical state of its bearing system estimation either. It was stated that as the bearing bushes wear the resistance of motion occurred in bearing starter rotor increases. It is the

reason why the mean value of the current consumed by the starter grows [1, 2].

We should pay the attention on the fact that during the previously described diagnostic methods the engine is not transited from standstill to the state of independent operation. So the engine is not put in the real start-up process. At present the diagnostic methods of the engine technical state estimation which use the analysis of its real start-up process are not realized. This article presents the propositions and the assumptions of the estimation method of the diesel engine technical state. The proposed estimation uses the analysis of the diesel engine start-up stages and is based on the calculation of the probability value of the successful start-up modelling as the homogeneous discrete Markov process with continuous time.

## 2. THE STAGES OF THE DIESEL ENGINE START-UP PROCESS

The fact that the start-up of a diesel engine should be perceived as a multi-stages process results from the analysis of the course of change 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. Publication [3] enumerates four stages of the start-up of the diesel engine. The stage no. 1 begins when the pinion of the electric starter couples with the engine

crankshaft flywheel. This puts the engine movable mechanism into motion. The stage no. 2 consists of the crankshaft turning with nearly constant angular velocity, with the help of the starter. Thus, these first two stages constitute the engine activation process. At the stage no. 3, irregular combustion of air-fuel mixture in the engine cylinders may be observed, as well as the misfiring of the starter work. The stage no. 4 consists of 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 one level [3]. The suggested four stages were identified during the start-up of the diesel engine, which has been presented in figure 1.

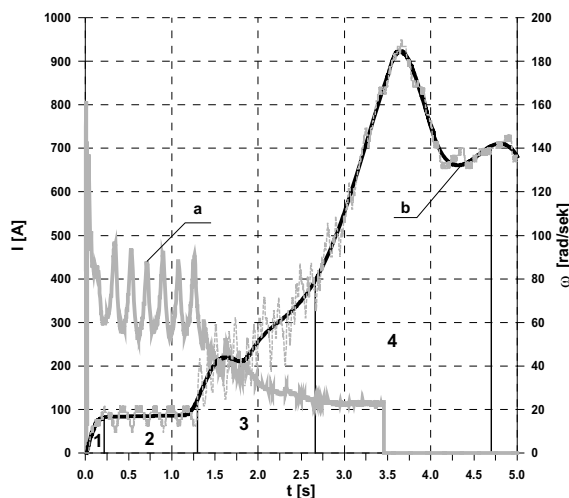


Fig. 1. The course of angular velocity of the crankshaft and its mean value, as well as current intensity consumed by the starter at the four stages of the start-up of 4CT90 engine;  
a – intensity, b – angular velocity

It must be noticed that in conditions of regular vehicle use it is possible that start-ups of diesel engine occur in which, for example, stage no. 2 does not appear at all or it comes again after stage no. 3. Other transitions between the start-up stages are also possible. These transitions have random character [3].

### 3. THE DIESEL START-UP PROCESS AS THE HOMOGENEOUS DISCRETE MARKOV PROCESS

When we distinguish six essential states in the diesel engine start-up process  $\{0, 1, 2, 3, 4, 5\}$  – the unsuccessful start-up (the engine come back to the standstill), „1” – the stage no. 1 of the start-up, „2” – the stage no. 2, „3” – the stage no. 3, „4” – the stage no. 4 of the start-up, „5” – the successful start-up (the engine is independent’s operation).

Specifying other permissible transitions between these states we can make an assumption that the homogeneous discrete Markov process with continuous time is the model of the start-up phenomenon. This assumption about Markov character of the diesel engine start-up is true for the

first daily start-up. The first daily diesel engine start-up is “the most difficult” and best characterizes the engine technical state. The set  $S$  of this Markov process states is an ensemble of six elements:

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

The graph of this process is shown on figure 2.

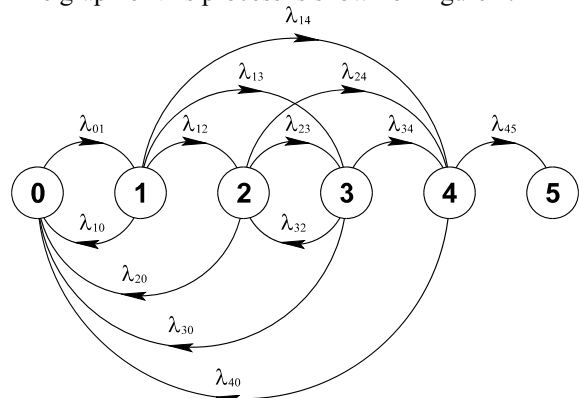


Fig. 2. Graph of the homogeneous Markov process with six states;  
0 – engine standstill, 1 – stage no. 1, 2 – stage no. 2, 3 – stage no. 3, 4 – stage no. 4 of start-up, 5 – engine independent operation;  
 $\lambda_{ij}$  – the transition intensity from state  $i$  to state  $j$ ,  $i, j \in S$ ,  $i \neq j$

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 homogeneous discrete Markov process the intensity transitions among states don’t depend on the time. The transition intensity matrix  $\Lambda$  of the process, which is shown on the figure 2, is the numerical matrix:

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

which diagonals elements (intensity out of state  $i$ ) perform the formula:

$$\lambda_{ii} = - \sum_{k \in S - \{i\}} \lambda_{ik}, \quad i \in S. \quad (3)$$

Therefore

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

All the elements in the matrix (2) that don’t belong to cardinal diagonal are non-negative. The result of this is that all diagonal elements of matrix  $\Lambda$  are the non-positive numbers. The transition intensity matrix includes all information about the discrete Markov process probabilistic characteristic  $\{X(t); t \geq 0\}$ .

We can accept in the considered model of the diesel engine start-up process that the time  $T_{jk}$  of the object being in the state  $j$  before immediate transition to state  $k$  is exponentially distributed with the parameter  $\lambda_{jk}$ , for each ordered pair  $(j, k) \in S^2$  and  $j \neq k$ . The value of the  $\lambda_{jk}$  can be assign from estimation the expectation value the random variable  $T_{jk}$  because

$$E T_{jk} = \frac{1}{\lambda_{jk}} \quad (4)$$

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

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

where  $n$  is size random test and  $t_{ij}^{(s)}$  – the time of the being by the object in the state  $j$  before immediate transition to state  $k$  measure in  $s$  realization.

In the considered model the probability of being by the object in the state  $i$   $P_i(t) = \Pr\{X(t) = i\}$ ,  $i \in S$ , in the stationary moment of the time  $t$  ( $t \geq 0$ ), performs the Chapman-Kolmogorov equation:

$$\frac{dP_i(t)}{dt} = \sum_{k \in S} P_k(t) \cdot \lambda_{ki}, \quad i \in S, \quad (6)$$

with the initial condition

$$P_0(0) = 1, P_i(0) = 0, i = 1, \dots, 5. \quad (7)$$

Moreover the probabilities perform the standard condition

$$\sum_{i \in S} P_i(t) = 1. \quad (8)$$

The dependence (3) implies that  $\lambda_{55} = 0$ . It means that last row in the transition intensity matrix (2) includes only zero values. The system of equations (6) and (8) can be solved solving the first order linear homogeneous differential equations with constant coefficients

$$\mathbf{P}'(t) = \mathbf{P}(t) \cdot \mathbf{L}, \quad (9)$$

where:

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

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

$$\mathbf{P}'(t) = \frac{d\mathbf{P}(t)}{dt},$$

with the initial condition

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

Using the equality (8) the probability  $P_5(t)$  (the finish of the successful start-up behind of time  $t$ ) we can make calculation from dependence

$$P_5(t) = 1 - \sum_{i=0}^4 P_i(t),$$

the solution of the system of equations (9) are on right side of these equation.

#### 4. THE PROPOSAL OF THE METHOD OF THE ESTIMATION OF THE TECHNICAL STATE OF DIESEL ENGINE

The probability of the first daily successful diesel engine start-up after assumption its  $t_{max}$  time of duration is a basis of the proposal of the method of its technical state estimation. The time  $t_{max}$  is arbitrary defined for each type of the vehicle and engine. For example basing on the norm [7] we can assumption the immediate start-up and accept that  $t_{max} = 3$  s.

The function  $R(\tau)$  is the measure of the reliability of the first daily successful start-up and we can define:

$$R(\tau) = P_5(t_{max}, \tau) \quad (10)$$

where  $P_5(t_{max}, \tau)$  is the probability of the transition of the engine to the state no. 5 (successful engine start-up) after  $t_{max}$  when the time of vehicle work is  $\tau$ .

We can assume that for the beginning of the maintenance when  $\tau = 0$  the probability

$$R(0) = P_5(t_{max}, 0)$$

is equal 0. Because in the first period of the diesel engine maintenance the value of the probability of the first daily successful engine start-up is equal 1. After some time of the maintenance the analyzing value of the probability begins to systematically decrease. It's the result of the wear of engine cylinders which conduct to getting worse for the creation and combustion of the air-fuel mixture. When the probability of the first daily successful diesel engine start-up exceed the boundary value  $p_{gr}$  the user can make a decision about the finish of its maintenance or the engine renewal. The theoretical changes of the value of the reliability of the first daily successful diesel engine start-up are shown on figure 3.

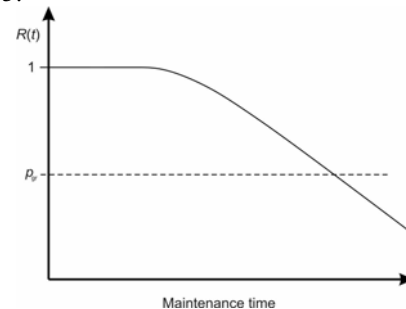


Fig. 3. The changes of the probability of the first daily successful diesel engine start-up during the vehicle maintenance

The probability of the first daily successful diesel engine start-up  $P_5(t_{max}, \tau)$  decreases (look at the figure 3) when the duration times of the particular engine start-up stages increase. The increase of the duration time of the first daily diesel engine start-up process is the indication of the deterioration of the engine technical state. It is caused by the defect of the elements of the fuel supply system, the leaky of the combustion chamber or other inefficient appearance in the engine.

## 5. CONCLUSION

The method of the estimation of the vehicle diesel engine technical state is proposed in this article. This method uses the analysis of the value of the probability of the first daily successful diesel engine start-up. The carried out analysis can be helpful to take the proper maintenance decision connected with the estimation of the diesel engine technical state. To purpose practically application of this estimation method we should conduct more researches which the authors intend to carry out.

## REFERENCE

- [1] Burcan J., Siczek K.: *Wpływ warunków eksploatacji na trwałość naprawialnego układu łożyskowania rozrusznika*. Tribologia. 4-1996. Oficyna Wydawnicza SIMP SIMPRESS, Warszawa, 1996, str. 355-364.
- [2] Burcan J., Siczek K.: *The working conditions of slide bearing in an engine starter in the aspect of terotechnology conditions*. Tribologia. 4-1999. Oficyna Wydawnicza SIMP SIMPRESS, Warszawa, 1996, str. 435-444.
- [3] Drożdziel P.: *Nowa klasyfikacja etapów rozruchu silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, z. 4(144), vol. 40, Polska Akademia Nauk, Komitet Budowy Maszyn, Radom, 2005, s.87-96.
- [4] Günther H.: *Diagnozowanie silników wysokoprężnych*. WKiŁ. Warszawa, 2002.
- [5] Niziński S., Michalski R.: *Diagnostyka obiektów technicznych*. Biblioteka Problemów Eksploatacji. Instytut Technologii Eksploatacji. w Radomiu. Radom, 2002.
- [6] Trzeciak K.: *Diagnostyka samochodów osobowych*. WKiŁ, Warszawa, 1998.
- [7] BN-82/1374-10 *Silniki samochodowe. Badania stanowiskowe – Określenie właściwości rozruchowych w niskich temperaturach*.



Dr inż. **Paweł DROŹDZIEL** jest adiunktem w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej. Zajmuje się problematyką rozruchu silników spalinowych, zagadnieniami eksploatacji i niezawodności maszyn.



Dr inż. **Leszek KRZYWONOS** jest adiunktem w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej. Zajmuje się zagadnieniami trwałości i niezawodności maszyn.

## DIAGNOZOWANIE KONSTRUKCJI Z ZASTOSOWANIEM KORELACJI OBRAZU

Tadeusz UHL, Piotr KOHUT, Krzysztof HOLAK

Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Katedra Robotyki i Mechatroniki  
Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, email: [tuhl@agh.edu.pl](mailto:tuhl@agh.edu.pl); [pko@agh.edu.pl](mailto:pko@agh.edu.pl); [krholak@gmail.com](mailto:krholak@gmail.com)

### Streszczenie

W artykule zaprezentowano zastosowanie bezkontaktowych metod optycznych do analizy kształtu ugięcia konstrukcji. W tym celu za pomocą macierzy homografii oraz współczynnika korelacji wyznaczono przemieszczenia reprezentujące deformacje konstrukcji w oparciu o obrazy konstrukcji przed i po deformacji uzyskane z dowolnie umiejscowionej kamery. Zastosowanie technik podpikselowych umożliwiło zwiększenie dokładności pomiarowej otrzymanego pola przemieszczeń analizowanego obiektu. Opracowaną metodykę oraz procedury zaimplementowano oraz przetestowano w środowisku programowym MATLAB.

Słowa kluczowe: techniki przetwarzania obrazów, korelacja obrazów, pomiary przemieszczeń.

### CONSTRUCTION DIAGNOSTING USING DIGITAL IMAGE CORRELATION

#### Summary

In the paper the application of non-contact optical methods for a construction deformation analysis was presented. Homography matrix and correlation coefficient were employed by the means of two construction images: state before and after deformation in order to obtain displacements field. It represents a shape deformation of the analyzed construction. Introduced subpixel techniques allowed measurement accuracy increasing for calculated displacement field. Developed methods and procedures were implemented and tested in programming environment – MATLAB.

Keywords: digital image processing techniques, digital image correlation, displacement measurements.

## 1. WSTĘP

W diagnozowaniu stanu konstrukcji (mosty, kładki, wiadukty, hale, kominy, maszyny) monitorowaniu podlegają nie tylko procesy dynamiczne (drżania) ale również stany statyczne (deformacje – zmiana kształtu, ugięcia). Do utrzymania integralności konstrukcji wymagana jest nie tylko realizacja pomiarów ale również ciągłe monitorowanie zmienności parametrów. Pomiary przemieszczeń stanowią tutaj istotny czynnik oceny własności statycznych i dynamicznych konstrukcji, takich jak: ugięcie, deformacja kształtu, wytrzymałość, pęknięcia, eksperymentalna analiza naprężeń, częstotliwości własne, postacie drgań, odpowiedzi dynamiczne. W tym zakresie analiza kształtu ugięcia konstrukcji [1-5] staje się metodą bardziej znaczącą i dokładniejszą od metod opartych o analizę częstotliwości drgań własnych, współczynników tłumienia i postaci drgań [6-11]. Stosowane są różne metody pomiarowe, które ogólnie dzielą się na dotykowe i bezkontaktowe. Do optycznych metod bezdotykowych należą techniki wizyjne [12-15]. Ich podstawowymi zaletami w stosunku do poprzednich są: duża gęstość pomiarowa oraz dokładność, niski koszt, łatwość użycia i uniwersalność [12-15]. W mechanice

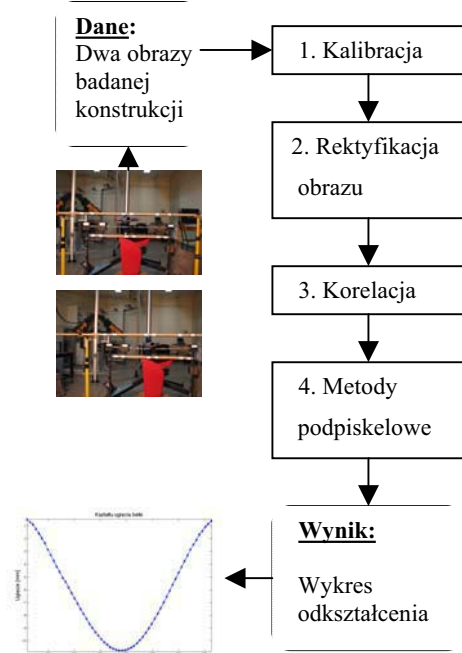
eksperymentalnej bezkontaktowe techniki pomiarowe wykorzystujące korelację obrazu do pomiaru przemieszczeń i naprężeń zostały wprowadzone w ostatniej dekadzie [16-18]. Podstawą tych metod jest uzyskanie miary dopasowania między dwoma naturalnymi lub sztucznymi płaskimi wzorcami obrazu, pozyskanymi w stanie przed i po deformacji konstrukcji. W ich wyniku otrzymuje się pole przemieszczeń analizowanego obiektu.

W artykule przedstawiono zastosowanie korelacji obrazu do pomiaru deformacji konstrukcji, zaprezentowano opracowaną metodykę oraz procedury, wykorzystany aparat matematyczny oraz wykonane oprogramowanie. W proponowanym podejściu w celu wyznaczenia pola przemieszczeń wymagana jest akwizycja jednego obrazu wzorcowego dla konstrukcji nieodkształconej oraz kolejnych obrazów konstrukcji odkształconej uzyskanych z kamery umiejscowionej w dowolnym miejscu. W celu usunięcia efektu perspektywy oraz otrzymania obrazu analizowanej konstrukcji w tej samej skali co obraz wzorcowy zaproponowano zastosowanie metod homografii, która wymaga detekcji tych samych punktów kontrolnych w obu obrazach. W celu zwiększenia dokładności pomiarowej opracowano metody podpikselowe

oparte o dopasowanie danych przy pomocy funkcji kwadratowej.

## 2. METODOLOGIA POMIARÓW

W skład opracowanej metodyki pomiaru deformacji konstrukcji wchodzi cztery moduły (rys. 1): kalibracja systemu, dopasowanie obrazów w oparciu o detekcję narożników i macierz homografii celem usunięcia perspektywy, wyznaczenie pola przemieszczeń za pomocą współczynnika korelacji oraz zwiększenie dokładności pomiarowej poprzez wykorzystanie technik podpikselowych.



Rys. 1. Metodologia realizacji badań

### 2.1. Kalibracja systemu

Kalibracji systemu dokonano za pomocą opracowanej analizy obrazu z segmentacją zorientowaną regionowo opisaną w pracach [12, 13]. W tym celu na badaną konstrukcję naklejono wzorec kalibracyjny w postaci okręgu o znanej średnicy,  $D_{mm}$ . Z pobranego obrazu obiektu, w oparciu o opracowany algorytm obliczono średnicę obrazu wzorca kalibracyjnego z zależności (1).

$$D_{pix} = \sqrt{\frac{4 * Pole\_Powierzchni\_Wzorca}{\pi}} [piksel] \quad (1)$$

Mając znaną wartość średnicy,  $D_{mm}$ , wyrażoną w mm obliczono współczynnik skali  $W_{mm\_pix}$  informujący o liczbie pikseli przypadających na 1 mm analizowanego obiektu z zależności:

$$W_{mm\_pix} = D_{mm}/D_{pix} \quad (2)$$

W efekcie uzyskany wektor pola przemieszczeń wyrażony został w jednostkach SI, mm, poprzez przemożenie składowych przez współczynnik skali.

Współczynnik skali w opracowanej metodzie wyznaczany jest z dokładnością pod-pikselową.

### 2.2. Usunięcie zniekształceń perspektywicznych z obrazu

Przekształcenie homograficzne, opisujące perspektywiczną transformację punktów leżących na jednej płaszczyźnie, znajduje szerokie zastosowanie w metodach komputerowego przetwarzania obrazów. Wykorzystywane jest między innymi do otrzymywania syntetycznych widoków na podstawie jednego rzeczywistego [25], tworzenia panoram z sekwencji obrazów (mosaicing) [25, 28], rekonstrukcji fotografii obiektów architektonicznych [29] oraz wstępnego przetwarzania obrazu dla aplikacji służących do automatycznej analizy dokumentów [30].

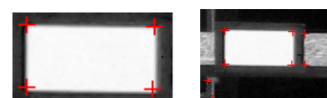
W prezentowanej pracy zastosowano przekształcenie homograficzne do usuwania zniekształceń perspektywicznych z fotografii badanego obiektu. Założono, że zdjęcie konstrukcji nieobciążonej, będące obrazem odniesienia, zostało zarejestrowane bez zniekształceń perspektywicznych. Fotografie obciążonej konstrukcji wykonano z kilku różnych punktów przestrzeni, przez co posiadały one widoczne, niepożądane zniekształcenia perspektywiczne.

Wyznaczone współrzędne odpowiadających sobie znaczników na obrazie odniesienia oraz obrazie konstrukcji obciążonej posłużyły do znalezienia macierzy  $H$  opisującej przekształcenie perspektywiczne współpłaszczyznowych punktów na obrazie odniesienia w punkty na obrazie analizowanym. Zastosowanie odwrotnego przekształcenia  $H^{-1}$  dla każdego z punktów obrazu analizowanego pozwoliło na usunięcie z niego zniekształceń perspektywicznych.

#### 2.2.1. Wybór odpowiadających sobie punktów na dwóch obrazach – detektor Harris'a

Założono, że odpowiadające sobie punkty w dwóch obrazach są narożnikami współpłaszczyznowych znaczników na sztywnym elemencie badanej konstrukcji (rys. 2). Do detekcji tych punktów zastosowano detektor narożników Harris'a [26, 27].

$$C(x) = \det(G(x)) + k * \text{trace}^2(G(x)) \quad (3)$$



Rys. 2. Cztery pary odpowiadających sobie punktów wykryte na obrazie odniesienia oraz na jednym z analizowanych obrazów o znacznych zniekształceniach perspektywicznych



### 2.2.2. Wyznaczenie macierzy homografii $H$

Po znalezieniu co najmniej czterech par korespondujących punktów została wyznaczona macierz przekształcenia homograficznego  $H$ .

Przez  $x_r = x_r\{x, y, 1\}$  oznaczono współrzędne jednorodne współpłaszczyznowych punktów na obrazie odniesienia a przez  $x_r^{i'} = x_r^i\{x', y', 1\}$  współrzędne odpowiadających im punktów na  $i$ -tym analizowanym obrazie. Przekształcenie opisujące transformację współpłaszczyznowych punktów z obrazu odniesienia w odpowiadające im punkty na  $i$ -tym obrazie, zniekształconym perspektywnie, jest opisane przez równanie (4).

$$x_r^{i'} = H_i x_r \quad (4)$$

Lub we współrzędnych niejednorodnych za pomocą zależności (5).

$$\begin{aligned} x' &= \frac{h_{11}x + h_{12}y + h_{13}}{h_{31}x + h_{32}y + h_{33}}, \\ y' &= \frac{h_{21}x + h_{22}y + h_{23}}{h_{31}x + h_{32}y + h_{33}} \end{aligned} \quad (5)$$

gdzie:  $h_{ij}$  są elementami macierzy homografii o postaci (6):

$$H = \begin{bmatrix} h_{11} & h_{12} & h_{13} \\ h_{21} & h_{22} & h_{23} \\ h_{31} & h_{32} & h_{33} \end{bmatrix}. \quad (6)$$

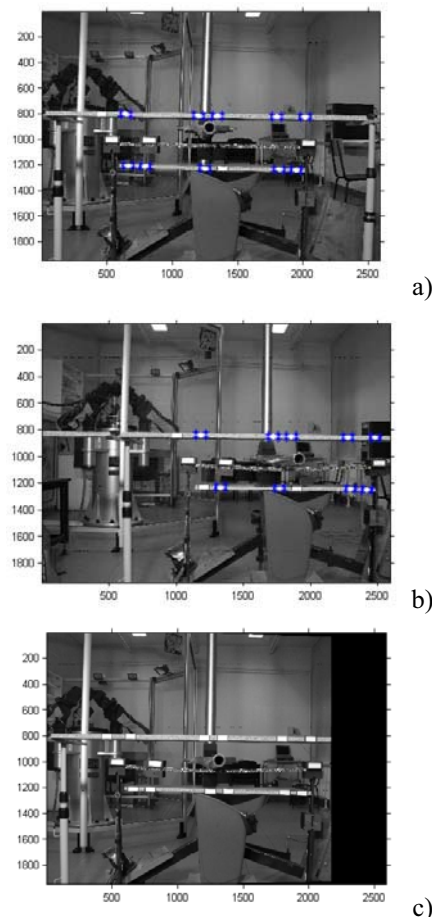
Macierz  $H$  może zostać jednoznacznie wyznaczona gdy znane są położenia co najmniej 4 odpowiadających sobie punktów współpłaszczyznowych.

### 2.2.3. Rektyfikacja obrazów (usunięcie zniekształceń perspektywnych)

Odwrotne przekształcenie homograficzne  $H^{-1}$  użyte na punktach współpłaszczyznowych  $x_r^{i'}$  powoduje ich transformację w punkty o współrzędnych o takich wartościach, jak współrzędne ich odpowiedników na obrazie odniesienia. Jeżeli wszystkie punkty obrazu  $x'$  zostaną transformowane zgodnie z zależnością (7) zniekształcenia perspektywnie wybranej płaszczyzny z tego obrazu zostaną usunięte.

$$x = H^{-1} x' \quad (7)$$

Wyniki opisaney procedury dla przykładowego obrazu pokazano na rys. 3.



Rys. 3. Przykład usunięcia perspektywy z analizowanego obrazu: a) obraz odniesienia, b) obraz ze zniekształceniami perspektywnymi, c) obraz w którym usunięto zniekształcenia perspektywnie. W przypadku a i b zaznaczono odpowiadające sobie punkty

### 2.3. Korelacja obrazu

Korelacja obrazu umożliwia porównanie dwóch obrazów pobranych w różnych stanach analizowanej konstrukcji: jeden przed deformacją, drugi po deformacji. Stanowi ona miarę dopasowania ponieważ w jej wyniku otrzymuje się wielkość stopnia podobieństwa między określonym obszarem obrazu a szukanym wzorcem.

Do wyznaczenia pola przemieszczeń wykorzystano znormalizowaną korelację wzajemną (ang. *Normalized Cross-Correlation*) opisaną wzorem [22, 23, 24]:

$$ZCC(u, v) = \frac{\sum_{x,y} (f_n(x, y) - \bar{f}_n)(f_d(x-u, y-v) - \bar{f}_d)}{\sqrt{\sum_{x,y} (f_n(x, y) - \bar{f}_n)^2 \sum_{x,y} (f_d(x-u, y-v) - \bar{f}_d)^2}} \quad (8)$$

gdzie:

$f_n(x, y)$  – wartość intensywności obszaru obrazu wzorca dla piksela o współrzędnych  $(x, y)$ -obraz przed deformacją,  $\bar{f}_n$  wartość średnia funkcji intensywności dla analizowanego obszaru;

$f_d(x-u, y-v)$  – wartość intensywności obszaru obrazu wzorca dla piksela o współrzędnych  $(x-u, y-v)$ - obraz po deformacji;

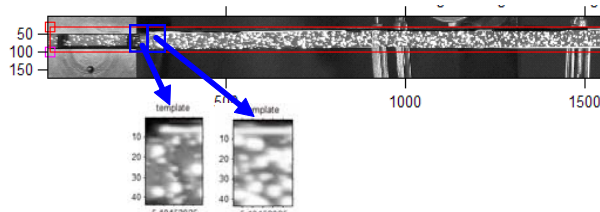
$\bar{f}_d$  - wartość średnia funkcji intensywności dla analizowanego obszaru po deformacji;

$(u, v)$  – składowe przemieszczenia między dwoma obrazami;

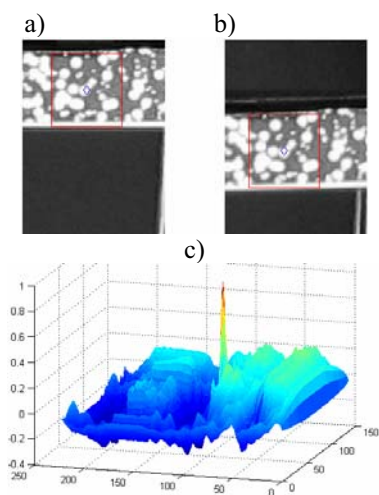
$(x, y)$  – współrzędne położenia piksela w obrazie wzorcowym.

Znormalizowany współczynnik korelacji przyjmuje wartości z zakresu  $[-1, 1]$ . Gdy poziomy jasności obszaru tekstury obrazu wzorcowego pokrywają się z wartościami poziomów jasności tekstury obrazu belki zdeformowanej wówczas współczynnik wynosi 1. Gdy tekstury nie pokrywają się współczynnik wynosi 0. Wartość  $-1$  oznacza korelację odwrotną.

W celu obliczenia korelacji na badaną konstrukcję naklejono taśmę o losowo rozmieszczonych wzorcach jasności (rys. 4).



Rys. 4. Fragment belki z naklejoną taśmą o losowym rozkładzie poziomów jasności oraz przykład jej podziału na obszary obrazu reprezentujące wzorce odniesienia w funkcji korelacji



Rys. 5. Odpowiadające sobie obszary dla konstrukcji: a) nieodkształconej; b) odkształconej oraz c) otrzymany znormalizowany współczynnik korelacji (Wynik funkcji korelacji ZCC dla belki odkształconej). Przykładowa wartość wyznaczonego przemieszczenia dla analizowanego obszaru:

$$D_{xy} = [0.02, -9.88] [mm]$$

Następnie wyznaczono znormalizowany współczynnik korelacji (8) dla wybranych rozmiarów wzorców odniesienia (np.  $48 \times 44$ ) dla

obszarów konstrukcji niezdeformowanej i odkształconej pod wpływem obciążenia (rys. 5).

Wektor przemieszczenia dla jednego punktu pomiarowego wyznaczono jako różnicę między odpowiadającymi sobie składowymi przemieszczenia:  $x$  i  $y$ , obliczonymi ze znormalizowanego współczynnika korelacji dla obrazów konstrukcji przed i po deformacji. Dla wszystkich punktów pomiarowych obliczonych w powyższy sposób otrzymano pole przemieszczeń reprezentujące deformację belki (rys. 7.b).

## 2.4. Technika podpikselowa

W przypadku wyznaczenia maksimum funkcji korelacji, której wynikiem są całkowitoliczbowe położenia piksela na siatce obrazu, metoda podpikselowa umożliwia na interpolację jej wyniku do zmiennoprzecinkowej wartości co w efekcie powoduje wzrost dokładności pomiarowej w zakresie  $0.01-0.1$  części piksela.

Opracowany algorytm pobiera całkowitoliczbową maksymalną wartość położenia piksela otrzymaną ze współczynnika korelacji ZCC i dokonuje dopasowania danych do jej otoczenia. Pod uwagę brane jest cztero-elementowe sąsiedztwo. Dopasowanie realizowane było funkcją kwadratową poprzez wyznaczenie współczynników paraboli oraz jej wartości maksymalnej [19-21]:

$$y = ax^2 + bx + c \quad (9)$$

$$x = -b/2a \quad (10)$$

Współczynniki paraboli (9) obliczono dla punktów (biorąc pod uwagę wiersze i kolumny obrazu): dla wierszy  $(f(x-1, y), f(x, y), f(x+1, y))$ ; dla kolumn  $(f(x, y-1), f(x, y), f(x, y+1))$ , zaś położenie dla którego parabola osiąga maksimum wyznaczono z pierwszej pochodnej (9) i uzyskano zależność (10).

## 3. STANOWISKO BADAWCZE - EKSPERYMENT

Badanym obiektem była rama stalowa obciążona statycznie siłą o kierunku pionowym skupioną w jednym punkcie jej poziomego fragmentu (rys. 6.). Wokół ramy umieszczono znaczniki (punkty kontrolna) służące do wyznaczenia macierzy homografii pomiędzy obrazami, w taki sposób, aby nie zmieniały one swego położenia w wyniku odkształcenia się ramy oraz leżały w tej samej płaszczyźnie co badana część konstrukcji.

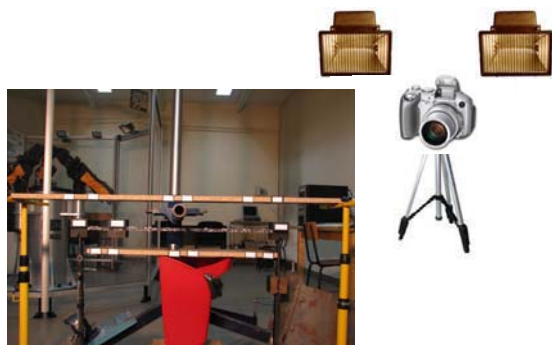
Na analizowanym fragmencie ramy umieszczono wzorec w postaci tekstury o losowym rozkładzie wzorców jasności. Do rejestracji obrazów konstrukcji użyto aparatu fotograficznego PowerShot S2IS o rozdzielczości  $2592 \times 1944$  (5 Mpix). Wykorzystano oświetlenie sceny o łącznej mocy 500 W.

W celu wykonania fotografii ramy nieobciążonej, która w dalszej analizie posłużyła jako obraz odniesienia, ustawiono aparat w taki

sposób aby jego oś optyczna była prostopadła do analizowanego fragmentu konstrukcji. Następnie rama została obciążona statycznie skupionym ciężarem. Wykonano serię fotografii konstrukcji zmieniając za każdym razem ustawienie kamery względem niej:

- Zmieniając kąt obrotu kamery bez zmiany położenia.
- Zmieniając położenie kamery względem ramy bez zmiany jej orientacji.
- Zmieniając zarówno położenie jak i orientację kamery względem ramy.
- Umieszczając znaczniki służące do wyznaczenia homografii na płaszczyznach skośnych względem płaszczyzny ramy.

Jednym z głównych celów eksperymentu było określenie stopnia wpływu algorytmu usuwania perspektywy z obrazu zniekształconego na dokładność wyznaczania ugięcia metodą korelacji. Zbadano wpływ zmiany położenia i orientacji aparatu względem konstrukcji a także nie współpłaszczyznowości badanej konstrukcji i punktów wzorcowych na dokładność algorytmu rektyfikacji obrazu. Analizę przeprowadzono dla metod wyznaczenia ugięcia z zastosowaniem metod podpikselowych i bez ich udziału.



Rys. 6. Schemat stanowiska pomiarowego

Wykonano 14 fotografii obciążonej konstrukcji za każdym razem zmieniając położenie aparatu względem niej. Punkty z których wykonano fotografie badanego obiektu przedstawiono w tabeli 1. Zdjęcie wykonane w pierwszym położeniu przy zadanej orientacji aparatu przyjęto za obraz odniesienia.

Wartość średnia z pierwiastka błędu średniokwadratowego (RMSE) dla pomiarów wizyjnych z wykorzystaniem technik podpikselowych i bez ich zastosowania wyniosła 0,3005 mm.

W następnej kolejności dokonano badania wpływu algorytmu usuwania perspektywy z obrazu na dokładność wyznaczania ugięcia konstrukcji przy pomocy funkcji korelacji.

W pierwszym kroku analizy wyznaczono ugięcie badanej ramy w 23 punktach pomiarowych korzystając z obrazu konstrukcji nieobciążonej oraz pierwszego zdjęcia ramy (wykonanego z tego samego położenia co obraz wzorcowy). Otrzymany

przebieg ugięcia w dalszej analizie posłużył jako przebieg odniesienia względem którego liczono błąd wyznaczenia ugięcia ramy wynikający z rektyfikacji obrazu. Analizę przeprowadzono dla metody „pikselowej” i podpikselowej.

Tabela 1. Zestawienie położenia aparatu podczas przeprowadzania pomiarów.  $T_z$  - odległość aparatu od położenia początkowego;  $T_x$  - przemieszczenie aparatu od położenia początkowego, równoległe względem ramy

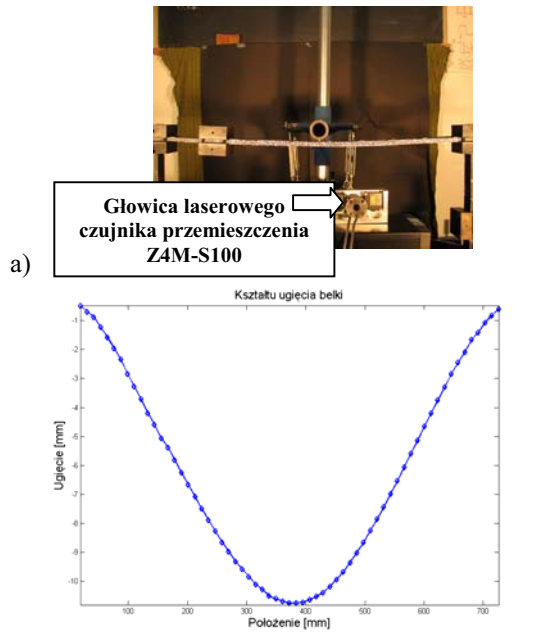
Nr fotografii	Położenie Aparatu	Orientacja aparatu
1	0	0
2	0	Obrót -7 deg w prawo
3	0	Obrót -2.5 deg w prawo
4	0	Obrót 7 deg w lewo
5	0	Obrót 2.5 deg w lewo
6	$T_z = -7$ cm	0
7	$T_z = -7$ cm, $T_x = 14$ cm	0
8	$T_z = -18$ cm	0
9	$T_z = -40$ cm	0
10	$T_z = -40$ cm	Obrót -10 deg w prawo
11	$T_z = -40$ cm	Obrót -5 deg w prawo
12	$T_z = -40$ cm	Obrót +5 deg w lewo
13	$T_z = +26$ cm	0
14	$T_z = -10$ cm	Obrót 10 deg w prawo

#### 4. WYNIKI

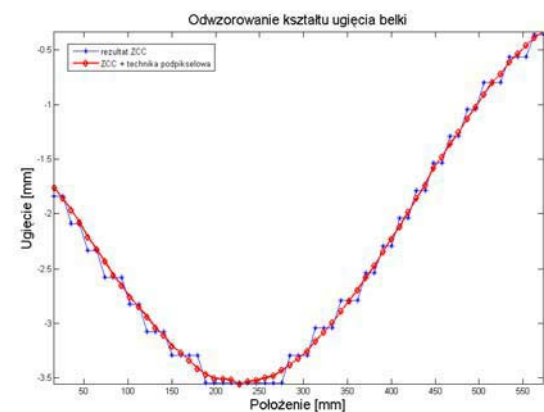
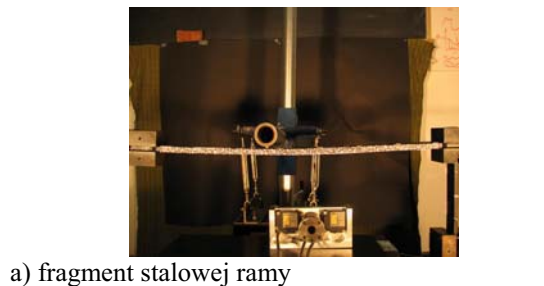
Przed przystąpieniem do badań dokonano weryfikacji stopnia dokładności pomiarowej proponowanego systemu wizyjnego poprzez porównanie z pomiarem laserowym w wybranym punkcie konstrukcji (rys. 7). Dla serii pomiarów przy różnych wartościach obciążenia belki oraz odległości aparatu średni błąd między pomiarem laserowym czujnikiem przemieszczenia (OMRON Z4M-S100 o rozdzielczości 0.008mm), a systemem wizyjnym wyniósł 0.1172mm oraz 0.0372mm w przypadku zastosowania technik podpikselowych.

W celu uwydatnienia zalet technik podpikselowych na rys. 8 przedstawiono wyniki pomiarów z zastosowaniem metody podpikselowej oraz bez jej wykorzystania do pomiaru deformacji belki dla małej wartości obciążenia. Jako rezultat zastosowania dopasowania danych funkcją kwadratową otrzymano dużo gładszą oraz dokładniejszą krzywą reprezentującą deformację belki. Uzyskany błąd RMSE między pomiarem z zastosowaniem techniki podpikselowej oraz bez jej użycia wyniósł: 0,2768 mm.

Wartość bezwzględna różnicy pomiędzy ugięciem wyznaczonym z obrazu pierwszego, a ugięciem otrzymanym z wszystkich pozostałych obrazów we wszystkich punktach pomiarowych bez zastosowania techniki podpikselowej przedstawiono na rys. 9, natomiast z jej wykorzystaniem na rys. 10.



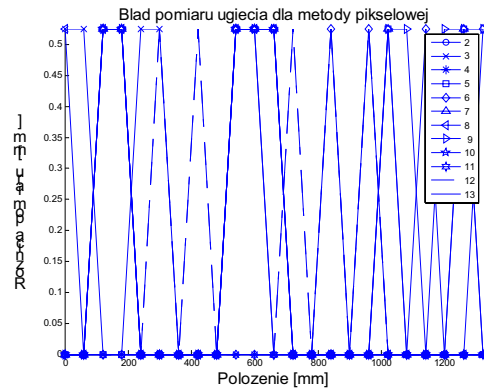
b) Rys. 7. Weryfikacja pomiaru wizyjnego poprzez porównanie z pomiarem laserowym: a) badana rama z głowicą laserową Z4M-S100, b) wyznaczone za pomocą ZCC pole przemieszczeń reprezentujące deformację stalowej ramy



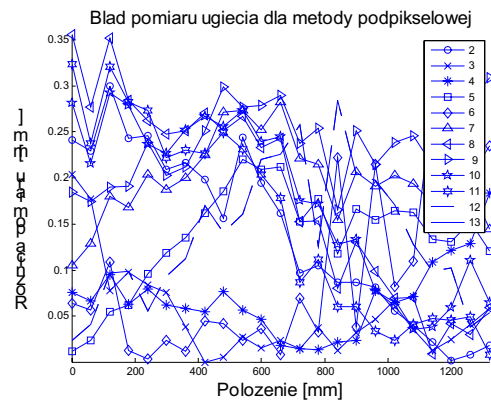
b) odwzorowanie kształtu ugięcia belki

Rys. 8. Wpływ wykorzystania metod podpikselowych na dokładność pomiaru oraz jakość odwzorowania kształtu krzywej ugięcia analizowanego fragmentu belki

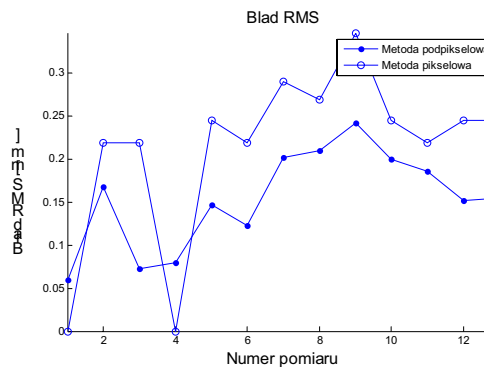
Na rys. 11 przedstawiono wartość błędu RMSE dla każdego z 13 pomiarów dla obu metod wyznaczania ugięcia.



Rys. 9. Wykres bezwzględnej różnicy pomiędzy pomiarem ugięcia z obrazu wzorcowego a pomiarami z 13 obrazów rektyfikowanych, dla każdego z punktów pomiarowych. Pomiar bez użycia metod podpikselowych



Rys. 10. Wykres bezwzględnej różnicy pomiędzy pomiarem ugięcia z obrazu wzorcowego a pomiarami ugięcia z 13 obrazów rektyfikowanych, dla każdego z punktów pomiarowych. Metoda podpikselowa



Rys. 11. Wartości błędu RMSE pomiędzy wzorcowym pomiarem ugięcia a każdym z 13 pomiarów z obrazów rektyfikowanych. (Porównanie wartości RMSE dla metody pikselowej i podpikselowej)

Średni błąd RMSE pomiędzy pomiarem wzorcowym a pomiarami z obrazów rektyfikowanych dla wszystkich 13 pomiarów wynosił odpowiednio: 0,2125 [mm] dla pomiaru bez zastosowania technik podpikselowych oraz 0,1535 [mm] z ich użyciem.

Obliczono również błąd RMSE dla pomiaru przemieszczenia w miejscu maksymalnego ugięcia. W przypadku metody pikselowej wynosił on 0,3974mm, natomiast dla metody podpikselowej przyjął on wartość 0,1508mm.

W kolejnym etapie eksperymentu dokonano analizy wpływu braku współpłaszczyznowości wzorców służących do rektyfikacji obrazu i powierzchni badanej konstrukcji na dokładność wyznaczenia ugięcia z obrazu o usuniętej perspektywie. Porównano trzy stopnie braku współpłaszczyznowości: 1) *brak*, 2) *niewielka niewspółpłaszczyznowość dla połowy punktów kontrolnych* oraz 3) *duża niewspółpłaszczyznowość wszystkich punktów kontrolnych*. Wartość ugięcia wzorcowego w osiach  $x$  i  $y$  stalowej belki oraz różnice pomiędzy nimi, a ugięciami wyznaczonymi z obrazów rektyfikowanych przedstawiono w tabelach 2 – 5.

Tabela 2. Zestawienie błędów pomiarowych pomiędzy ugięciem wyznaczonym z obrazu wzorcowego a ugięciem otrzymanym z obrazów rektyfikowanych z wykorzystaniem niewspółpłaszczyznowych znaczników. Ugięcie w osi  $Y$  bez zastosowania techniki podpikselowej

Nr punktu/pomiaru	1	1_2	1_3
1	0	-0.5257	-2.6285
2	-1.0514	0	-2.1028
3	-2.6285	-0.5257	-2.6285
4	-4.2056	-0.5257	-2.1028
5	-5.257	0	-1.5771
6	-6.8341	0	-1.5771
7	-8.4112	0	-1.5771
8	-9.4626	0	-1.0514
9	-10.514	0	-1.0514
10	-11.5654	0	-1.0514
11	-12.0911	0	-0.5257
12	-12.0911	0	0
13	-11.5654	0	0
14	-11.0397	0	0.5257
15	-9.9883	0.5257	0.5257
16	-8.9369	0	0.5257
17	-7.3598	0.5257	1.0514
18	-6.3084	0	1.0514
19	-4.7313	0.5257	1.5771
20	-3.1542	0.5257	1.5771
21	-2.1028	0.5257	2.1028
22	-1.0514	0.5257	2.1028
23	0	0.5257	2.6285

Z powyższych tabel wynika, że brak współpłaszczyznowości znaczników i badanej konstrukcji wpływa w sposób znaczący na dokładność wyznaczenia ugięcia z obrazu rektyfikowanego. Negatywny wpływ braku współpłaszczyznowości w szczególnie sposób przejawia się podczas wyznaczania przemieszczenie w osi  $x$  belki. Ze względu na charakter obciążenia,

przemieszczenie to powinno być równe zeru lub bliskie zera. W badaniach otrzymano jednak znaczne przemieszczenia, dochodzące nawet do 3,6 mm.

Tabela 3. Zestawienie błędów pomiarowych pomiędzy ugięciem wyznaczonym z obrazu wzorcowego a ugięciem otrzymanym z obrazów rektyfikowanych z wykorzystaniem niewspółpłaszczyznowych znaczników. Ugięcie w osi  $X$  bez zastosowania techniki podpikselowej

Nr punktu/pomiaru	1	1_2	1_3
1	-0.5257	-3.6799	-3.1542
2	-0.5257	-3.1542	-3.1542
3	-0.5257	-2.6285	-3.1542
4	0	-1.5771	-2.6285
5	0	-1.0514	-2.6285
6	0	-0.5257	-2.1028
7	0	0	-2.1028
8	0	0.5257	-1.5771
9	0	1.0514	-1.5771
10	0	1.0514	-1.0514
11	0	1.5771	-0.5257
12	0	1.5771	-0.5257
13	0	2.1028	0
14	0	2.1028	0
15	0	2.1028	0.5257
16	0	2.6285	1.0514
17	0	2.6285	1.0514
18	0	2.6285	1.5771
19	0	2.6285	2.1028
20	0.5257	3.1542	3.1542
21	0	2.6285	3.1542
22	0.5257	2.6285	3.6799
23	0.5257	2.6285	4.2056

Tabela 4. Zestawienie błędów pomiarowych pomiędzy ugięciem wyznaczonym z obrazu wzorcowego a ugięciem otrzymanym z obrazów rektyfikowanych z wykorzystaniem niewspółpłaszczyznowych znaczników. Ugięcie w osi  $Y$  z wykorzystaniem metody podpikselowej

Nr punktu/pomiaru	1	1_2	1_3
1	-0.0704	-0.3456	-2.6164
2	-1.1544	-0.2844	-2.3908
3	-2.4774	-0.3223	-2.2741
4	-4.0992	-0.1595	-1.8723
5	-5.4361	-0.1973	-1.7418
6	-7.0374	-0.1757	-1.5236
7	-8.4014	-0.1346	-1.3349
8	-9.6461	-0.1057	-1.0753
9	-10.5784	-0.1779	-1.045
10	-11.4572	-0.0812	-0.6881
11	-11.8991	0.0661	-0.3666
12	-12.0224	0.0455	-0.1636
13	-11.6024	0.1627	0.1633
14	-11.0731	0.102	0.3292
15	-10.0707	0.2264	0.5578
16	-8.9549	0.1887	0.7519
17	-7.4783	0.2815	1.0576
18	-6.2026	0.2725	1.2182
19	-4.708	0.372	1.5084
20	-3.1996	0.3987	1.6773
21	-2.0327	0.4997	1.9879
22	-0.8674	0.5346	2.2677
23	-0.0318	0.659	2.5069

Tabela 5. Zestawienie błędów pomiarowych pomiędzy ugięciem wyznaczonym z obrazu wzorcowego a ugięciem otrzymanym z obrazów rektyfikowanych z wykorzystaniem niewspółpłaszczyznowych znaczników. Ugięcie w osi  $X$  z użyciem metody podpikselowej

Nr punktu/pomiaru	1	1_2	1_3
1	-0.4583	-3.6894	-3.2764
2	-0.4325	-3.0457	-3.1483
3	-0.3671	-2.4677	-3.0871
4	-0.2002	-1.5974	-2.6849
5	-0.2069	-1.273	-2.6856
6	-0.1227	-0.525	-2.2141
7	-0.0367	0.0237	-1.976
8	0.0664	0.5825	-1.5742
9	0.0866	1.0422	-1.2476
10	0.0361	1.2974	-1.1094
11	0.0753	1.6559	-0.6971
12	0.0752	1.8772	-0.4521
13	0.1405	2.1031	-0.0797
14	0.1248	2.2761	0.2763
15	0.1384	2.3396	0.6317
16	0.0895	2.6073	1.0899
17	0.1474	2.6236	1.452
18	0.1935	2.7162	1.888
19	0.2172	2.8095	2.3237
20	0.2818	2.7058	2.6828
21	0.2534	2.6502	3.2028
22	0.3331	2.5837	3.7134
23	0.305	2.5157	4.0733

Zaobserwowane błędy wynikają z metody rektyfikacji obrazu. Jest ona realizowana poprzez macierz homografii, która jest przekształceniem pomiędzy płaszczyznami. Kiedy pojawia się znaczny brak współpłaszczyznowości, macierz  $H$  zostaje błędnie wyznaczona, co prowadzi do niepoprawnego usunięcia perspektywy i wprowadzenia znacznych błędów pomiarowych.

## 5. WNIOSKI

Z przeprowadzonych badań wynika, że kluczowe znaczenie na poprawność wyznaczenia ugięcia konstrukcji metodą korelacji jest zastosowana tekstura oraz wielkość wzorca odniesienia. Dla losowego rozkładu wzorców jasności istnieje możliwość dowolnego manipulowania wielkością okna przeszukiwań i nie jest ona ograniczona koniecznością zachowania stałego kształtu wzorca w oknie. Pozwala to na zwiększenie gęstości punktów pomiarowych, dzięki czemu może zostać uzyskany dokładniejszy i wygładzony obraz krzywej ugięcia. Ten rodzaj tekstury nie jest odporny na duże zakłócenia powodujące zmianę charakteru wzorca.

Wzorcy w postaci cech o określonej geometrii są bardziej odporne na przypadkowe zakłócenia oraz zmiany rozdzielczości obrazu lub oświetlenia. Nie mogą być jednak stosowane z taką samą elastycznością jest tekstura w postaci szumu, gdyż narzucają stały podział obrazu konstrukcji na fragmenty. Zwiększenie gęstości podziału wiąże się z koniecznością wykonania nowego wzorca.

Wielkość okna przeszukującego (wzorca obrazu) jest również bardzo ważnym parametrem. Jego

wzrost powoduje zwiększenie unikalności funkcji poziomów szarości, wzrost błędów geometrii oraz czasu obliczeń. Zmniejsza się gęstość punktów pomiarowych.

Główną zaletą zastosowania znormalizowanego współczynnika korelacji w porównaniu z innymi miarami funkcji korelacji jest duża odporność na szum o nieznannej funkcji rozkładu gęstości prawdopodobieństwa, oraz na nierównomierność oświetlenia.

Dokładność wyznaczania deformacji konstrukcji przy pomocy korelacji zależy od poprawności przeprowadzenia etapu usunięcia perspektywy z obrazów zniekształconych. Jest ona tym mniejsza, im większe są zniekształcenia perspektywiczne. Badania wykazały jednak że wpływ ten jest znikomy, jeśli zniekształcenia perspektywiczne nie są duże. Nawet dla większych zniekształceń maksymalny błąd wynikający z usunięcia perspektywy wynosił 0,35 mm (dla metod podpikselowych).

Dużo większy wpływ na dokładność wyznaczenia pola przemieszczeń punktów ramy ma skośność płaszczyzny na której leżą znaczniki (wspólne punkty kontrolne) służące do wyznaczenia macierzy  $H$  w stosunku do płaszczyzny konstrukcji. W przypadku rektyfikacji obrazów z wykorzystaniem niewspółpłaszczyznowych znaczników, maksymalny błąd wyznaczonego przemieszczenia wynosił ponad 3 mm (zarówno z zastosowaniem technik podpikselowych jak i bez ich użycia). Zaletą wprowadzenia macierzy homografii jest możliwość dowolnego umiejscowienia kamery podczas akwizycji obrazu. Oznacza to kompensację błędów pomiaru związanych z względnym ruchem kamery podczas dokonywania pomiaru oraz kompensację ewentualnych drgań podłoża.

Zastosowanie technik podpikselowych po wyznaczeniu współczynnika korelacji pozwoliło na zwiększenie dokładności pomiaru ugięcia badanej ramy nawet do wartości 0,02mm. Metody te umożliwiły uzyskiwanie dokładnego i wygładzonego przebiegu krzywej ugięcia analizowanej konstrukcji.

Eksperyment potwierdził również fakt, że techniki wizyjne w stosunku do drogich technik laserowych są bardzo dobrą konkurencyjną metodą pomiarową nie tylko z uwagi na wysoką dokładność pomiarową, ale również ze względu na uniwersalność i prostotę użycia. Najmniejszy zarejestrowany błąd między pomiarem laserowym i wizyjnym wyniósł 0,0075 mm.

## PODZIĘKOWANIA

Projekt wykonano dzięki finansowemu wsparciu MNiSW, w ramach projektu nr 0526/T02/2007/02

## LITERATURA

- [1]. Bruck, H. A., McNeil, S. R., Sutton, M. A. and Peters, W. H.: *Digital Image Correlation Using Newton-Raphson Method of Partial Differential Correction*. Experimental Mechanics, 29(3), 261-267, 1989.
- [2]. Sutton, M. A., Wolters, W. J., Peters, W. H., Ranson, W. F. and McNeil, S. R.: *Determination of Displacements Using an Improved Digital Correlation Method*. Image and Vision Computing, 1(3), 133-139, 1983.
- [3]. Sutton, M. A., Cheng, M. Q., Peters, W. H., Chao Y. J. and McNeill, S. R.: *Application of an Optimized Digital Correlation Method to Planar Deformation Analysis*. Image and Vision Computing, 4(3), 143-151, 1986.
- [4]. Sutton, M. A., Turner, J. L., Bruck, H. A. and Chae, T. A.: *Full-field Representation of Discretely Sampled Surface Deformation for Displacement and Strain Analysis*. Experimental Mechanics, 31(2), 168-177, 1991.
- [5]. Sutton, M. A., McNeill, S. R., Jang, J. and Babai, M.: *Effects of Subpixel Image Restoration on Digital Correlation Error*. Journal of Optical Engineering, 27(10), 870-877, 1988.
- [6]. Kurowski P.: *Identyfikacja modeli modalnych konstrukcji mechanicznych na podstawie pomiarów eksploatacyjnych*, Praca doktorska, AGH, Kraków 2001.
- [7]. Uhl T.: *Zmienność i niepewność parametrów w analizie dynamiki konstrukcji* Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Wybrane zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych, Radom 2004 r. str. 185-193.
- [8]. Uhl T.: *Diagnostyka przez identyfikację* Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji "Inżynieria diagnostyki maszyn", Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004 r. str. 359-388.
- [9]. Uhl T.: *Identification Process in monitoring and diagnostics*. Advanced Mechanics of Urban Structures, CVRE Gdańsk, str.51-66.
- [10]. Uhl T.: *Application of modal analysis for monitoring and diagnostics of mechanical structures*, Advanced Course on Structural Control and Health pp. 377-423, Warszawa, 22-25 May, 2001.
- [11]. Uhl T., Lisowski W., Kurowski P.: *In operation modal analysis and its applications*, AGH Katedra Robotyki I Dynamiki Maszyn 2001.
- [12]. Kohut P., Kurowski P.: *Wykorzystanie systemów wizyjnych do przeprowadzenia analizy modalnej konstrukcji*, Diagnostics' 2004 – 3rd International Congress of Technical Diagnostics, s. 265-270, 6-9 września, Poznań, 2004.
- [13]. Kohut P.: *Zastosowanie analizy obrazu do pomiaru przemieszczeń*, Diagnostyka Procesów Przemysłowych, s. 519- 525, Władysławowo, 15-17 Wrzesień, 2003.
- [14]. Kohut P., Kurowski P.: *Zastosowanie trójwymiarowych technik wizyjnych do pomiaru i analizy drgań*, I Kongres Mechaniki Polskiej, Warszawa, 28–31 sierpnia 2007r.
- [15]. Kohut P., Kurowski P.: *The 3D vision-based measurements for modal analysis*, Proc.of the OPTIMESS07 Workshop Leuven, , 28th-30th May 2007.
- [16]. Chu TC, Ranson WF, Sutton MA, Peters WH, *Application of digital-image correlation techniques to experimental mechanics*. Exp Mech 25:232–244, September, 1985.
- [17]. Peters WH, Ranson WF *Digital imaging technique in experimental stress analysis*. Opt Eng 21:427–431 May, 1982 .
- [18]. Peters WH, Ranson WF, Sutton MA, et al *Applications of digital image correlation methods to rigid body mechanics*. Opt Eng 22:738–742, June, 1983.
- [19]. Devernay F.: *A Non-Maxima Suppression Method for Edge Detection with Sub-Pixel Accuracy*, INRIA, Raport, N° 2724 November 1995.
- [20]. Ramdania S., Boucharab F.; Djemala K.: *Probability distribution of sub-pixel edge position*, Signal Processing, Volume 84, No 3, pp. 445-452(8), March 2004.
- [21]. Nehab D., Rusinkiewicz Sz., Davis J.: *Improved Sub-pixel Stereo Correspondences through Symmetric Refinement*, Tenth IEEE International Conference on Volume 1, Issue , pp: 557 - 563 17-21 Oct. 2005.
- [22]. Jin GC, Bao NK, Chung PS. *An advanced digital speckle correlation method for strain measurement and nondestructive testing*. SPIE 1996; 2921:572–7.
- [23]. Ma S P, Jin G C.: *New correlation coefficients designed for digital speckle correlation method (DSCM)*. SPIE, 2003, 5058: 25-33.
- [24]. Lewis J. P.: *Fast Normalized Cross-Correlation*, Industrial Light & Magic.
- [25]. Hartley R., Zisserman A., *Multiple View Geometry in Computer Vision*, Cambridge University Press, 2004.
- [26]. Ma Y., Soatto S., Kosetska J., Sastry S.: *An Invitation to 3D Computer Vision* Springer-Verlag, New York 2004.
- [27]. Harris C., Stephens M. J.: *A combined corner and edge detector*. In Alvey Vision Conference pages 147-152, 1988.
- [28]. Szelinski R., Heung-Yeung S.: *Creating full view panoramic image mosaics and environment maps*. In Proceeding of the

ACM SIGGRAPH Conference on Computer Graphics, 1997.

- [29]. Darko P., Volker S., Leif K.: *Interactive image completion with perspective correction*, Visual Comput, Springer-Verlag 2006.
- [30]. Jaganathan J., Jawahar C. V.: *Perspective Correction Methods for Camera Based-Document Analysis*, International Institute of Information Technology, India.



Prof. dr hab. inż. **Tadeusz UHL** jest kierownikiem Katedry Robotyki i Mechatroniki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. W swoich pracach zajmuje się zagadnieniami dynamiki konstrukcji, a zwłaszcza analizą modalną i jej zastosowaniami. Jego

zainteresowania obejmują także układy aktywnej redukcji drgań, układy sterowania i szeroko pojętą mechatronikę oraz monitorowanie stanu konstrukcji. Jest autorem 15 książek i kilkuset artykułów dotyczących wspomnianych zagadnień.



Dr inż. **Piotr KOHUT** Jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Mechatroniki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Zainteresowania naukowe: mechatronika, systemy wizyjne, środki i metody komputerowego przetwarzania obrazów, analiza ruchu oraz techniki

stosowane w pomiarach obiektów trójwymiarowych. Jest autorem publikacji i opracowań naukowych dotyczących wspomnianych zagadnień.



Mgr inż. **Krzysztof HOLAK** Absolwent Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej, Pracę dyplomową z tematyki zastosowania technik wizyjnych do pomiaru struktury i ruchu obiektów obronił w 2007 roku.

Obecnie jest doktorantem w Katedrze Robotyki i Mechatroniki. Zajmuje się komputerowym przetwarzaniem obrazu i wizyjnymi systemami pomiarowymi.



## DIAGNOSTYKA MASZYN WIRNIKOWYCH OPARTA NA MODELU

Jarosław BEDNARZ\*, Tadeusz UHL\*, Adam PIŁAT\*\*

\* Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki,  
Katedra Robotyki i Mechatroniki, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków,  
[bednarz@agh.edu.pl](mailto:bednarz@agh.edu.pl), [tuhl@agh.edu.pl](mailto:tuhl@agh.edu.pl)

\*\* Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Elektrotechniki, Automatyki, Informatyki i Elektroniki,  
Katedra Automatyki, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków,  
[ap@agh.edu.pl](mailto:ap@agh.edu.pl)

### Streszczenie

Jednym z poważnych uszkodzeń występujących w turbogeneratorach jest zmęczeniowe pękanie łopatek. W pracy przedstawiony jest proponowany algorytm diagnostyczny oparty na metodzie OMA i OMAX oraz modelach NARX umożliwiający detekcję pęknięcia łopatek oraz jego eksperymentalna weryfikacja na stanowisku laboratoryjnym AGH. W pracy zaprezentowano również zastosowanie wzбудnika elektromagnetycznego jako mierzalnego wymuszenia w metodzie OMAX i EMA.

Słowa kluczowe: analiza modalna, model NARX, diagnostyka maszyn wirnikowych, wzbudnik elektromagnetyczny.

### MODEL BASED DIAGNOSTICS OF ROTATING MACHINERY

#### Summary

Paper concerns detection and identification of turbine blade cracking by means of the modal analysis method and NARX model based damage detection technique. In the paper there is presented the algorithm of the NARX method and modal model based diagnostic process, method applicability to structural health monitoring of rotating machinery as well as method experimental verification carried out for data measured on the laboratory test stand. The idea of using an electromagnetic exciter as measurable excitation in OMAX method is also presented.

Keywords: modal analysis, NARX models, rotating machinery diagnostics, electromagnetic exciter.

## 1. WPROWADZENIE

Coraz większą rolę w diagnostyce maszyn i urządzeń odgrywa podejście wykorzystujące model monitorowanego obiektu lub model sygnału drganiowego pochodzącego z monitorowanego obiektu [18]. Takie podejście umożliwia bardziej dokładną identyfikację uszkodzenia, daje także możliwość jego lokalizacji. W ramach projektu prowadzonego w Katedrze Robotyki i Mechatroniki AGH testowane są metody diagnostyczne wykorzystujące model modalny układu mechanicznego zbudowany z wykorzystaniem Eksploatacyjnej Analizy Modalnej z Mierzalnymi Wejściami (OMAX – z ang. Operational Modal Analysis with eXogenous Inputs) oraz model sygnałów zbudowany w oparciu o nieliniowy model ARX (NARX – Nonlinear AutoRegressive with eXogenous Inputs). W pracy zostaną zaprezentowane podstawy diagnostyki łopatek wirników z wykorzystaniem tych dwóch metod, wyniki ich testowania oraz zaprezentowane zostanie stanowisko badawcze służące do ich testowania. W pracy zaproponowane zostanie również

wykorzystanie specjalizowanego wzbudnika elektro - magnetycznego jako zewnętrznego mierzalnego źródła wymuszenia w metodzie OMAX.

## 2. METODA OMAX

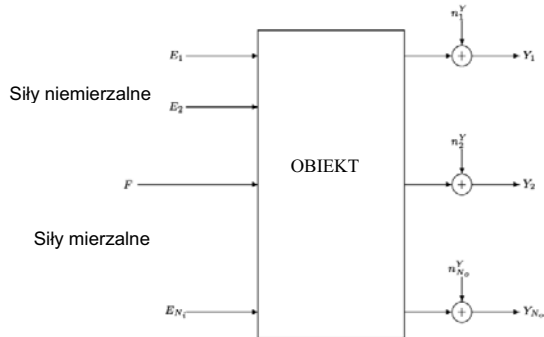
Eksploatacyjna Analiza Modalna z Mierzalnymi Wejściami (OMAX) zakłada, że drgania każdego obiektu wymuszane są zarówno przez siły mierzalne jak i niemierzalne [8, 9]. Dlatego też w tej metodzie odpowiedź układu jest rozpatrywana jako złożenie dwóch komponentów: deterministycznego wymuszanego przez siły mierzalne oraz stochastycznego wymuszanego przez siły niemierzalne (rys. 1).

W celu wyznaczenia odpowiedzi takiego układu mogą zostać wykorzystane równania w postaci dyskretnej:

$$\begin{aligned} z_k X_k &= AX_k + BF_k + W_k \\ Y_k &= CX_k + DF_k + V_k \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:

$X_k, Y_k, F_k$  – wektor stanu, wejścia i wyjścia,  
 $A, B, C, D$  – macierz stanu, wejścia, wyjścia oraz sterowań,  
 $W_k, V_k$  – biały szum (wymuszenie eksploatacyjne).



Rys. 1. Schemat obiektu z przyłożonymi siłami mierzalnymi i niemierzalnymi

Dla równania (1) relacja wejście – wyjście może zostać napisana w następującej postaci:

$$Y_k = [C(Iz_k - A)^{-1}B + D]F_k + C(Iz_k - A)^{-1}W_k + V_k \quad (2)$$

Pierwszy wyraz równania (2) opisuje wpływ deterministycznego (mierzalnego) wymuszenia na odpowiedź układu natomiast drugi – wpływ stochastycznego wymuszenia. W rezultacie zarówno deterministyczna jak i stochastyczna część zawiera informacje o dynamice systemu (wyrażenie  $(Iz_k - A)$ ). Na tej podstawie sformułowane zostało kilka metod identyfikacji w oparciu o metodę OMAX [3, 4, 5]. W celu wyznaczenia parametrów modalnych w metodzie OMAX wykorzystuje się zależność 3 [4]:

$$\begin{bmatrix} H^m(\omega_k) & S_{yy}^+(\omega_k) \end{bmatrix} = \sum_{r=1}^m \left( \frac{\varphi_r Q_r^T}{1 - \lambda_r z_k} + \frac{\varphi_r^* Q_r^{*T}}{1 - \lambda_r^* z_k} \right) \quad (3)$$

Jeżeli siły mierzalne (deterministyczna część metody OMAX) oraz całkowita odpowiedź układu są znane równanie (2) można przekształcić do następującej postaci:

$$Y_{o,b}(\omega_k) = \frac{B_{oi}(z_k)}{A(z_k)} F_b(\omega_k) + \frac{T_{o,b}(z_k)}{A(z_k)} + \frac{C_o(z_k)}{A(z_k)} E_{o,b}(\omega_k) \quad (4)$$

Gdzie  $Y_{o,b}$  i  $F_b$  są widmami DFT sygnałów wejściowych oraz wyjściowych,  $E_{o,b}$  jest nieznanym białym szumem (wymuszeniem eksploatacyjnym),  $B_{oi}$  - licznik wielomianu,  $A(z_k)$  jest wielomianem wspólnego mianownika, natomiast  $T_{o,b}$  wielomianem procesów przejściowych wyjścia. Można łatwo zauważyć, że każda część równania (4) zawiera wielomian  $A(z_k)$ , który opisuje dynamikę systemu, ale w praktyce wyznaczone z tego równania bieguny układu (pierwiastki równania

charakterystycznego  $A(z_k)=0$ ) wymuszane są w różny sposób (są różne w różnych członach równania (4)). W celu wyznaczenia parametrów modelu błąd predykcji powinien być minimalizowany, co prowadzi do zastosowania następującej funkcji (podejście CLSF):

$$I_{IO}^{CLSF}(\Theta) = \sum_{o=1}^{N_o} \sum_{b=1}^{N_b} \sum_{k=1}^{N_f} |E_{o,b}(\omega_k)|^2 \quad (5)$$

gdzie:

$$E_{o,b}(\omega_k) = \frac{B_{oi}(z_k)F_b(\omega_k) - A(z_k)Y_{o,b}(\omega_k) - T_{o,b}(z_k)}{C_o(z_k)}$$

W trakcie estymacji parametrów modalnych stabilność numeryczna powinna być bardzo dokładnie sprawdzana [2, 3]. Dla systemów zmiennych w czasie równanie (4) można przekształcić do następującej postaci:

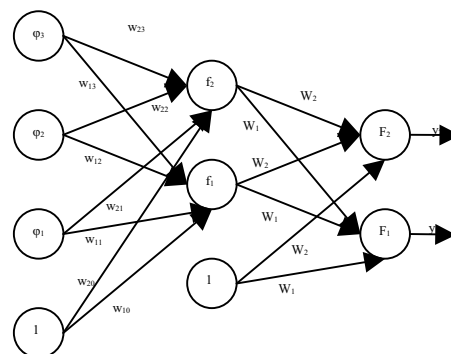
$$Y_{o,b}(\omega_k, i) = \frac{B_{oi}(z_k, i)}{A(z_k, i)} F_b(\omega_k, i) + \frac{T_{o,b}(z_k, i)}{A(z_k, i)} + \frac{C_o(z_k, i)}{A(z_k, i)} E_{o,b}(\omega_k, i) \quad (6)$$

gdzie:  $i$  – dyskretny indeks czasu.

W celu identyfikacji systemu z równania (6) można zastosować metodę rekurencyjną [1] i na tej podstawie wyznaczyć częstotliwości drgań własnych oraz współczynniki tłumienia modalnego obiektu.

### 3. MODEL NARX

Najbardziej podstawowymi strukturami modeli typu „czarna skrzynka” są modele neuronowe opisujące relacje wejścia – wyjścia. Najczęściej wykorzystywaną architekturą sieci neuronowych jest struktura oparta o wielowarstwowy perceptron (MLP – z ang. multi-layer perceptron). Przykład sieci złożonej z dwóch warstw MLP przedstawia rysunek 2.



Rys. 2. Struktura dwuwarstwowej sieci MLP

Zalecane jest, aby przed rozpoczęciem procesu modelowania obiektów posiadać wiedzę a priori na temat ich struktury oraz nieliniowości. Sieć neuronowa jest zbiorem parametrów zwanych wagami oraz składową stałą (ang. Bias). Do tej pory

zdefiniowano wiele rodzajów struktur sieci neuronowych [6].

W ogólnym przypadku architektura sieci neuronowej może być opisana następującym równaniem (7):

$$\hat{y}(t) = g[\varphi, \theta] = F_i \left[ \sum_{j=1}^{nH} W_{i,j} f_j \left( \sum_{l=1}^{n\Gamma} w_{j,l} \varphi_l + w_{j,0} \right) + W_{i,0} \right] \quad (7)$$

Predyktor  $\hat{y}(t) = g[\varphi, \theta]$  zawiera w sobie poprzednie wejścia i/lub poprzednie wejścia oraz przewidywane

wyjście  $\hat{y}(t)$  gdzie  $\theta$  oznacza wektor parametrów, który zawiera wszystkie dobierane parametry sieci. Zazwyczaj wykorzystuje się sigmoidalne/tangens hiperboliczne funkcje aktywacyjne w warstwie ukrytej sieci, w warstwie wyjściowej wykorzystuje się natomiast funkcje liniowe. W trakcie badań rozważono sieć opisaną równaniem (7). Wagi sieci ( $\theta$ ,  $w$  oraz  $W$ ) zostały dobrane na podstawie procesu treningu sieci z wykorzystaniem zestawu danych wejściowych i wyjściowych zebranych w zbiór uczący. Jako kryterium uczące przyjęto najmniejszy błąd średniokwadratowy pomiędzy zadaniem a przewidzianym wyjściem systemu. Minimalizowany błąd predykcji opisany jest równaniem:

$$BP = \frac{1}{2N} \sum_{r=1}^N \left[ y(t) - \hat{y}(t|\theta) \right]^T \left[ y(t) - \hat{y}(t|\theta) \right] \quad (8)$$

Wagi sieci zostały ustalone na podstawie algorytmu uczącego. Jednym z podstawowych algorytmów uczących jest algorytm oparty na wstecznej propagacji. Szczegółowy opis tego algorytmu można znaleźć np. w [6].

Wielowarstwowy perceptron, zastosowany przez Autorów, opisany w pracy [7], może być zastosowany do identyfikacji lub modelowania nieliniowych systemów dynamicznych. Struktura, która została wybrana do zastosowania w pracy jest znana jako nieliniowy model ARX (NARX) [21]:

$$y(t) = \sum_{m=1}^M y_m(t) \quad (9)$$

$$y_m(t) = \sum_{p=0}^m \sum_{k_1, k_{p+q}=1}^K c_{p,q}(k_1, \dots, k_{p+q}) \times \prod_{i=1}^p y(t-k_i) \prod_{i=p+1}^{p+q} u(t-k_i) \quad (10)$$

gdzie:  $y_m(t)$  - wyjście modelu  $m$ -tego rzędu,

$$p+q = m, k_i = 1, \dots, K, \sum_{k_1, k_{p+q}=1}^K (\cdot) = \sum_{k_1=1}^K (\cdot) \cdots \sum_{k_{p+q}=1}^K (\cdot)$$

Dla takiej struktury można zdefiniować wektor regresji (11) oraz predyktor (12) jako:

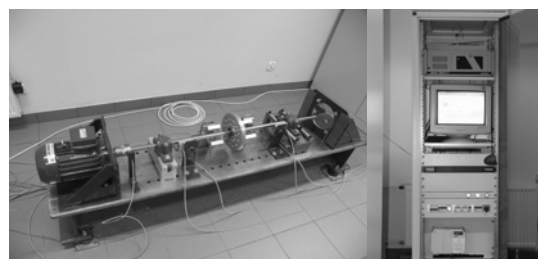
$$\varphi(t) = [y(t-1) \dots y(t-n_a) u(t-n_k) \dots u(t-n_b - n_k + 1)]^T \quad (11)$$

$$\hat{y}(t|\theta) = y(t|t-1, \theta) = g(\varphi(t), \theta) \quad (12)$$

Po poprawnie przeprowadzonym procesie uczenia sieć neuronowa jest zdolna symulować modelowany układ.

#### 4. STANOWISKO LABORATORYJNE

Stanowisko laboratoryjne (rys. 3) zostało zaprojektowane i wykonane w Katedrze Robotyki i Mechatroniki AGH. Stanowisko wykorzystywane jest głównie do symulowania niesprawności maszyn wirnikowych. Ponadto wykorzystywane jest ono w badaniach dotyczących eksploatacyjnej analizy modalnej, diagnostyki opartej na modelach NARX oraz służy również do testowania układów automatycznego wyważania.



Rys. 3. Stanowisko laboratoryjne

Układ łożyska/ wirnik jest zamontowany na ciężkiej płycie stalowej. Wirnik jest napędzany silnikiem prądu przemiennego, który umożliwia osiągnięcie prędkości obrotowej wałka do 3000 [obr./min]. Silnik zasilany jest poprzez falownik, który umożliwia sterowanie prędkością obrotową oraz szybkością rozbiegu i wybiegu maszyny, co daje możliwość analizowania procesów przejściowych układu. Stanowisko wyposażone jest w wymienne łożyska, toczne i ślizgowe. Jeden ze stojaków łożyskowych ma możliwość wprowadzenia regulowanego rozosowania układu. Na wirniku można osadzić do czterech tarcz, w których można wprowadzać niewyważenie, zarówno statyczne, jak i dynamiczne. Stanowisko jest wyposażone w regulowaną śrubę do symulowania przytarć. Uzupełnieniem części mechanicznej jest specjalizowany układ pomiarowy oparty na komponentach firmy National Instruments. Układ pomiarowy składa się z następujących elementów:

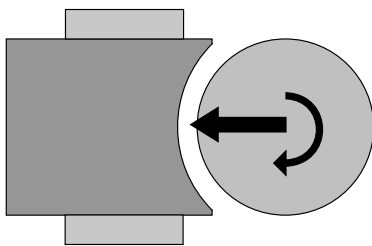
- znacznika fazy (czujnik wiropądowy),
- ośmiu wiropądowych czujników przemieszczeń,
- dwóch trójosiowych akcelerometrów,
- karty pomiarowej NI PCI-6034E,
- oprogramowania LabView.

Dodatkowo układ umożliwia wykonywanie pomiarów za pomocą zewnętrznego sprzętu np. analizatora SCADAS III lub rejestratora TEAC. Istnieje również możliwość wzbudzania drgań

stanowiska z wykorzystaniem wzbudnika elektromagnetycznego, co umożliwia testowanie metody EMA oraz OMAX.

## 5. WZBUDNIK ELEKTROMAGNETYCZNY

W celu zbadania możliwości wykorzystania wzbudnika elektromagnetycznego do bezkontaktowego wymuszania drgań obiektu zaprojektowano i zbudowano wzbudnik o elektromagnesie typu E. W celu zapewnienia właściwej charakterystyki siły magnetycznej oraz maksymalizacji jej wartości jedna ze stron elektromagnesu została specjalnie zbudowana – jej kształt został dopasowany do kształtu wałka zamontowanego na stanowisku (rys. 4).



Rys. 4. Zaprojektowany elektromagnes

Promień elektromagnesu ustalono na 13.4 [mm]. Szczelina powietrzna o szerokości 0.9 [mm] oraz natężenie prądu cewki o wartości 3 [A] pozwala uzyskać siłę elektromagnetyczną o maksymalnej wartości 300N. Rozmiary elektromagnesu oraz parametry cewki zostały dobrane odpowiednio do stanowiska. Elektromagnes zasilany jest ze sterownika prądowego. Do regulacji i ograniczania wartości prądu płynącego przez uzwojenie cewki wykorzystywany jest mostek mocy wraz z układem sprzężenia zwrotnego, który odpowiedzialny jest za przesyłanie informacji o rzeczywistej wartości natężenia prądu. Mostek mocy zbudowany jest z 4 tranzystorów i 4 diod połączonych w konfiguracji H. Regulator sprzętowy wykorzystując analogowy sygnał referencyjny monitoruje wartość natężenia prądu w uzwojeniu cewki, porównuje z zadaną wartością progową steruje pracą mostka. Kontroler sprzętowy pozwala na szybką i precyzyjną zmianę wartości natężenia prądu płynącego w cewce.

W celu wykonania serii badań eksperymentalnych z wykorzystaniem wzbudnika kontroler sprzętowy został połączony z komputerem wyposażonym w konwerter D/A sterowanym z poziomu oprogramowania MATLAB/Simulink. Wymagana charakterystyka prądu była generowana za pomocą modelu stworzonego przez użytkownika w oprogramowaniu Simulink i realizowana była w czasie rzeczywistym. Sygnał sterujący był przesyłany za pomocą karty D/A bezpośrednio na napięciowe wejście referencyjne. Z wykorzystaniem procedury sprzętowego szybkiego prototypowania

przeprowadzono serię wielu eksperymentów. Jako sygnał sterujący wykorzystano przebieg czasowy natężenia prądu o charakterystyce sinusoidalnej, sygnały typu “chirp” oraz szum biały. Pomiar wykonano z wykorzystaniem wiropędowych czujników przemieszczeń (Rys. 5).

W celu realizacji zadań sterowania cyfrowego sterownik siłownika elektromagnetycznego został dostosowany do podłączenia go do komputera klasy PC. Sygnałem sterującym jest napięcie odniesienia odpowiadające zadanej wartości prądu.

W celu przeprowadzenia eksperymentów diagnostycznych zastosowano kartę sterująco-pomiarową wyposażoną w przetworniki 12 bitowe analogowo-cyfrowe i cyfrowo-analogowe. Karta ta zapewnia konwersję sygnału analogowego w czasie 8 mikrosekund i dokładność 0.01%.

Postaci sił generowanych przez siłownik elektromagnetyczny były generowane w zintegrowanym jednokomputerowym środowisku programowo-sprzętowym [19, 20]. Wykorzystuje ono nowoczesne narzędzia programowo-sprzętowe służące do modelowania, symulacji i szybkiego prototypowania złożonych algorytmów sterowania i diagnozowania. Środowisko to zostało skonfigurowane z użyciem:

- komputera klasy IBM-PC wyposażonego w kartę sterująco-pomiarową,
- systemu operacyjnego Windows 98/NT/2000,
- oprogramowania MATLAB/Simulink v.5.3 do projektowania układów sterowania,
- przyborników programu MATLAB: RTW (Real Time Workshop) i RTWT (Real Time Windows Target),
- kompilatora języka C WATCOM v.11.0.



Rys. 5. Wzbudnik elektromagnetyczny

## 6. WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

W ramach pracy przedstawiono wyniki eksperymentów identyfikacyjnych przeprowadzonych za pomocą metod: OMA, OMAX oraz wykorzystując model NARX.

### 6.1. Porównanie metody OMA i OMAX

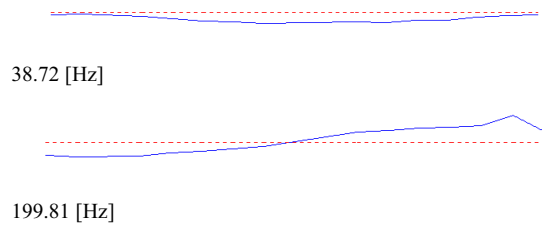
W celu zademonstrowania różnic pomiędzy OMA oraz metodą OMAX wykonany został eksperyment na obiekcie laboratoryjnym przedstawionym na rys. 3. W trakcie przeprowadzania eksperymentu wałek obracał się z częstotliwością 25 [Hz], pomiary wykonano z wykorzystaniem oprogramowania LabVIEW (mierzone wartości było przemieszczenie względne wałka), otrzymane wyniki wyznaczono za pomocą oprogramowania Vioma, które jest przybornikiem narzędziowym do programu Matlab i służy do przeprowadzanie estymacji parametrów modalnych.

W pierwszym etapie eksperymentu przeprowadzono eksploatacyjną analizę modalną (OMA – Operational Modal Analysis) dla czterech punktów pomiarowych na wale, w drugim etapie zastosowano metodę OMAX z wymuszeniem sygnałem typu „szum biały” generowanym za pomocą zaprojektowanego wzbudnika elektromagnetycznego. Dla OMA zmierzone zostały czasowe przebiegi drgań i na ich podstawie wyznaczono bieguny układu oraz diagram stabilizacyjny. W metodzie OMAX zarejestrowane zostały zarówno przebiegi czasowe jak i widmowe funkcje przejścia (WFP) i na tej podstawie również wyznaczono bieguny oraz diagram stabilizacyjny [22] układu. Na rysunku 6 przedstawiono wybrane postacie drgań własnych wału. Na rys. 7 przedstawiono wykresy diagramów stabilizacyjnych, a w tabeli 1 wyznaczone częstotliwości drgań własnych (CDW) i współczynniki tłumienia modalnego (WTM).

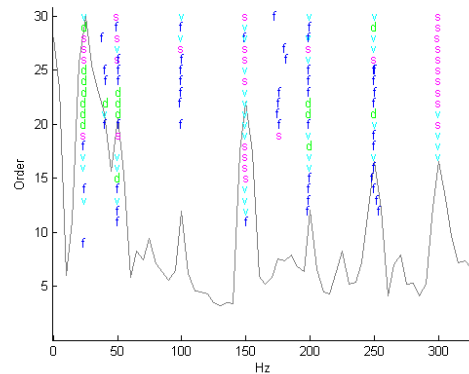
Analizując otrzymane wyniki można zauważyć, że zastosowanie metody OMAX umożliwiło wykrycie dodatkowego bieguna układu. Dodatkowo można zauważyć, że bieguny układu stabilizują się szybciej w przypadku stosowania metody OMAX niż klasycznej OAM. Na tej podstawie można stwierdzić, że metoda OMAX umożliwia pełniejszą i bardziej dokładną identyfikację układów mechanicznych.

Tabela 1. Wyznaczone bieguny układu

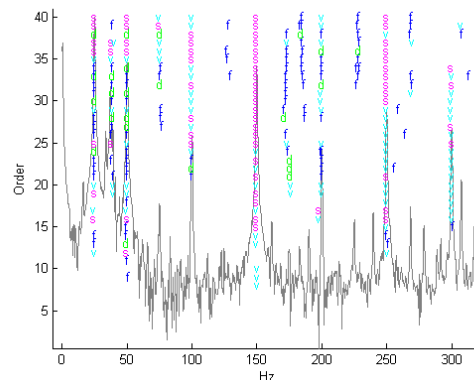
Lp.	OMA		OMAX	
	CDW [Hz]	WTM [%]	CDW [Hz]	WTM [%]
1	24.80	8.51	24.88	0.78
2	24.88	8.72	24.89	0.59
3	-	-	38.72	2.97
4	-	-	49.91	0.31
5	50.86	4.19	49.97	0.33
6	149.76	1.34	149.94	0.1
7	199.02	0.93	199.81	0.22
8	249.94	0.63	249.92	0.06
9	299.61	0.88	300.07	0.31



Rys. 6. Postacie drgań własnych badanego wału



a) metoda OMA



b) metoda OMAX

Rys. 7. Diagramy stabilizacyjne uzyskane różnymi metodami

### 6.2. Wykrywanie uszkodzeń maszyn wirnikowych z wykorzystaniem metody OMAX

W celu przetestowania możliwości zastosowania metody OMAX do diagnostyki maszyn wirnikowych przeprowadzono serię pomiarów na stanowisku laboratoryjnym. W trakcie pomiarów wprowadzono w układzie uszkodzenia w postaci luzów posadowienia ich obudów od strony czynnej i biernej. Pomiary wykonano z wykorzystaniem akcelerometrów piezoelektrycznych umieszczonych na łożyskach. Wzbudnik elektromagnetyczny wykorzystano jako źródło zewnętrznego mierzalnego wymuszenia. W trakcie eksperymentu rejestrowano zarówno przebiegi czasowe amplitudy przyspieszeń drgań jak i widmowe funkcje przejścia układu. Na podstawie pomiarów wyznaczono parametry modalne układu. Analizy

przeprowadzono dla trzech stanów dynamicznych obiektu:

- obiekt sprawny,
- obiekt z luzem posadowienia łożyska po stronie czynnej,
- obiekt z luzem posadowienia łożyska po stronie biernej.

Wartości częstotliwości drgań własnych układu (CDW) oraz współczynników tłumienia modalnego (WTM) dla trzech różnych stanów dynamicznych stanowiska przedstawiono w tabelach 2, 3 oraz 4.

Tabela 2. Wyznaczone bieguny układu sprawnego

Lp.	CDW [Hz]	WTM [%]
1	22.24	6.24
2	39.93	0.02
3	57.77	3.61
4	73.96	4.79
5	79.91	0.07
6	144.23	0.73
7	144.07	0.71
8	147.52	2.03
9	159.89	0.03
10	183.76	0.55

Tabela 3. Wyznaczone bieguny układu z wprowadzonymi luzami posadowienia łożysk od strony czynnej

Lp.	CDW [Hz]	WTM [%]
1	22.89	7.30
2	39.97	0.02
3	39.95	0.01
4	57.52	4.46
5	59.50	1.96
6	73.79	4.24
7	80.05	0.07
8	108.36	2.45
9	143.40	0.74
10	143.68	0.64
11	159.91	0.04
12	185.03	0.81

Tabela 4. Wyznaczone bieguny układu z wprowadzonymi luzami posadowienia łożysk od strony biernej

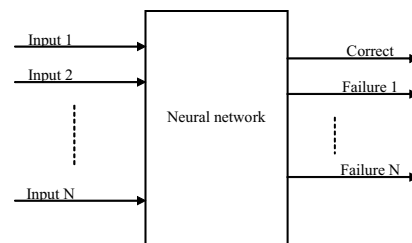
Lp.	CDW [Hz]	WTM [%]
1	22.92	7.22
2	39.92	0.02
3	57.93	4.22
4	59.91	1.60
5	73.52	4.55
6	79.95	0.01
7	108.37	2.45
8	143.54	0.71
9	143.54	0.74
10	147.47	1.41
11	159.86	0.01
12	185.03	0.82

Przeprowadzone analizy pokazują, że metoda OMAX umożliwia wykrycie uszkodzenia występującego w badanym układzie. Można łatwo

zauważyć, że wprowadzona niesprawność układu zmienia zarówno częstotliwości drgań własnych jak i współczynniki tłumienia modalnego układu. Ponadto można zauważyć, że w układzie pojawiają się nowe postacie drgań własnych. Różnice można zauważyć nie tylko pomiędzy stanem poprawnym maszyny i układem z niesprawnością, ale także pomiędzy układami z wprowadzonymi różnymi uszkodzeniami. Występowanie takich różnic można zauważyć nie tylko w przypadku różnych uszkodzeń, ale także w przypadku tego samego typu uszkodzenia różniącego się miejscem wystąpienia (tabela 3 i 4). Dotychczasowe prace prowadzone nad metodą OMAX pokazują, że metoda ta umożliwia nie tylko wykrycie niesprawności układu, ale także miejsce jego wystąpienia. Cecha ta umożliwia szybszą naprawę uszkodzenia, co ma znaczny wpływ na koszty eksploatacji maszyn – daje możliwość skrócenia czasu remontu.

### 6.3. Wykrywanie uszkodzeń maszyn wirnikowych z wykorzystaniem modeli NARX

W ostatnim czasie prowadzone jest wiele badań nad zastosowaniem sieci neuronowych w modelowaniu i diagnostyce maszyn wirnikowych [12, 13, 14, 15, 16, 17]. Popularnym podejściem jest stosowanie sieci neuronowych do klasyfikacji stanu dynamicznego maszyn. Schematycznie proces ten przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Klasyfikacja za pomocą sieci neuronowych

W trakcie prowadzonych przez autorów badań nad wykorzystaniem modeli NARX do diagnostyki wykorzystano do analizy sygnałów jeden z przybowników narzędziowych Matlaba – Neural Network Based System Identification [11]. Autorzy przyjęli założenie o stałej prędkości obrotowej wału w trakcie pomiaru. Zmierzone na obiekcie dane zostały podzielone na osobne zbiory, z których każdy zawierał 1000 próbek. Takie zbiory zostały przygotowane dla każdego z mierzonych stanów: sprawnego, rozosiowania, niewyważenia oraz dwóch rodzajów luzów posadowienia łożysk (dla strony czynnej – DE oraz biernej – NDE).

Jako wejście do sieci neuronowej wykorzystano sygnał znacznika fazy. W trakcie badań przeanalizowano kilka rodzajów sieci neuronowych różniących się ilością i typem neuronów. Analizę rozpoczęto dla sieci z 10 wejściami i wyjściami oraz 10 neuronami w warstwie ukrytej. Wszystkie neurony w warstwie ukrytej posiadają funkcję aktywacji typu tangens hiperboliczny, pojedynczy

neuron w warstwie wyjściowej ma liniową funkcję aktywacji. Po przeprowadzonym procesie optymalizacji ostatecznie przyjęta struktura sieci składa się z 3 wejść i wyjść oraz zawiera 5 neuronów w warstwie ukrytej. Po dobraniu struktury SSN przystąpiono do uczenia trzech sieci dla trzech różnych stanów obiektu – sprawnego oraz dwóch typów luzów posadowienia łożysk. Te sieci zostały następnie wykorzystane jako sieci referencyjne. Celem prowadzonych badań było sprawdzenie czy istnieje możliwość sklasyfikowania stanu monitorowanego obiektu na podstawie danych przekazywanych do sieci neuronowej. W tym celu przygotowano trzy zbiory testowe dla danych z obiektu sprawnego oraz z luzami łożyskowymi i wprowadzono je kolejno do każdej z sieci referencyjnych. Wyniki tych analiz przedstawiono w tabeli 5.

Tabela 5. Błędy predykcji referencyjnej sieci neuronowej dla trzech różnych pakietów danych testowych

Sieć referencyjna		OBIEKT		
		Sprawny	Luźne łożysko DE	Luźne łożysko NDE
Dane	Sprawny	1.32	3.52	1.77
	Luźne łożysko DE	5.12	2.29	2.87
	Luźne łożysko NDE	1.75	3.05	1.5

Jak można łatwo zauważyć istnieją różnice pomiędzy wynikami uzyskanymi na podstawie danych z takiego stanu obiektu, dla którego sieć była uczona i danych z obiektu w innym stanie. Umożliwia to wykrycie uszkodzenia i jego ocenę. Problem, który można tutaj zauważyć występuje z danymi z obiektu z luźnym łożyskiem NDE. Różnica w błędzie predykcji dla sieci nauczanej dla danych z obiektu sprawnego wskazują, że luz wprowadzony do układu był niewielki, przez co istnieje możliwość jego niewykrycia przez sieć. Po przeprowadzonych testach zdecydowano się wykorzystać referencyjną sieć neuronową dla danych z obiektu sprawnego do sprawdzenia czy istnieje możliwość wykrycia za jej pomocą niewyważenia i nieosiowości występujących w badanym obiekcie. Wyniki tych analiz przedstawiono w tabeli 6.

Tabela 6. Błędy predykcji referencyjnej sieci neuronowej (dla obiektu sprawnego) dla trzech różnych pakietów danych testowych

Typ danych	Wartość błędu predykcji
Dane z obiektu sprawnego	1.44
Dane z obiektu z nieosiowością	7.86
Dane z obiektu z niewyważeniem	68.75

Wyniki pokazują, że również w przypadku nieosiowości i niewyważenia można zastosować model NARX do ich wykrycia. Bardzo duża wartość błędu predykcji dla niewyważonego układu ma związek ze zmianą charakteru sygnału drganiowego.

#### 6.4. Diagnostyka łopatek wirników

Kolejnym etapem prowadzonych badań było testowanie możliwości zastosowania analizy modalnej oraz modeli NARX w diagnostyce łopatek wirników. Stanowisko laboratoryjne zostało zmodyfikowane poprzez montaż wirnika z łopatkami, a następnie nacięto jedną z łopatek symulując w ten sposób uszkodzenie. (Rys. 9).



Rys. 9. Uszkodzona łopata

W badaniach opartych na modelach NARX wykorzystano następujące oprogramowanie do analizy i przetwarzania sygnałów: System Identification, Neural Network and Neural Network Based System Identification v. 2.0 [10]. Sygnałem wejściowym do sieci neuronowej był sygnał znacznika fazy. Jako sygnały pomiarowe wybrano sygnał zarejestrowany przez wiroprądowy czujnik przemieszczeń oraz akcelerometr piezoelektryczny umieszczony na obudowie łożyska. Oba czujniki umieszczone były po stronie napędu i mierzyły przebiegi czasowe w kierunku pionowym. Zarejestrowane przebiegi czasowe zostały podzielone na osobne zbiory po 20000 próbek każdy. Takie zbiory danych zostały przygotowane dla każdego ze stanów maszyny: sprawnego i z uszkodzoną łopatką (osobno dla akcelerometrów i czujników wiroprądowych). W celu określenia optymalnej struktury sztucznej sieci neuronowej (SSN) przeprowadzono zbiór procedur optymalizacji jej parametrów. Początkowa SSN miała 10 wejść i wyjść, w warstwie ukrytej znajdowało się 10 neuronów. Wszystkie neurony w warstwie ukrytej miały funkcję aktywacji typu „tanges”, pojedynczy neuron w warstwie wyjściowej miał liniową funkcję aktywacji. Po przeprowadzonym procesie optymalizacji końcowa struktura SSN składała się z 3 wejść i wyjść oraz 5 neuronów w warstwie ukrytej. Po dobraniu struktury SSN przystąpiono do uczenia czterech sieci (dwóch dla akcelerometrów, 2 dla czujników przemieszczeń) dla dwóch różnych stanów obiektu – sprawnego oraz obiektu z uszkodzoną łopatką. Te sieci zostały następnie wykorzystane jako sieci referencyjne. Celem

prorowadzonych badań było sprawdzenie czy istnieje możliwość sklasyfikowania stanu monitorowanego obiektu na podstawie danych przekazywanych do sieci neuronowej. W celu weryfikacji tej idei przygotowano cztery zbiory danych (każdy składający się z 35000 próbek) i wprowadzono je na wejście referencyjnej sztucznej sieci neuronowej. Jako miarę błędu klasyfikacji wybrano znormalizowaną sumę błędów średniokwadratowych (NSSE). W wyniku przeprowadzonych badań otrzymano 4 wartości NSEE. W tabeli 7 przedstawiono wyniki dla czujników przyspieszeń, w tabeli 8 – dla wiroprowadowych czujników przemieszczeń.

Tabela 7. Wyniki uzyskane metodą NARX (akcelerometri)

Dane	Obiekt sprawny	Pęknięcie łopatki
SSN	11.00	12.60
Obiekt sprawny	11.00	12.60
Pęknięcie łopatki	12.42	11.0000

Tabela 8. Wyniki uzyskane metodą NARX (wiroprowadowe czujniki przemieszczeń)

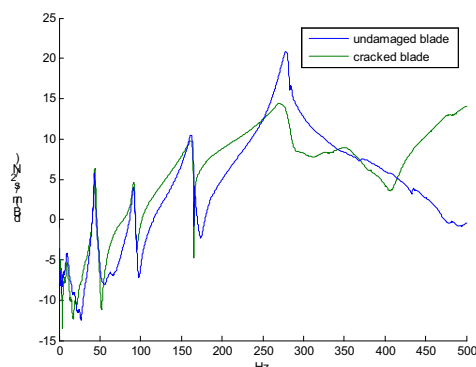
Dane	Obiekt sprawny	Pęknięcie łopatki
SSN	1.9555	2.0337
Obiekt sprawny	1.9555	2.0337
Pęknięcie łopatki	85.0570	4.6917

Analiza wyników zebranych w tabelach 7 i 8 pokazuje, że w przypadku wprowadzenia do SSN nauczonej rozpoznawania jednego ze stanów dynamicznych układu danych z innego stanu powoduje wzrost błędu predykcji. Wzrost wartości tego błędu wskazuje na możliwość wystąpienia uszkodzenia i może być wykorzystane jako symptom diagnostyczny.

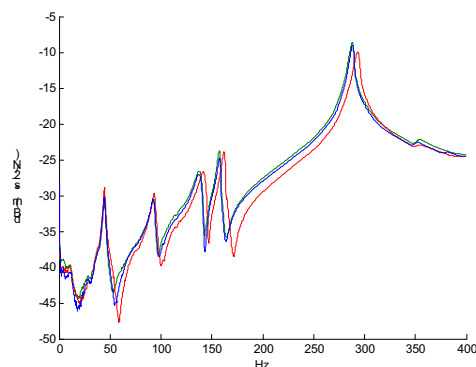
Kolejnym etapem badań testowanie metody OMAX do diagnostyki uszkodzeń wirników. W pierwszej części przeprowadzonych badań dokonano estymacji parametrów modalnych uszkodzonej i nieuszkodzonej łopatki. Widmowe funkcje przejścia (WFP) uszkodzonej i nieuszkodzonej łopatki przedstawione są na rysunku 10. W trakcie badań przeprowadzono również analizę wpływu montażu i demontażu badanych łopatek na wartości ich CDW i WTM. Rezultaty tych badań dla łopatki z uszkodzeniem przedstawione są na rysunku 11. Analiza wykresów widmowych funkcji przejścia przedstawionych na rysunku 11 pozwala stwierdzić, że proces montażu i demontażu łopatek z wału nie ma wpływu na ich wartości CDW.

Kolejnym krokiem było zastosowanie metody OMAX do detekcji pęknięcia łopatki. W trakcie pomiaru rejestrowane były zarówno przebiegi czasowe jak i WFP układu. Rezultaty tych badań przedstawione są w tabeli 9. W metodzie OMAX zastosowano algorytm BR do estymacji CDW oraz

WTM badanego obiektu. Jako zewnętrznego mierzalnego wymuszenia w metodzie OMAX użyto wymuszenia impulsowego z wykorzystaniem młotka modalnego.



Rys. 10. WFP łopatki nr 3



Rys. 11. WFP łopatki nr 3

Tabela 9. Wyniki uzyskane metodą OMAX

Lp.	Obiekt sprawny		Pęknięcie łopatki	
	CDW [Hz]	WTM [%]	CDW [Hz]	WTM [%]
1	28.83	0.40	28.84	0.49
2	28.88	0.86	28.75	0.37
3	34.49	0.95	---	---
4	39.28	0.51	---	---
5	42.63	0.68	42.96	1.13
6	44.29	0.09	---	---
7	86.70	0.22	86.92	0.52
8	86.73	0.22	---	---
9	91.60	1.80	---	---

Analiza wyników zebranych w tabeli 9 pokazuje, że zmiana stanu dynamicznego układu znajduje swoje odzwierciedlenie w wartościach parametrów modalnych badanego układu mechanicznego. Zmiany te wskazują na prawdopodobieństwo wystąpienia uszkodzenia w układzie i mogą być wykorzystane jako symptom diagnostyczny.

### 6.5. Diagnostyka łopatek wirników z wykorzystaniem metody OMAX oraz wzbudnika elektromagnetycznego

Kolejnym etapem badań prowadzonych przez autorów było zastosowanie zaprojektowanego

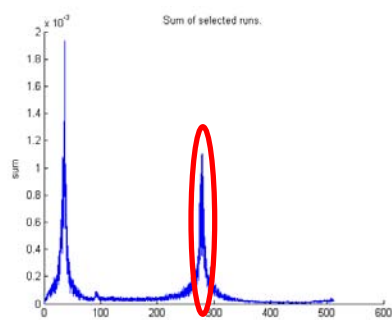


wzbudnika elektromagnetycznego do diagnostyki pęknięcia łopatek. Idea algorytmu diagnostycznego opierała się na wymuszaniu drgań łopatek z częstotliwością równą pierwszej częstotliwości drgań własnych badanych łopatek w czasie ruchu wirnika. Eksperyment przeprowadzono w następujących etapach:

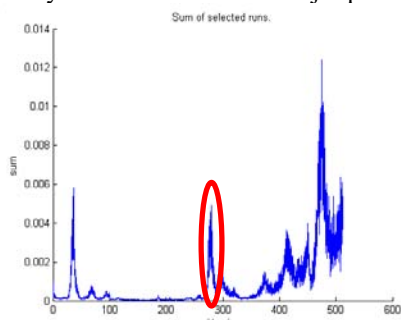
- wyznaczenie pierwszej CDW łopatki,
- wymuszenie układu sygnałem sinusoidalnym o częstotliwości pierwszej CDW badanych łopatek,
- pomiar przyspieszeń drgań na łożyskach,
- estymacja parametrów modalnych badanego układu.

Na rys. 12 i 13 przedstawiono charakter zarejestrowanych WFP na łopacie i łożysku badanego układu. Analiza tych wykresów pozwala stwierdzić, że zastosowanie wzbudnika elektromagnetycznego pozwala na wymuszenie pierwszej postaci drgań własnych i zarejestrowanie jej z wykorzystaniem akcelerometrów umiejscowionych na pokrywach łożysk.

Analiza wyników estymacji parametrów modalnych układu pozwala stwierdzić, że wprowadzenie pęknięcia spowodowało zmianę częstotliwości rezonansowych badanego układu w przypadku wprowadzenia uszkodzenia. Zmiana ta pojawia się w okolicy 280 [Hz] – częstotliwości występowania pierwszej postaci drgań własnych łopatek. Wartość pierwszej CDW łopatek zmniejszyła się o około 3 [%] (około 7 [Hz]). Wystąpienie tej zmiany wskazuje na uszkodzenie układu i może być wykorzystane jako symptom diagnostyczny w algorytmie detekcji pęknięcia łopatek.



Rys. 12. WFP uszkodzonej łopatki



Rys. 13. WFP zarejestrowana akcelerometrem na łożysku

## 7. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania pokazały, że zarówno metoda OMAX jak i modele NARX mogą być wykorzystywane w diagnostyce maszyn wirnikowych. Wykorzystanie tych metod daje możliwość monitorowania stanu maszyn w trybie on-line. W takim wypadku jako wymuszenie w metodzie OMAX szczególnie przydatne jest zastosowanie aktywne łożysko magnetyczne jako źródło zewnętrznego mierzalnego wymuszenia. Niewątpliwą zaletą modeli NARX jest możliwość ich wykorzystania w procedurze planowania remontów. Wartość błędu predykcji wzrasta wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia, co daje możliwość oszacowania dopuszczalnego czasu pracy danego urządzenia. Wyniki prowadzonych prac wskazują na celowość ich dalszego kontynuowania. W kolejnych etapach prac zostanie podjęta próba zastosowania metody OMAX dla nieliniowości. W przypadku modeli NARX planowane jest wykorzystanie sieci neuronowych, do których wprowadzane będą dane ze wszystkich kanałów drganiowych, a nie tylko z jednego wybranego na podstawie subiektywnej oceny operatora systemu diagnostycznego. Proponowane podejście do diagnostyki urządzeń znacznie zmniejsza koszt ich eksploatacji – daje możliwość wykonania eksperymentu diagnostycznego bez konieczności przerywania pracy obiekt (w przypadku metody OMAX) oraz umożliwia planowanie remontów na podstawie rzeczywistego stanu obiektu (monitorowanie stanu maszyny on-line z wykorzystaniem modeli NARX).

## PODZIĘKOWANIE

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2006 – 2008 jako projekt badawczy nr 4T07B00430.

## LITERATURA

- [1] Uhl T., Bogacz M.: *Real time modal analysis and its application for damage detection*, Proc. of ISMA2004, str.1066-1076, Leuven, 2004.
- [2] Pintelton R., Schoukens J.: *System Identification; A frequency domain approach*, IEEE Press, 2001.
- [3] Cauberghe B., Guillaume P., Verboven P., Parloo E.: *Modal Analysis in presence of unmeasured forces and transient effects*. Journal of Sound and Vibration, vol. 265 str. 609-625, 2003.
- [4] Cauberghe B.: *Applied frequency – domain system identification in the field of experimental and operational modal analysis*. Praca doktorska, VUB, Brussel, 2004.
- [5] Iwaniec J., Uhl T.: *Application of the nonlinear LSCF method to the estimation of modal model parameters*, Machine Dynamic Problems, vol. 27, nr.2, str. 37-54, 2003.

- [6] Korbicz, J., Obuchowicz, A., Uciński, D.: *Sztuczne sieci neuronowe*. Akademicka Oficyna Wydawnicza, Warszawa, 1994.
- [7] Norgaard M., Ravn O., Poulsen N. K., Hansen L. K.: *Neural network for modeling and control of dynamic systems*. Springer-Verlag, Londyn, 2000.
- [8] Bednarz J., Uhl T.: *Metoda OMAX w identyfikacji układów mechanicznych. Wybrane zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych* (red. Uhl T.), str. 15-20, Wydawnictwo ITE, Kraków 2005.
- [9] Uhl T., Barszcz T., Bednarz J.: *Model Based SHM – Rotating Machinery Application*. Trans Tech Publications, Proceedings of the 6th Conference on Damage Assessment of Structures, str. 459-466, Gdańsk, 2005.
- [10] Barszcz T., Uhl T., Bednarz J.: *Nonlinear System Identification in Diagnostics of Rotating Machinery.*, 7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics, Vienna, Austria, 25-28 September 2006,
- [11] Norgaard M: *Neural Network Based System Identification Toolbox*,” Tech. Report. 00-E-891, Department of Automation, Technical University of Denmark, 2000.
- [12] Chen Ch., Mo Ch.: *A method for intelligent fault diagnosis of rotating machinery*. Digital Signal Processing v. 14, pp. 203-217, 2004.
- [13] Koscielny, J. M.: *Diagnostyka procesów przemysłowych*. EXIT, Warsaw, 2001.
- [14] Nalinaksh S. Vyas , D. Satishkumar, *Artificial neural network design for fault identification in a rotor-bearing system*, Mechanism and Machine Theory v.36, str.157-175, 2001.
- [15] Narendra K. S., Parthasarathy K.: *Identification and control of dynamical systems using neural networks*. IEEE Trans. Neural Networks, v.1, No. 1, str.4-27, 1990.
- [16] Oberholster A. J., Heyns P. S.: *On-line fan blade damage detection using neural network*. Mechanical Systems and Signal Processing v. 20, str. 78-93, 2006.
- [17] Sanz J., Perera R., Huerta C.: *Fault diagnosis of rotating machinery based on auto-associative neural networks and wavelet transforms*. Journal of Sound and Vibration, v.302, str. 981-999, 2007.
- [18] Natke H. G., Cempel C.: *Model-Aided Diagnosis of Mechanical Systems*. Wyd. Springer, Berlin 1997.
- [19] Piłat A.: *Sterowanie układami magnetycznej lewitacji*. Praca Doktorska, AGH 2002.
- [20] Piłat A. : *FEMLab software applied to active magnetic bearing analysis*. International Journal of Applied Mathematics and Computer Science. – 2004 v. 14 no. 4, str. 497–501.
- [21] Jing X. J., Lang Z. Q., Billings S. A.: *New bound characteristics of NARX model in the frequency domain*. International Journal of Control, 2007 v. 80, str. 140-149.

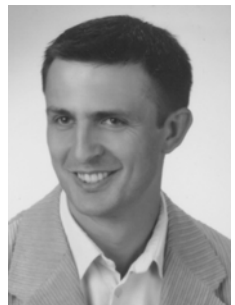
- [22] Van der Auweraer H., Guillaume P. Verboven P. Vanlanduit S.: *Application of fast-stabilizing frequency domain parameter estimation method*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2001, v. 123, No. 4, str. 651-658.



**Mgr inż. Jarosław BEDNARZ** jest doktorantem w Katedrze Robotyki i Mechatroniki AGH. Jego prace badawcze skupiają się na zastosowaniu analizy modalnej oraz modeli nieliniowych NARX w diagnostyce maszyn. Jest współautorem kilku prac z tego zakresu.



**Prof. dr hab. inż. Tadeusz UHL** jest kierownikiem Katedry Robotyki i Mechatroniki AGH. W swoich pracach zajmuje się zagadnieniami dynamiki konstrukcji, a zwłaszcza analizą modalną. Jego zainteresowania obejmują także układy aktywnej redukcji drgań, układy sterowania i szeroko pojętą mechatronikę. Jest autorem 15 książek i kilkuset artykułów dotyczących wspomnianych zagadnień.



**Dr inż. Adam PIŁAT** jest adiunktem w Katedrze Automatyki AGH. Jego prace badawcze ukierunkowane są na aktywne łożyska magnetyczne. Jest autorem i współautorem 25 publikacji poświęconych projektowaniu, modelowaniu, identyfikacji i sterowaniu obiektów mechatronicznych. Jest twórcą i współtwórcą ośmiu laboratoryjnych systemów badawczych.

## ZASTOSOWANIE METODY PRZEMIESZCZEŃ UOGÓLNIONYCH DO ANALIZY DRGAŃ POPRZECZNYCH KONSTRUKCJI MASZTOWYCH

Yevhen KHARCHENKO\*, Volodymyr LEVRYNEC\*\*, Stefan SOBKOWSKI\*

\*Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, Polska  
10-266 Olsztyn, ul. Okrzei 1A  
E-mail: [kharchen@poczta.onet.pl](mailto:kharchen@poczta.onet.pl), [stsob@moskit.uwm.edu.pl](mailto:stsob@moskit.uwm.edu.pl)

\*\*Użgorodski Uniwersytet Narodowy, Ukraina  
88000 Użhorod, ul. Pidhirna 46

### Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki modelowania matematycznego drgań poprzecznych konstrukcji masztowych, które w ogólnym przypadku charakteryzują się zmienną sztywnością, nierównomiernie rozłożoną masą i zawierają włączenia dyskretne w postaci ciężarów o skupionych masach i podpór sprężystych. Do składania równań ruchu stosuje się metodę przemieszczeń uogólnionych.

Słowa kluczowe: konstrukcja masztowa, dynamika, metoda przemieszczeń uogólnionych, diagnostyka.

### THE USE OF METHOD OF DISLOCATIONS GENERALIZED TO ANALYSIS OF TRANSVERSE TREMBLINGS OF POLE CONSTRUCTIONS

#### Summary

The results of mathematical modelling of transverse tremblings of pole constructions in work were introduced. In general case constructions be characterize variable stiffness, variable splitting mass and discreet inclusions contain - weights about collected masses and springy supports. The equation of movement the received with the help of methods of dislocations generalized.

Keywords: the pole construction, dynamics, method of dislocations generalized, the diagnostics.

## 1. WSTĘP

Konstrukcje nośne o dużej długości są szeroko stosowane w maszynach roboczych, dźwigowych, transportowych oraz w wiertnicach, robotach-manipulatorach, maszynach technologicznych. Od stanu technicznego konstrukcji nośnych w znacznym stopniu zależy skuteczność i bezpieczeństwo eksploatacji maszyn i urządzeń [1, 10]. Podczas rozwiązywania zagadnień diagnostyki technicznej konstrukcji nośnych na stadium projektowania i eksploatacji zachodzi potrzeba modelowania matematycznego procesów dynamicznych w celu podwyższenia dokładności obliczeń wytrzymałościowych i trwałościowych oraz usunięcia zjawisk rezonansowych [4, 8, 9]. W analizie dynamicznej konstrukcji nośnych o dużej długości są szeroko używane modele obliczeniowe w postaci prętów lub układów prętowych.

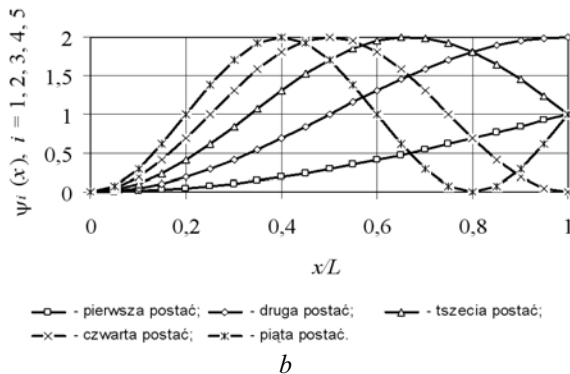
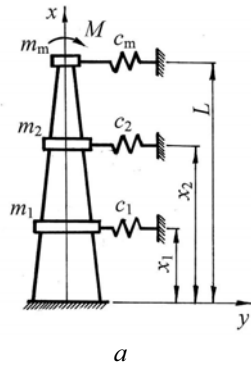
Podczas badań swobodnych i wymuszonych drgań harmonicznym wykonuje się bezpośrednie całkowanie równań w częściowych pochodnych, którymi opisuje się ruch odcinków konstrukcji, w połączeniu z metodą parametrów początkowych [2, 6, 7]. Trudności analizy procesów przejściowych są związane z nieobecnością skutecznych metod analitycznych rozwiązywania niestacjonarnych (liniowych oraz nieliniowych) zagadnień dynamiki

kontynuualno-dyskretnych układów mechanicznych. W związku z tym racjonalnym podejściem do obliczeń procesów niestacjonarnych można uważać dyskretyzację układu mechanicznego za pomocą metody uogólnionych przemieszczeń [12], która może być stosowana do całościowego opisywania ruchu konstrukcji nośnej [5, 12], jak również do opisywania ruchu poszczególnych elementów skończonych [3, 11].

Celem danej pracy jest opracowanie modelu matematycznego drgań poprzecznych konstrukcji masztowych, które w ogólnym przypadku charakteryzują się zmienną sztywnością, nierównomiernie rozłożoną masą i zawierają włączenia dyskretne w postaci ciężarów o skupionych masach i podpór sprężystych. Do składania równań ruchu stosuje się metodę przemieszczeń uogólnionych. Ograniczenie liczby stopni swobody kontynuualno-dyskretnego układu mechanicznego osiąga się poprzez zadawanie postaci drgań elementów o parametrach rozłożonych. Współczynniki funkcji amplitudowych odgrywają rolę uogólnionych współrzędnych. Całkowanie otrzymanych układów równań różniczkowych wykonuje się za pomocą metod numerycznych.

## 2. MODEL MATEMATYCZNY PROCESÓW DYNAMICZNYCH

Zbudowano model matematyczny drgań wymuszonych masztu, którego schemat przedstawiono na rys. 1 a, gdzie  $L$  – wysokość konstrukcji;  $m_1, m_2, \dots, m_m$  – skupione masy zamocowanych na maszcie elementów (wskazane elementy rozpatrujemy jako ciała całkowicie sztywne);  $c_1, c_2, \dots, c_m$  – współczynniki sztywności mocujących lin w kierunku poziomym;  $M$  – obciążenie podane w postaci momentu, który może być dowolną funkcją czasu,  $x_1, x_2, \dots, x_{m-1}, L$  – współrzędne środków ciężkości odpowiednich elementów;  $x, y$  – kartezjański układ współrzędnych, w którym są rozpatrywane drgania poprzeczne maszyn. Ponieważ masztowe konstrukcje projektuje się przy wielkim zapasie statyczności i mają wielką sztywność w kierunku osiowym, to wpływ osiowych obciążeń na drgania poprzeczne pomija się.



Rys. 1. Schemat obliczeniowy konstrukcji masztowej (a) oraz wykresy pięciu niższych postaci drgań poprzecznych (b)

Dla ograniczenia liczby stopni swobody kontynuacyjno-dyskretnego układu mechanicznego masztu skorzystano z metody przemieszczeń uogólnionych [12].

Funkcję, która opisuje ugięcie masztu, przedstawiono w postaci:

$$y(x, t) = \sum_{j=1}^n Y_j(t) \psi_j(x), \quad (1)$$

gdzie  $\psi_j(x)$  – postacie drgań, które należy dobierać w taki sposób, aby zostały spełnione warunki brzegowe na końcach masztu;  $Y_j(t)$  – współczynniki amplitudowe.

Postacie drgań poprzecznych masztu (funkcje bazowe) określono wzorem:

$$\psi_j = 1 - \cos \frac{j\pi x}{2L}, \quad j = 1, 2, \dots, n. \quad (2)$$

Wykresy pierwszych pięciu funkcji (2) przedstawiono na rys. 1 b.

Liczba stopni swobody modelu obliczeniowego stanowi  $n$ . Uważając na uogólnione współrzędne  $Y_j$  ( $j=1, 2, \dots, n$ ), zastosowano równanie de Lagrange'a drugiego rodzaju do opisywania ruchu układu mechanicznego:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (3)$$

$$(j=1, 2, \dots, n),$$

gdzie  $T$  i  $\Pi$  – kinetyczna i potencjalna energia;  $q_j$  – uogólniona współrzędna;  $\Phi$  – funkcja Rayleigh'ta;  $Q_j$  – niekonserwatywna uogólniona siła.

Energie kinetyczną zapisujemy jako

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \mu(x) \left( \frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^m m_r \left[ \frac{\partial y(x_r, t)}{\partial t} \right]^2 + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^m J_r \left[ \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x \partial t} \right]_{x=x_r}^2, \quad (4)$$

gdzie  $\mu(x)$  – masa jednostki długości masztu;  $J_r$  ( $r=1, 2, \dots, m$ ) – momenty bezwładności elementów o masach  $m_r$ ;  $t$  – czas.

Energie potencjalną określa się wzorem

$$\Pi = \frac{1}{2} E \int_0^L I(x) \left[ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right]^2 dx + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^m c_r y^2(x_r, t), \quad (5)$$

gdzie  $I(x)$  – osiowy moment bezwładności przekroju poprzecznego konstrukcji masztowej.

Funkcja Reyleigh'ta, za pomocą której uwzględniamy rozproszenie energii drgań, przedstawiono jako:

$$\Phi = \frac{1}{2} \nu \int_0^L I(x) \left[ \frac{\partial^3 y}{\partial x^2 \partial t} \right]^2 dx + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^m \nu_r \left[ \frac{\partial y(x_r, t)}{\partial t} \right]^2, \quad (6)$$

gdzie  $\nu$  – współczynnik dyssypacji, uwzględnianej zgodnie z hipotezą Foyght'a;  $\nu_r$  ( $r=1, 2, \dots, m$ ) – współczynniki dyssypacji dyskretnych podpór sprężystych.

Z uwzględnieniem (1) doprowadzono zależności (4)–(6) do postaci:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n m_{ij} \dot{Y}_i \dot{Y}_j + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^m \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n m_{rij} \dot{Y}_i \dot{Y}_j + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^m \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n J_{rij} \dot{Y}_i \dot{Y}_j ; \quad (7)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n c_{ij} Y_i Y_j + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^m \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n c_{rij} Y_i Y_j ; \quad (8)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n v_{ij} \dot{Y}_i \dot{Y}_j + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^m \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n v_{rij} \dot{Y}_i \dot{Y}_j , \quad (9)$$

gdzie

$$m_{ij} = \int_0^L \mu(x) \psi_i(x) \psi_j(x) dx ;$$

$$m_{rij} = m_r \psi_i(x_r) \psi_j(x_r) ;$$

$$J_{rij} = J_r \psi_i'(x_r) \psi_j'(x_r) ;$$

$$c_{ij} = E \int_0^L I(x) \psi_i''(x) \psi_j''(x) dx ;$$

$$c_{rij} = c_r \psi_i(x_r) \psi_j(x_r) ;$$

$$v_{ij} = v \int_0^L I(x) \psi_i''(x) \psi_j''(x) dx ;$$

$$v_{rij} = v_r \psi_i(x_r) \psi_j(x_r) .$$

Wyrażenia do określenia  $m_{ij}$ ,  $c_{ij}$  i  $v_{ij}$  ( $i, j=1, 2, \dots, n$ ), zgodnie z przyjętą terminologią [12], nazywają się odpowiednio: bezwładnościowymi, energetycznymi i dysypatywnymi iloczynami funkcji bazowych.

Wykonując różniczkowanie wzorów energii kinetycznej (7) i potencjalnej (8) a także funkcje Rayleigh'a (9) i podstawiając otrzymywane wyniki do równości (3), równania ruchu układu mechanicznego zapisano następująco:

$$\sum_{j=1}^n \left[ m_{ij} + \sum_{r=1}^m (m_{rij} + J_{rij}) \right] \ddot{Y}_j + \sum_{j=1}^n \left( v_{ij} + \sum_{r=1}^m v_{rij} \right) \dot{Y}_j + \sum_{j=1}^n \left( c_{ij} + \sum_{r=1}^m c_{rij} \right) Y_j = Q_j \quad (i=1, 2, \dots, n). \quad (10)$$

Dla określenia uogólnionych sił układu zapisano obrotowe przemieszczenia wielokrażka jako:

$$\varphi = \sum_{i=1}^n Y_i(t) \psi_i'(L) . \quad (11)$$

Wirtualną pracę obciążenia określono wzorem

$$\delta A = M \delta \varphi , \quad (12)$$

gdzie  $\delta \varphi$  – wirtualne przemieszczenie, które określono zgodnie ze wzorem (11),

$$\delta \varphi = \sum_{i=1}^n \frac{\partial \varphi}{\partial Y_i} \delta Y_i = \sum_{i=1}^n \psi_i'(L) \delta Y_i , \quad (13)$$

przy czym  $\delta Y_i$  ( $i=1, 2, \dots, n$ ) – wariacje uogólnionych współrzędnych.

Z uwzględnieniem (12), (13) zapisano wirtualną pracę w postaci

$$\delta A = \sum_{i=1}^n M \psi_i'(L) \delta Y_i = \sum_{i=1}^n Q_i \delta Y_i . \quad (14)$$

Jak wynika z zależności (14), uogólnione siły określają się zależnościami

$$Q_i(t) = M(t) \psi_i'(L) . \quad (15)$$

Tak więc niestacjonarne drgania poprzeczne masztu opisują się układem zwykłych równań różniczkowych (10). Całkowania tych równań wykonuje się z uwzględnieniem współzależności (15) przy określonych warunkach początkowych. Jeżeli przed uruchomieniem układ znajdował się w stanie spoczynku to początkowe wartości amplitudowych współczynników są równe zero.

### 3. WYNIKI OBLICZEŃ DRGAŃ SWOBODNYCH I WYMUSZONYCH

Praktyczne zastosowanie przedstawionego modelu matematycznego wymaga obliczania bezwładnościowych, energetycznych oraz dysypatywnych iloczynów zawartych we współczynnikach równań ruchu (10). Wyrażenia tych iloczynów mają postać oznaczonych całek. Dla uproszczenia i ułatwienia analizy drgań konstrukcji masztowych wymienione całki zostały wyznaczone analitycznie. Wzory do obliczeń bezwładnościowych i energetycznych iloczynów przedstawiono w tab. 1.

Tabela 1. Analityczne wzory bezwładnościowych i energetycznych iloczynów funkcji bazowych

Oznaczenia	Wzór analityczny	Oznaczenia	Wzór analityczny
$m_{11}$	$\frac{3\pi-8}{2\pi} \mu L$	$c_{11}$	$EI \frac{\pi^4}{32L^3}$
$m_{22}$	$\frac{3}{2} \mu L$	$c_{22}$	$EI \frac{\pi^4}{2L^3}$
$m_{33}$	$\frac{9\pi+8}{6\pi} \mu L$	$c_{33}$	$EI \frac{81\pi^4}{32L^3}$
$m_{12}=m_{21}$	$\frac{3\pi-4}{3\pi} \mu L$	$c_{12}=c_{21}$	$EI \frac{\pi^3}{6L^3}$
$m_{13}=m_{31}$	$\frac{3\pi-4}{3\pi} \mu L$	$c_{13}=c_{31}$	0
$m_{23}=m_{32}$	$\frac{15\pi+28}{15\pi} \mu L$	$c_{23}=c_{32}$	$EI \frac{81\pi^3}{30L^3}$

Sprężysto-bezwładnościowe charakterystyki dyskretnego modelu obliczeniowego masztu wiertniczego MRUGU-18/20 przedstawiono w tab. 2. Badanie swobodnych oraz nierezonansowych wymuszonych drgań przeprowadzono bez uwzględnienia rozproszenia energii w układzie mechanicznym, w związku z czym parametry dysypacji w tab. 2 nie podano.

Tabela 2. Parametry dyskretnego modelu masztu wiertniczego

Parametr	Jednostka	Wartość
$x_1$	m	5,900
$x_2$	m	10,08
$x_3$	m	13,84
$L$	m	15,10
$I(x)$	$m^4$	$1,447 \cdot 10^{-3}$
$\mu(x)$	kg/m	57,21
$m_1$	kg	47,10
$m_2$	kg	69,30
$m_3$	kg	19,60
$m_4$	kg	42,90
$E$	MPa	$2,100 \cdot 10^5$
$J_1$	$kg \cdot m^2$	3,800
$J_2$	$kg \cdot m^2$	5,200
$J_3$	$kg \cdot m^2$	2,000
$J_4$	$kg \cdot m^2$	3,650
$c_1$	N/m	$2,993 \cdot 10^6$
$c_2$	N/m	0
$c_3$	N/m	$3,270 \cdot 10^5$
$c_4$	N/m	0

W tab. 3 przedstawiono wartości własnych częstotliwości masztu wiertniczego, otrzymane z zastosowaniem dyskretnego modelu obliczeniowego z uwzględnieniem jednej, dwóch lub trzech niższych postaci swobodnych drgań poprzecznych. W zależności od liczby uwzględnionych zgodnie z zależnością (2) postaci procesu drgającego, liczba stopni swobody układu mechanicznego równa się jeden, dwa lub trzy.

Porównując wyniki, przedstawione w tab. 3, z wynikami dokładnych obliczeń, wykonanych zgodnie z metodą [13], można zauważyć, że wartość pierwszej częstotliwości własnej, obliczona z uwzględnieniem jednego stopnia swobody, odróżnia się od odpowiedniej wartości, otrzymanej z zastosowaniem kontynuualno-dyskretnego modelu bez uwzględnienia odkształceń ścinania, o 0,96 %. Dla dyskretnego modelu o dwóch stopniach swobody dana odchyłka stanowi 0,49 %, a dla modelu o trzech stopniach swobody – 0,47 %. Świadczy to o tym, że zależność (2) z wysoką dokładnością odzwierciedla podstawową postać giętych drgań masztu. Odchyłki wartości pierwszej własnej częstotliwości, otrzymanych z zastosowaniem dyskretnych modeli obliczeniowych o jednym, dwóch i trzech stopniach swobody od dokładnie obliczonej własnej

częstotliwości masztu z uwzględnieniem podatności zginania oraz ścinania [13] stanowią odpowiednio 3,11%; 2,63% i 2,61%.

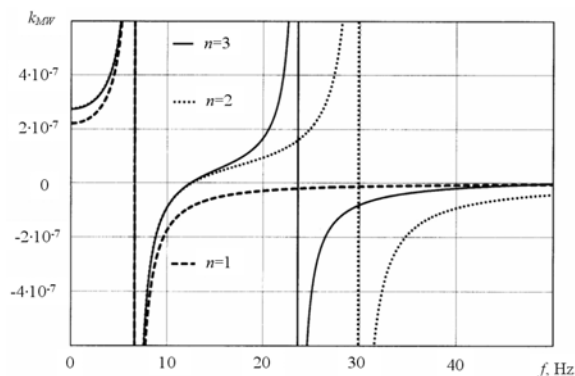
Zestawiając dane tab. 3 z wynikami, otrzymanymi na zasadzie wykorzystania najbardziej dokładnego modelu matematycznego podłużno-poprzecznych drgań konstrukcji [13], można zauważyć, że największe odchyłki określenia niższej częstotliwości własnej masztu, niepoddanego obciążeniu osiowemu, dla modeli o jednym, dwóch i trzech stopniach swobody są równe odpowiednio 7,86%; 7,36% i 7,33%. Świadczy to o możliwości zastosowania modeli obliczeniowych o ograniczonej liczbie stopni swobody do analizy nierezonansowych drgań konstrukcji masztowych. Wyniki obliczeń, przedstawione w tab. 3, są potwierdzeniem wystarczającej dokładności dyskretnych modeli analitycznych i charakteryzują wpływ sztywności elementów masztu oraz lin naciagowych na charakterystyki widma częstotliwościowego. Sztywność masztu na zginanie w większym stopniu wpływa na drugą własną częstotliwość, niż na pierwszą, natomiast sztywność lin naciagowych bardziej wpływa na pierwszą częstotliwość, niż na drugą.

Tabela 3. Przybliżone wartości częstotliwości swobodnych drgań poprzecznych zamocowanego w postawie masztu wiertniczego

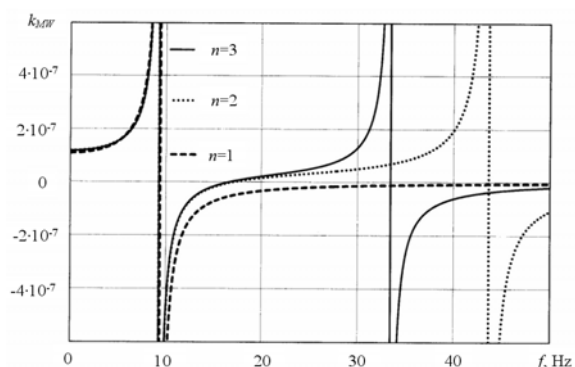
$I(x)$ , $m^4$	$c_1; c_2; c_3; c_4$ , N/m	$n$	Wartości częstotliwości, Hz		
			1	2	3
$1,447 \cdot 10^{-3}$	$c_1=29,93 \cdot 10^5$ ; $c_3=3,270 \cdot 10^5$ ; $c_2=c_4=0$	1	7,561	–	–
		2	7,526	43,12	–
		3	7,524	33,01	162,0
$1,447 \cdot 10^{-3}$	$c_1=29,93 \cdot 10^5$ ; $c_2=c_3=c_4=0$	1	5,849	–	–
		2	5,831	43,13	–
		3	5,830	32,90	162,0
$1,447 \cdot 10^{-3}$	$c_1=19,96 \cdot 10^5$ ; $c_2=c_3=c_4=0$	1	5,439	–	–
		2	5,387	42,76	–
		3	5,378	32,15	161,8
$6,608 \cdot 10^{-4}$	$c_1=29,93 \cdot 10^5$ ; $c_3=3,270 \cdot 10^5$ ; $c_2=c_4=0$	1	6,604	–	–
		2	6,600	29,84	–
		3	6,595	23,55	109,7
$1,447 \cdot 10^{-3}$	$c_1=29,93 \cdot 10^5$ ; $c_2=0; c_3=c_4=$ $=3,270 \cdot 10^5$	1	9,356	–	–
		2	9,236	43,63	–
		3	9,216	33,41	162,1
$1,447 \cdot 10^{-3}$	$c_1=29,93 \cdot 10^5$ ; $c_2=c_3=c_4=$ $=3,270 \cdot 10^5$	1	9,756	–	–
		2	9,671	43,75	–
		3	9,660	33,53	162,1

Na rys. 3 i 4 przedstawiono wykresy współczynnika podatności dynamicznej  $k_{MW}$  od częstotliwości drgań  $f=\omega/2\pi$ . Fizyczne traktowanie danego współczynnika polega na tym, że on jest stosunkiem amplitudy przemieszczenia górnego końca masztu w poziomym kierunku do amplitudy momentu, działającego na wielokrążek masztu. Jak widać z graficznych zależności, wartości współ-

czynnika podatności dynamicznej, otrzymane z uwzględnieniem dwóch oraz trzech postaci drgań konstrukcji o dużej wysokości, dla dorezonansowego zakresu częstotliwości i znacznej części międzyrezonansowego zakresu, ograniczonego pierwszą i drugą częstotliwością własną, prawie pokrywają się.



Rys. 3. Zależności współczynnika podatności dynamicznej  $k_{MW}$  od częstotliwości drgań  $f$ :  
 $I=6,608 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$ ;  $c_1=29,93 \cdot 10^5 \text{ N/m}$ ;  
 $c_3=3,270 \cdot 10^5 \text{ N/m}$ ;  $c_2=c_4=0$



Rys. 4. Zależności współczynnika podatności dynamicznej  $k_{MW}$  od częstotliwości drgań  $f$ :  
 $I=1,447 \cdot 10^{-3} \text{ m}^4$ ;  $c_1=29,93 \cdot 10^5 \text{ N/m}$ ;  $c_2=0$ ;  
 $c_3=c_4=3,270 \cdot 10^5 \text{ N/m}$

Zastosowanie opracowanej metodyki zestawienia dyskretnych modeli dynamicznych układów mechanicznych daje możliwość znacznego uproszczenia analizy drgań swobodnych i wymuszonych konstrukcji nośnych o dużej wysokości. Opracowana metodyka zapewne wystarczy dla praktyki inżynierskiej zapewniając wystarczającą dokładność analizy procesów drganiowych i może być wykorzystana podczas projektowania wiertnic, podnośników budowlanych, linii przesyłania energii elektrycznej oraz innych maszyn i urządzeń.

#### 4. PODSUMOWANIE

Przy zastosowaniu metody uogólnionych przemieszczeń opracowano metodykę modelowania matematycznego swobodnych i wymuszonych drgań

konstrukcji masztowych. Określenie za pomocą zaproponowanej metodyki częstotliwości drgań własnych masztu wiertniczego i porównanie otrzymanych wyników z wynikami obliczeń drgań swobodnych danej konstrukcji z wykorzystaniem kontynuualno-dyskretnego modelu pokazuje wystarczającą dokładność budowanych dyskretnych modeli matematycznych. Największe odchyłki wartości pierwszej częstotliwości własnej, otrzymanych z wykorzystaniem dyskretnych modeli o jednym, dwóch oraz trzech stopniach swobody od wartości obliczonych z uwzględnieniem rozłożonego charakteru parametrów bezwładności i sprężystości konstrukcji oraz odkształceń zginania i ścinania, stanowią odpowiednio: 3,11%; 2,63% i 2,61%. Zauważono, że sztywność masztu na zginanie w większym stopniu wpływa na drugą własną częstotliwość, niż na pierwszą, natomiast sztywność lin naciągowych bardziej wpływa na pierwszą częstotliwość, niż na drugą.

Dla przypadków obciążenia harmonicznego otrzymano charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe drgań wymuszonych masztu. Pokazano, że wartości współczynników podatności dynamicznej, określone z uwzględnieniem dwóch oraz trzech postaci drgań konstrukcji o dużej wysokości, dla dorezonansowego zakresu częstotliwości i znacznej części międzyrezonansowego zakresu, ograniczonego pierwszą i drugą częstotliwością własną, prawie pokrywają się. Świadczy to o możliwości zastosowania otrzymywanych na zasadzie metody uogólnionych przemieszczeń dyskretnych modeli matematycznych drgań konstrukcji masztowych w praktyce inżynierskiej.

#### LITERATURA

- [1] Borkowski W., Konopka S., Prochowski L.: *Dynamika maszyn roboczych*. Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1996.
- [2] Giergiel J. *Drgania układów mechanicznych*. Kraków, AGH, 1980.
- [3] Kharchenko Y.: *Finite element of rod immovable coordinate system*. Tenth International Workshop on New Approaches to High-Tech: Nondestructive Testing and Computer Simulations in Science and Engineering, Proceedings of SPAS jointly with UWM. Olsztyn, Poland, UWM, 2006. Pp. 179–181.
- [4] Kharchenko Y., Dendyuk T.: *Analysis of Vibroacoustics Activity of Electro-Mechanical Drive Systems*. Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Dydaktyczna "Teoria maszyn i mechanizmów". Białystok-Białowieża, 1996. S. 133–138.
- [5] Kharchenko Y., Sobkowski S.: *Mathematical Modeling of Movements of Intelligent Transport Devices of the Automated Warehouses*. 12<sup>th</sup> IFAC Symposium on Information Control Problems in Manufacturing. Vol. 1. Saint-Etienne, France, ENSM SE, 2006. Pp. 223–228.

- [6] Kharchenko Y., Sobkowski S.: *Zastosowanie analizy modalnej w diagnostyce stanu technicznego konstrukcji masztowych dźwigów budowlanych*. Diagnostyka, vol 27, 2002, pp. 75-81.
- [7] Osiński Z.: *Teoria drgań*. Warszawa, PWN, 1978.
- [8] Uhl T.: *Zastosowanie analizy modalnej w diagnostyce maszyn*. Diagnostyka, vol 23, 2000. Pp. 87-92.
- [9] Morel J.: *Drgania maszyn i diagnostyka ich stanu technicznego*. Warszawa, Polskie Towarzystwo diagnostyki technicznej, 1992.
- [10] Бурдаков С. Ф., Дьяченко В. А., Тимофеев А. Н.: *Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов*. Москва, Машино-строение, 1986.
- [11] Зенкевич О., Морган К.: *Конечные элементы и аппроксимация*. Москва, Мир, 1986.
- [12] Клаф Р., Пензиен Дж.: *Динамика сооружений*. Москва, Стройиздат, 1979.
- [13] Харченко С. В., Левринец В. М.: *Математична модель кінематично зв'язаних поздовжньо-поперечних коливань бурової щогли з пакетом свічок бурильних труб*. Вісник Національного університету "Львівська політехніка" №434. Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. Львів, Видавництво НУЛП, 2001. С. 110–117.



Prof. dr hab. inż. **Yevhen KHARCHENKO** – prof. nadzwyczajny Katedry Materiałów Funkcjonalnych i Nanotechnologii Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie. W pracy naukowej zajmuje się problemami dynamiki i wytrzymałości maszyn. Prowadzi badania z zakresu teorii drgań nieliniowych układów mechanicznych dyskretno-ciągłych. Jest autorem i współautorem ponad 200 prac naukowych, w tym 2 monografii. Publikacje poświęcone problemom analizy procesów niestacjonarnych w układach napędowych i konstrukcjach nośnych oraz problemom diagnostyki maszyn i urządzeń.



Doc. dr inż. **Volodymyr LEVRYNEC** – docent Użgorodzkiego Uniwersytetu Narodowego, Ukraina. Prowadzi badania dotyczące problemów dynamiki i wytrzymałości wież wiertniczych oraz układów napędowych wiertnic. W pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami analizy procesów przejściowych w układach maszynowych oraz praktycznym zastosowaniem metod numerycznych w celach diagnostycznych. Jest autorem 15 artykułów naukowych.



Mgr **Stefan SOBKOWSKI** – st. wykładowca w Zakładzie Edukacji Techniczno-Informatycznej Uniwersytetu Warmińsko – Mazurskiego w Olsztynie. Prowadzi badania dotyczące problemów dynamiki i diagnostyki podnośników oraz maszyn roboczych. W pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami teorii drgań konstrukcji masztowych oraz praktycznym zastosowaniem analizy dynamicznej w celach diagnostycznych. Jest autorem kilku artykułów naukowych.



## WPLYW ZMIAN KĄTA USTAWIENIA ŁOPATEK KIEROWNICY WLOTOWEJ SPRĘŻARKI OSIOWEJ NA PARAMETRY PRACY OKRĘTOWEGO TURBINOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Paweł WIRKOWSKI

Akademia Marynarki Wojennej, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów  
81-103 Gdynia, ul. Śmidowicza 69, tel. 0 58 626 27 56, e-mail: [p.wirkowski@amw.gdynia.pl](mailto:p.wirkowski@amw.gdynia.pl)

### Streszczenie

W artykule zaprezentowano analizę teoretyczną zagadnienia wpływu zmian ustawienia regulowanych łopatek kierownicy stopnia osiowego sprężarki turbinowego silnika spalinowego na parametry pracy samej sprężarki jak i całego silnika. Przedstawiono również wyniki badań własnych na obiekcie rzeczywistym. Wprowadzane zakłócenia w prawidłowym funkcjonowaniu układu zmian nastawy regulowanych łopatek kierownic miały swoje odzwierciedlenie w wartościach mierzonych parametrów.

Słowa kluczowe: silnik turbinowy, sprężarka osiowa, regulowane łopatki kierownicy.

### INFLUANCE OF AXIAL COMPRESSOR INLET STATOR VANES ANGLE SETTING ON MARINE GAS TURBINE ENGINE WORK PARAMETERS

#### Summary

This paper presents theoretical analysis of problem influence of changes settings variable stator vanes axial compressor of gas turbine engine on work parameters of compressor and engine. Results of own researches on real engine are presented too. Incorrect operation of change setting system of variable vaness caused changes of measured parametres values.

Keywords: gas turbine engine, axial compressor, variable stator vanes.

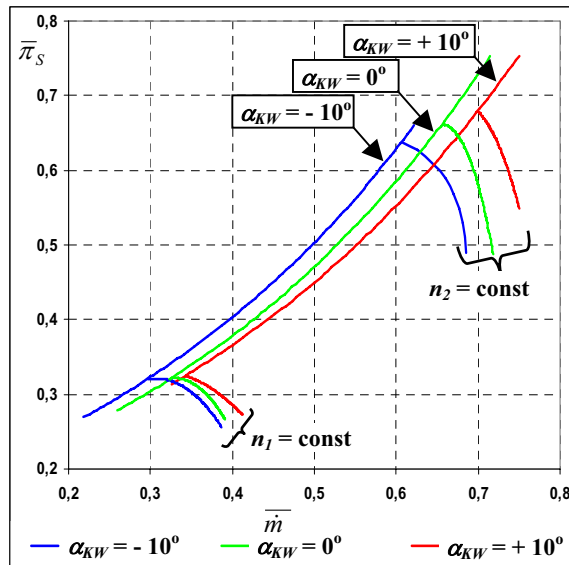
#### Wykaz parametrów, skrótów i oznaczeń:

$\alpha_1$	- kąt spływu strumienia powietrza z łopatek wieńca kierownicy,
$\alpha_{KW}$	- kąt ustawienia regulowanych łopatek kierownic,
$\beta_1, \beta_2$	- kąty natarcia i spływu strumienia powietrza z łopatek wirnika,
$c_a$	- składowa osiowa prędkości bezwzględnej strumienia,
$c_{1a}$	- składowa osiowa prędkości bezwzględnej strumienia na wlocie wieńca wirnika,
$c_{1aobl}$	- wartość obliczeniowa składowej osiowej prędkości bezwzględnej na wlocie wieńca wirnika,
$\eta_s^*$	- sprawność efektywna sprężarki,
$i$	- kąt napływu strumienia powietrza na łopatki wirnika,
$KS$	- komora spalania,
$\dot{m}$	- masowe natężenie przepływu powietrza,
$n$	- prędkość obrotowa wirnika sprężarki,
$p_{pal}$	- ciśnienie paliwa,
$P_{nom}$	- moc nominalna silnika,
$\pi_s^*$	- spręż sprężarki,
$SNC$	- sprężarka niskiego ciśnienia,
$SWC$	- sprężarka wysokiego ciśnienia,
$TNC$	- turbina niskiego ciśnienia,
$TWC$	- turbina wysokiego ciśnienia,

$u$	- prędkość obwodowa,
$w_1, w_2$	- prędkość względna strumienia powietrza na wlocie i wylocie z wieńca wirnika,
$\Delta w_u$	- współczynnik zawirowanie strumienia powietrza w wirniku,
$z$	- liczba łopatek kierownicy wstępnego zawirowania.

#### 1. WSTĘP

Jeżeli w konstrukcji sprężarki silnika turbinowego występuje układ zmiany ustawienia regulowanych łopatek kierownic, mający za zadanie optymalne kojarzenie współpracy wszystkich zespołów silnika turbinowego poprzez ciągłą korektę charakterystyki sprężarki, to występujące zakłócenia w pracy tego układu będą powodowały zmiany zakresu pracy sprężarki i silnika o charakterze podobnym jaki powodują zmiany prędkości obrotowej wirnika czy też zanieczyszczone kanały międzyłopatkowe sprężarki. Na rys. 1 przedstawiono ogólną charakterystykę sprężarki osiowej silnika turbinowego uwzględniającą zmianę kąta ustawienia nastawnych łopatek kierownic.



Rys. 1. Charakterystyka sprężarki osiowej wyposażonej w nastawne łopatki kierownic;  $n_1, n_2$  – prędkość obrotowa wirnika sprężarki,  $\alpha_{KW}$  – kąt ustawienia nastawnych łopatek kierownic;  $\bar{\pi}_s$  – względny spręż sprężarki,  $\bar{m}$  – względne masowe natężenie przepływu powietrza

## 2. CEL BADAŃ

Praca jednostkowa stopnia sprężarki na danym promieniu definiowana z wykorzystaniem równania momentu ilości ruchu ma postać:

$$l_{st} = \omega r (c_{2u} - c_{1u}) = u \Delta c_u = u \Delta w_u \quad (1)$$

gdzie:  $\omega$  – prędkość kątowa wirnika,  $u$  – prędkość obwodowa,  $r$  – promień wirnika,  $c_{1u}, c_{2u}$  – składowe obwodowe prędkości bezwzględnej strumienia przed i za wieńcem wirnika na promieniu  $r$ ,  $\Delta c_u, \Delta w_u$  – współczynnik zawirowania strumienia.

Praca ta jest stała na całej wysokości łopatki wirnika a suma tych prac jest pracą jednostkową stopnia [2]. Wprowadzenie zmiany ustawienia kąтового łopatek kierownicy przy utrzymaniu stałej prędkości obrotowej (stałe  $u$ ) powoduje zmianę kąta natarcia  $\beta_1$  (rys. 2). Skutkuje to zmianą składowej osiowej prędkości bezwzględnej  $c_{1a}$  a więc zmianą natężenia przepływu strumienia powietrza  $\dot{m}$  oraz zmianą współczynnika zawirowania powietrza  $\Delta w_u$ . Wpływa to na sprawność i pracę stopnia.

Celem badań było określenie wpływu nieprawidłowego funkcjonowania układu sterującego nastawnymi łopatkami kierownicy wstępnego zawirowania sprężarki osiowej silnika turbinowego na parametry pracy sprężarki i silnika.

Charakterystyka sprężarki będąca zależnością sprężu  $\pi_s^*$  i sprawności efektywnej  $\eta_s^*$  sprężarki od strumienia masy przepływającego przez nią powietrza  $\dot{m}$  i prędkości obrotowej  $n$ , umożliwia określenie najdogodniejszych warunków współpracy

sprężarki z innymi podzespołami silnika. Służy ona doborowi optymalnych warunków regulacji przepływu powietrza i oceny wpływu czynników eksploatacyjnych na parametry sprężarki.

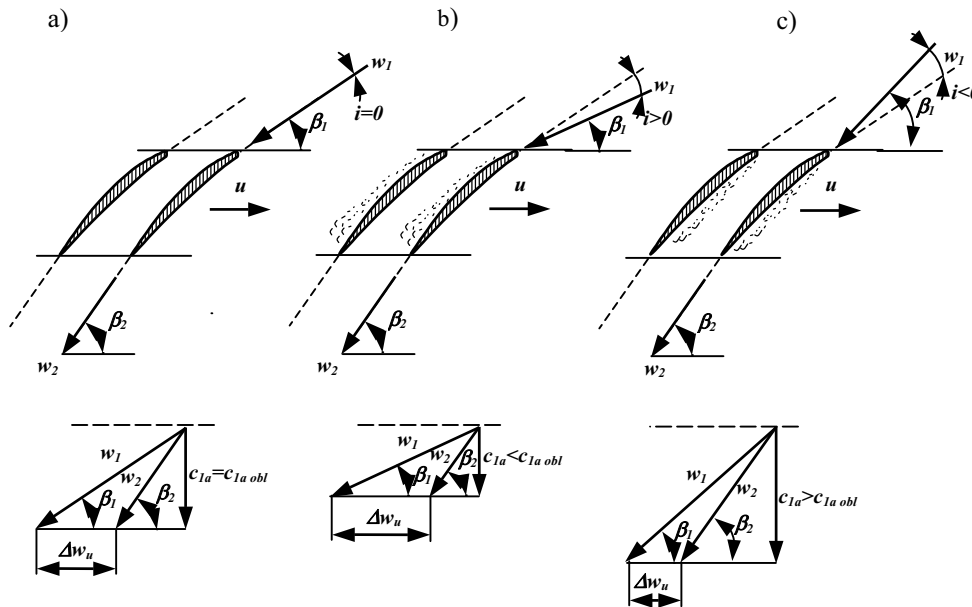
Powstawanie zjawiska pracy niestatecznej przedstawia rys. 2. Zaprezentowano na nim schemat opływu łopatki wirnika stopnia osiowego będącego w ruchu ze stałą prędkością obrotową  $n$ , dla którego dokonywana jest zmiana natężenia przepływu powietrza  $\dot{m}$ . Rys. 2a przedstawia schemat opływu w warunkach, dla których natężenie przepływu powietrza odpowiada optymalnej sprawności stopnia. Wektory prędkości względnej  $w_1$  i  $w_2$  mają wówczas kierunek równoległy do linii szkieletowej profilu łopatki, co sprzyja niezakłóconemu przepływowi strumienia w kanałach międzyłopatkowych. Zmniejszenie natężenia przepływu powietrza (rys. 2b) w porównaniu do warunków obliczeniowych, przy utrzymaniu stałej prędkości obwodowej  $u$ , powoduje zmniejszenie składowej osiowej prędkości bezwzględnej  $c_{1a}$ , co skutkuje zwiększeniem kąta napływu  $i$  strumienia na łopatki wirnika.

Sprzyja to odrywaniu się warstwy przyściennej na wypukłych (grzbietowych) powierzchniach łopatek i powstawaniu obszarów wirowych, w których następuje lokalne obniżenie ciśnienia statycznego.

Zjawisko o podobnym charakterze występuje na wklęsłej powierzchni łopatki (rys. 2c), gdy natężenie przepływu powietrza ulega zwiększeniu przy zachowaniu stałej prędkości obwodowej.

Przy krytycznych wartościach kątów napływu  $i$  przez powstałe obszary wirowe może nastąpić cofnięcie strumienia powietrza w kierunku wlotu sprężarki zwane pompazem, powodujące gwałtowne pulsacje strumienia przenoszone na konstrukcję silnika w postaci drgań. Jest to zjawisko niepożądane i niebezpieczne ze względu na przeciążenia cieplne i mechaniczne konstrukcji silnika [2].

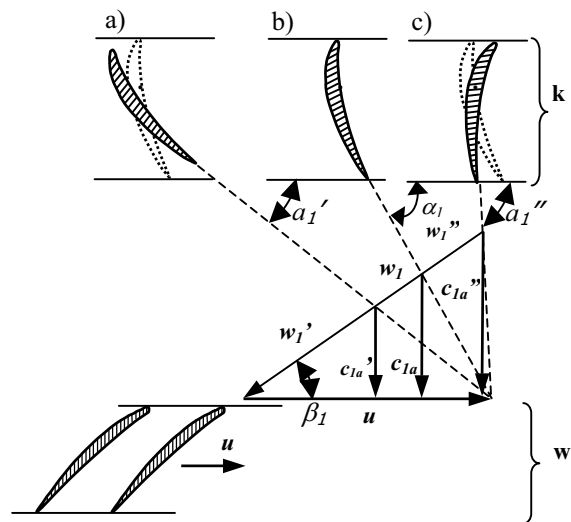
W związku z powyższym opisaniem zjawiskiem sprężarka powinna być tak regulowana, aby w zakresie eksploatacyjnych prędkości obrotowych linia współpracy sprężarki z siecią przebiegała z pewnym zapasem pracy statecznej. Główną zasadą regulacji sprężarek podczas zmiany jej prędkości obrotowej lub natężenia przepływu, jest utrzymywanie wartości kątów napływu strumienia  $i$  zbliżonych do zera. Jednym ze stosowanych sposobów regulacji sprężarek osiowych jest zmiana geometrii jej kanału przepływowego poprzez zastosowanie regulowanej kierownicy wlotowej lub regulowanych kierownic kilku pierwszych stopni sprężania [2].



Rys. 2. Schemat opływu łopatek wieńca wirnikowego stopnia osiowego sprężarki przy stałej prędkości obrotowej wirnika i zmiennych kątach napływu strumienia powietrza;  
 a) obliczeniowy kąt napływu, b) dodatni kąt napływu, c) ujemny kąt napływu

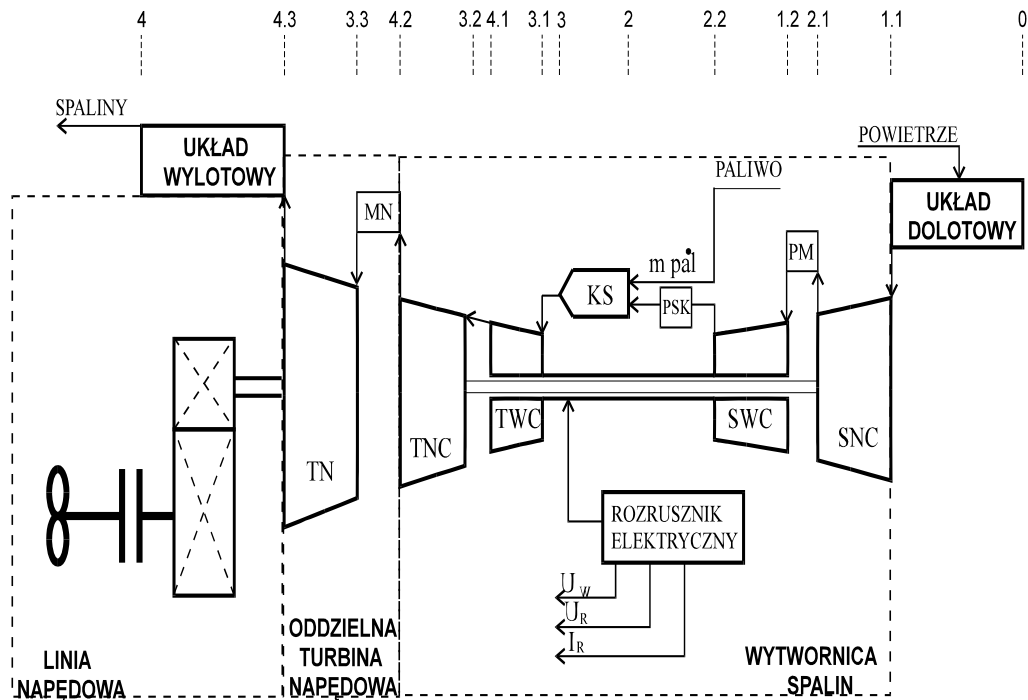
Takie rozwiązanie umożliwia dokonanie jednoczesnych zmian kąta napływu strumienia na łopatkach wieńców wirnikowych stopni poprzez zmianę kątów ustawienia łopatek kierownic w trakcie zmian prędkości obrotowej sprężarki. Rys. 3 przedstawia istotę regulacji łopatek nastawnych kierownic na przykładzie jednego stopnia sprężania.

Dla średnich wartości eksploatacyjnego zakresu prędkości obrotowej wirnika sprężarki odpowiada sytuacja na rys. 3b, dla której przyporządkowane są kierunki i wartości prędkości z indeksem 1. Występuje wówczas pośrednie ustawienie kątowe łopatek wieńca kierownicy, dla którego kąt napływu strumienia na łopatkach wirnika nie powoduje zaburzeń w przepływie tego strumienia przez kanały międzyłopatkowe. W przypadku realizacji mniejszych wartości prędkości obrotowej sprężarki, a więc występowania mniejszej wartości składowej osiowej prędkości bezwzględnej  $c_{1a}'$ , istnieje konieczność zmniejszenia kąta spływu strumienia  $\alpha_1$  z regulowanych łopatek wieńca kierownicy (rys. 3a) w takim zakresie, aby utrzymać taką samą wartość kąta napływu strumienia na łopatkach wirnika  $\beta_1$ . Analogiczna sytuacja ma miejsce podczas pracy sprężarki z większymi prędkościami obrotowymi wirnika, dla których wzrasta wartość składowej osiowej prędkości bezwzględnej  $c_{1a}''$ . Wówczas w celu utrzymania statecznej pracy sprężarki, a więc stałej wartości kąta napływu strumienia na łopatkach wirnika, należy zwiększyć kąt spływu strumienia z łopatek kierownicy – rys. 3c.



Rys. 3. Istota regulacji stopnia osiowego sprężarki za pomocą zmiany kąta ustawienia łopatek wieńców kierownic przy zmieniającej się prędkości przepływu strumienia: a) zmniejszona prędkość osiowa, b) obliczeniowa prędkość osiowa, c) zwiększona prędkość osiowa; k – wieńiec regulowanych łopatek kierownic, w – wieńiec łopatek wirnika

Zastosowanie w danej formie konstrukcyjnej silnika turbinowego układu regulacji geometrii kanałów przepływowych wywiera znaczący wpływ na przebieg procesów nieustalonych [3].



Rys. 4. Schemat ideowy okrętowego turbinowego silnika spalinowego z oddzielną nawrotną turbiną napędową; TN – turbina napędowa, MN – przestrzeń między TN a TNC, TNC – turbina niskiego ciśnienia, TWC – turbina wysokiego ciśnienia, KS – komora spalania,  $m_{\text{pal}}$  – strumień masy paliwa, PSK – przestrzeń między KS a SWC, SWC – sprężarka wysokiego ciśnienia, SNC – sprężarka niskiego ciśnienia, PM – przestrzeń między sprężarkami [4]

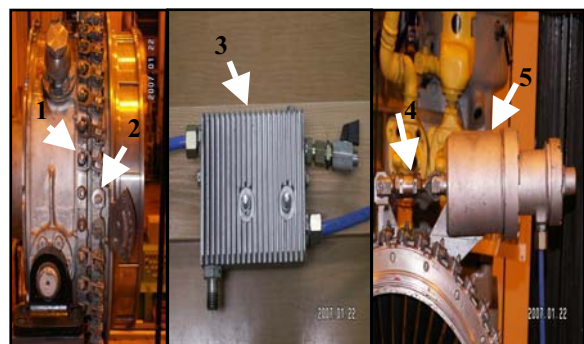
### 3. OBIEKT BADAŃ

Badania wpływu sposobu regulacji silnika turbinowego na parametry jego pracy prowadzone były na silniku typu DR 77, który wchodzi w skład układu napędowego okrętu raketowego. Jest to silnik trójwimkowy ze zwrotną komorą spalania typu pierścieniowo – rurowego oraz nawrotną turbiną napędową. Na rys. 4 przedstawiono schemat ideowy silnika z zaznaczonymi przekrojami kontrolnymi części przepływowej oraz mierzonymi parametrami.

W układzie konstrukcyjnym sprężarki rozpatrywanego silnika zastosowany jest wieniec łopatek kierownicy wlotowej, które mają możliwość zmiany ustawienia kąta natarcia (zmianę geometrii kanału przepływowego sprężarki) w zależności od obciążenia silnika. Procesem tym steruje układ regulacji, którego medium roboczym jest sprężone powietrze uzyskiwane w sposób ciągły z za sprężarki wysokiego ciśnienia. Elementy układu regulacji nastawnych łopatek zostały przedstawione na rys. 5.

Schemat przepływu sygnału sterującego przedstawia rys. 6. Powietrze z za sprężarki wysokiego ciśnienia przez blok oczyszczania i chłodzenia, doprowadzane jest do przestrzeni roboczych siłownika. Wywierany na elementy siłownika nacisk sprężonego powietrza powoduje przemieszczanie się tłoka sterującego, który

połączony jest z ruchomym pierścieniem, przemieszczającym się po obwodzie kadłuba sprężarki. Pierścień za pomocą dźwigni połączony jest z łopatkami kierownic, które na skutek przesuwania się pierścienia wykonują ruch obrotowy, zmieniając tym samym kąt splotu  $\alpha_1$ .

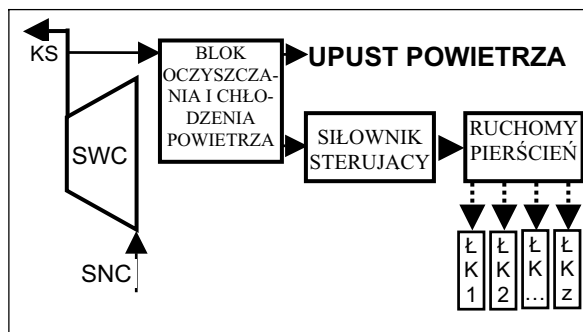


Rys. 5. Elementy układu regulacji nastawnych łopatek silnika typu DR 77:

- 1 – pierścień ruchomy, 2 – łopata kierownicy,
- 3 – blok chłodzenia i oczyszczania, 4 – ciągnio,
- 5 – siłownik sterujący

W bloku oczyszczania i chłodzenia powietrza znajdują się otwory technologiczne zamknięte podczas pracy silnika, służące do okresowego oczyszczania wewnętrznych kanałów

przepływowych bloku. Przez te otwory podczas realizacji badań zmniejszono wartość strumienia powietrza podawanego do silownika, upuszczając je do atmosfery. Skutkowało to zmianą kąta ustawienia łopatek  $\alpha_{KW}$ , a w konsekwencji tego zmianą geometrii kanału przepływowego.



Rys. 6. Schemat ideowy mechanizmu zmiany nastawy łopatek kierownicy: KS – komora spalania, SWC – sprężarka wysokiego ciśnienia, ŁK – łopata kierownicy

Badania przeprowadzono dla obciążenia silnika  $0,5P_{nom}$ , uwzględniając wpływ warunków atmosferycznych. Dla tego obciążenia kąt ustawienia  $\alpha_{KW}$  regulowanych łopatek przyjmuje wartość  $-4^\circ$ . Podczas zmiany obciążenia w całym zakresie od biegu jałowego do uzyskania mocy nominalnej silnika kąt ustawienia łopatek zmienia się w zakresie od  $-18^\circ$  do  $+18^\circ$ . Podczas badań dokonano pomiaru i rejestracji parametrów pracy silnika, przedstawionych w tab. 1, dla ustalonego obciążenia  $0,5P_{nom}$  i zmiennych (poprzez upust) trzech ustawień kątowych regulowanych łopatek: A—  $\alpha_{KW} = -4^\circ$ , B—  $\alpha_{KW} = -11^\circ$ , C—  $\alpha_{KW} = -18^\circ$ .

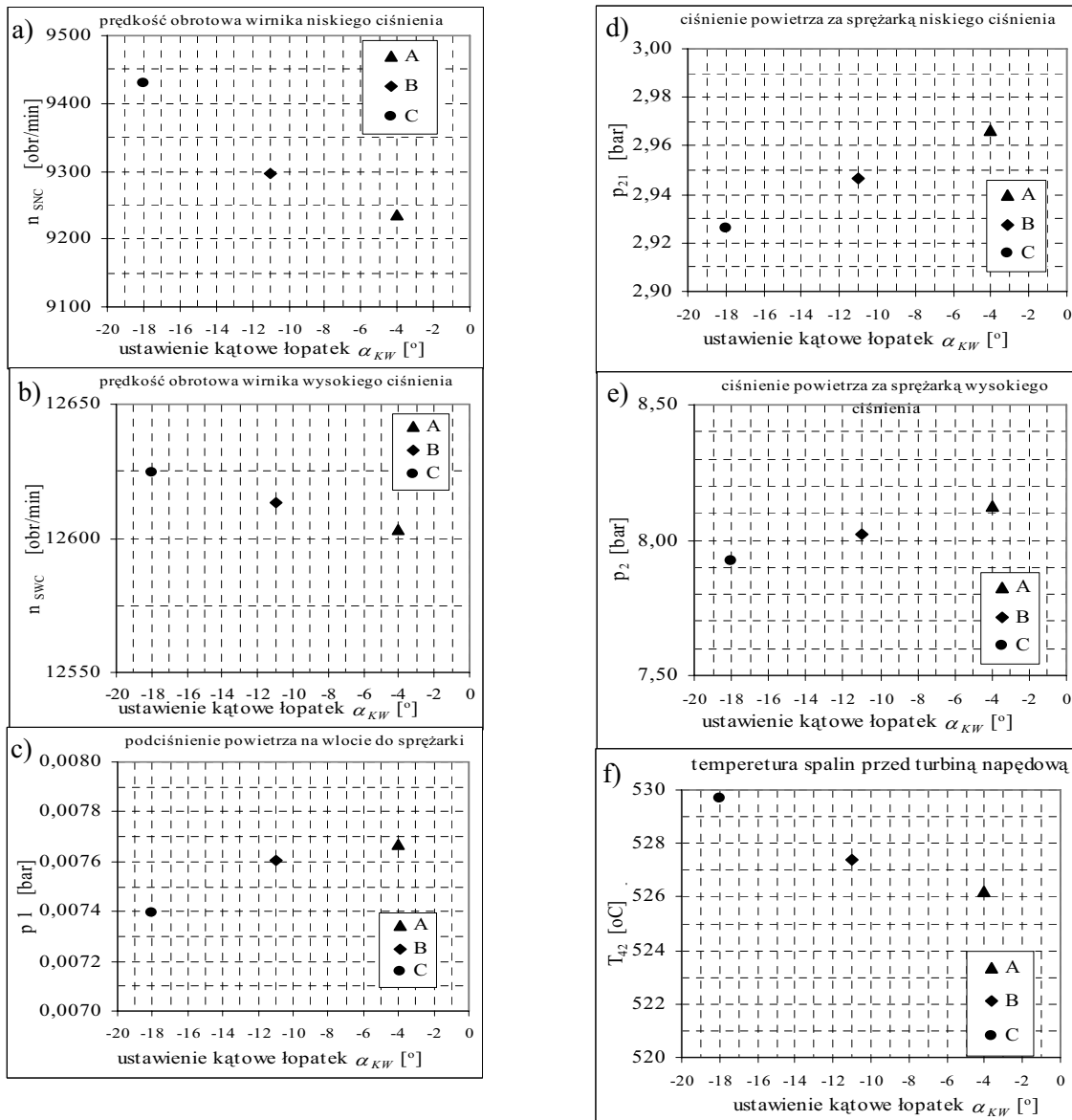
Tab. 1. Zakresy pomiarowe parametrów pracy silnika typu DR77 mierzonych podczas badań

Oznaczenie parametru	Zakres pomiarowy	Opis parametru
$n_{SNC}$	$0 \div 20000$ [min <sup>-1</sup> ]	prędkość obrotowa wirnika niskiego ciśnienia
$n_{SWC}$	$0 \div 22000$ [min <sup>-1</sup> ]	prędkość obrotowa wirnika wysokiego ciśnienia
$n_{TN}$	$0 \div 10000$ [min <sup>-1</sup> ]	prędkość obrotowa wirnika turbiny napędowej
$P_1$	$-0,04 \div 0$ [MPa]	podciśnienie powietrza na wlocie do sprężarki
$P_{21}$	$0 \div 0,6$ [MPa]	ciśnienie powietrza za sprężarką niskiego ciśnienia
$P_2$	$0 \div 1,6$ [MPa]	ciśnienie powietrza za sprężarką wysokiego ciśnienia
$P_p$	$0 \div 10,0$ [MPa]	ciśnienie paliwa przed wtryskiwaczami
$T_1$	$-70 \div 180$ [°C]	temperatura powietrza na wlocie do sprężarki
$T_{42}$	$0 \div 1000$ [°C]	średnia temperatura spalin przed turbiną napędową

Zmiennym ustawieniom kątowym odpowiadają różne wartości strumienia upuszczanego powietrza  $\dot{m}_A$ ,  $\dot{m}_B$ ,  $\dot{m}_C$ , o najmniejszej wartości w przypadku A i największej w przypadku C.

#### 4. WYNIKI BADAŃ

Wyniki przeprowadzonych badań w postaci relacji pomiędzy wartościami mierzonych parametrów a rozpatrywanymi ustawieniami kątowymi łopatek regulowanej kierownicy wlotowej przedstawia rys. 7.



Rys. 7. Zmiana parametrów pracy silnika DR77 w funkcji kąta ustawienia regulowanych łopatek kierownicy wlotowej:

$$A - \alpha_{KW} = -4^\circ, B - \alpha_{KW} = -11^\circ, C - \alpha_{KW} = -18^\circ$$

Prezentowane są na nim przebiegi tych parametrów, które najbardziej reagują na zmianę ustawienia regulowanych łopatek. Zmiana ustawienia łopatek z położenia A do położenia C powoduje zwiększenie oporów przepływu powietrza przez wieniec kierownicy. Następnym tego jest zmniejszenie podciśnienia  $p_1$  na wlocie kierownicy wstępnego zawirowania (rys. 7c). Skutkuje to spadkiem ciśnienia w dalszej części kanału przepływowego sprężarki i silnika (rys. 7de). Zmiana ustawienia łopatek powoduje również zwiększenie prędkości obrotowej wirników sprężarki. Najbardziej zauważalny jest wzrost prędkości obrotowej sprężarki niskiego ciśnienia (rys. 7a), powodowany bezpośrednim oddziaływaniem nieprawidłowo ustawionych łopatek

regulowanej kierownicy na tą sprężarkę. Zakres zmian tego parametru wynosi ponad 2% wartości prędkości obrotowej dla niezakłóconego ustawienia kąтового łopatek.

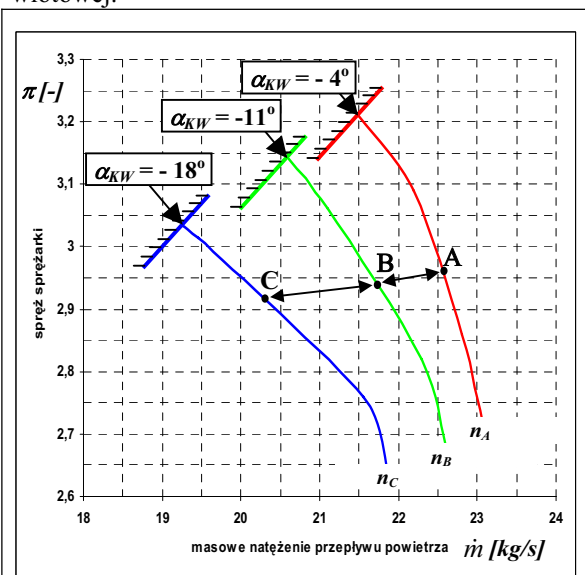
Występujące połączenie gazodynamiczne między sprężarkami niskiego i wysokiego ciśnienia łagodzi przenoszone na sprężarkę wysokiego ciśnienia zakłócenia pracy sprężarki niskiego ciśnienia. W związku z tym zakres zmian prędkości obrotowej wirnika SWC jest mniejszy. Dla przeprowadzonego doświadczenia wynosi on poniżej 1% i znajduje się w zakresie błędu pomiarowego czujnika.

Zmiany podciśnienia powietrza wynoszą ponad 5% niezakłóconej wartości tego parametru. Natomiast zmiany ciśnienia powietrza za sprężarką

niskiego i wysokiego ciśnienia wynoszą odpowiednio ponad 1,3% i ponad 2,4% wartości odpowiadającej niezakłóconemu ustawieniu kątowemu  $\alpha_{KW} = -4^\circ$ .

W doświadczeniu zauważona została również zmiana wartości temperatury spalin na skutek zmiany ustawienia katowego łopatek, pomimo że zakres tych zmian, wynoszący poniżej 1%, znajduje się w zakresie błędu pomiarowego czujnika.

Zmianę parametrów pracy sprężarki niskiego ciśnienia badanego silnika powodowaną zmianą katowego ustawienia łopatek kierownicy wlotowej przedstawia również rys. 8. Widoczna jest na nim zmiana wartości sprężu sprężarki oraz masowego natężenia przepływającego przez sprężarkę powietrza występująca na skutek wprowadzanych zmian ustawienia regulowanych łopatek kierownicy wlotowej.



Rys. 8. Charakterystyka sprężarki niskiego ciśnienia silnika DR dla zmiennych ustawień katowych łopatek kierownicy wlotowej;

$\alpha_{KW}$  – kąt ustawienia nastawnych łopatek kierownic;  
A -  $\alpha_{KW} = -4^\circ$ , B -  $\alpha_{KW} = -11^\circ$ , C -  $\alpha_{KW} = -18^\circ$ ;  
 $n_A$ ,  $n_B$ ,  $n_C$  – prędkość obrotowa wirnika SNC

Przedstawione wyniki badań mogą być wykorzystane w diagnozowaniu układów sterowania silnika, wspomagając istniejący od 1986 roku i stale modernizowany system diagnozowania okrętowych turbinowych silników spalinowych.

## 5. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych rozważań teoretycznych i badań eksperymentalnych można wnioskować, że nieprawidłowe funkcjonowanie układu regulacji nastawnych łopatek kierownicy wlotowej lub kierownic pierwszych stopni sprężarki silnika turbinowego wywiera, w mniejszym lub większym stopniu, negatywny wpływ na pracę sprężarki i osiągi całego silnika.

Wielowirnikowość silnika turbinowego zmniejsza skutki wadliwego ustawienia regulowanych łopatek. W związku z tym sprężarki silników trójwirnikowych nie wymagają nastawnych łopatek kierownic tyłu stopni, co sprężarka silnika dwuwirnikowego o takich samych osiąгах.

Dotychczasowe wstępne badania potwierdzają konieczność prowadzenia kontroli prawidłowego funkcjonowania układów sterowania nastawnych łopatek kierownic. Podyktowane jest to między innymi eliminacją tego czynnika z szeregu innych świadczących o stanie technicznym silnika, identyfikowanych podczas badań diagnostycznych.

## LITERATURA

- [1] Charchalis A.: *Diagnozowanie okrętowych silników turbinowych*. Wyd. AMW Gdynia 1991
- [2] Dźygadło Z.: *Napędy Lotnicze. Zespoły wirnikowe silników turbinowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982.
- [3] Korczewski Z.: *Identyfikacja procesów gazodynamicznych w zespole sprężarkowym okrętowego turbinowego silnika spalinowego dla potrzeb diagnostyki*. AMW, Rozprawa habilitacyjna, Gdynia 1998.
- [4] Korczewski Z.: Wirkowski, P., *Modelling gasodynamic processes within turbine engines' compressors equipped with variable geometry of flow duct*. IV International Scientifically-Technical Conference "Explo-Diesel & Gas Turbine '05", Gdańsk-Międzyzdroje-Kopenhaga, Wyd. Politechnika Gdańska, str. 227÷236, Gdańsk 2005.
- [5] Marschal D. J., Muir D. E., Saravanamuttoo H. I. H.: *Health Monitoring of Variable Geometry Gas Turbines for the Canadian Navy*. The American Society of Mechanical Engineers 345 E, 47 St., New York, N.Y.10017.



Mgr inż. **Paweł WIRKOWSKI**  
– kierownik Laboratorium Eksploatacji Siłowni Okrętowych Akademii Marynarki Wojennej. Absolwent Wydziału Mechaniczno – Elektrycznego AMW. Po odbyciu stażu w dywizjonie okrętów raketowych w 2000 roku rozpoczął pracę w Instytucie Konstrukcji i Napędów Okrętowych AMW (obecnie Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów). Głównym obszarem zainteresowania jest diagnostyka okrętowych silników turbinowych oraz modelowanie procesów gazodynamicznych w silnikach turbinowych. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej oraz Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych.





## POZYSKIWANIE WIEDZY DLA POTRZEB EKSPERTOWEGO SYSTEMU DIAGNOZOWANIA OKRĘTOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Rafał PAWLETKO

Katedra Siłowni Okrętowych, Akademia Morska w Gdyni  
ul. Morska 81-87, 81-225 Gdynia, e-mail: [pawletko@am.gdynia.pl](mailto:pawletko@am.gdynia.pl)

### Streszczenie

W artykule przedstawiono pierwszy etap badań, związanych z pozyskiwaniem wiedzy dla ekspertowego systemu diagnozowania okrętowego silnika tłokowego. Podjęto próbę wykorzystania wiedzy od specjalistów oraz z baz danych.

Pozyskiwanie wiedzy od specjalistów zrealizowano z wykorzystaniem wywiadu kwestionariuszowego. Grupę ekspertów stanowili doświadczeni oficerowie mechanicy floty handlowej. Do pozyskania wiedzy z bazy danych wykorzystano metody indukcji reguł decyzyjnych. Dane uczące do indukcji reguł stanowiły wyniki eksperymentu przeprowadzonego na silniku Sulzer A125/30. Zbadano skuteczność klasycznego algorytmu indukcji LEM2 oraz algorytmu MODLEM, który umożliwia bezpośrednie wykorzystanie danych pomiarowych nie poddanych dyskretyzacji wstępnej.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, silniki spalinowe, pozyskiwanie wiedzy ekspertowej.

### KNOWLEDGE ACQUISITION FOR MARINE DIESEL ENGINE DIAGNOSTIC EXPERT SYSTEM

#### Summary

In the paper the first stage of research relevant to knowledge acquisition for marine diesel engine diagnostic expert system is presented. The basic knowledge related to the diesel diagnostic was undertaken from experts and diagnostic data base.

The paper questionnaire was used to the knowledge acquisition from experts. The group of experts was contained the experienced merchant navy officers. The rule induction algorithms was used to knowledge acquisition from data base. Training and test data were acquired from experiment on marine engine Sulzer 3AL 25/30. 10-fold cross validation method was used to estimation classification efficiency for different rule induction algorithms.

Keywords: technical diagnostic, combustion engines, expert knowledge acquisition.

## 1. WPROWADZENIE

Znajomość stanu technicznego okrętowego silnika tłokowego jest konieczna do prowadzenia efektywnej strategii eksploatacji. Umożliwia ona planowanie niezbędnych czynności obsługowych i remontowych oraz zmniejsza ryzyko wystąpienia awarii.

Istnieje szereg metod oraz systemów oceny stanu technicznego silników okrętowych, rozwijanych zarówno przez ośrodki badawcze, jak i przez producentów silników. Główną wadą większości współczesnych systemów diagnozowania jest to, że są to systemy zamknięte. Modele procesów roboczych silnika oraz algorytmy oceny stanu technicznego są zaimplementowane na etapie tworzenia systemu, nie mogą być modyfikowane w czasie późniejszej eksploatacji.

Alternatywą dla takiego stanu rzeczy może być opracowanie systemu ekspertowego wspomagającego diagnozowanie silników

okrętowych. Modułowa struktura systemów ekspertowych, a przede wszystkim oddzielenie bazy wiedzy od reszty programu, umożliwia opracowywanie systemów otwartych, w których wiedza diagnostyczna może być w łatwy sposób uaktualniana i rozszerzana. Istotną zaletą tych systemów jest również możliwość wykorzystania wiedzy, pochodzącej z różnych źródeł.

W artykule przedstawiono pierwszy etap badań, związanych z pozyskiwaniem wiedzy dla potrzeb ekspertowego systemu diagnozowania okrętowego silnika tłokowego. Badania obejmowały dwa podstawowe źródła wiedzy diagnostycznej. Podjęto próbę wykorzystania wiedzy od specjalistów oraz z baz danych.

Pozyskiwanie wiedzy od specjalistów zrealizowano za pomocą wywiadu kwestionariuszowego. Grupę ekspertów stanowili doświadczeni oficerowie mechanicy floty handlowej. Podjęto próbę pozyskania podstawowej wiedzy z dziedziny eksploatacji silników, dotyczącą

najniższych ogniw silnika, rodzaju występujących uszkodzeń oraz relacji diagnostycznych.

Do automatycznego pozyskania wiedzy z bazy danych wykorzystano metody indukcji reguł decyzyjnych.

## 2. POZYSKIWANIE WIEDZY OD SPECJALISTÓW

Wiedza diagnostyczna może być pozyskana od ekspertów lub z baz danych. Eksperti powinni ograć istotną rolę szczególnie w początkowym etapie tworzenia systemu ekspertowego [3, 4].

Podczas wieloletniej pracy zawodowej zdobywają oni wiedzę i doświadczenie niezbędne do prowadzenia eksploatacji silników okrętowych. Istotną częścią tej wiedzy jest umiejętność oceny stanu technicznego. Obejmuje ona podstawy fizyczne działania silnika spalinowego, uszkodzenia oraz ich symptomy.

Biorąc pod uwagę niekompletność oraz brak usystematyzowanej wiedzy związanej z diagnozowaniem silników okrętowych podjęto próbę jej pozyskania od specjalistów.

### 2.1. Metodyka badań ekspertowych

Do pozyskiwania wiedzy od specjalistów wykorzystano wywiad kwestionariuszowy [4]. Metoda ta, polega na zbieraniu informacji za pomocą zestawu pytań, dotyczących określonych problemów badawczych. Pytania są przedstawiane najczęściej w postaci drukowanego formularza [6].

Celem badań ekspertowych była weryfikacja częstości występowania uszkodzeń silników okrętowych oraz próba wytypowania obserwowanych symptomów tych uszkodzeń wraz z określeniem wskaźników ich pewności. Pytania w kwestionariuszu obejmowały następujące zagadnienia:

- określenie częstości występowania uszkodzeń wyróżnionych układów funkcjonalnych silnika okrętowego;
- określenie częstości występowania uszkodzeń poszczególnych elementów układów funkcjonalnych;
- określenie objawów i przyczyn uszkodzeń.

Kwestionariusz przygotowano w formie tabeli. Listę uszkodzeń opracowano na podstawie badań literaturowych [7, 8]. Pytania w ankiecie miały charakter otwarty, przewidziano również możliwość rozszerzania listy o nowe uszkodzenia zaproponowane przez eksperta.

W systemach ekspertowych zachodzi konieczność reprezentacji wiedzy niedokładnej i przybliżonej. Wynika to przede wszystkim z faktu, wykorzystywania subiektywnych opinii specjalistów. Najczęściej w takim przypadku stosuje się różne kategorie stopni pewności CF (ang. certainty factor lub confident factor) [1, 7]. Na

potrzeby badań, wartości wskaźników pewności zostały wyznaczone na podstawie liczby wskazań danego objawu przez ekspertów zgodnie ze wzorem:

$$CF = (X_i \rightarrow sd_i) = \frac{n_{oj,xi}}{N_{oj}} \quad (1)$$

gdzie:

CF – wskaźnik pewności symptomu diagnostycznego;

$n_{oj,xi}$  – liczba wskazań j-tego objawu przez ekspertów przy i-tym stanie niezdatności;

$N_{oj}$  – liczba ekspertów biorących udział w badaniach.

Badania przeprowadzono na grupie 23 oficerów mechaników floty handlowej. Kryterium doboru osób biorących udział w badaniu ekspertowych było posiadanie stopnia morskiego przynajmniej II oficera mechanika oraz wymagany 2 letni okres praktyki na tym stanowisku. W badanej grupie 10 osób posiadało dyplom starszego mechanika pozostali natomiast II oficera mechanika.

### 2.2. Wyniki badań

Pierwszy etap badań dotyczył częstości występowania uszkodzeń poszczególnych układów funkcjonalnych okrętowego silnika tłokowego. Pytania zostały przedstawione w formie tabeli zawierającej nazwy poszczególnych układów oraz rubryki, w których eksperci wpisywali odpowiedzi. W celu ułatwienia ekspertom określenia częstości występowania uszkodzeń danego układu, wprowadzono zbiór zawierający określone wartości częstości. Zbiór ten przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Skala punktowa częstości występowania uszkodzeń

Określenie	Ilość punktów
Nie spotkałem	0
Bardzo rzadko	1
Rzadko	2
Często	3
Bardzo często	4

Pytania pierwszej części ankiety obejmowały uszkodzenia następujących układów silnika tłokowego:

- układ paliwowy;
- układ tłokowo-korbowy;
- komora spalania;
- układ wymiany czynnika roboczego;
- układ rozruchowo nawrotny;
- układ chłodzenia;
- układ oleju smarnego.

Na podstawie uzyskanych wyników obliczono wartości średnie częstości uszkodzeń, które przedstawiono w tabeli 2:

Tabela 2. Średnie wartości częstości uszkodzeń poszczególnych układów silnika

L.p.	Nazwa układu	Częstość uszkodzeń
1.	Układ paliwowy	2,9
2.	Układ wymiany czynnika roboczego	1,7
3.	Komora spalania	1,5
4.	Układ smarowania	1,5
5.	Układ tłokowo-korbowy	1,5
6.	Układ chłodzenia	1,4
7.	Układ rozruchowo-nawrotny	1,3

Według ekspertów największa liczba uszkodzeń występuje w układzie paliwowym (2,9). Zgodnie z zaproponowaną skalą można ją określić jako – często. Na drugim miejscu został wytypowany układ wymiany czynnika roboczego ze średnią częstością uszkodzeń wynoszącą 1,7 (rzadko). W przypadku pozostałych układów średnia częstość uszkodzeń

została określona na poziomie 1,5, a więc bardzo rzadko – rzadko.

Celem drugiej części ankiety było określenie symptomów oraz częstości występowania uszkodzeń w poszczególnych układach funkcjonalnych silnika. Skalę punktową częstości występowania uszkodzeń przedstawiono w tabeli nr 3.

Tabela 3. Skala punktowa częstości występowania uszkodzeń elementów silnika

Określenie	Ilość punktów
Nie spotkałem	0
Rzadko	1
Często	2
Bardzo często	3

Wyniki badań dla układu paliwowego przedstawiono w tabelach 4, 5.

Tabela 4. Tablica częstości występowania uszkodzeń elementów układu paliwowego silnika okrętowego

Nr	Stany niezdatności $f_i$	Częstość uszkodzeń
1	Zakoksowanie otworków wtryskiwacza	1,5
2	Zmiana charakterystyki sprężyny wtryskiwacza	1,4
3	Nieszczelność (podciekanie) wtryskiwacza	1,3
4	Zużycie iglicy wtryskiwacza	1,2
5	Zatarcie pompy wtryskowej	1,2
6	Nieszczelność przewodu wysokiego ciśnienia	1,1
7	Nieszczelność pompy wtryskowej	1
8	Zatarcie iglicy wtryskiwacza	1
9	Pęknięcie sprężyny wtryskiwacza	0,6

Tabela 5. Tablica reprezentacji wiedzy diagnostycznej dla układu paliwowego silnika okrętowego wraz z wyznaczonymi wskaźnikami pewności symptomów

Stany niezdatności $f_i$	Symptomy diagnostyczne $s_{d_j}$	1	2	3	4	5
	Średnie ciśnienie indykowane - spadek					
Zakoksowanie otworków wtryskiwacza	1	0,43	0,22	0,43		
Zmiana charakterystyki sprężyny wtryskiwacza	2	0,26				
Nieszczelność (podciekanie) wtryskiwacza	3	0,30	0,22		0,39	
Zużycie iglicy wtryskiwacza	4	0,30				
Zatarcie pompy wtryskowej	5	0,22	0,22	0,43		
Nieszczelność przewodu wysokiego ciśnienia	6			0,35		0,48
Nieszczelność pompy wtryskowej	7	0,26	0,35	0,35		
Zatarcie iglicy wtryskiwacza	8	0,30	0,22		0,26	
Pęknięcie sprężyny wtryskiwacza	9	0,30	0,22	0,22		

Badania ekspertowe wskazują, że w przypadku układu paliwowego najczęściej występują uszkodzenia wtryskiwacza. Zaliczono do nich takie uszkodzenia jak:

- zakokosowanie otworków – 1,5;
- zmiana charakterystyki sprężyny – 1,4;
- nieszczelność (podciekanie) – 1,3;
- zużycie iglicy – 1,2.

Pozostałym uszkodzeniom układu paliwowego przypisano częstości w granicach lub poniżej 1, a więc rzadko – nie spotkałem. Zdecydowana większość ekspertów przypisała uszkodzeniom tego układu zbliżone symptomy diagnostyczne. W większości przypadków wymienili oni spadek średniego ciśnienia indykowanego, spadek maksymalnego ciśnienia spalania oraz temperatury spalin za cylindrem jako objawy uszkodzeń tego układu. Nie jest możliwe zatem wyodrębnienie relacji diagnostycznych, które w sposób jednoznaczny umożliwiałyby identyfikację tych uszkodzeń.

Drugim układem funkcjonalnym, któremu eksperci przypisali najmniejszą niezawodność był układ wymiany czynnika roboczego. Tutaj wskazano przede wszystkim na dwa uszkodzenia, które pojawiają się najczęściej – wzrost oporów na chłodnicy powietrza (1,4) oraz wzrost oporów na filtrze powietrza (1,3). Dla wszystkich uszkodzeń układu wymiany czynnika roboczego, eksperci wyodrębnili symptomy, które pozwalają w sposób jednoznaczny zidentyfikować uszkodzenia tego układu.

Należy jednak stwierdzić, że wskaźniki pewności wyodrębnionych symptomów uszkodzeń wszystkich badanych układów silnika były niskie. W żadnym przypadku nie przekraczały wartości 0,5, a wartość średnia kształtowała się w granicach 0,3. Oznacza to, że tylko 30 % badanych ekspertów była zgodna co do występujących symptomów badanych uszkodzeń.

### 3. POZYSKIWANIE WIEDZY Z BAZ DANYCH

Rozwój systemów informatycznych i ich powszechna dostępność, spowodowały że są one coraz częściej stosowane w siłowniach okrętowych. Współczesne systemy kontrolne, oprócz pomiaru szeregu parametrów pracy siłowni, umożliwiają także ich automatyczną rejestrację. W wyniku działania tych systemów powstają obszerne zbiory danych, których analiza oraz poprawna interpretacja coraz częściej przekracza możliwości człowieka. W związku z tym nastąpił rozwój metod i narzędzi informatycznych wspomagających proces pozyskiwania wiedzy z baz danych (ang. Knowledge Discovery).

Metody umożliwiające pozyskiwanie wiedzy z baz danych są alternatywą dla mało efektywnych metod pozyskiwania wiedzy od ekspertów. Według

[4] metody te można podzielić na dwie grupy: uczenia maszynowego (dla przykładów wstępnie sklasyfikowanych) oraz odkryć w bazach danych (dla przykładów niesklasyfikowanych).

W badaniach będących przedmiotem pracy ograniczono się do metod uczenia maszynowego. Proces uczenia, w takim przypadku, polega na poszukiwaniu hipotez opisujących pojęcie. Termin pojęcie, inaczej klasa, oznacza zbiór obiektów posiadających pewne wspólne cechy. Poprzez hipotezę rozumie się natomiast funkcję przypisującą przykładom ich kategorii. Uczenie jest realizowane na podstawie przykładów i kontrprzykładów wybranego pojęcia [2].

Wynikiem działania algorytmów uczenia maszynowego jest zbiór funkcji (hipotez) odwzorowujących przykłady na odpowiedni zbiór pojęć. Funkcje te, w zależności od przyjętej formy reprezentacji poszukiwanej wiedzy, mogą być pozyskiwane wieloma metodami. Na potrzeby niniejszej pracy ograniczono się do reprezentacji wiedzy w formie reguł.

Regułę  $r$  opisującą pojęcie  $K$  można zdefiniować jako wyrażenie postaci:

$$r: \text{jeżeli } P \text{ to } Q \quad (2)$$

gdzie:  $P$  jest częścią warunkową (przesłanką) reguły oraz  $Q$  jest częścią decyzyjną (konkluzją reguły) określającą, że dany obiekt spełniający konkluzję należy do pojęcia  $K$ .

Zbiór przykładów uczących dla potrzeb uczenia maszynowego najczęściej jest reprezentowany w postaci tablic informacyjnych lub tablic decyzyjnych. Są to uporządkowane zbiory atrybutów obiektów. Tablica decyzyjna zawiera dodatkowo zbiór wartości atrybutu decyzyjnego, który jest podstawą uczenia nadzorowanego [2].

#### 3.1. Badania doświadczalne

Oceny przydatności wybranych algorytmów indukcji reguł, dokonano na danych pozyskanych w ramach eksperymentu czynnego na rzeczywistym obiekcie.

Porównano wyniki uzyskane za pomocą algorytmu MODLEM, umożliwiającym bezpośrednią indukcję z danych numerycznych, z wynikami uzyskanymi za pomocą klasycznego algorytmu LEM2. Obydwa algorytmy zastosowano dla danych poddanych wcześniejszej dyskretyzacji oraz danych oryginalnych nie poddanych dyskretyzacji. Dyskretyzacji wstępnej dokonano za pomocą dwóch metod: globalnej oraz lokalnej.

Badania doświadczalne przeprowadzono na czterosuwowym silniku typu Sulzer 3A1 25/30 o mocy nominalnej  $N_n=408$  kW i prędkości obrotowej  $n=750$  obr/min doładowanym turbosprężarką. Silnik został wyposażony w układ pomiarowy umożliwiający rejestrację podstawowych parametrów roboczych takich jak ciśnienia i temperatury spalin, powietrza

doładowującego, wody chłodzącej oraz oleju smarowego. Dodatkowo były mierzone przebiegi ciśnień szybkozmiennych w cylindrach silnika oraz w przewodach paliwowych. Wszystkie parametry były automatycznie zapisywane w bazie danych zintegrowanej z systemem pomiarowym.

Program badań zrealizowano zgodnie z planem eksperymentu czynnego. Podczas eksperymentu symulowano jeden poziom określonego uszkodzenia, następnie dokonywano pomiarów wszystkich parametrów, w zakresie pracy silnika od 50 do 250 kW. Doświadczenie nie uwzględniało występowania wielu uszkodzeń jednocześnie oraz różnego poziomu natężenia danego uszkodzenia.

Uwzględniono następujące uszkodzenia silnika:

- spadek wydajności sprężarki powietrza;
- zanieczyszczenie filtra powietrza;
- zanieczyszczenie chłodnicy powietrza;
- zużyta pompa wtryskowa na cyl. nr 2;
- zakokszowany wtryskiwacz na cyl. nr 2;
- zanieczyszczenie traktu wydechowego.

Wyniki badań zapisano w formie macierzy, której wiersze obejmują poszczególne stany silnika, kolumny natomiast wartości poszczególnych parametrów. Do uzyskanej macierzy dodano kolumnę zawierającą sygnatury symulowanych uszkodzeń, uzyskując w ten sposób tablicę decyzyjną. Tablica zawierała 215 przykładów uczących, każdy opisany 43 atrybutami typu numerycznego. Na podstawie przygotowanej tablicy decyzyjnej dokonano indukcji reguł algorytmami LEM2 oraz MODLEM.

### 3.2. Ocena wyników eksperymentu

Ocena uzyskanych zbiorów reguł była realizowana w perspektywie klasyfikacji. Badano możliwość rozpoznawania przez klasyfikator

regułowy symulowanych stanów silnika. Do bezpośredniej oceny sprawności klasyfikacji zastosowano technikę *k-fold cross validation*. W metodzie tej zbiór przykładów jest losowo podzielony na  $k$  podzbiorów  $U=E_1 \cup \dots \cup E_k$ . W  $i$ -tej iteracji ( $1 \leq i \leq k$ ), zbiór uczący stanowi zbiór  $E_u=U \setminus E_i$ , a sam zbiór  $E_i$  jest zbiorem przykładów testowych. Trafność klasyfikowania jest wyliczana jako wartość średnia z trafności estymowanych w każdej iteracji. Warunkiem stosowania tej techniki jest liczba przykładów powyżej 100. Dobór parametru  $k$  powinien być uzależniony od liczebności przykładów (zalecana jest wartość  $k=10$ ).

W tabeli 7 przedstawiono liczbę reguł oraz trafności klasyfikacji uzyskane techniką *10-fold cross validation* dla badanych algorytmów indukcji reguł decyzyjnych.

Uzyskane wyniki potwierdzają wysoką skuteczność algorytmu MODLEM dla danych nie poddanych wcześniejszej dyskretyzacji. Uzyskana trafność klasyfikacji estymowana techniką *10-fold cross validation* wyniosła odpowiednio 92% - dla MODLEM (entropy) oraz 76% dla MODLEM (laplace). Trafność klasyfikacji uzyskana algorytmem LEM2 wyniosła w tym przypadku 10%. Inaczej relacje te wyglądają w przypadku zastosowania dyskretyzacji wstępnej metodą lokalną. Uzyskane wyniki klasyfikacji w przypadku wszystkich algorytmów są bardzo wysokie i wynoszą 97%. Brak jest zatem w sytuacji zastosowania dyskretyzacji wstępnej przewagi algorytmu MODLEM nad LEM2. Należy również stwierdzić, że w rozpatrywanym przypadku, zdecydowanie najlepsze rezultaty uzyskano przy zastosowaniu dyskretyzacji wstępnej metodą lokalną.

Tab. 7. Porównanie wyników trafności klasyfikacji uzyskanych algorytmami LEM2 oraz MODLEM

Rodzaj dyskretyzacji wstępnej	Algorytm indukcji reguł	Ilość uzyskanych reguł	Trafność klasyfikacji (10-fold cross validation)
Bez dyskretyzacji	LEM2	132	10 %
	MODLEM (entropy)	9	92 %
	MODLEM (laplace)	30	76 %
Dyskretyzacja wstępna metodą lokalną	LEM2	17	97 %
	MODLEM (entropy)	14	97 %
	MODLEM (laplace)	18	98 %
Dyskretyzacja wstępna metodą globalną	LEM2	43	84 %
	MODLEM (entropy)	45	79 %
	MODLEM (laplace)	6	40 %

#### 4. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych badań wstępnych nad możliwością pozyskania wiedzy dla potrzeb diagnostycznego systemu ekspertowego można stwierdzić:

- Do najbardziej zawodnych układów okrętowego silnika spalinowego eksperci zaliczyli układ paliwowy oraz układ wymiany czynnika roboczego.
- Na podstawie uzyskanych kwestionariuszy badań ekspertowych, nie jest możliwe wyodrębnienie jednoznacznych symptomów uszkodzeń silnika. W wielu przypadkach eksperci wskazywali bardzo zbliżone symptomy szczególnie dla uszkodzeń układu paliwowego.
- Zaobserwowano również duże rozbieżności w opiniach ekspertów. W żadnym przypadku uzyskane wskaźniki pewności symptomów uszkodzeń (CF) nie przekraczały wartości 0,5, a średnio wynosiły około 0,3.
- Alternatywą dla mało efektywnych metod pozyskiwania wiedzy od specjalistów są metody umożliwiające pozyskiwanie wiedzy z baz danych.
- Stwierdzono wysoką przydatność algorytmów LEM2 oraz MODLEM do automatycznego pozyskiwania reguł diagnostycznych z diagnostycznej bazy danych. Średnia trafność klasyfikacji estymowana metodą *10-fold cross validation* wyniosła 97%.
- Algorytmy automatycznej indukcji mogą być wykorzystywane do pozyskiwania wiedzy z baz danych dla potrzeb diagnostycznego systemu ekspertowego.

#### LITERATURA

- [1] Cholewa W., *Metoda diagnozowania maszyn z zastosowaniem zbiorów rozmytych*. ZN Pol. Śląskiej nr 764, Seria: Mechanika z. 79, Gliwice 1983.
- [2] Stefanowski J.: *Algorytmy indukcji reguł decyzyjnych w odkrywaniu wiedzy*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Rozprawy nr 361, Poznań 2001.
- [3] Michalski R. S.: *A theory and methodology of inductive learning*. Artificial Intelligence 20 (1983), pp. 111-161.
- [4] Moczulski W.: *Metody pozyskiwania wiedzy dla potrzeb diagnostyki maszyn*. ZN Pol. Śląskiej nr 1382, Seria: Mechanika z. 130, Gliwice 1997.
- [5] Mulawka J.: *Systemy ekspertowe*. WNT, Warszawa 1996.
- [6] Łobocki M., *Wprowadzenie do metodologii badań pedagogicznych*. Oficyna Wydawnicza IMPULS, Kraków 2001.
- [7] Żółtowski B., Cempel Cz.: *Inżyniera Diagnostyki Maszyn*. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Instytut Technologii Eksploatacji PIB Radom, Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004.

- [8] Grzywaczewski Z.: *Niezawodność statków*. Wydawnictwa Przemysłu maszynowego WEMA, Warszawa 1988.
- [9] Quilian J. R.: *Induction of decision trees*. Machine Learning, 1 (1986).
- [10] Michalski R. S.: *A theory and methodology of inductive learning*. Artificial Intelligence 20 (1983).
- [11] Cichosz P.: *Systemy uczące się*. WNT, Warszawa 2007.
- [12] Pawletko R.: *Wykorzystanie systemu ekspertowego do diagnozowania okrętowego silnika spalinowego*. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 14, No. 2 2007.
- [13] R. Pawletko, *Metody pozyskiwania i reprezentacji wiedzy dla potrzeb diagnozowania okrętowego silnika tłokowego*. Diagnostyka Nr 4(40)/2006.



Mgr inż. **Rafał PAWLETKO** jest asystentem w Katedrze Siłowni Okrętowych, Wydziału Mechanicznego Akademii Morskiej w Gdyni. Zajmuje się diagnostyką okrętowych silników spalinowych.

## ZASTOSOWANIE TRÓJWYMIAROWYCH TECHNIK WIZYJNYCH DO POMIARU I ANALIZY DRGAŃ

Piotr KOHUT, Piotr KUROWSKI

Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Katedra Robotyki i Mechatroniki  
Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, e-mail: [pmo@agh.edu.pl](mailto:pmo@agh.edu.pl); [kurowski@agh.edu.pl](mailto:kurowski@agh.edu.pl)

### Streszczenie

Obecnie dużą wagę przywiązuje się do nowoczesnych bezstykowych metod pomiaru drgań mechanicznych. Mogą być tutaj wykorzystywane różne techniki, np. magnetyczne, laserowe, wizyjne, akustyczne. W prezentowanym artykule autorzy skupiają się na wykorzystaniu technik wizyjnych, a w szczególności na zastosowaniu metody struktury z ruchu do pomiaru i analizy drgań. Na bazie dekompozycji na wartości osobliwe zostały opracowane i zaimplementowane ich różne modele: prostopadły, skalowany prostopadły oraz para-perspektywiczny. Amplituda drgań jest wyznaczana dla wybranych punktów pomiarowych analizowanego obiektu. Każdy punkt reprezentowany jest przy pomocy znacznika montowanego na konstrukcji. W artykule zawarto rozważania teoretyczne dotyczące omawianych metod, ich weryfikację na podstawie danych symulacyjnych oraz wstępne testy eksperymentalne.

Słowa kluczowe: trójwymiarowe techniki wizyjne, struktura z ruchu, pomiary drgań.

### APPLICATION OF 3D VISION TECHNIQUES FOR VIBRATION MEASUREMENT AND ANALYSIS

#### Summary

At present time they attach importance to modern non-contact methods of mechanical vibration measurements. There can be used various techniques, e.g.: magnetic, laser, visual, and acoustics. In the paper authors concentrate in application of vision techniques: structure from motion for vibration measurement and analysis in particular. There were developed and implemented various models: orthographic, scaled orthographic and para-perspective on the basis of singular value decomposition method. Amplitude of vibration was calculated for selected measurement points of analysed object. Each measurement point was represented by means of marker mounted on a construction. In the paper theoretical considerations of mentioned methods and verification based on simulation data as well as initial experimental tests were discussed.

Keywords: 3D vision techniques, structure from motion, vibration measurement.

## 1. WPROWADZENIE

Rekonstrukcja trójwymiarowej struktury oraz ruchu obiektów sceny z sekwencji obrazów jest jednym z najczęściej podejmowanych i studiowanych problemów dotyczących technik wizyjnych. Znajduje ona zastosowanie w wielu aplikacjach inżynierskich włączając nawigację, naprowadzanie i czynności manipulacyjne robotów oraz kartografię. W diagnostyce techniki wizyjne znajdują zastosowanie w monitorowaniu stanu urządzeń jako narzędzia do detekcji i lokalizacji pojawiających się na konstrukcji uszkodzeń [5] do pomiaru wielkości charakteryzujących własności dynamiczne konstrukcji [6, 7]. W tradycyjnych technikach pomiaru drgań maszyn, urządzeń i konstrukcji wykorzystywane są przetworniki takie jak: akcelerometry, przetworniki siły, czujniki tensometryczne. Zastosowanie tego rodzaju przetworników wymaga ich bezpośredniego

umocowania do badanych elementów podczas przeprowadzania eksperymentu. W wielu przypadkach nie jest to ani możliwe ani pożądane, np. kiedy badaniu struktury towarzyszą niebezpieczne warunki pracy, wysoka temperatura lub ograniczenia techniczno-konstrukcyjne i eksploatacyjne. Innym powodem są niskoczęstotliwościowe drgania często spotykane w konstrukcjach mostów, wiaduktów, masztów, kominów, w pojazdach, pomostach operatorów maszyn i urządzeń, stropach budynków, itp. Ich pomiar ze względu na niskie pasmo częstotliwości jest trudny, a często wręcz niemożliwy za pomocą standardowych akcelerometrów. Stwarza to konieczność wykorzystania innych narzędzi pomiarowych opartych o bezkontaktowe metody realizacji pomiaru. W takich przypadkach system wizyjny jako narzędzie łatwe w użyciu, dokładne oraz uniwersalne może być dobrą alternatywą dokonywania pomiaru drgań. Dodatkową zaletą

takiego podejścia jest możliwość realizacji pomiaru w całym analizowanym obszarze nie zaś punktowo jak ma to miejsce w technikach klasycznych.

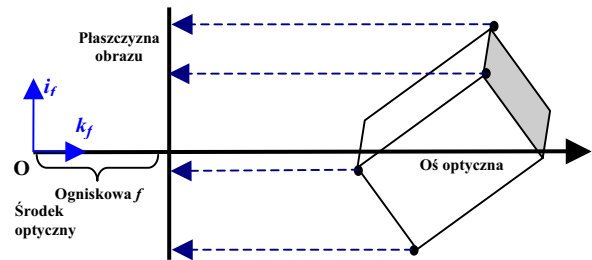
W artykule przedstawiono sposób wykorzystania technik struktury z ruchu do trójwymiarowego pomiaru amplitudy drgań wybranych elementów maszyn, urządzeń i konstrukcji oraz rekonstrukcji trójwymiarowej struktury badanych obiektów.

Metoda rozkładu na czynniki wprowadzona przez Kanade [14] jest jednym z najbardziej efektywnych algorytmów umożliwiających jednocześnie uzyskanie kształtu obiektu oraz ruchu kamery z sekwencji obrazów bez przyjęcia modelu ruchu takiego jak stała translacja lub rotacja. W pierwszych pracach została ona jednak ograniczona do modelu prostopadłego, w którym niedostępna jest informacja o odległości kamery od obiektu oraz niemożliwa jest estymacja translacji wzdłuż osi optycznej kamery. Wady te w znaczny sposób ograniczyły użyteczność metody w wielu aplikacjach. Technika ta została rozszerzona do wielu perspektywicznych aproksymacji skupiających rzutowanie perspektywiczne w zakresie równań liniowych. Prace [1, 2, 10, 11, 12] dotyczą modelu prostopadłego skalowanego zaś w pracach [1, 11, 12] przedstawiony został również model para-perspektywiczny.

## Modele rzutu

### Model prostopadły

W modelu prostopadłym (rys. 1) wszystkie promienie biegnące od punktu obiektu rzutowane są równoległe na płaszczyznę obrazu. W tym modelu wartości współrzędnych punktu obiektu  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  rzutowane są bezpośrednio na płaszczyznę obrazu. Głębina,  $Z$ , jest pomijana. Rzutowanie prostopadłe przedstawiają równania (1).



Rys. 1. Model prostopadły

$$\begin{aligned} u &= X \\ v &= Y \end{aligned} \quad (1)$$

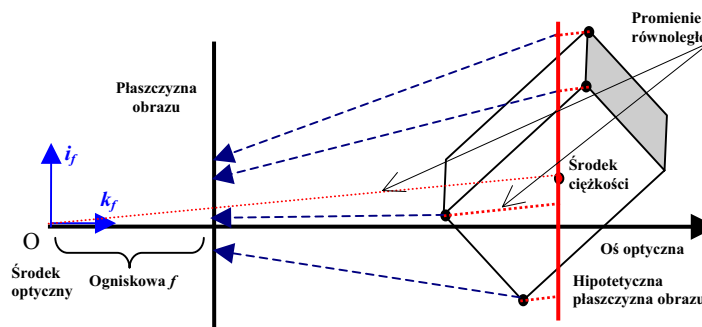
### Model prostopadły skalowany (słaba perspektywa)

W porównaniu do modelu prostopadłego model słabej perspektywy (rys. 2.) zapewnia efekt skalowania, który obiekty bliższe skaluje jako większe, zaś dalsze jako mniejsze. W tym modelu, w pierwszej kolejności, punkty obiektu rzutowane są wzdłuż osi równoległej do osi optycznej kamery na płaszczyznę hipotetyczną prostopadłą do osi optycznej i przechodzącą przez środek ciężkości obiektu. Następnie punkty te rzutowane są zgodnie z rzutowaniem perspektywicznym z płaszczyzny hipotetycznej na płaszczyznę obrazu ze współczynnikiem skali. Równoważne jest to efektowi skalowania przez stosunek długości ogniskowej do odległości do płaszczyzny hipotetycznej. Model zakłada, że wszystkie punkty posiadają tę samą wartość głębokości  $Z_0$ . Opisany jest za pomocą liniowych równań (2) zawierających długość ogniskowej  $f$  oraz stałą głębokość  $Z_0$ :

$$\begin{aligned} u &= f \frac{X}{Z_0} \\ v &= f \frac{Y}{Z_0} \end{aligned} \quad (2)$$

### Model para-perspektywiczny

W porównaniu do modelu słabej perspektywy model para-perspektywiczny (rys. 3.) oprócz efektu skalowania zawiera również efekt położenia, który dalsze obiekty obrazu modeluje jako widziane pod innym kątem niż obiekty znajdujące się bliżej środka



Rys. 2. Model prostopadły skalowany



rzutowania. W tym modelu w pierwszym etapie punkty obiektu rzutowane są wzdłuż kierunku prostej łączącej punkt ogniskowej ze środkiem ciężkości obiektu na płaszczyznę hipotetyczną równoległą do płaszczyzny obrazu, przechodzącą przez środek ciężkości obiektu. A następnie punkty te rzutowane są zgodnie z rzutowaniem perspektywicznym z płaszczyzny hipotetycznej na płaszczyznę obrazu. Ponieważ wszystkie punkty znajdują się na płaszczyźnie hipotetycznej równoległej do płaszczyzny obrazu jest to równoważne ze skalowaniem obrazu przez współczynnik będący stosunkiem długości ogniskowej do odległości od płaszczyzny hipotetycznej.

Różnica między modelem prostopadłym skalowanym i para-perspektywicznym zawarta jest w sposobie rzutowania na płaszczyznę hipotetyczną. Mając dane położenie środka ciężkości obiektu  $(X_0, Y_0, Z_0)^T$ , długość ogniskowej  $f$  oraz wartość głębi  $Z_0$  model opisany jest za pomocą następujących równań:

$$u = f \frac{X - X_0 \frac{Z}{Z_0} + X_0}{Z_0} \quad (3)$$

$$v = f \frac{Y - Y_0 \frac{Z}{Z_0} + Y_0}{Z_0}$$

### Struktura z ruchu

Metoda „struktura z ruchu” umożliwia odtworzenie geometrii sceny oraz ruchu kamery z uzyskanej sekwencji obrazów. Do jej wyznaczenia wykorzystywana jest technika dekompozycji macierzy. Metoda „faktoryzacji” - dekompozycji na wartości szczególne należy do metod typu rzadkiego (ang. „sparse”), czyli metod bazujących na wybranych cechach obrazu. Najistotniejszą ideą tego podejścia stanowi brak konieczności posiadania wiedzy o ilości obiektów oraz początkowej segmentacji, a macierz pomiarowa jest poddawana globalnej dekompozycji na dwie macierze (macierz

ruchu oraz struktury) i charakteryzuje się dużą odpornością na szum. Metoda ta daje bardzo dobre wyniki dla obiektów rejestrowanych z dużych odległości. Oryginalne założenia faktoryzacji podane w pracy [12, 14] są następujące:

- model kamery jest prostopadły;
- położenia  $n$  punktów obrazu  $(u_{fp}, v_{fp})$  śledzone są w  $F$  sekwencji ramek ( $F \geq 3$ );  $n$  punktów obrazu odpowiada  $P$  punktom sceny.
- nie wszystkie śledzone punkty sceny są współpłaszczyznowe.

Istota problemu polega na wyznaczeniu ruchu kamery między kolejnymi ramkami obrazu mając dane położenia punktów obrazu  $(u_{fp}, v_{fp})$  śledzonych przez  $F$  ramek obrazu ( $1 \leq f \leq F$ ,  $1 < p \leq n$ ). Podstawowym zadaniem jest śledzenie cech  $(u_{fp}, v_{fp})$  w sekwencji  $f$  ramek dla  $p$  punktów.

Algorytm śledzenia cech [3, 8, 9, 16] oparto o model translacyjny, w którym przemieszczenie  $h$  cechy obrazu  $x$  pomiędzy kolejnymi klatkami może zostać wyznaczone poprzez minimalizację sumy różnic kwadratów pomiędzy dwoma obrazami  $I_i(x)$  oraz  $I_{i+1}(x+d)$  w małym oknie  $W(x)$  wokół punktu cechy  $x$ . Problem minimalizacji dla przemieszczenia  $d$  zapisano jako (4):

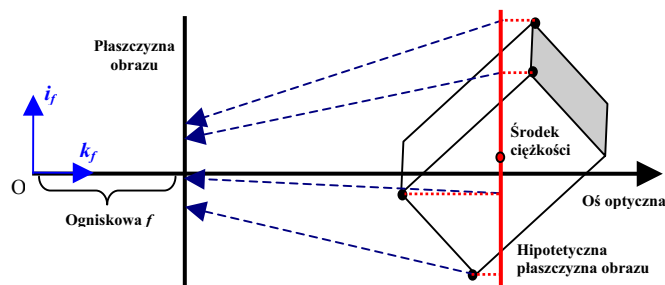
$$\min_h E(h) = \min_h \sum_{x \in W(x)} [I_i(\tilde{x} + h) - I_i(\tilde{x})]^2 \quad (4)$$

Zgodnie z pracami [11, 12, 14] początek globalnego układu współrzędnych (rys.4) przyjęty został w środku ciężkości punktów obiektu  $P$ ;  $s_p = (x_p, y_p, z_p)^T$ ,  $p = 1, \dots, P$  w przestrzeni która odpowiada punktom cech  $P$  śledzonych w sekwencji obrazów.

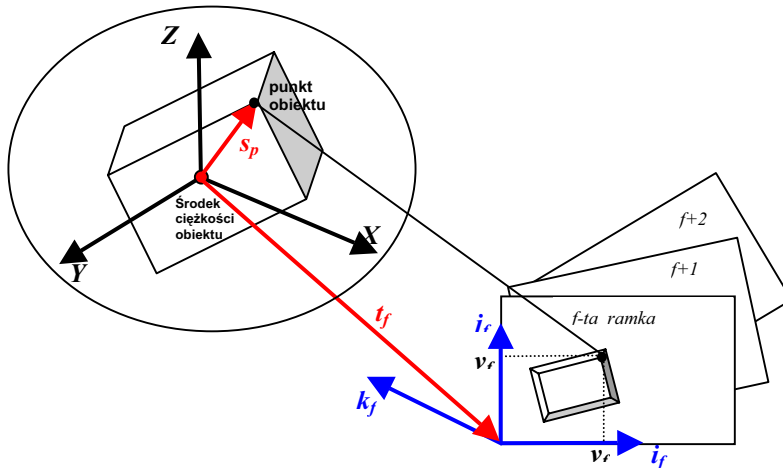
Z rys. 4 wynika, że rzut położenia cech obrazu  $(u_{fp}, v_{fp})$  punktów  $s_p = (x_p, y_p, z_p)^T$  na ramkę obrazu  $f$  opisany jest równaniami (4):

$$\begin{aligned} u_{fp} &= i_f^T (s_p - t_f) \\ v_{fp} &= j_f^T (s_p - t_f) \end{aligned} \quad (5)$$

gdzie:  $t_f$  – wektor translacji skierowany od początku układu globalnego do początku ramki obrazu  $f$ . Wektor ten wykorzystany zostanie do wyznaczenia drgań analizowanych obiektów.



Rys. 3. Model para-perspektywiczny



Rys. 4. Układ referencyjny:  $s_p$  – położenie cechy punktu  $P$  w globalnym układzie współrzędnych, którego początek leży w środku masy wszystkich punktów obiektu sceny.  $R$  – macierz orientacji kamery dla ramki  $f$  reprezentowana jest przez trzy wersory osi  $i_f, j_f, k_f$  ( $i_f$  – odpowiada osi  $x$  na płaszczyźnie obrazu zaś  $j_f$  osi  $y$ ); wektory  $i_f, j_f$  są gromadzone dla wszystkich ramek  $F$  jako macierz ruchu  $R$ . Układ współrzędnych scentrowany w obiekcie – początek znajduję się w środku ciężkości punktów sceny  $P_1 \dots P_n$ .

Początek układu globalnego układu współrzędnych jest położony w środku ciężkości punktów obiektu (6).

$$\frac{1}{P} \sum_{p=1}^P s_p = 0 \quad (6)$$

Po odjęciu średniej wartości położenia 2D równania pomiarowe przyjmują postać:

$$\begin{aligned} u_{fp} &= i_f^T s_p \\ v_{fp} &= j_f^T s_p \end{aligned} \quad (7)$$

gdzie:  $i_f$  – składowa macierzy orientacji,  $s_p$  – wektor położenia.

Poprzez połączenie ich w formę macierzy otrzymuje się macierz pomiarową w postaci:

$$\tilde{W} = RS \quad (8)$$

gdzie:

$R = (i_1, \dots, i_F, j_1, \dots, j_F)^T$  – macierz orientacji  
 $S = (s_1, \dots, s_p)$  – macierz kształtu (wyrażona w układzie dołączonym do środka ciężkości analizowanego obiektu)

Rozmiar macierzy pomiaru wznosi:  $\tilde{W} = R_{2F \times 3} S_{3 \times p}$

Zastosowanie metody dekompozycji sprowadza się do wykorzystania algorytmu SVD umożliwiającego znalezienie rozkładu macierzy  $\tilde{W}$  względem wartości szczególnych. Czyli optymalizacji ruchu i kształtu za pomocą metody najmniejszych kwadratów.

Kolejno dokonuje się:

a) wyznaczenia

$$\tilde{W} = UDV \quad (9)$$

w którym  $D$  musi być rzędu 3. W przypadku szumu równanie (9) przyjmie postać:

$$\tilde{W} = UDV = U' D' V' + U'' D'' V'' \quad (10)$$

**Teoria rzędu dla pomiarów z szumem:** cała informacja o strukturze i orientacji w  $\tilde{W}$  zawarta jest w trzech największych wartościach własnych.

Drugi składnik macierzy  $\tilde{W}$  odpowiada za szum. W pracy rozważono:  $U'' D'' V'' = 0$

$$\begin{aligned} D &= D(1:3, 1:3) \\ U &= U(:, 1:3) \\ V &= V(:, 1:3) \end{aligned} \quad (11)$$

b) i konstrukcji

$$\begin{aligned} \hat{R} &= U' \sqrt{D'} \\ \hat{S} &= \sqrt{D'} V'^T \end{aligned} \quad (12)$$

Dekompozycja macierzy  $\tilde{W}$  za pomocą SVD nie jest jednoznaczna:

$$\begin{aligned} W &= UDV \\ W &= \hat{R}\hat{S} = \hat{R}(QQ^{-1})\hat{S} = (\hat{R}Q)(Q^{-1}\hat{S}) \end{aligned} \quad (13)$$

W tym celu należy dołączyć dwa dodatkowe ograniczenia, które muszą spełniać wiersze macierzy  $R$ :

- ✓ wektory trójwymiarowe tworzące wiersze macierzy  $R$  muszą być znormalizowane do jedności
- ✓  $i_i^T$  – ty wyraz macierzy  $R$  musi być ortogonalny do odpowiadającego mu wyrazu  $j_i^T$ .

Macierz korekcji  $Q$  powinna spełniać następującą zależność:

$$\begin{aligned} |m_f|^2 &= i_i^T i Q Q^T i_i = 1 \\ |n_f|^2 &= j_i^T Q Q^T j_i = 1 \\ m_f n_f &= i_i^T Q Q^T j_i = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

Nowe macierze  $R = \hat{R}Q$  oraz  $S = Q^{-1}R$  nadal umożliwiają dekompozycję macierzy  $\tilde{W}$  na wartości osobliwe, zaś wiersze macierzy  $R$  spełniają powyższe ograniczenia (14).

W przypadku prostopadłego modelu kamery metoda nie wyznacza ruchu kamery wzdłuż osi optycznej, w wyniku, czego uzyskana rekonstrukcja kształtu obiektu jest najczęściej zdeformowana. W celu uniknięcia tego problemu stosowane są dwie inne metody [1, 11, 12], które umożliwiają aproksymację perspektywicznego charakteru kamery. Pierwsza z nich przyjmuje *skalowany prostopadły* model kamery, zwany również słabą perspektywą, druga zaś rzutowanie *para-perspektywiczne*. W przypadku metody słabej perspektywy przyjmuje się, że zróżnicowania w głębi obiektu w kierunku osi optycznej są małe w porównaniu do odległości, z której rejestrowany jest obiekt. Metoda wprowadza efekt skalujący współrzędne obrazu przez współczynnik będący stosunkiem długości ogniskowej do głębi. Druga metoda stanowi dużo lepszą aproksymację modelu kamery, ponieważ oprócz efektu skalującego wprowadza efekt położenia. Co oznacza że modeluje bliższe oraz dalsze położenie obiektu od kamery jako efekt obserwacji pod różnym kątem. Wymienione dwie metody wprowadzają inne ograniczenia metryczne na macierz  $Q$  (tab. 1).

Niech  $x_f, y_f$  oraz  $z_f$  oznaczają względne położenie kamery. Można wyróżnić następujące trzy modele kamery z następującymi ograniczeniami:

Tabela 1. Ograniczenia metryczne związane z trzema modelami kamer [8, 9, 11]

Prostopadły	$ m_f ^2 = 1$ $ n_f ^2 = 1$ $m_f * n_f = 0$
Prostopadły skalowany	$ m_f ^2 =  n_f ^2 = 1 / z_f^2$ $m_f * n_f = 0$ $ m_l ^2 = 1$
Para-perspektywiczny	$ m_f ^2 / (1 + x_f^2) =  n_f ^2 / (1 + y_f^2) = 1 / z_f^2$ $m_f * n_f = 0$ $ m_l ^2 = 1$

Następny etap wspomnianych metod, w oparciu o przedstawione w tabeli 1 ograniczenia metryczne, dotyczy wyznaczenia macierzy  $Q$ . W prezentowanej pracy macierz korekcji  $Q$  wyznaczona została za pomocą metody optymalizacyjnej Newton-Raphson'a na podstawie przedstawionych warunków metrycznych.

Zgodnie z pracami [11, 12, 14] zależności umożliwiające obliczenie szukanego wektora  $t_f$  reprezentującego amplitudę drgań obiektu dla modelu kamery słabej perspektywy oraz para-perspektywicznego podano w tabeli 2.

Tabela 2. Zależności opisujące wektor  $t_f$  reprezentujący amplitudę drgań analizowanych obiektów

Model Prostopadły skalowany	$t_f = \begin{bmatrix} \hat{i}_f \\ \hat{j}_f \\ \hat{k}_f \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} z_f x_f \\ z_f y_f \\ -z_f \end{bmatrix}$	$z_f = \sqrt{\frac{1}{2} \left( \frac{1}{ m_f ^2} + \frac{1}{ n_f ^2} \right)}$
Model Para-perspektywiczny		$z_f = \sqrt{\frac{1}{2} \left( \frac{1+x_f^2}{ m_f ^2} + \frac{1+y_f^2}{ n_f ^2} \right)}$

Na podstawie wyznaczonego wektora  $t_f$  możliwe jest uzyskanie położenia kamery dla każdej ramki obrazu (w każdej chwili czasowej). Wektor ten opisuje translację (rys. 4) między początkiem układu współrzędnych kamery, a początkiem globalnego układu współrzędnych (środek ciężkości obiektu). Wyznaczony w każdej chwili czasowej reprezentuje amplitudę drgań obiektu

## 2. WERYFIKACJA METODY

### 2.1. Testy symulacyjne

Opracowane metody struktury z ruchu z różnymi modelami kamer były przedmiotem testów za pomocą serii symulacji. Obiektem symulacji była sześcienna kostka (rys. 7a) reprezentująca punkt pomiarowy na badanej konstrukcji. W pracy przyjęto, że amplituda drgań wyznaczana będzie dla każdego takiego obiektu. Za pomocą wymuszenia sinusoidalnego symulowany był ruch obiektu (drgania) w kierunku wszystkich osi. Dane symulacyjne przyjęto dla kamery skalibrowanej wewnątrz i zewnątrz [4, 9]. Błąd wyznaczony był z zależności (15):

$$error = ||R * (R^T * R)^{-1} * R^T * W - W||^2 \quad (15)$$

gdzie:  $R$  – macierz ruchu kamery (określająca orientację kamery w każdej ramce sekwencji);  $W$  – macierz pomiarowa, wyznaczona po odjęciu wektora określającego środek ciężkości punktów obiektu

Z uwagi na opisane powyżej ograniczenia modelu prostopadłego kamery, nie został on uwzględniony podczas testów z zadaniem wymuszeniem drgań.

Algorytm z modelem słabej perspektywy (rys. 8a) błędnie odtworzył modelowane drgania obiektu wzdłuż wszystkich jego osi. Jak przedstawiono na rys.8a. dobrą zgodność uzyskano tylko dla osi  $X$ , nieco gorszą dla osi  $Y$ , zaś dla osi  $Z$  wartość amplitudy odpowiedzi była znacznie większa niż zadana, a jej przebieg posiadał przeciwną fazę. Z przeprowadzonych badań wynika, że w przypadku analizy drgań obiektu w kierunku wszystkich osi model „skalowany prostopadły” jest niewystarczający do uzyskania zgodnej odpowiedzi algorytmu z zadanymi sygnałami wejściowymi

Opracowany algorytm z modelem para-perspektywnym prawidłowo odtworzył wszystkie modelowane amplitudy drgań obiektu wzdłuż wszystkich osi układu globalnego, co zostało zilustrowane na rys. 8b).

Dodatkowo model para-perspektywny przetestowano za pomocą wymuszenia szumem zadanym na amplitudę i częstotliwość sygnału wymuszającego (rys. 9): Wymuszenie zadano w kierunku wszystkich osi układu globalnego.

Opracowany algorytm „Struktury z Ruchu” z modelem para-perspektywnym prawidłowo wyznaczył modelowane drgania z nałożonym szumem obiektu wzdłuż wszystkich osi układu globalnego. W związku z tym zdecydowano, że może zostać użyty do badań na obiektach rzeczywistym.

W odniesieniu do trójwymiarowej rekonstrukcji struktury badanego obiektu (rys. 7.b) otrzymano właściwe wyniki rekonstrukcji dla wszystkich opracowanych modeli kamer.

## 2.2. Testy eksperymentalne

Wybrana metoda z modelem para-perspektywnym została zweryfikowana również w trakcie testów eksperymentalnych. Obiektem badań był trójwymiarowy znacznik naklejony na wzbudnik w postaci kostki sześciennej (tab. 3). Ilość punktów - cech na znaczniku wynosiła 8. Znacznik, który mógł być nanoszony na dowolne miejsce analizowanej konstrukcji reprezentował jeden punkt pomiarowy (rys. 5).

Dokonano kalibracji parametrów wewnętrznych i zewnętrznych kamery (tabela 3) [17].

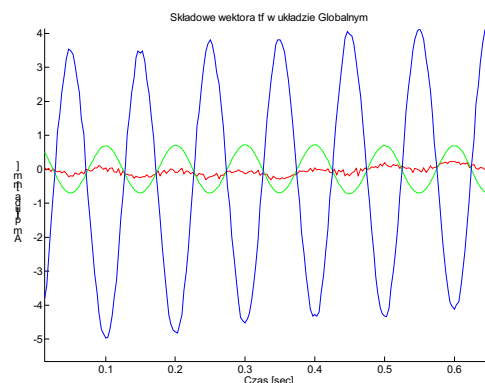
Tabela 3. Parametry wewnętrzne i zewnętrzne

Parametry wewnętrzne	Parametry zewnętrzne
Rozmiar piksela $p_x$ , $p_y = 0.012$ mm Długość ogniskowej $f = 55$ mm; Położenie punktu głównego: $u_0 = 1260/2$ ; $v_0 = 1024/2$ ; Skoszenie piksela: $skew = 90 * \pi/180$ ;	Kąty $RPY$ układu współrzędnych związanego z kamerą: $Roll = 0$ , $Pitch = 30^\circ$ , $Yaw = 0$ Wektor położenia kamery względem wzbudnika $T_0 = [0,0,1200]$



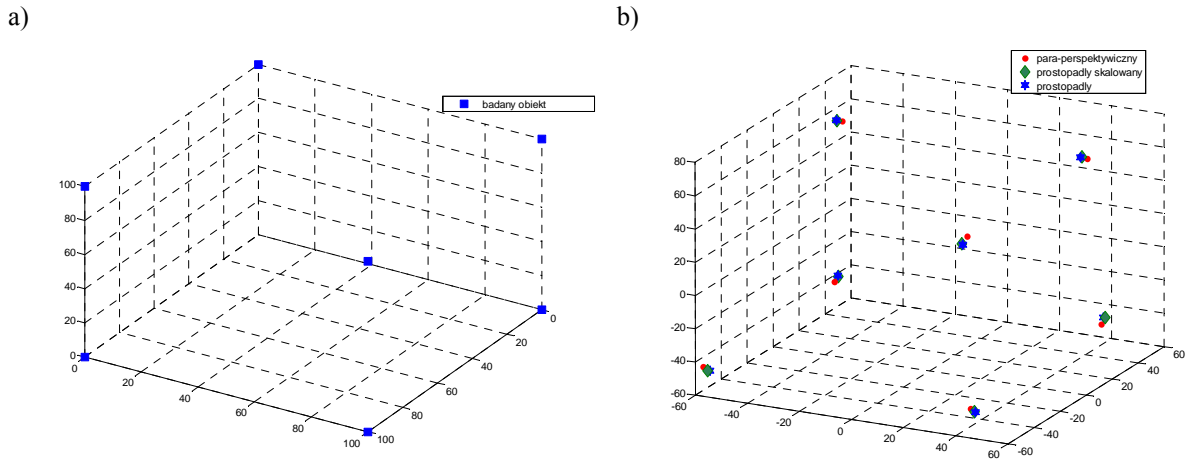
Rys. 5. Obiekt badań. Obiekt pomiarowy naklejony na wzbudnik drgań

Dla zadanego wymuszenia sinusoidalnego w kierunku osi Z układu globalnego o częstotliwości 10 Hz oraz częstotliwości akwizycji obrazów 400 Hz uzyskane wyniki przedstawiono na rys. 6.

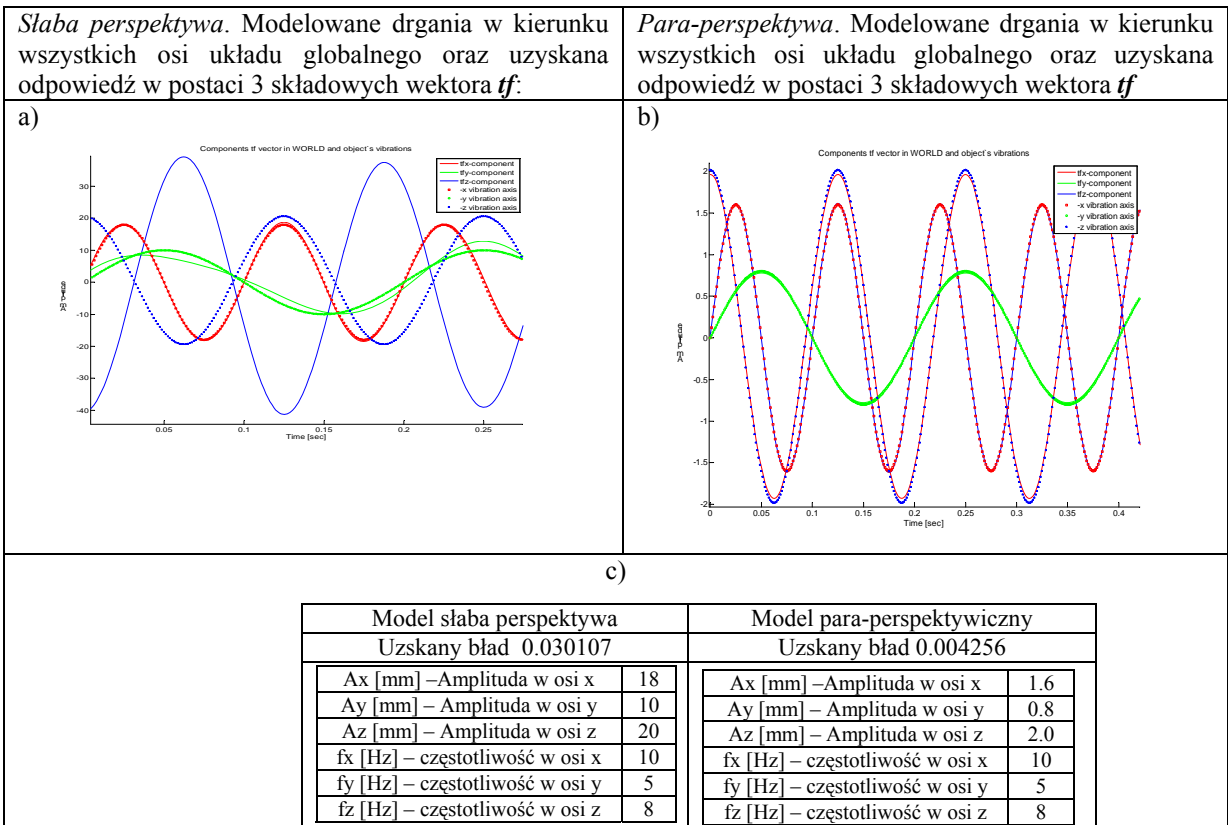


Rys. 6. Odpowiedź algorytmu z modelem para-perspektywnym na wymuszenie sinusoidalne. Dodatkowe drgania w kierunku osi Y (prostopadłe do kierunku wymuszenia) dotyczą niepożądanych drgań „bocznych” podwieszonoego na sztywnych cięgnach wzbudnika

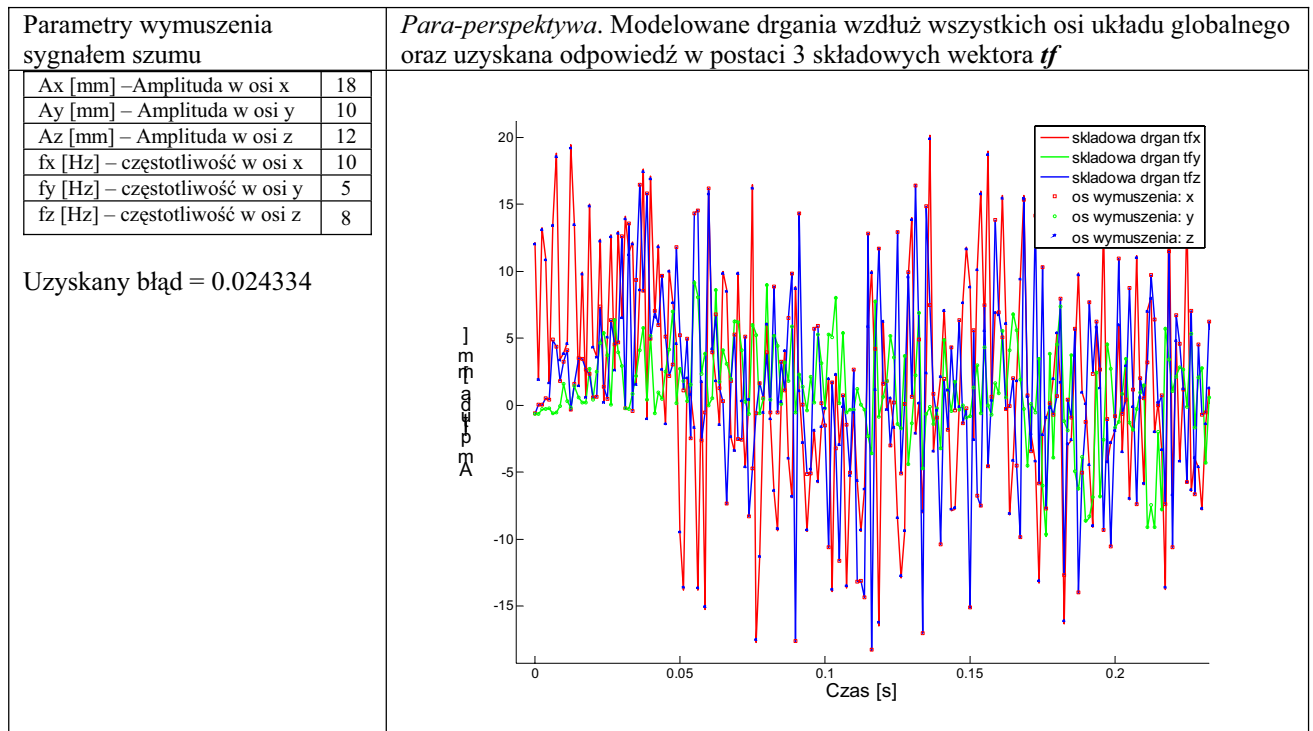
Opracowany algorytm dla modelu para-perspektywnego prawidłowo wyznaczył zadane drgania kostki sześciennej naklejonej na wzbudnik. Pod względem jakościowym zgodne są częstotliwości drgań i charakter przebiegu, zaś pod względem ilościowym wyznaczona amplituda drgań. Dodatkowo zarejestrowane zostały niepożądane drgania boczne wzbudnika w kierunku osi Y prostopadłej do kierunku wymuszenia. Drgania te o małej amplitudzie są wynikiem podwieszenia wzbudnika na sztywnych cięgnach, spowodowania dodatkowego ruchu stojaka i dokonania pomiaru w stanie ruchów bocznych wzbudnika (stan nieustalony).



Rys.7. Badany obiekt: a) sześcian zawierający 7 punktów – cech; b) trójwymiarowa rekonstrukcja badanego obiektu (uzyskana z modeli: prostopadłego, prostopadłego skalowanego oraz para-perspektywicznego). Wszystkie trzy modele kamer zwróciły właściwy rezultat rekonstrukcji



Rys. 8. Odpowiedź algorytmu: a) słaba perspektywa; b) para-perspektywa c) przyjęte parametry wymuszenia dla rozważanych dwóch modeli kamery



Rys. 9. Odpowiedź algorytmu z modelem para-perspektywicznym. Modelowane drgania z nałożonym szumem w kierunku trzech osi układu globalnego oraz uzyskana odpowiedź w postaci trzech składowych wektora  $t_f$  reprezentującego odpowiedź na zadane wymuszenia

### 3. WNIOSKI

W artykule przedstawiono porównanie trzech modeli metody struktury z ruchu: prostopadłego, prostopadłego skalowanego oraz para-perspektywicznego do wyznaczania drgań w wybranych punktach badanej struktury. Z przeprowadzonych badań wynika, że model prostopadły w uwagi na ograniczanie związane z nieuwzględnieniem głębi nie nadaje się do proponowanego zastosowania. Za pomocą modelu słabej perspektywy nie udało się prawidłowo otworzyć zadanego ruchu. Wyniki uzyskane z modelu para-perspektywicznego są najbardziej zgodne z zadanymi przebiegami drgań. W związku z tym model ten zostanie wykorzystany do dalszych prac ukierunkowanych m.in. na połączenie opracowanych trójwymiarowych technik wizyjnych z narzędziami analizy modalnej w celu uzyskania dodatkowych informacji o własnościach dynamicznych badanej konstrukcji.

W odniesieniu do rekonstrukcji trójwymiarowej struktury badanego obiektu użycie wszystkich trzech modeli pozwoliło na uzyskanie satysfakcjonujących rezultatów.

### LITERATURA

- [1] Christy S., Horaud R.. *Euclidean shape and motion from multiple perspective views by affine iteration*. IEEE Trans. Pattern Analysis and Machine Intelligence, 18(11):1098– 1104, Nov.1996.
- [2] Han M. and Kanade T., *Perspective Factorization Methods for Euclidean Reconstruction tech. report CMU-RI-TR-99-22*, Robotics Institute, Carnegie Mellon University, August, 1999.
- [3] Harris C., Stephens M. *A Combined Corner and Edge Detector*., Proc. of The Fourth Alvey Vision Conference, Manchester, pp. 147-151. 1988.
- [4] Hartley, Zisserman A. „*Multiple View Geometry in Computer Vision*” Cambridge University Press, 2004.
- [5] Kohut P., Kurowski P., *Zastosowanie systemu wizyjnego do detekcji i lokalizacji uszkodzeń*, Diagnostyka, Nr 35, ss.71-76, grudzień, 2005
- [6] Kohut P., Kurowski P: *The Integration of Vision System and Modal Analysis for SHM Application*, A Conference&Exposition on Structural Dynamics, pp.8, IMAC XXIV, January –February 02, St. Louis, 2006.
- [7] Kohut P., *Zastosowanie analizy obrazu do pomiaru przemieszczeń*, Diagnostyka Procesów Przemysłowych, s., 519- 525, Władysławowo, 15-17 Wrzesień , 2003.
- [8] Lucas B. D., Kanade T., *An Iterative Image Registration Technique with an Application to Stereo Vision*, International Joint Conference on Arti\_cial Intelligence, pp. 674-679, 1981.

- [9] Ma Y., Soatto S., Kostecka J., Sastry S., *An invitation to 3D Vision*. Springer-Verlag, New York, 2004.
- [10] Mundy J.L., Zisserman A., *Geometric invariance In Computer Vision*, MIT Press, 1992, p.512.
- [11] Poelman C., Kanade T. *A paraperspective factorization method for shape and motion recovery*. IEEE Trans. Pattern Analysis and Machine Intelligence, 19(3):206–218, March, 1997.
- [12] Poelman C., Kanade T.; *A Paraperspective Factorization Method for Shape and Motion Recovery*, Technical Report CMU-CS-93-219, Pittsburgh, PA, Dec 1993.
- [13] Tadeusiewicz R., Systemy wizyjne robotów przemysłowych, *WNT*, Warszawa, 1992
- [14] Tomasi C., Kanade T. *Shape and motion from image streams under orthography: a factorization method*. Int'l J. Computer Vision '92, 9(2):137–154, November 1992.
- [15] Tomasi C., Kanade T.; *Shape and Motion from Image Streams: a Factorization Method*, Technical Report CMU-CS-92-104, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, PA, Jan 1991.
- [16] Trucco E., Verri A.; *Introductory Techniques for 3D Computer Vision*, Prentice-Hall, 1998.
- [17] [http://www.vision.caltech.edu/bouguetj/calib\\_doc/index.html](http://www.vision.caltech.edu/bouguetj/calib_doc/index.html)



Dr inż. **Piotr KOHUT** jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Mechatroniki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Zainteresowania naukowe: mechatronika, systemy wizyjne, środki i metody komputerowego przetwarzania obrazów, analiza ruchu oraz techniki stosowane w pomiarach obiektów trójwymiarowych. Jest autorem publikacji i opracowań naukowych dotyczących wspomnianych zagadnień.



Dr inż. **Piotr KUROWSKI** jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Mechatroniki, Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Jego zainteresowania naukowe skupiają się na zagadnieniach przetwarzania sygnałów, problemów dynamiki konstrukcji oraz prototypowaniu algorytmów klasycznej i operacyjnej analizy modalnej. Jest autorem kilku publikacji związanej z podanymi tematami. Jest również autorem oprogramowania do analizy modalnej VIOMA.





## ZASTOSOWANIE TECHNIK DATA MINING DO ODKRYWANIA RELACJI DIAGNOSTYCZNYCH W DANYCH OPISUJĄCYCH PRZEBIEG HISTORII EKSPLOATACJI MASZYN

Mariusz GIBIEC

Katedra Robotyki i Mechatroniki

Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, 30-059 Kraków, al. Mickiewicza 30,

tel. 012 6343505, [mgi@agh.edu.pl](mailto:mgi@agh.edu.pl)

### Streszczenie

W pracy przedstawiono przykład wykorzystania wybranych technik Data Mining do odkrywania relacji diagnostycznych w danych z rejestratora przebiegu eksploatacji górniczego kombajnu ścianowego. Wykorzystując metody grupowania określono ilość grup w danych oraz zweryfikowano ich związek ze stanem technicznym urządzenia na podstawie protokołów serwisowych. Zbudowano modele klasyfikujące wyróżnione stany techniczne urządzenia wykorzystując metody drzew klasyfikujących. Analizując działanie mechanizmu klasyfikującego drzew w postaci reguł odkryto relacje diagnostyczne opisujące przyczyny zmian stanu technicznego rozważanego urządzenia.

Słowa kluczowe: relacje diagnostyczne, klasyfikacja stanu technicznego, Data Mining, analiza danych.

### DATA MINING TECHNICS APPLICATION TO DIAGNOSTIC RELATIONS DISCOVERING IN HISTORIC DATA OF MACHINERY EXPLOITATION

#### Summary

In this research an example of Data Mining techniques application to diagnostic relations discovering from data recorder of exploitation parameters of mining cutter-loader was presented. Using clustering methods the number of clusters in data was determined. Their correlations with technical condition of machinery was verified basing on servicing documentation. Classification trees methods were used to build models classifying listed technical conditions. Performance of their classification system in form of rules was investigated. Basing on these rules diagnostic relations describing reasons of technical condition changes were discovered.

Keywords: Diagnostic relations, technical condition classification, Data Mining, data analyses.

## 1. WSTĘP

Niektóre maszyny i urządzenia, na etapie ich wytwarzania, wyposażane są w różnego rodzaju czujniki i systemy pomiarowe. Stanowią one najczęściej elementy systemu sterowania lub systemu monitorowania ich pracy. Ich zadaniem jest zapewnienie bezpiecznej eksploatacji. W przypadku złożonych instalacji objętych długoterminową gwarancją celem producenta jest także monitorowanie poprawności eksploatacji pod kątem zgodności z warunkami gwarancji. Takie informacje gromadzone są w dużych bazach danych i poddawane są analizie tylko w przypadku zaistnienia awarii. Jednak ich zawartość może także służyć do określania stanu technicznego urządzenia oraz przyczyn jego zmian. Ponieważ w trakcie eksploatacji gromadzone są wielkie ilości danych ich analiza wymaga użycia narzędzi informatycznych. Uzasadnionym wydaje się zastosowanie metod Data Mining. Data Mining jest procesem automatycznego odkrywania znaczącej, pożytecznej, dotychczas nieznannej i możliwie pełnej wiedzy zawartej w dużych bazach danych, wiedzy

ujawniającej ukryte własności monitorowanego procesu. Wiedza ta przyjmuje postać reguł, prawidłowości, tendencji i korelacji. Następnie jest ona przedstawiana przygotowanemu do jej spożytkowania użytkownikowi w celu rozwiązania stojących przed nim problemów i podjęcia istotnych decyzji. Proces odkrywania wiedzy wykorzystuje metody, algorytmy i techniki z wielu dziedzin takich jak statystyka, hurtownie danych, rozpoznawanie obrazów, sieci neuronowe, zbiory rozmyte i przybliżone oraz techniki wizualizacji komputerowej. W niniejszej pracy wybrane techniki Data Mining wykorzystano do odkrywania relacji diagnostycznych na podstawie danych z rejestratora pracy kombajnu górniczego. W pierwszym etapie dokonano grupowania danych w celu określenia jakie uszkodzenia lub stany pracy kombajnu znajdują swoje odzwierciedlenie w danych. Weryfikacji uzyskanych grup dokonano w oparciu o protokoły serwisowe. Zawierają one opis czynności serwisowych wykonanych bezpośrednio po okresie, w którym zarejestrowano dane. Określone w ten sposób związki grupa danych – stan techniczny stanowią podstawę do budowy modeli

klasyfikujących stan techniczny. Zastosowane metody drzew klasyfikacyjnych pozwalają na interpretację działania mechanizmu klasyfikacji w postaci reguł *jeżeli...to....*. W ten sposób mogą zostać pozyskane relacje diagnostyczne z danych opisujących historię eksploatacji.

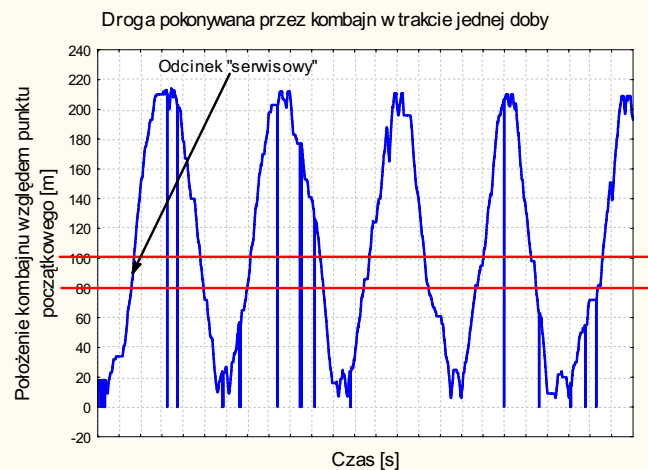
## 2. ANALIZOWANE DANE

Przedmiotem badań są dane zbierane podczas pracy kombajnu górniczego. Jest to płytkozabiorowy dwuramieniowy kombajn ścianowy z elektrycznym napędem posuwu do wybierania pokładów węgla. Przystosowany jest do pracy w zmiennych warunkach górniczo-geologicznych. Stosowany jest do dwukierunkowego, bezwzględowego urabiania i ładowania węgla w ścianowych systemach eksploatacji pokładów nachylonych do 35° w przypadku pokładów podłużnych, a w pokładach porzecznych do 20° (po wzniesieniu) lub 15° (po upadzie). Za posuw odpowiedzialne są silniki elektryczne zasilane napięciem z falownika w zakresie częstotliwości od 0 do 100Hz. W obszarze do 50Hz regulacja następuje przy stałym momencie, po przekroczeniu progu 50Hz zachowana jest stała moc. Dzięki zastosowaniu przemiennika częstotliwości regulacja prędkości posuwu kombajnu odbywa się automatycznie i bezstopniowo w zależności od obciążenia silników elektrycznych napędów posuwu oraz ramion urabiających. Kombajn ten współpracuje z systemem sterowania i diagnozowania (w czasie rzeczywistym) pracy kombajnów węglowych o dużej mocy, wyposażonych w układy napędowe składające się z maksymalnie 6 silników elektrycznych. Wszystkie funkcje sterownicze i diagnostyczne możliwe są dzięki informacjom dostarczanym z czujników służących do pomiaru:

- prądów obciążenia silników elektrycznych,
- temperatury uzwojeń i łożysk silników oraz mechanizmów,
- ciśnienia w obwodach hydraulicznych ciągnika i hamulców,
- ciśnienia wody chłodzącej,
- prędkości posuwu kombajnu i położenia kombajnu w ścianie, przez pomiar przebytej drogi.

Diagnostyka oparta na opisywanym systemie może przebiegać na dwa sposoby. Sposób pierwszy polegać na bieżącym przetwarzaniu danych pomiarowych i generowaniu komunikatów o stanie kombajnu. Jednak możliwa jest współpraca z układem pomiarowym, który zapisuje parametry związane z pracą kombajnu na przestrzeni 24 godzin z rozdzielczością 1 sekundy. Dane gromadzone są w arkuszach o rozmiarach 127 na "n", przy czym 127 stanowi ilość zmiennych uzyskanych z różnych czujników, a druga wartość "n" opisuje ilość przypadków i zmienia się w zależności od długości pracy kombajnu w danym dniu.

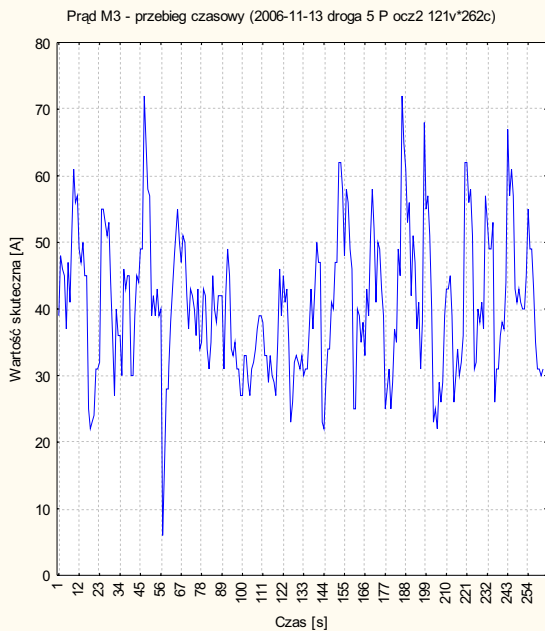
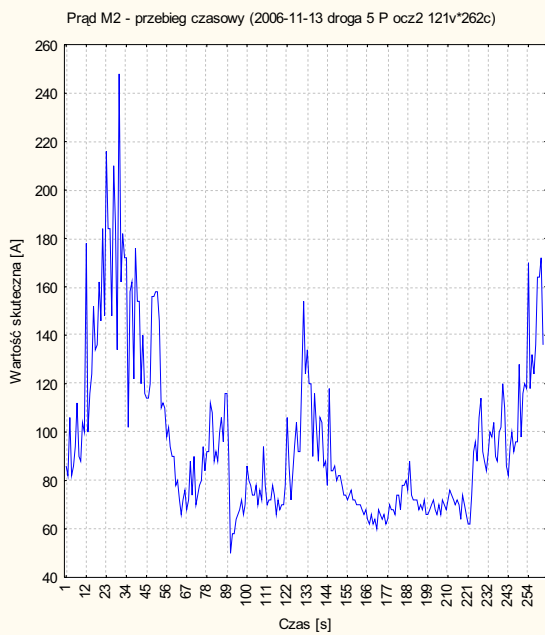
Ponieważ kombajn pracuje w środowisku o losowych parametrach, o dużym wpływie na charakter przebiegów rejestrowanych przez czujniki, zaproponowano wybór takiego odcinka pracy gdzie warunki te są porównywalne. Przeprowadzona analiza danych pozwoliła na wybór odcinka „serwisowego”. Składa się on z kilku sekcji pokonywanych w każdym przejeździe, z taką samą stałą prędkością i bez występowania przeciążeń. Przykładowy przebieg zmian położenia kombajny „w ścianie” pokazano na rysunku 1.



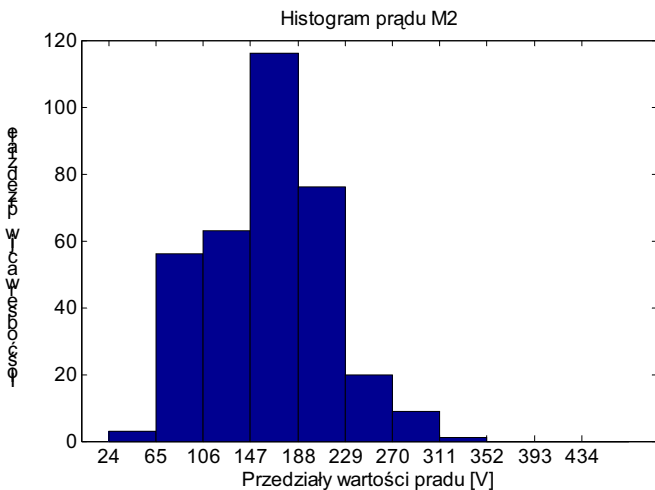
Rys. 1. Położenie kombajnu w funkcji czasu z wyszczególnionym odcinkiem serwisowym

Duża ilość zmiennych, jak również licznie występujące błędy były powodem kolejnego etapu filtracji danych. Na podstawie wiedzy uzyskanej od specjalistów, zajmujących się badanym zagadnieniem, zdecydowano się na wyselekcjonowanie następujących zmiennych: "PradM1", "PradM2", "PradM3", "PradM4", "CzestPrzem", "PredkSilnPrzem", "PradSilnPrzem", "MocSilnPrzem", "MomentSilnPrzem", "ACPrzem", "DCPrzem". Dodatkowo stwierdzono potrzebę dodania nowej zmiennej "Roznica", której wartość równa jest różnicy pomiędzy zmiennymi "PradM3" i "PradM4". Na rysunku 2 przedstawiono przykładowe wykresy zmiennych "PradM2", "PradM3".

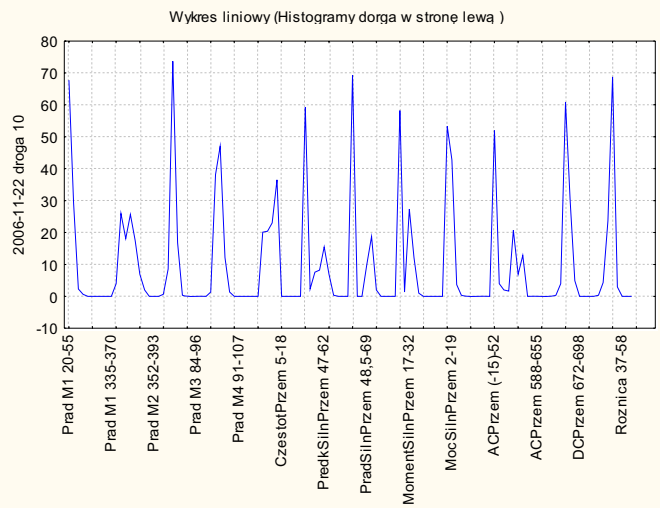
Ponieważ uzyskane charakterystyki wykazują dużą zmienność nawet dla kolejnych przejazdów zaproponowano zastosowanie metody ilościowego badania powstałych odcinków danych w postaci analizy histogramów. Histogramy te znormalizowano z powodu różnej ilości zebranych danych dla tego samego odcinka w różnych przejazdach. Na rysunku 3 pokazano przykładowy histogram dla zmian prądu silnika napędu. Histogramy dla wszystkich zmiennych połączono w jeden wektor, stanowiący nową charakterystykę pojedynczego przejazdu. Wykres takiego wektora przypomina wyglądem widmo sygnału (rysunek 4). Tak przekształcone dane stanowią podstawę dalszych analiz.



Rys. 2. Przebiegi zmiennych "PradM2", "PradM3"



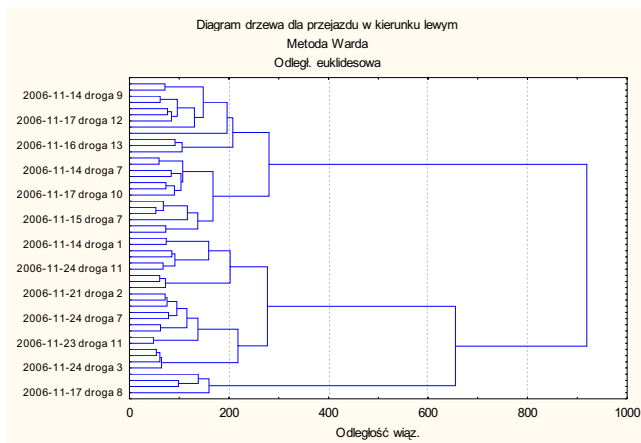
Rys. 3. Histogram zmian prądu silnika napędu



Rys. 4. Charakterystyka połączonych histogramów

### 3. GRUPOWANIE DANYCH

W pierwszym etapie przystąpiono do określenia ilości grup występujących w danych.. Ilość grup sugeruje ile stanów technicznych urządzenia można wyróżnić na podstawie zgromadzonych danych. W analizach założono brak informacji o ilości grup – posiadane dane pomiarowe nie zawsze są skorelowane z informacjami na temat stanu technicznego. Do grupowania zaproponowano metodę Warda. Jest to metoda z grupy hierarchicznych metod aglomeracyjnych. Tego typu metody pozwalają na określenie tzw. hierarchii drzewkowej elementów analizowanego zbioru. Drzewo połączeń otrzymuje się poprzez krokowe łączenie w podzbiory operacyjnych jednostek taksonomicznych. Na wstępie przyjmuje się, że każdy element zbioru stanowi taką jednostkę. W utworzonej macierzy odległości między jednostkami wyszukuje się najmniejszego elementu spośród leżących poza przekątną. Jest to odległość aglomeracyjna, minimalna w sensie „lokalnym”. Wskazane przez nią jednostki zostają połączone tworząc nową jednostkę. Następnie korygowana jest macierz odległości i procedura jest powtarzana. Warunkiem stopu jest uzyskanie jednej jednostki taksonomicznej. Metoda Warda różni się od pozostałych metod sposobem szacowania odległości między jednostkami taksonomicznymi. Wykorzystuje ona analizę wariancji – zmierza do minimalizacji sumy kwadratów odległości dowolnych dwóch skupień, które są tworzone na każdym etapie aglomeracji. Zaletą wybranej metody jest brak konieczności arbitralnego definiowania ilości grup w analizowanych danych oraz o 40% lepsza efektywność wykrywania prawdziwej struktury danych niż w innych metodach [2]. Poniżej zaprezentowano wyniki grupowania dla wektora wejściowego utworzonego z połączonych histogramów wszystkich zmiennych.



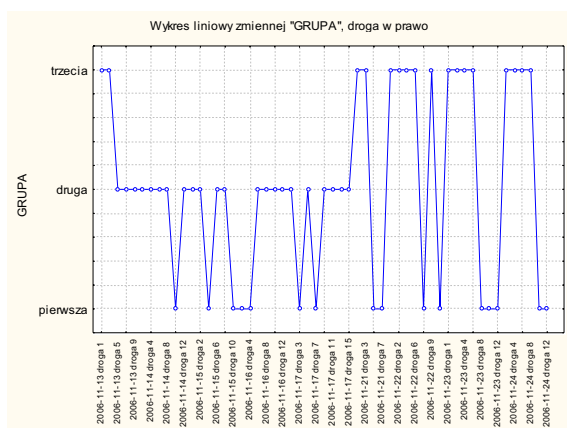
Rys. 5. Wyniki grupowania metodą Warda

Dokonując przecięcia drzewa Warda na poziomie odległości wiązania równej 400 uzyskujemy trzy grupy danych. Z wykresu można odczytać które przypadki należą do tej samej grupy. Na podstawie tego wyniku dokonano grupowania metodą k-średnich na trzy grupy. Metoda ta różni się od metod aglomeracji założeniem określonej ilości grup w danych. Jej celem jest utworzenie zadanej ilości możliwie odmiennych skupisk danych. W pewnym sensie metoda ta jest odwrotnością analizy wariancji. Działanie rozpoczyna od losowo wybranych skupisk, a następnie przenosi elementy zbioru między skupiskami tak by zapewnić minimalizację zmienności wewnątrz skupisk i maksymalizację zmienności pomiędzy nimi.

W analizowanym przykładzie celem zastosowania metody k-średnich było określenie jakie przypadki tworzą poszczególne grupy. Ich przynależność określa nowa zmienna klasyfikująca "GRUPA".

Wykorzystując dostępne protokoły serwisowe dokonano analizy zmian wartości zmiennej klasyfikującej w odniesieniu do przeprowadzonych czynności serwisowych.

Na rysunku 6 przedstawiono wykresy zmian wartości nowo powstałej zmiennej względem kolejnych przejazdów przez odcinek serwisowy.



Rys. 6. Wartości zmiennej klasyfikującej w kolejnych przejazdach

Na podstawie otrzymanego opisu czynności serwisowych, przeprowadzonych w rozpatrywanym okresie, odpowiednim grupom przyporządkowano stany maszyny. Jeżeli zmienna grupa przyjmuje wartość *Pierwsza* to można zakwalifikować stan urządzenia jako poprawną pracę kombajnu, wartość *Druga* powinna odwzorowywać zbiór przypadków w których występowały uszkodzenia. Opinia ta oparta jest na zapisie wystąpienia w dniu 17.11.2006r. uszkodzenia koła napędowego lewego napędu, a wartość *Druga* pojawiła się w dniu 16.11.2006r. i zmieniła się w następnym dniu po wznowieniu pracy kombajnu po naprawie. Według opisu zawartego w części serwisowej wymiany uszkodzonego koła napędowego lewego ciągnika dokonano w dniu 18.11.2006r. W przypadku wartości *Trzecia* można stwierdzić, że powinna ona również odwzorowywać poprawną pracę urządzenia, lecz jest to inny stan w porównaniu do wartości *Pierwsza*, ponieważ podczas postoju w dniu 20.11.2006 wykonano czynności serwisowe oraz wymiany uszkodzonych części. „Wymieniono przełączniki czasowe PC zastąpiono je przełącznikami RTx-410, przełącznik K1 zastąpiono przełącznikiem CI-4. Stwierdzono nieprawidłowości działania zabezpieczeń silników AMP wynikające z fizycznych uszkodzeń przewodów przekładników pomiarowych”[10]. Jednocześnie można przyjąć, że wymienione wyżej uszkodzenia nie znalazły odzwierciedlenia w analizowanych danych.

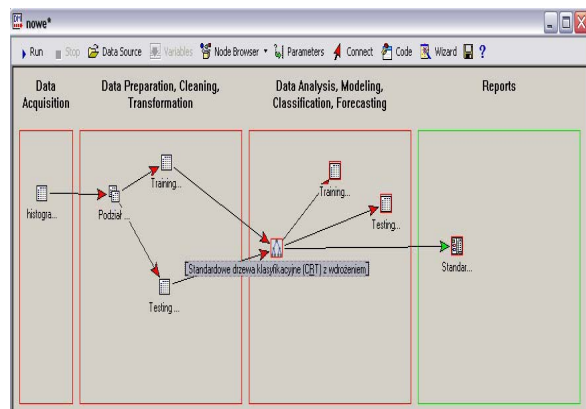
#### 4. KLASYFIKACJA STANU

Dysponując utworzonymi w sposób opisany wcześniej przykładami klasyfikacji stanu technicznego przystąpiono do budowy modeli klasyfikujących. Dla wszystkich metod dokonano podziału zgromadzonych przykładów na próbę uczącą i testową. Ponieważ przykłady do dalszych analiz są wybierane losowo określono tylko przybliżoną ilość przykładów testowych na 30% wszystkich danych wejściowych.

Pierwszą z rozważanych metod klasyfikacyjnych jest model oparty na metodzie "Standardowych drzew klasyfikacyjnych C&RT". Graficznym wynikiem podziału zbioru danych jest drzewo. Powstaje ono w skutek rekurencyjnego podziału zbioru obserwacji A na  $n$  rozłącznych podzbiorów  $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ . Budowa modelu ma na celu wypracowanie podzbiorów maksymalnie jednorodnych z punktu widzenia wartości zmiennej zależnej. W kolejnych etapach budowy modelu analizowane są wszystkie predyktory i wybierany jest ten, który umożliwia najlepszy podział węzła, co ma prowadzić do powstania najbardziej homogenicznego podzbioru [9].

Każdy model drzewa rozpoczyna się od całego zbioru obserwacji. Zbiór ten ulega podziałowi na dwa (drzewa binarne) lub więcej (drzewa dowolne) podzbiory. Powstałe węzły nazywane są węzłami potomkami (ang. child nodes), a wydzielone zostały z tzw. węzła macierzystego (ang. parent node).

Jeżeli w następnym etapie nie nastąpi kolejny podział węzła potomka, staje się on węzłem końcowym lub inaczej zwanym liściem. Jednak, że jeśli w drugim etapie węzeł potomek ulega kolejnemu podziałowi, staje się węzłem macierzystym dla danego etapu, a nowo powstałe węzły nazywane są potomkami. Metoda ta umożliwia odkrywanie pewnych reguł występujących pomiędzy zmiennymi w badanym zbiorze danych wejściowych. Opracowany w środowisku Statistica projekt Data Mining pokazano na rysunku 7.



Rys.7. Model klasyfikacyjny oparty na standardowych drzewach klasyfikacyjnych C&RT

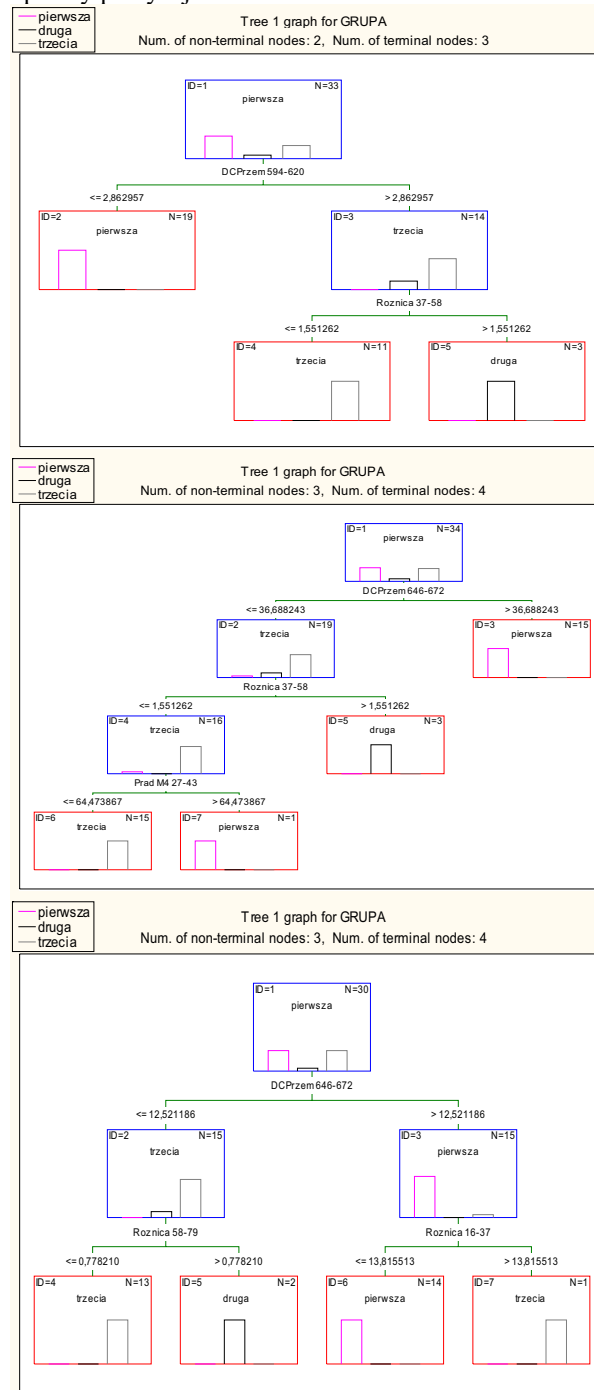
Wyniki budowy modeli klasyfikujących w postaci drzew klasyfikacyjnych przedstawiono na rysunkach 8-10. Z powodu, iż przypadki w zbiorze uczącym wybierane są w sposób losowy otrzymano kilka drzew. Przy każdorazowym uruchomieniu tworzenia modelu używano nowego drzewa, które w różnym stopniu odwzorowuje relacje występujące w danych. Poniżej przedstawione są tylko te drzewa, dla których błąd dopasowania był najmniejszy.

Na przykładzie pierwszego drzewa można dokonać określenia następujących reguł opisujących zależności pomiędzy opracowanymi danymi i stanem technicznym kombajnu:

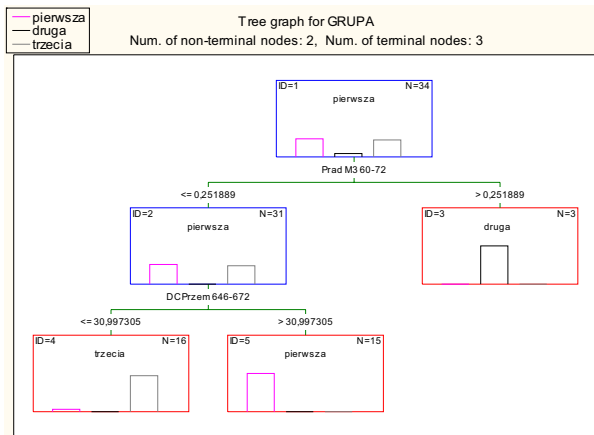
1. węzeł nr 2: „jeśli zmienna DCPrzem594-620 przyjmuje wartość mniejszą bądź równą 2,862957, to stan techniczny należy do pierwszej grupy”;
2. węzeł nr 4: „jeśli zmienna DCPrzem594-620 przyjmuje wartość większą od 2,862957 i zmienna Roznica37-58 przyjmuje wartości mniejsze bądź równe 1,551262, to stan techniczny należy do trzeciej grupy”;
3. węzeł nr 5: „jeśli zmienna DCPrzem594-620 przyjmuje wartość większą od 2,862957 i zmienna Roznica37-58 przyjmuje wartości większe od 1,551262, to stan techniczny należy do drugiej grupy”;

Następny model został zbudowany na podstawie metody standardowej klasyfikacji CHAID. Drzewa tego typu wykorzystują wyniki testu *Chi-kwadrat* jako kryterium podziału węzła. Umożliwiają także podział na więcej niż dwie kategorie w jednym

węźle. Metoda ta wykorzystuje jakościowe zmienne wejściowe zatem konieczne było utworzenie kategorii do których zakwalifikowano procentowe wartości opracowanych histogramów. Uzyskane drzewo klasyfikacyjne zaprezentowano na rysunku 11. Realizujące mechanizm podziału reguły diagnostyczne mogą zostać odczytane w sposób opisany powyżej.



Rys. 8-10. Przykładowe wyniki C&RT



Rys.11. Drzewo klasyfikacyjne typu CHAID

Ponieważ wszystkie modele klasyfikujące są obciążone pewnym błędem istotny jest wybór najlepszego z nich. W tym celu bada się jego zdolność do generalizacji wykorzystując zbiór przykładów testowych. Kryterium oceny w dostępnym oprogramowaniu jest niezgodność procentowa określająca procent błędnych klasyfikacji danego modelu dla tej samej próbki testowej. Wyniki dla testowanych modeli zestawiono w tabeli 1. Wartości te można wykorzystać do określenia stopnia ufności wobec relacji diagnostycznych odkrytych za pomocą danego modelu.

Tabela 1. Porównanie niedokładności klasyfikacji

	Summary Goodness of Fit (Sieci) o radialnych funkcjach bazowych z wdrożeniem (Klasyfikacja) Observed variable: GRUPA		
	1	2	3
	Chi-square statistic	G-square statistic	Percent disagreement
Testing_PMML_CRF(RBF-120:3:1-SS:EX)	1,000	1,000	
Testing_PMML_CMLP77(MLP-120:3:1-BP9bf)	49,60000	37,73394	55,00000
Testing_PMML_CCHAID6(ExhaustiveCHAID)	1,60000	7,23646	15,00000
Testing_PMML_CCHAIDS(CHAIDModelPr)	1,60000	7,23646	15,00000
Testing_PMML_CTrees4(TreeModelPrad)	1,00000	2,772599	5,00000

## 5. PODSUMOWANIE

W rozważanym przykładzie producent kombajnu górniczego udostępnił tylko krótki 10-cio dniowy zapis danych opisujących eksploatację kombajnu górniczego. Sposób rejestracji danych wymusił dokonanie wstępnego przetworzenia danych na potrzeby metod Data Mining. Wykorzystano dwa typy technik Data Mining. W pierwszym etapie określono ile stanów technicznych urządzenia znajduje odzwierciedlenie w danych pomiarowych. Ponieważ nie wszystkie zmiany stanu technicznego muszą implikować zmiany wartości mierzonych wielkości weryfikacji ilości zmian stanu technicznego dokonano w oparciu o zapisy w protokołach serwisowych. Wykorzystując tak utworzone związki dane – stan zbudowano modele klasyfikujące w postaci drzew decyzyjnych. Ich zastosowanie daje możliwość odkrywania relacji diagnostycznych w zgromadzonych danych

w postaci czytelnych i zrozumiałych reguł. Wiarygodność odkrytych reguł określono na podstawie dokładności klasyfikacji zastosowanych modeli. W przypadku rozważanego systemu sterowania i monitorowania pracy kombajnu ścianowego przedstawione metody pozwalają na budowę systemu diagnostyki, w postaci reguł, bez dodatkowych inwestycji sprzętowych.

## LITERATURA

- [1] Grabiński T., Sokołowski A.: *The Effectiveness of Some Signal Identification Procedures, Signal Processing: Theories and Applications*, North-Holland Publishing Company, EURASIP, 1980.
- [2] Gibiec M.: *Soft Computing tools for machine diagnosing*, Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 3, vol. 42: 483 – 501, 2004.
- [3] Hand D., Mannila H., Smyth P.: *Principles of Data Mining*, MIT Press, Cambridge. Tłum pol. Eksploracja Danych, WNT, Warszawa 2005.
- [4] Kantardzic M.: *Data Mining: Concepts, Models, Methods and Algorithms*, Wiley-Interscience, Hoboken NJ 2003.
- [5] Larose D.: *Data Mining Methods and Models*. Wiley-Interscience, Hoboken NJ 2006.
- [6] Wang X. Z., *Data Mining and Knowledge Discovery for Process Monitoring and Control*, Springer-Verlag London 1999.
- [7] Sohn H., Worden K., Farrar C. R.: *Statistical damage classification under changing environmental and operational conditions*, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 13 561-574, 2002.
- [8] Skormin V. A., Popyack L. J., Gorodetski V. I., Araiza M. L., Michel J. D.: *Applications of cluster analysis in diagnostics-related problems*, in: Proceedings of the 1999 IEEE Aerospace Conference, Vol. 3, Snowmass at Aspen, CO, USA., pp. 161-168, 1999.
- [9] Wang K.: *Intelligent condition monitoring and diagnosis systems, a computational intelligence approach*. ISSN: 0922-6389, IOS Press, 2003.



**Dr inż. Mariusz GIBIEC** jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Mechatroniki AGH. Jego zainteresowania dotyczą zastosowań metod eksploracji danych oraz sztucznej inteligencji (sieci neuronowych i zbiorów rozmytych) w diagnostyce technicznej. Jest autorem prac nad wykorzystaniem powyższych technik w systemach monitorujących do realizacji zadań filtracji, predykcji oraz klasyfikacji stanu maszyn.

## WPŁYW LUZU ZAWOROWEGO NA POZIOMY MIAR PUNKTOWYCH SYGNAŁU DRGANIOWEGO W ASPEKCIE DIAGNOSTYCZNYM

Franciszek TOMASZEWSKI, Grzegorz M. SZYMAŃSKI

Politechnika Poznańska, Instytut Silników Spalinowych i Transportu  
ul. Piotrowo 3, 60-965, Poznań,  
e-mail: [franciszek.tomaszewski@put.poznan.pl](mailto:franciszek.tomaszewski@put.poznan.pl)  
[grzegorz.m.szymanski@put.poznan.pl](mailto:grzegorz.m.szymanski@put.poznan.pl)

### Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań dotyczące zastosowania poziomów wybranych miar punktowych sygnału drganiowego do oceny luzu zaworów silnika spalinowego. Wskazano konieczność zastosowania złożonego procesu wstępnej obróbki sygnału przyspieszeń drgań, przed wykonaniem obliczeń poziomów miar punktowych charakteryzujących sygnał wibroakustyczny, w celu zmniejszenia ryzyka błędnej diagnozy.

Słowa kluczowe: luz zaworowy, sygnał drganiowy, silnik spalinowy.

### THE INFLUENCE OF VALVES CLEARANCE VALUE ON VIBRATION SIGNAL POINT ESTIMATORS' LEVEL IN DIAGNOSTICS ASPECT

### Summary

The paper presents research results concerning the possibility of use the chosen point measures of a vibration signal for the diagnosis of a valve clearance in the internal combustion engine. The authors have pointed the necessity of use the complex process preparing an acceleration signal, before the calculation of the point measures describing the vibroacoustic signal will be done. The aim of the complex process use is to decrease the risk of a false diagnosis.

Keywords: valve clearance, vibration signal, diagnostic, internal combustion engine.

## 1. WPROWADZENIE

Silniki spalinowe są powszechnie stosowanym źródłem napędu pojazdów mechanicznych i urządzeń stacjonarnych. Jednym z głównych zespołów tłokowego silnika spalinowego jest układ rozrządu, który steruje wymianą ładunku. Prawidłowe działanie układu rozrządu jest możliwe tylko wtedy, kiedy parametry regulacyjne mają optymalne wartości. Głównymi parametrami regulacyjnymi rozrządu silnika spalinowego są: luz zaworowy (między trzonkiem zaworu, a dźwignią lub krzywką) oraz fazy rozrządu.

Luz zaworowy jest parametrem regulacyjnym, który należy okresowo sprawdzać. Nieprawidłowo wyregulowany luz zaworów jest przyczyną pogorszenia efektywności pracy silnika spalinowego, zwiększenia emisji związków toksycznych do atmosfery, a także może doprowadzić do uszkodzenia elementów układu rozrządu silnika spalinowego np. nadpalenie przylgni zaworów lub gniazd zaworowych.

Zastosowanie automatycznej kompensacji luzów zaworowych umożliwi wyeliminowanie konieczności okresowej regulacji luzu zaworów w silnikach spalinowych. Jednak wprowadzenie do

układu rozrządu dodatkowych mas powoduje zwiększenie sił bezwładności, poza tym dodatkowe urządzenie zwiększa prawdopodobieństwo awarii, ponieważ jest włączone szeregowo w łańcuchu kinematycznym układu rozrządu. Konsekwencją uszkodzenia automatycznego kompensatora luzu zaworowego jest niekontrolowany wzrost luzu zaworów, którego skutki przedstawiono powyżej. Zachodzi zatem również potrzeba diagnozowania luzu zaworów silników spalinowych z automatyczną kompensacją luzów zaworowych.

Celem badań jest ocena przydatności wybranych miar punktowych sygnału drgań generowanego przez głowicę silnika spalinowego do oszacowania luzów zaworów oraz przedstawienie procesu wstępnej obróbki sygnału przyspieszeń drgań dla optymalnego wykorzystania zawartej w nim informacji o stanie luzu zaworowego.

Nieprawidłowe ustawienie faz rozrządu może wystąpić z powodu błędnego ustawienia elementów silnika podczas montażu, wchodzących w skład napędu układu rozrządu lub w wyniku awarii napędu rozrządu np. zmiana położenia koła zębatego względem wału korbowego.

## 2. MIARY PUNKTOWE I ICH POZIOMY STOSOWANE W ANALIZIE SYGNAŁÓW DRGANIOWYCH

Miary punktowe są jednym ze sposobów opisu sygnałów przemieszczeń, prędkości lub przyspieszeń drgań [1, 2]. Pozwalają scharakteryzować sygnał drganiowy przy pomocy jednej liczby. Dzięki takiemu opisowi parametrów drgań, łatwo określić zmiany w sygnale wibroakustycznym będące wynikiem zmian stanu technicznego obiektu. Miary punktowe stosowane w diagnostyce wibroakustycznej (DWA) można podzielić zgodnie z [1] na wymiarowe i bezwymiarowe. Do miar punktowych wymiarowych należą:

$$s_{AVERAGE} = \frac{1}{T} \int_0^T |s(t)| dt \quad (1)$$

uwzględnia każdą wartość amplitudy chwilowej sygnału drgań,  
amplituda skuteczna:

$$s_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [s(t)]^2 dt} \quad (2)$$

uwzględnia duże wartości amplitudy chwilowej, jest najczęściej stosowaną miarą punktową ze względu na proporcjonalność do mocy procesu, amplituda pierwiastkowa:

$$s_{SQUARE} = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T |s(t)|^{\frac{1}{2}} dt \right]^2 \quad (3)$$

uwzględnia małe wartości amplitudy chwilowej sygnału drgań,  
amplituda szczytowa:

$$s_{PEAK} = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T |s(t)|^{\infty} dt \right]^{\frac{1}{\infty}} \quad (4)$$

jest używana do oceny procesów impulsowych np. luzu, uderzenia itp.

Dyskryminanty bezwymiarowe są ilorazami odpowiednich miar punktowych wymiarowych, zalicza się do nich następujące wielkości:

$$K = \frac{s_{RMS}}{s_{AVERAGE}} \quad (5)$$

współczynnik szczytu:

$$C = \frac{s_{PEAK}}{s_{RMS}} \quad (6)$$

współczynnik impulsowości:

$$I = \frac{s_{PEAK}}{s_{AVERAGE}} \quad (7)$$

współczynnik luzu:

$$L = \frac{s_{PEAK}}{s_{SQUARE}} \quad (8)$$

kurtoza:

$$\beta = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T [s(t)]^4 dt}{\left[ \frac{1}{T} \int_0^T [s(t)]^2 dt \right]^2} \quad (9)$$

W zależnościach (1) do (9) zastosowano następujące oznaczenia:

$s(t)$  – chwilowa wartość amplitudy przemieszczeń, prędkości lub przyspieszeń drgań,

$t$  – czas,

$T$  – czas uśredniania.

W pracach [1, 5] udowodniono, że z punktu widzenia przydatności diagnostycznej miary punktowe bezwymiarowe można uszeregować w porządku rosnącej wartości  $K, C, \beta, I, L$ .

Miary punktowe wymiarowe można przedstawić za pomocą wartości bezwzględnych lub stosując poziomy wyrażone w decybelach. Decybel dla wielkości energetycznej można zapisać za pomocą zależności (10), natomiast dla wielkości podstawowej równaniem (11):

$$1 \text{ dB} = 10 \log_{10} \frac{x}{x_0} \quad (10)$$

$$1 \text{ dB} = 20 \log_{10} \frac{x}{x_0} \quad (11)$$

gdzie:  $x$  – wartość miary punktowej,

$x_0$  – wartość odniesienia (dla przyspieszeń drgań  $10^{-6} \text{ m/s}^2$ ).

Różnica w równaniach 10 i 11 wynika z faktu, że wielkości energetyczne są wprost proporcjonalne do kwadratu wielkości podstawowych.

## 3. METODYKA I OBIEKT BADAŃ

Badania przeprowadzono zgodnie z opracowaną własną metodyką. Do realizacji badań użyto badawczego silnika spalinowego o ZS typu SB 3.1. W trakcie badań przyjęto następujące parametry pracy silnika: prędkość obrotowa 700 obr/min, bez obciążenia, temperatura cieczy chłodzącej 75°C.

Badania zostały przeprowadzone zgodnie z zasadami eksperymentu czynnego, tzn. zmieniano wartość luzu pomiędzy trzonkiem zaworów, a dźwignią zaworową i równocześnie rejestrowano zmiany zachodzące w wartościach poziomów miar punktowych sygnałów przyspieszeń drgań. Luzu zaworowe zmieniano w zakresie  $0,3 \div 1 \text{ mm}$  z krokiem 0,1 mm.

Akwizycji poddano sygnały przyspieszeń drgań w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach, sygnał ciśnienia panującego w cylindrze oraz sygnał ze znacznika kąta obrotu wału korbowego. Do rejestracji przebiegów czasowych wymienionych wielkości użyto zestawu pomiarowego składającego się z piezoelektrycznych przetworników przyspieszeń drgań

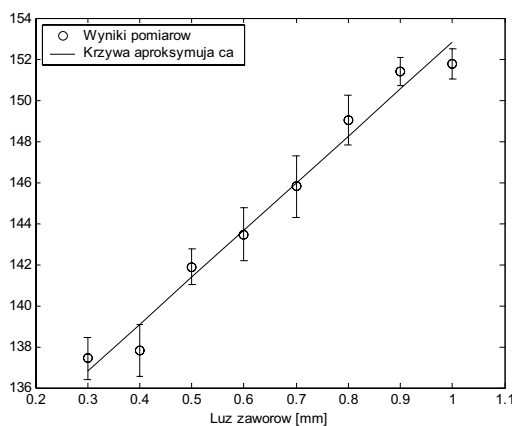


i ciśnienia, wzmacniaczy ładunku, znacznika kąta obrotu wału korbowego oraz rejestratora.

Szczegółowe założenia dotyczące opracowania metodyki badań nad wpływem luzu zaworów silnika spalinowego na wybrane charakterystyki sygnałów drgań przedstawiono w pracach [2, 3].

#### 4. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

Analizie poddano sygnały drganiowe w kierunku równoległym do osi wału korbowego (kierunek x), ponieważ ich parametry umożliwiały jednoznaczne określenie wartości luzu zaworowego. Przed obliczeniem miar punktowych, sygnały poddano wstępnej obróbce polegającej na selekcji czasowej. Oznacza to, że w obliczeniach uwzględniono tylko te odcinki przebiegów czasowych przyspieszeń drgań, które czasowo były związane z momentem zamykania zaworów. Operacja selekcji czasowej była konieczna, ponieważ bez jej zastosowania obliczone miary punktowe sygnałów przyspieszeń drgań charakteryzowały się niewystarczającą dynamiką zmian (do celów diagnostycznych) w funkcji luzu zaworowego. Na podstawie tak przygotowanego sygnału obliczono poziomy miar punktowych, które są najbardziej wrażliwe na zmiany luzów w układach mechanicznych – wartość szczytową i międzyszczytową przyspieszeń drgań. Na rysunku 1 przedstawiono zależność poziomu szczytowej wartości przyspieszeń drgań w funkcji luzu zaworów silnika spalinowego, którą aproksymowano (metodą najmniejszych kwadratów) funkcją liniową.



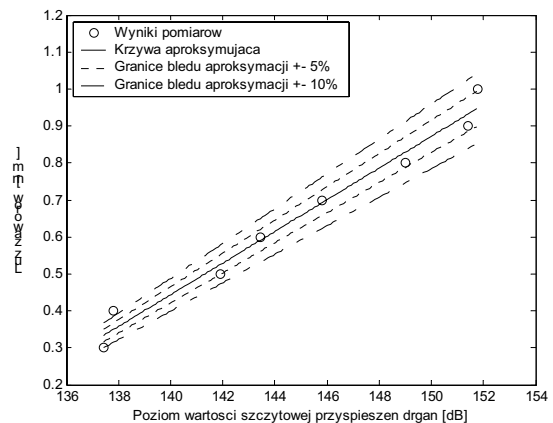
Rys. 1. Zależność poziomu wartości szczytowej przyspieszeń drgań od luzu zaworów silnika spalinowego SB 3.1

W wyniku aproksymacji otrzymano równanie krzywej (12), którego graficzną reprezentację zaznaczono na rys. 1. W trakcie badań wyznaczono dynamikę zmian parametru sygnału drgań, która wyniosła 14 dB.

$$pa_{x, \text{PEAK}} = 22,9 \cdot luz + 130 \quad (12)$$

Podstawowym celem badań diagnostycznych jest określenie luzu zaworów na podstawie znanych wartości parametrów przyspieszeń drgań; w tym celu przeprowadzono obliczenia w oparciu o krzywą aproksymującą. W równaniu za zmienną objaśniającą przyjęto poziom wartości szczytowej przyspieszeń drgań, a za zmienną objaśnianą luz zaworów. W wyniku obliczeń współczynników aproksymacji otrzymano krzywą opisaną równaniem (13) przedstawioną na rys. 2.

$$luz = 0,04 \cdot pa_{x, \text{PEAK}} - 5,6 \quad (13)$$



Rys. 2. Zależność luzu zaworów silnika spalinowego SB 3.1 od poziomu wartości szczytowej przyspieszeń drgań

Wartość współczynnika  $R^2$  pomiędzy wynikami pomiarów, a wartościami uzyskanymi w trakcie obliczeń wykorzystując zależność (11) wyniosła 0,98, co oznacza dobre odwzorowanie rzeczywistych pomiarów w modelu matematycznym opisującym zmiany luzu zaworów w zależności od wartości szczytowej przyspieszeń drgań.

Na rys. 3 przedstawiono zależność poziomu międzyszczytowej wartości przyspieszeń drgań w funkcji luzu zaworów silnika spalinowego.

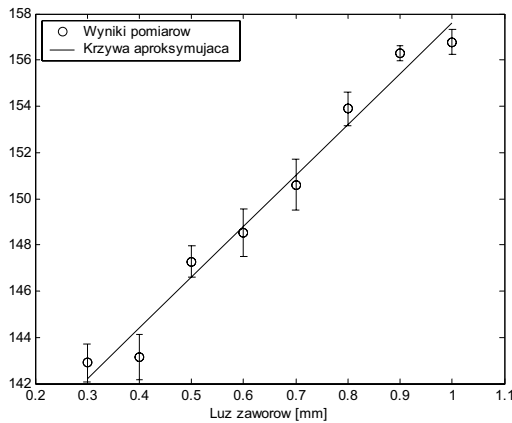
Dynamika zmian poziomu wartości międzyszczytowej przyspieszeń drgań w funkcji luzu zaworów wyniosła aż 14 dB. Na podstawie wyznaczonych punktów przeprowadzono aproksymację metodą najmniejszych kwadratów. Aproksymowaną krzywą przedstawiono równaniem (14) oraz zaznaczono na rys. 3.

$$pa_{x, \text{PEAK to PEAK}} = 22 \cdot luz + 136 \quad (14)$$

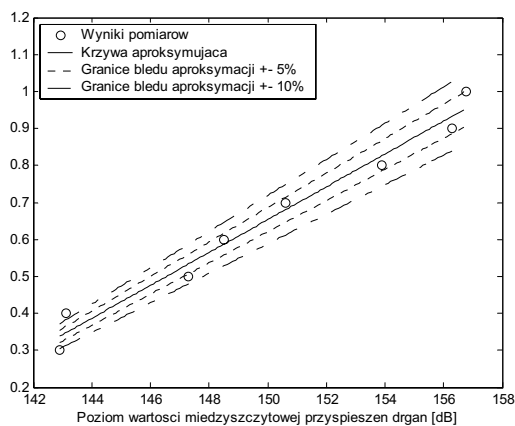
W celu oszacowania luzu zaworów na podstawie poziomu wartości międzyszczytowych sygnału przyspieszeń drgań wyznaczono model matematyczny w oparciu o metodę najmniejszych kwadratów. Wynikiem aproksymacji jest krzywa opisana równaniem (15) przedstawiona na rys. 4.

$$luz = 0,04 \cdot pa_{x, \text{PEAK to PEAK}} - 6 \quad (15)$$

gdzie:  $pa_{x, \text{PEAK to PEAK}}$  – poziom wartości międzyszczytowej przyspieszeń drgań [dB],  
 $luz$  – luz zaworów [mm].



Rys. 3. Zależność luzu zaworów silnika spalinowego SB 3.1 od poziomu wartości międzyszczytowej przyspieszeń drgań



Rys. 4. Zależność luzu zaworów silnika spalinowego SB 3.1 od wartości szczytowej przyspieszeń drgań

Na podstawie wyników pomiarów i obliczeń, wykorzystując zależność (14) wyznaczono współczynnik  $R^2$ , który wyniósł 0,98. Oznacza to dobre odwzorowanie rzeczywistych pomiarów w modelu matematycznym opisującym zmiany luzu zaworów w zależności od kurtozy przyspieszeń drgań.

## 5. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych analiz wpływu luzu zaworów rozrządu na poziom wybranych miar punktowych sygnałów przyspieszeń drgań stwierdzono, że do oszacowania luzu zaworów w badanym silniku spalinowym najbardziej przydatne są poziomy wartości szczytowej i międzyszczytowej przyspieszeń drgań. Ustalono ponadto, że warunkiem uzyskania zadowalającej dokładności oszacowania luzu zaworów na podstawie wartości szczytowej i międzyszczytowej przyspieszeń obliczonych z sygnału drganiowego jest poddanie szeregow czasowych wstępnej obróbce polegającej

na selekcji czasowej. Zastosowanie skali logarytmicznej pozwoliło zastosować aproksymacją linią prostą a nie wykładniczą jak w pracy [4]. Zastosowanie do aproksymacji funkcji liniowej znacznie upraszcza szacowanie luzu zaworów. Dalsze prace dotyczące możliwości oceny luzu zaworów będą obejmowały badania zmierzające do zastosowania analizy częstotliwościowej w opisie zjawisk zachodzących w układzie rozrządu silnika spalinowego. Przewiduje się również weryfikację na silniku z automatyczną kompensacją luzów zaworowych.

## LITERATURA

- [1] Cempel Cz.: *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn*. Wydawnictwa Naukowo Techniczne, Warszawa 1982.
- [2] Czechyra B., Szymański G., Tomaszewski F.: *Ocena luzu zaworów silnika spalinowego w oparciu o parametry drgań – założenia metodyczne*. Silniki Spalinowe nr 1/2004(118)
- [3] Szymański G.: *Ocena stanu regulacji zaworów silnika spalinowego za pomocą sygnału drganiowego*. Praca magisterska. Politechnika Poznańska, Poznań 2000.
- [4] Tomaszewski F., Czechyra B., Szymański G.M.: *Wykorzystanie miar punktowych sygnału drganiowego do oceny wybranych parametrów regulacyjnych układu rozrządu silnika spalinowego*, Pojazdy Szynowe 3-4/2004.
- [5] Tomaszewski F.: *Zastosowanie procesów wibroakustycznych do oceny stanu technicznego silnika spalinowego lokomotywy*. Praca doktorska. Politechnika Poznańska, Poznań 1987.



Dr hab. inż. **Franciszek TOMASZEWSKI** jest profesorem w Instytucie Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej. Główne zainteresowania naukowe dotyczą diagnostyki wibroakustycznej pojazdów

i ich zespołów a także oceny poziomu drgań i hałasu pojazdów i środowiska transportu lądowego.



Dr inż. **Grzegorz M. SZYMAŃSKI** jest adiunktem w Instytucie Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej. Zajmuje się diagnostyką pojazdów i ich zespołów z wykorzystaniem sygnałów wibroakustycznych, a także

oceny poziomu ich drgań i hałasu.

## NIEPEWNOŚĆ DANYCH WEJŚCIOWYCH DOTYCZĄCYCH OBCIĄŻEŃ W MODELOWANIU UKŁADÓW WIRNIKOWYCH

Paweł PIETKIEWICZ

Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, Katedra Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn  
10-957 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11/132, 89 523 45 14, [papiet@uwm.edu.pl](mailto:papiet@uwm.edu.pl)

### Streszczenie

W artykule przedstawiono ideę uwzględnienia niepewności danych wejściowych w modelowaniu układów wirnik-łożyska w maszynach wirnikowych. Przedstawione zostały wybrane rezultaty obliczeń przy zastosowaniu dwóch różnych algorytmów generowania losowego przebiegu zmienności siły poprzecznej obciążającej wał wirnika. Wyniki wstępnych badań numerycznych pozwalają na potwierdzenie przydatności wykorzystywanych narzędzi, jednak sygnalizują także występujące trudności w interpretacji otrzymywanych tą drogą odpowiedzi analizowanych układów.

Słowa kluczowe: wirnik, niepewność danych, trajektoria, drgania, układ wirnik-łożyska.

### THE INPUT DATA UNCERTAINTY CONCERNING LOADS IN THE ROTOR SYSTEM MODELLING

#### Summary

The idea of the allowance method for the input data uncertainties in the turbo-machines rotor-bearings systems modelling are contained in the paper. The author presents selected calculation results, when two different generation algorithms of the random variability course of the shear force, that imposes the rotor shaft loading, have been applied. The initial numerical research results displayed in this paper allow for acknowledge of such tools' kind usability, however they also signal the difficulties occurring in the interpretation of the analysed systems answers, received this way.

Keywords: rotor, data uncertainty, trajectory, vibrations, rotor-bearings system.

### 1. WSTĘP

Zastosowanie metod numerycznych pozwala na przeprowadzanie eksperymentów, które nie byłyby możliwe na obiektach rzeczywistych uznanych za krytyczne (np. wielkogabarytowe maszyny wirnikowe). Istota działania wszelkich rozwiązań opartych na komputerach ogranicza jednak możliwości uwzględnienia uwarunkowań występujących w naturze. Podczas pomiarów wartości sygnałów w każdym eksperymencie wykonywanym na obiekcie rzeczywistym, występują nie tylko z tzw. szumy oraz rozbieżności powodowane błędami pomiarowymi, ale również przypadkowość, która powoduje losowe (w pewnym zakresie) zmiany czynników wejściowych, mających wpływ na wyniki eksperymentu.

Zastosowanie numerycznych metod obliczeniowych, dając z jednej strony bezpieczeństwo w wykonywaniu wszelkich eksperymentów, jednocześnie powoduje otrzymywanie dyskretnych, zdeterminowanych wyników badań, które z każdym powtórzeniem eksperymentu nie zmieniają się. Podczas realizacji przedsięwzięć badawczych, mając do czynienia z wieloma danymi wejściowymi do modelu obiektu

technicznego oraz przy braku uwzględnienia niepewności większości z tych danych, należy liczyć się z poważnymi rozbieżnościami otrzymywanych wyników w porównaniu z ewentualnym eksperymentem wykonanym na obiekcie rzeczywistym.

Autor niniejszego artykułu zastosował do badań numerycznych prosty algorytm, zawierający elementy losowej zmiany wartości siły poprzecznej obciążającej dwupodporowy wirnik oparty na dwóch podporach, należącej do zbioru danych wejściowych w sprawdzonym modelu.

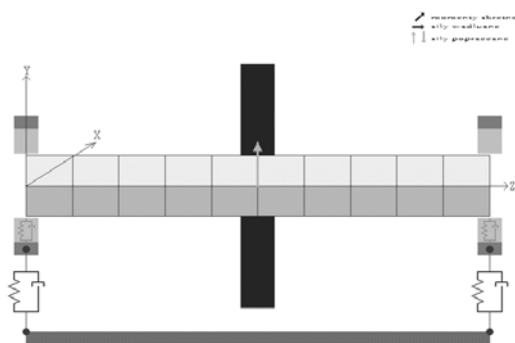
### 2. OBIEKT BADAŃ I NARZĘDZIA BADAWCZE

Obiektem badań był wirnik dwupodporowy o symetrycznej budowie i masie  $m \approx 179$  kg. W jego osi symetrii umieszczono dysk do którego przyłożono siłę poprzeczną o wartości  $P = 500$  N.

W modelu wirnika (rys. 1) wyodrębniono 15 węzłów. Przykładana siła poprzeczna umiejscowiona została w węźle 8, przez który przechodzi oś symetrii wirnika oraz, w którym umieszczono dysk.

Do badań zastosowano opracowany w IMP PAN program komputerowy „NLDW-75”, służący do obliczeń sprężonych form drgań giętno-wzdłużno-skrętnych z imperfekcjami typu pęknięcia wału i rozosiowania elementów oraz z zewnętrznymi obciążeniami w formie dodatkowych (poza niewyważeniami) sił poprzecznych, wzdłużnych i momentów skrętnych [1, 2]. Obliczenia uwzględniające wpływ niepewności wartości siły poprzecznej wykonano przy następujących założeniach:

- Prędkość obrotowa wału wirnika,  $\omega = 3000$  obr/min
- Wirnik jest doskonale wyważony i nie obciążony w żaden sposób z wyjątkiem przyłożonej siły poprzecznej.
- Wartość siły przyłożonej w węźle 8 (oś symetrii wirnika),  $P = 500$  N.
- Zakres wahań wartości siły 5-20% nominalnej wartości.
- Podstawowy kąt interwału zmian siły  $\Delta\alpha = 2,5^\circ$
- Stosunek prędkości kątowych siły poprzecznej i wału  $x = 1; 0,5; 2$ .



Rys.1. Schemat budowy wirnika i sposobu przyłożenia siły poprzecznej

### 3. METODYKA UWZGLĘDNIANIA NIEPEWNOŚCI WARTOŚCI SIŁY POPRZECZNEJ

Zbudowany przez autora preprocesor przed każdą pętlą obliczeniową uwzględniającą istnienie siły poprzecznej w węźle 8-ym wirnika, zmienia wartość tej siły losowo w zadanym zakresie.

Budowa preprocesora przewiduje dwa rodzaje losowania:

- metodą swobodną, w której jedynym ograniczeniem wartości siły poprzecznej jest zadany zakres (np.  $\pm 20\%$ )
- metodą ograniczoną o dodatkowy zakres maksymalnej zmiany siły w kolejnych krokach iteracyjnych.

Założeniem drugiej z wymienionych metod jest uwzględnienie fizycznego przebiegu zmiany sił poprzecznych w kolejnych krokach iteracyjnych. Przy małych wartościach interwału iteracyjnego

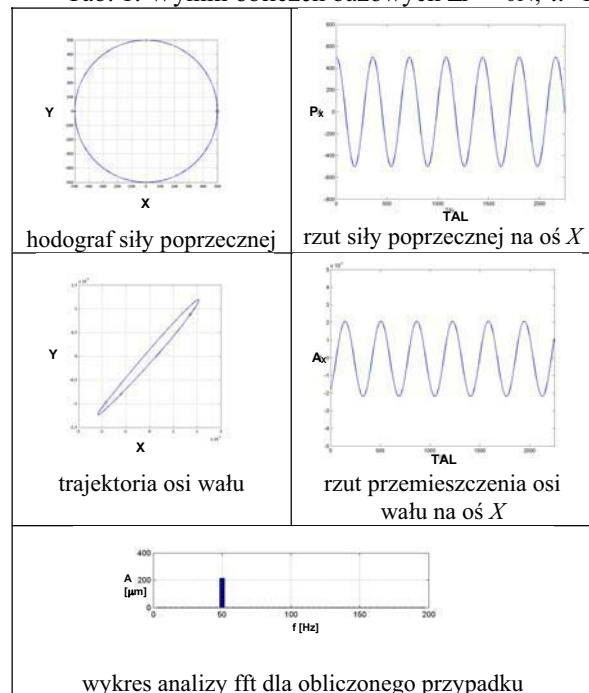
wyrażonego w stopniach obrotu wału (np.  $2,5^\circ$ ), zakłada się, że niemożliwa jest zbyt duża zmiana wartości siły poprzecznej. Istnieją więc dwa ograniczenia jej wahań: zakres ogólny wahań w całym badanym procesie oraz zakres kolejnych zmian siły w następujących po sobie położeniach wału wirnika.

### 4. WYNIKI OBLICZEŃ (METODA SWOBODNA LOSOWANIA)

Obliczenia wykonano dla różnych wartości zakresów wahań wartości siły  $P$  oraz dla różnych stosunków prędkości wirowania siły i wału wirnika. Każdy z wyników porównywano z przypadkami bazowymi, zakładającymi stałą wartość siły poprzecznej.

#### 4.1. Przypadek $x=1$

Tab. 1. Wyniki obliczeń bazowych  $\Delta P = 0N$ ;  $x=1$



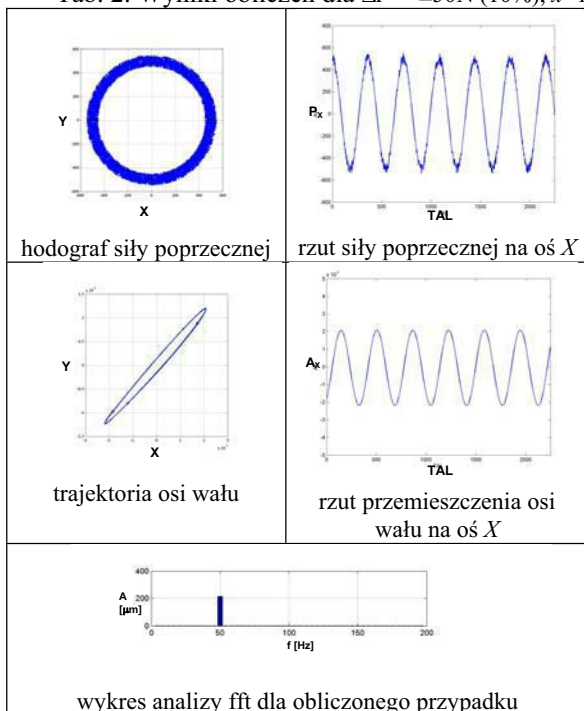
Tablica 1 zawiera graficzne interpretacje wyników obliczeń przypadku bazowego, w którym wirująca siła poprzeczna o wartości  $P = 500N$  nie zmienia swojej wartości i wiruje z prędkości równą prędkości wału wirnika. W lewym górnym narożniku tablicy 1 widoczny jest hodograf siły obciążającej wirnik. W przypadku bazowym (stała wartość siły) jest on okręgiem. Zmienność wartości siły  $P$  w kierunku  $X$  przedstawia rysunek w prawym górnym rogu tablicy. Poniżej przedstawiono odpowiedź układu. Z lewej strony widoczna jest trajektoria osi wirnika w płaszczyźnie do niej prostopadłej oraz rzut przemieszczenia osi wału na jeden z kierunków –  $X$ . W dolnej części tablicy zamieszczono wynik analizy fft drgań wirnika w kierunku  $X$ . W niniejszym opracowaniu posłużono się wyłącznie analizą drgań w jednym kierunku.

Częstotliwości drgań w kierunkach  $X$  oraz  $Y$  w omawianym ruchu wirnika są identyczne (zależne od prędkości obrotowej wirnika). Obserwowane podczas obliczeń różnice dotyczą tylko i wyłącznie amplitud, których wartość wynika ściśle z kształtu otrzymanych trajektorii.

W tabelicy 2 przedstawiono graficzną interpretację uzyskanych wyników obliczeń przy wahaniu wartości siły poprzecznej w zakresie  $\pm 10\%$ . W lewej górnej części widoczny jest hodograf siły poprzecznej przyłożonej w połowie wirnika. W porównaniu z odpowiednim rysunkiem z tab. 1, widać wyraźnie rozrzut wartości siły podczas obrotów wirnika (wszystkie rysunki przedstawione w artykule zostały sporządzone dla 12 ostatnich obrotów wału wirnika). Zmianę wartości siły poprzecznej można również zaobserwować analizując rzut siły poprzecznej na kierunek  $X$ . Podczas dynamicznych zmian wartości rzutu siły, efekt wahań wartości siły jest niewidoczny z powodu zbyt małych wartości przyrostów siły w porównaniu ze zmianami wartości rzutu wynikającymi z obrotu wału. Efekt związany ze zmianą wartości siły widać najlepiej w pobliżu lokalnych ekstremów wykresu.

Obraz trajektorii osi wału w węźle 8-ym, w płaszczyźnie prostopadłej do niej, w porównaniu z przypadkiem bazowym, pozostaje bez istotnych zmian. Widoczne jest tylko lekkie pogrubienie linii elipsy po której porusza się os wału.

Tab. 2. Wyniki obliczeń dla  $\Delta P = \pm 50N$  (10%),  $x=1$



Wynik analizy fft także nie wykazuje żadnych widocznych efektów spowodowanych zmianą wartości siły poprzecznej podczas obrotu wału wirnika. Dominującą częstotliwością drgań wirnika

w kierunku  $X$  jest częstotliwość 50 Hz, wynikająca bezpośrednio z prędkości obrotowej wirnika.

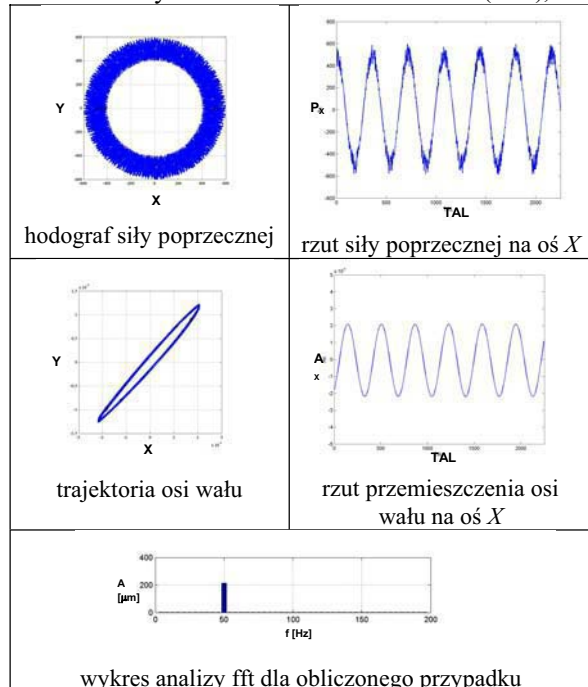
W tabelicy 3 zamieszczono analogiczne wyniki dla przypadku wahań siły w zakresie  $\pm 20\%$ .

Hodograf siły poprzecznej w tym przypadku wyraźnie wskazuje na wahań jej wartości. Efekt związany ze zmianą wartości wirującej siły widoczny jest także na obrazie rzutu siły na kierunek  $X$ . Ze względu na większy zakres wahań wartości, wpływ ten jest widoczny nie tylko w okolicach lokalnych ekstremów, ale także na „stokach” wykresu. Jak widać na rysunku przedstawiającym trajektorię osi wału, kształt elipsy, po której porusza się punkt osi wału wirnika, staje się mniej stabilny w porównaniu z przypadkiem bazowym. W interpretacji graficznej widoczny jest grubszy kontur kreślonej elipsy. Obserwacja wyników analizy fft nie pozwala na stwierdzenie zmian.

#### 4.2. Przypadek $x=2$

Rozpatrywany przypadek zakłada wirowanie siły poprzecznej wokół osi wału wirnika z prędkością kątową dwa razy większą w stosunku do prędkości wirowania samego wirnika. Wyniki obliczeń dla tego przypadku, w porównaniu z przypadkiem  $x=1$  charakteryzują się dwa razy większą częstotliwością drgań (tab. 4).

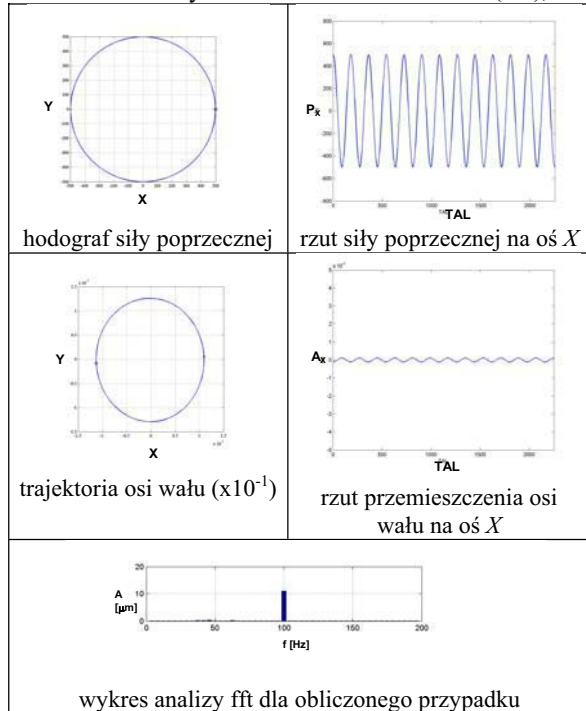
Tab. 3. Wyniki obliczeń dla  $\Delta P = \pm 100N$  (20%),  $x=1$



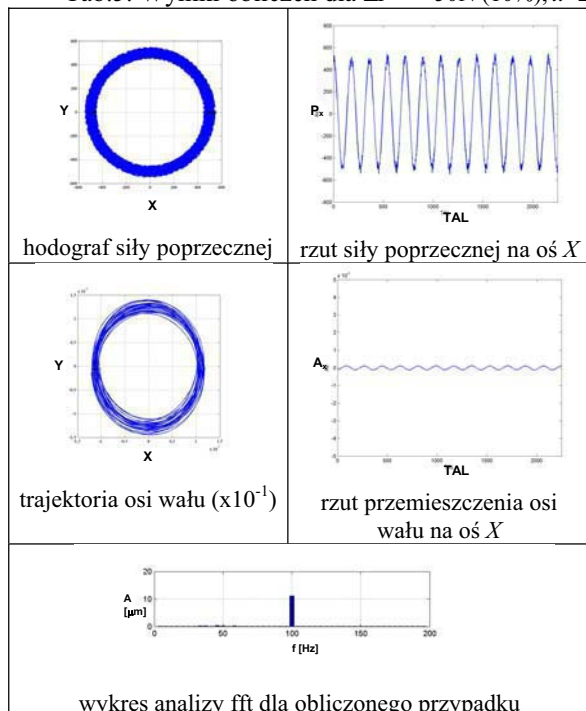
W tabelicy 5 zamieszczono wyniki obliczeń przypadku zakładającego stosunek prędkości obrotowej siły poprzecznej do prędkości obrotowej wału wirnika  $x = 2$  oraz wahań wartości siły o  $\pm 10\%$  jej wartości nominalnej. Różnica odpowiedzi modelu układu wirnik-łożyska w porównaniu z przypadkiem wirowania współbieżnego siły widoczna jest na pierwszy rzut

oka. Dominująca częstotliwość drgań wynosi w tym przypadku 100 Hz, przy czym pojawiły się również zakłócenia o niższych częstotliwościach. Amplituda drgań, co jest widoczne wyraźnie na obrazie rzutu przemieszczeń osi wału na kierunek  $X$ , postaje wielokrotnie niższa w porównaniu z przypadkiem wirowania współbieżnego.

Tab.4. Wyniki obliczeń dla  $\Delta P = \pm 0N$  (0%),  $x=2$



Tab.5. Wyniki obliczeń dla  $\Delta P = \pm 50N$  (10%),  $x=2$



Podobnie jak w przypadku, gdy  $x=1$ , losowe zmiany wartości siły, widoczne na rysunku w tab. 5

przy wartości 10% nominalnej wartości siły, na rzucie na kierunek  $X$  widoczne są tylko w pobliżu lokalnych ekstremów.

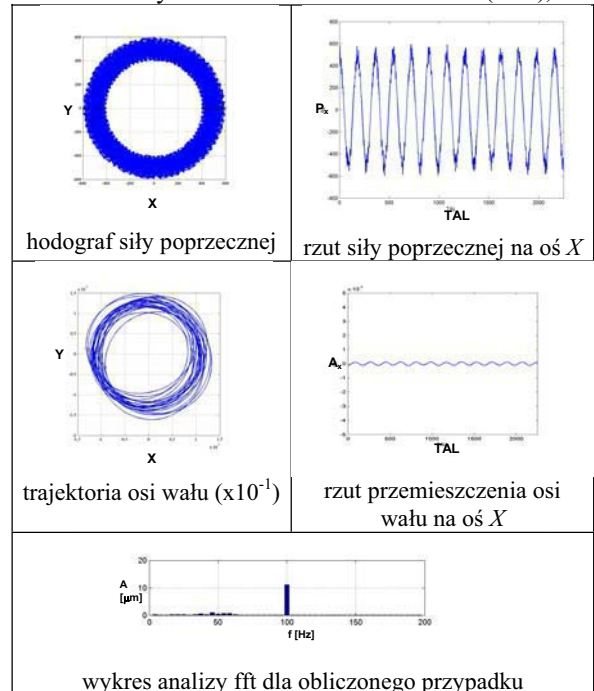
Porównując trajektorie osi wału, w przypadku, gdy obciążająca wirnik siła wiruje dwa razy wolniej, trajektoria ta przyjmuje niemal kołowy charakter (tab. 4). W przypadku wahań wartości siły zostaje ona rozrzucona w kierunku pionowym. Rozrzut w kierunku poziomym jest nieznaczny.

W tabelicy 6 przedstawiono analogiczne wyniki obliczeń, gdy wahania siły wynoszą 20% jej wartości.

Losowe zmiany wartości siły podczas jej obrotu są wyraźnie widoczne na graficznej interpretacji jej rzutu na oś  $X$ . Wahania siły sięgające 20% jej wartości wystarczają, by zaobserwować ich wpływ na kształt krzywej na jej „stokach”. Świadczy to o tym, że zmiany wartości siły miały wpływ na zachowanie się wirnika w czasie każdego, pełnego jego obrotu.

W opisywanym przypadku niestabilność trajektorii wału jest wyraźniejsza. Na jej obrazie widoczne są również zmiany w kierunku poziomym. Analiza fft nie wykazała znaczących zmian w charakterze drgań osi wirnika spowodowanych zwiększeniem amplitudy wahań wartości siły poprzecznej, jednak zaznaczone zostały składowe częstotliwości drgań poniżej 100 Hz.

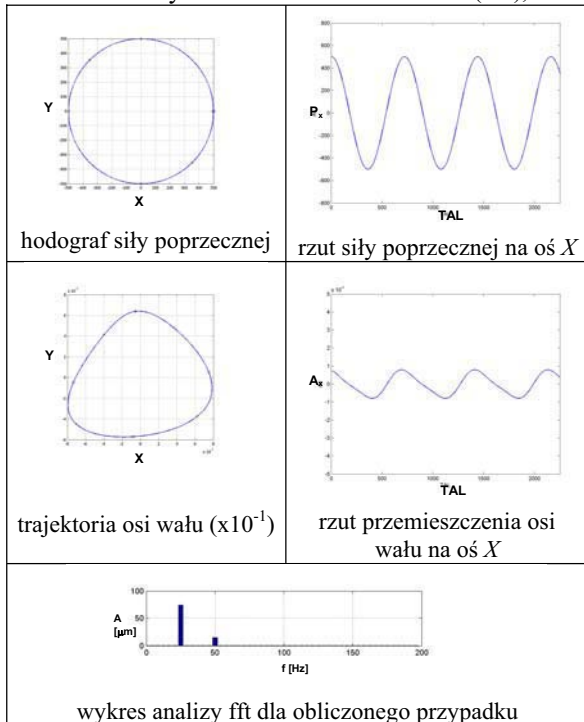
Tab.6. Wyniki obliczeń dla  $\Delta P = \pm 100N$  (20%),  $x=2$



### 4.3. Przypadek $x=0.5$

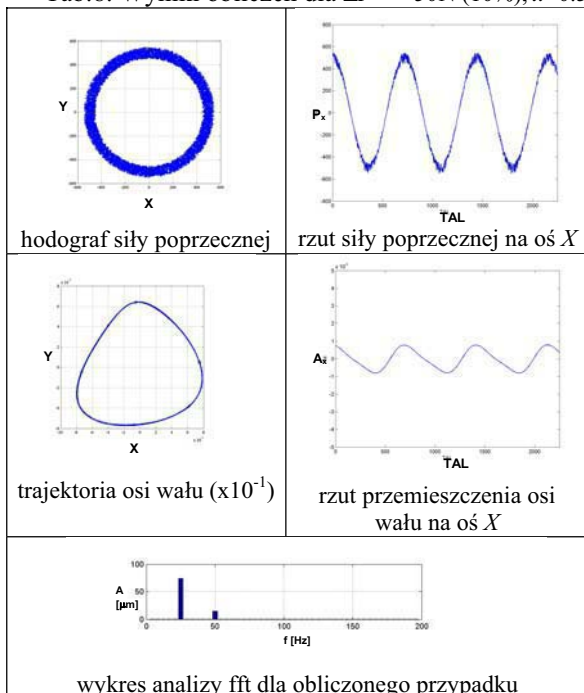
W przypadku współczynnika  $x=0.5$ , siła poprzeczna obciążająca wirnik w węzle 8 wiruje z prędkością kątową dwa razy mniejszą od prędkości wirowania wału. W tabelicy 7 przedstawiono wyniki odpowiedzi modelu układu w przypadku braku wahań wartości siły.

Tab. 7. Wyniki obliczeń dla  $\Delta P = \pm 0N$  (0%),  $x=0.5$



Przypadek, gdy współczynnik  $x=0.5$ , charakteryzuje się dwoma przeważającymi częstotliwościami drgań osi wirnika. Dominującą stała się częstotliwość 25 Hz, co w analogii do wcześniej opisywanych przypadków wydaje się oczywiste, jednak ujawniła się także częstotliwość równa 50 Hz.

Tab.8. Wyniki obliczeń dla  $\Delta P = \pm 50N$  (10%),  $x=0.5$



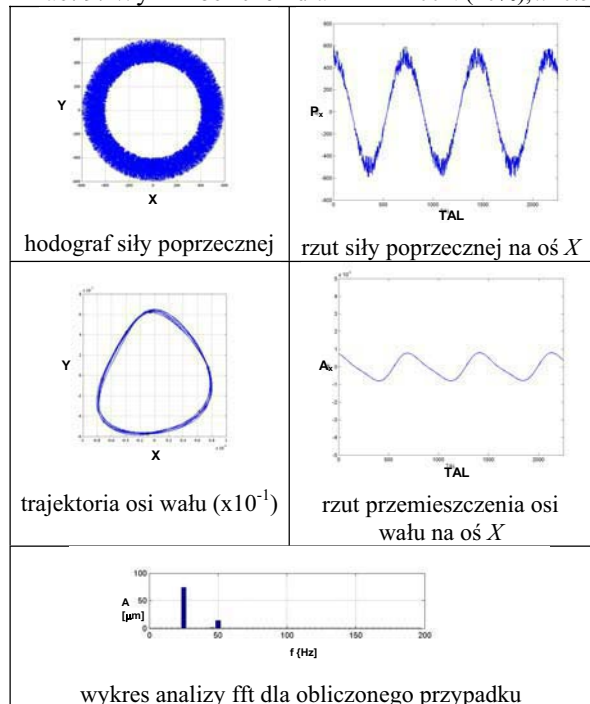
Obraz rzutu siły na kierunek X w tab. 7 pokazuje dwa razy niższą częstotliwość zmian siły na każdym z kierunków, natomiast nieeliptyczny kształt trajektorii wału wirnika generuje zupełnie odmienny obraz rzutu na kierunek X niż we wcześniej omawianych przypadkach.

W tablicy 8 przedstawiono wyniki obliczeń przypadku wahań wartości siły w zakresie 10%. Z powodu dwa razy mniejszej częstotliwości zmian siły na każdym kierunku, wpływ tego wahań widoczny jest już wyraźnie nawet przy tak małych odchyłkach. Charakter trajektorii pozostał bez zmian, podobnie jak wynik analizy fft drgań osi wirnika.

W tablicy 9 zamieszczono graficzną interpretację wyników obliczeń przypadku, gdy siła poprzeczna wirująca dwa razy wolniej niż wirnik zmienia się w zakresie 20%.

Wahania wartości siły w zakresie 100N przy nominalnej wartości 500N wyraźnie zmieniają wykres zmienności jej rzutu na oś X w czasie. Widoczny jest wyraźny wpływ zmienności wartości siły zarówno w okolicach lokalnych ekstremów funkcji jak i na jej tzw. „stokach”. Odpowiedź modelu układu przedstawia trajektorię o podobnym do poprzednio przedstawianych kształcie, jednak kształt trajektorii stał się niestabilny. Obraz składowej drgań w kierunku X nie pozwala na stwierdzenie różnic w drganiach między kolejnymi przypadkami, podobnie jak analiza fft.

Tab. 9. Wyniki obliczeń dla  $\Delta P = \pm 100N$  (20%),  $x=0.5$



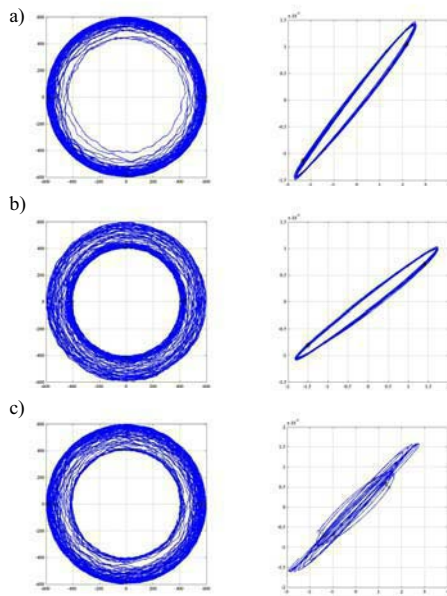
## 5. METODA LOSOWANIA Z OGRANICZENIAMI. PROBLEMY INTERPRETACJI WYNIKÓW

Opisywana w rozdziale 3 metoda losowania przy stosowaniu ograniczeń zakłada, że w kolejnym kroku iteracyjnym (co 2,5° obrotu wału wirnika) siła poprzeczna nie może zmienić się co do wartości więcej niż wynosi zadane ograniczenie.

Uwzględniając wysokie prędkości obrotowe wałów wirników oraz przy dużych wartościach sił poprzecznych i innych obciążeń wirnika, nie można zakładać możliwości ich zmienności w całym założonym zakresie podczas jednego kroku iteracyjnego.

*Przykład: prędkość obrotowa wirnika  $n=3000$  obr/min, częstotliwość drgań 50 Hz, siła poprzeczna wirująca wraz z wirnikiem.*

*Zmienności siły co 2,5° obrotu wału powoduje częstość tych zmian równą 7.2 kHz. Przy zmienności siły w zakresie  $\pm 20\%$  (w przyjętym modelu to  $\pm 100N$ ) oznacza to, że zmiana siły w ciągu obrotu wału o 2.5° sięga niemal połowy jej wartości i może występować w każdym kolejnym kroku iteracyjnym z obliczoną częstotliwością.*



Rys. 2. Wybrane hodografy siły poprzecznej oraz odpowiadające im trajektorie ( $x=1$ )

Wybrane wyniki obliczeń sprawdzających wpływ wprowadzenia dodatkowego ograniczenia w losowaniu wartości siły poprzecznej, zamieszczone w niniejszym rozdziale wykażą istnienie pewnych problemów związanych z ich interpretacją.

Na rys. 2 przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń dla trzech powtórzeń przy tych samych parametrach ograniczających zmienność wartości siły poprzecznej obciążającej wirnik ( $x=1$  – siła wiruje zgodnie z wirnikiem):

$$\Delta P = 20\%,$$

$$\Delta \alpha = 2.5^\circ,$$

$$\delta_{max} P = 2\%.$$

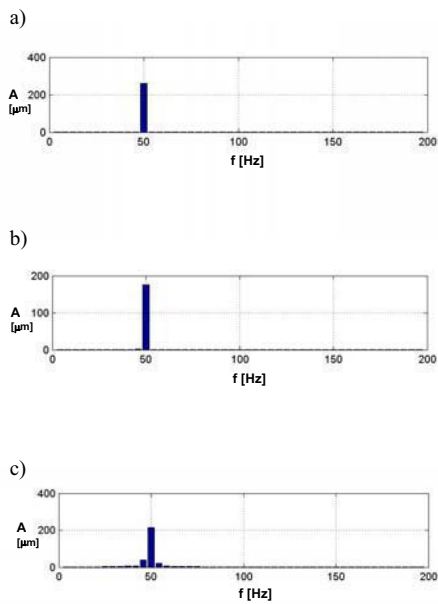
W niniejszym opracowaniu, zmiana siły poprzecznej w kolejnych krokach iteracyjnych, została ograniczona do dziesiątej części całkowitego zakresu jej zmienności. W przypadku, gdy losowanie za każdym razem przewidywałoby wzrost siły o maksymalny dozwolony zakres, podczas zmiany siły z wartości nominalnej do wartości  $P+\Delta P$  wirnik obróciłby się o 25°. Przy losowaniu nakazującym zmianę z wartości  $P+\Delta P$  na  $P-\Delta P$ , wirnik obróciłby się o 50°.

W lewej części rys. 2 zamieszczone zostały obrazy sił w 12 ostatnich obliczanych obrotach wału wirnika. W przypadku a) widoczne jest skupienie wartości w pobliżu górnego zakresu zmienności wartości siły, w przypadkach b) i c) rozkład wartości wynikających z losowania jest bardziej równomierny w całym przedziale zmienności wartości siły, jednak również widać między nimi różnice dotyczące skupienia większości losowanych wartości wokół minimalnej (przyp. b) oraz maksymalnej (przyp. c) wartości dopuszczalnej.

Wpływ różnego wyniku losowania zmienności wartości siły poprzecznej można przeanalizować porównując wyniki z prawej strony rys. 2. W przypadku a) widoczna jest regularna eliptyczna trajektoria osi wału wirnika, wykazująca lekką niestabilność, co jest wynikiem zmian wartości siły. Przypadek b), mimo całkowicie innego przebiegu zmienności siły poprzecznej, jest bardzo podobny, jeśli chodzi o kształt trajektorii osi wirnika, jednak widoczny jest nieco inny kąt pochylenia osi elipsy, po której krążył modelowy punkt osi wirnika. W przypadku przedstawionym na rys. 2c. widoczne jest znaczące zaburzenie charakteru trajektorii osi wirnika. Mimo obrazu siły będącego przypadkiem pośrednim między a) i c), obraz trajektorii osi wału wirnika jest zaburzony, a z elipsy o podobnych parametrach geometrycznych do pozostałych przypadków, została wyodrębniona, zarysowana podczas kilku obrotów wirnika elipsa o krótszej osi.

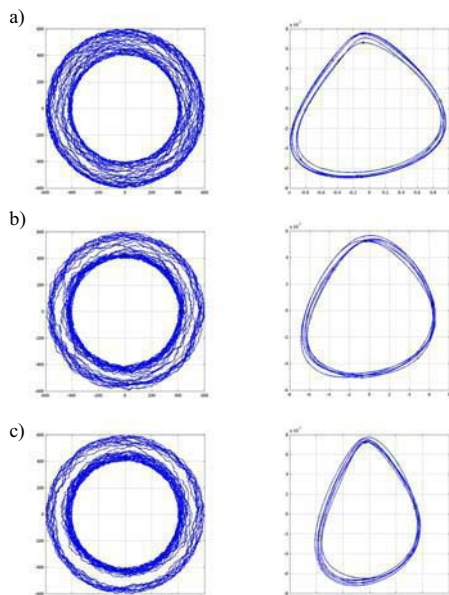
Na rys. 3 przedstawiono rezultaty analizy fft wcześniej opisywanych wyników obliczeń. W przypadkach a) i b) drgania w jednym z kierunków różnią się tylko amplitudą, za co odpowiada różny kąt pochylenia elips trajektorii wirnika. Przypadek c) obliczeń spowodował pojawienie się znaczących amplitud drgań o częstotliwościach różnych od częstotliwości wynikającej z prędkości obrotowej wału wirnika.





Rys. 3. Wyniki analizy fft obliczeń przedstawionych na rys. 2

Na rys. 4 zamieszczono analogiczne wyniki trzech powtórzeń obliczeń dla siły wirującej z prędkością równą połowie prędkości obrotowej wału wirnika.



Rys. 4. Wybrane hodografy siły poprzecznej oraz odpowiadające im trajektorie ( $x=0.5$ )

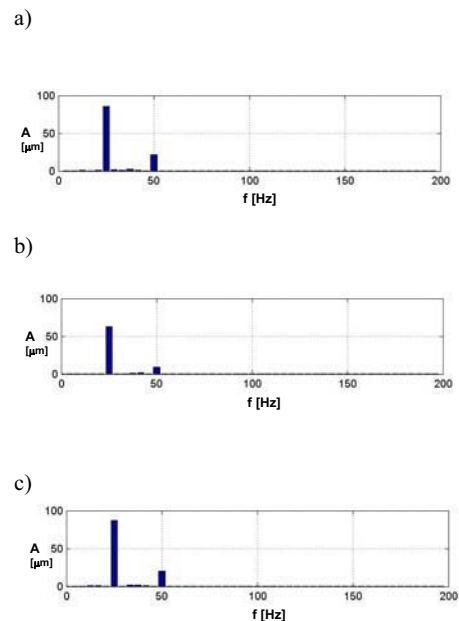
Przypadek a) na rys. 4 odpowiada losowaniu wartości siły poprzecznej, które w dwunastu

ostatnich obrotach wirnika rozłożyły jej wartość równomiernie między ekstremalnymi jej wartościami, przewidzianymi zakresem losowania. W przypadkach b) i c) wartość wygenerowanej siły skupia się wokół krańcowych wartości z przedziału dozwolonego, przy czym większość generowanych losowo wartości jest zbliżona do minimalnej dozwolonej wartości siły.

Wpływ różnego przebiegu zmienności wartości siły podczas obrotu wirnika na trajektorię jego osi widoczny jest po prawej stronie rys. 4, a wyniki analizy fft każdego z analizowanych przypadków przedstawiono na rys. 5.

Trajektorie różnią się wyraźnie. Wyróżnikiem różnic może być stosunek ich wymiarów w kierunku  $X$  i kierunku  $Y$ . Porównanie trajektorii z przypadku a) oraz c) pozwala zauważyć smukłość trajektorii w kierunku pionowym w przypadku c).

Porównując wyniki analizy fft można zauważyć charakterystyczne dla współczynnika  $x=0.5$  dwa prążki dominujących drgań. Najwyższe wartości drgań o częstotliwości 25 Hz w przypadku b) są niższe niż w pozostałych porównywanych przypadkach. Ma to związek ze wspomnianą małą smukłością oraz małym stosunkiem amplitudy w kierunku pionowym i poziomym (z przyczyn edytorskich mało widoczna podziałka na rysunku).



Rys. 5. Wyniki analizy fft obliczeń przedstawionych na rys. 4

## 6. PODSUMOWANIE

Przedstawione obliczenia są pierwszymi z cyklu badań autora nad wpływem niepewności danych wejściowych w modelowaniu zjawisk związanych z maszynami wirnikowymi. Przyjęcie prostego

modelu układu wirnik-łożyska pozwoliło na bezpośrednie obserwowanie wpływu zmian wartości siły obciążającej wirnik na trajektorię jego wału.

Otrzymane wyniki, których liczba jest znacznie większa, niż przedstawiona w niniejszym artykule, pozwoliły na sformułowanie kilku wniosków:

- Analiza konkretnych przypadków wykazała, że wprowadzenie wahań losowych siły poprzecznej do modelu wirnika z jednym dyskiem nie wprowadza większych zmian w trajektorii osi wału wirnika w porównaniu z przypadkiem bazowym (siła poprzeczna o stałej wartości). Widoczny jest jednak wyraźny rozrzut toru osi wirnika w płaszczyźnie poprzecznej osi wału.
- Niezależnie od zakresu zmian losowych wartości siły poprzecznej odpowiedź układu w postaci wykresu analizy fft nie wykazywała znaczących zmian w stosunku do przypadków bazowych (siła poprzeczna o stałej wartości).
- W miarę zwiększania zakresu losowych wahań siły poprzecznej w modelu spada jego stabilność (zjawisko najbardziej widoczne dla  $x = 0,5$ ).
- Analiza fft nie może być uważana za uniwersalne narzędzie badań wirującego wirnika, na który oddziałuje siła poprzeczna, gdyż nie wykazuje reakcji na wahania teźże siły, a więc nie buduje informacji na temat charakteru siły.
- Oprócz trudności w interpretacji otrzymywanych wyników, podstawowym problemem w modelowaniu z uwzględnieniem niepewności danych wejściowych, jest odpowiednie opracowanie algorytmu generowania ich losowych przebiegów.
- Niezbędne jest wykonanie obliczeń dla przypadków występowania kilku sił poprzecznych losowo zmiennych i działających w różnych kierunkach. Mogą one prowadzić do ciekawych obserwacji równoczesnego wpływu losowych zmian wartości sił na trajektorię wirującego wału.

Dalsze badania autora artykułu skupią się na modelowaniu zjawisk związanych z rezonansem układów wirnik-łożyska, utratą stabilności przez układ wirnik-łożyska przy nadmiernym wzroście prędkości obrotowej, czemu towarzyszą tzw. wiry olejowe oraz bicie olejowe oraz nad modelowaniem niektórych klas defektów np. otarć elementów wału wirnika o nieruchome elementy układu.

Otrzymane wyniki mogą posłużyć do rozwoju technik modelowania i zastępowania doświadczeniami numerycznymi często niebezpiecznych eksperymentów przeprowadzanych na fizycznym obiekcie lub modelu maszyny wirnikowej.

## LITERATURA

- [1] Kiciński J. i inni: *Modelowanie i diagnostyka oddziaływań mechanicznych, aerodyna-micznych i magnetycznych w turbozespołach energetycznych*, Gdańsk, IMP PAN 2005.
- [2] Kiciński J., *Dynamika wirników i łożysk ślizgowych*, Gdańsk, IMP PAN 2005.
- [3] Pietkiewicz P., Kiciński J., Czoska B., Markiewicz A.: *Opracowanie modelu defektów z uwzględnieniem niepewności danych wejściowych*, opr wew. IMP PAN 2006.

---

Dr inż. **Paweł PIETKIEWICZ** ur. w 1973 roku w Olsztynie, adiunkt w Katedrze Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn UWM w Olsztynie. Do roku 2002 zajmował się zagadnieniami uderzenia hydraulicznego w przewodach hydrauliki siłowej.

W 2002 roku zajął się badaniami nad relacjami diagnostycznymi w pompach zębatych, a w 2005 roku rozpoczął współpracę z Instytutem Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku w zakresie modelowania maszyn wirnikowych.

## PORÓWNANIE METOD WYKRYWANIA USZKODZEŃ W ASPEKCIE MOŻLIWOŚCI ICH AUTOMATYZACJI

Krzysztof MENDROK

Akademia Górniczo – Hutnicza, Katedra Robotyki i Mechatroniki  
Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, fax. 012 634 35 05, e-mail [mendrok@agh.edu.pl](mailto:mendrok@agh.edu.pl)

### Streszczenie

W pracy pokazano przegląd metod nieniszczącego wykrywania uszkodzeń pod kątem możliwości ich zastosowania do układów monitoringu stanu obiektów inżynierii lądowej. Celem autora było wyłonienie metody, która pracowałaby w sposób automatyczny, tzn. bez konieczności udziału operatora – badacza w procesie zbierania i analizy danych oraz wnioskowania o wystąpieniu uszkodzenia. Sformułowano kryteria oceny metod i podano, poza krótkim opisem, jak kolejne metody spełniają zadane wymagania. Dla wybranych metod przeprowadzono weryfikację numeryczną.

Słowa kluczowe: wykrywanie uszkodzeń, koszt obliczeniowy, automatyzacja procedur.

### COMPARISON OF DAMAGE DETECTION METHODS IN ASPECT OF THEIR AUTOMATION ABILITY

#### Summary

The paper contains the review of nondestructive damage detection methods in aspect of their application to structural health monitoring system of civil engineering objects. The goal of the author was to find the method, which would work fully automatically, that is without any interaction of operator – researcher in the process of gathering and analyzing data and reasoning about damage occurrence. The criteria of evaluation of the methods were formulated, and, apart from the short description, following methods were judged according to this requirements. For selected algorithms the numerical verification was performed.

Keywords: damage detection, computational effort, automation of procedures.

### 1. WPROWADZENIE

Obecnie, przy eksploatacji odpowiedzialnych urządzeń i obiektów, coraz więcej uwagi poświęca się stałemu bądź okresowemu monitoringowi ich sprawności technicznej. Monitorowanie stanu konstrukcji (z ang. Structural Health Monitoring – SHM) jest bardzo dynamicznie rozwijającą się dziedziną badań naukowych. Układy przeznaczone do tego typu zadań bazują na klasycznych metodach nieniszczącego wykrywania uszkodzeń (z ang. Non-Destructive Inspection – NDI) lub wykorzystują nowo opracowywane algorytmy. Układy monitorowania stanu konstrukcji są niejako rozwinięciem i kontynuacją przeprowadzanej okresowo inspekcji odpowiedzialnych obiektów przez przeszkolone odpowiednio służby. Metody wykrywania uszkodzeń w obu podejściach są, jak już wspomniano podobne, jednakże istnieje kilka różnic, dzięki którym układy monitorowania stanu konstrukcji wykazują swą wyższość nad inspekcją okresową. Podstawową cechą układów SHM jest fakt, że urządzenia pomiarowe są na stałe zamontowane na obiekcie, i stanowią jego integralną część. Dzięki temu unika się błędów związanych z niejednakowym zamocowaniem czujników

w kolejnych inspekcjach. Pomiar jest też wykonywany ciągle, więc ryzyko przeoczenia jakiegoś incydentu, który mógłby wpłynąć na trwałość obiektu jest minimalne. Kolejną cechą opisywanych układów jest duża autonomiczność ich działania, łącznie z powiadamianiem obsługi o niestandardowych zachowaniach i generowaniem raportów. Wypływają z tego zalety układów SHM. Najważniejszą z nich jest zwiększenie bezpieczeństwa użytkowania obiektu poprzez dokładniejsze określenie stopnia zużycia i wczesne wykrycie uszkodzeń co z kolei zapobiega wystąpieniu poważniejszych wypadków i katastrof. Drugą wielką zaletą jest aspekt ekonomiczny. Dzięki zastąpieniu okresowej inspekcji przez układy monitorowania, można dokładniej określić czas życia poszczególnych części i wymieniać je wtedy kiedy to rzeczywiście jest konieczne. Również koszty eksploatacji opisywanych układów są niższe niż koszty inspekcji, napraw i przestojów spowodowanych poważnym uszkodzeniem obiektu. W końcu, mając dokładną historię i rozkład obciążenia maszyny, można wykorzystać tę informację na etapie projektowania redukując masę mniej obciążonych części. Zalety powyższe stanowią uzasadnienie do podejmowania prac

związanych z tą tematyką. W układach monitorowania konstrukcji wyróżnia się cztery poziomy zaawansowania:

- wykrywanie istnienia uszkodzenia w obiekcie,
- lokalizacja tego uszkodzenia,
- określenie rodzaju uszkodzenia
- prognoza dalszego rozwoju uszkodzenia.

Współczesne metody pozwalają na realizację poziomów 1 i 2, trwają intensywne prace nad osiągnięciem poziomu 3, poziom 4 znajduje się jeszcze w fazie rozważań teoretycznych. Inną sprawą, na którą należy zwrócić uwagę podczas projektowania systemu monitorowania jest jego odporność na zmienność warunków zewnętrznych w jakich pracuje obiekt. Chodzi tutaj o to, aby zastosowany algorytm potrafił rozróżnić zmianę w zachowaniu obiektu wynikającą z uszkodzenia od tej spowodowanej zmianą na przykład temperatury.

## 2. KLASYFIKACJA NIENISZCZĄCYCH METOD WYKRYWANIA USZKODZEŃ

Jak napisano w poprzedniej sekcji, układy monitoringu stanu obiektu (SHM) korzystają w większości wypadków z tych samych nieniszczących technik wykrywania uszkodzeń, które są stosowane do okresowej inspekcji (NDI). W tej części zostaną one pokrótce omówione z uwzględnieniem ich przydatności do automatycznych układów monitoringu, to znaczy takich, w których algorytm sam dokonuje wszystkich niezbędnych analiz i daje informację o wystąpieniu uszkodzenia bez ingerencji operatora – badacza. Generalnie metody wykorzystywane do obu zadań (NDI i SHM) można podzielić na globalne i lokalne. W metodach globalnych sprawdzany jest stan całego obiektu, wykorzystywana jest niewielka liczba czujników przez co są one mniej wrażliwe na uszkodzenia w początkowej fazie rozwoju, z drugiej strony nie ma tutaj konieczności określania a priori lokalizacji miejsc krytycznych. W metodach lokalnych badane są tylko te miejsca, które przewidziane są jako najbardziej zagrożone. Stosowana jest gęsta sieć czujników w celu dokładnego określenia rodzaju i rozmiaru uszkodzenia już na jego wczesnym stadium. W układach monitoringu często obie metody są ze sobą łączone.

Innym kryterium podziału metod wykrywania uszkodzeń jest ich zależność od znajomości sygnału wymuszającego. Rozróżniamy tutaj metody aktywne, w których niezbędne jest stosowanie dodatkowych układów wzbudzających z mierzalną i sterowalną wartością wymuszenia. Do metod aktywnych zalicza się również takie, w których wzbudzenie jest wykonywane przy pomocy podzespołów samego obiektu, ciągle konieczny jest jednak pomiar zadawanego wymuszenia. W odróżnieniu od aktywnych, metody pasywne wymagają jedynie znajomości odpowiedzi układu na nieznanne wymuszenie eksploatacyjne. Są one przez

to tańsze w implementacji i lepiej nadają się do stosowania w systemach działających ciągle i w reżimie czasu rzeczywistego. Nieznajomość wymuszenia i jego specyficzny charakter zależący od warunków eksploatacji powoduje jednak często mniejszą skuteczność działania metod.

Najważniejszy podział wynika jednak ze zjawisk fizycznych stosowanych w danej metodzie. Można tutaj wyróżnić trzy podstawowe grupy:

- metody oparte o wielkości mechaniczne,
- metody oparte o wielkości elektryczne, elektromechaniczne i elektromagnetyczne,
- metody wykorzystujące inne zjawiska fizyczne.

Ponieważ celem pracy jest wyłonienie najlepszej metody nadającej się do implementacji w układzie SHM przeznaczonym do automatycznej detekcji uszkodzeń obiektów inżynierii lądowej takich jak mosty, wiadukty, wysokie budynki, czy fundamenty dużych maszyn, najważniejszą grupą metod są tutaj te oparte o analizę zmian własności mechanicznych obiektu. Można je podzielić generalnie na trzy podgrupy:

- układy analizujące zmiany wielkości statycznych,
- układy analizujące zmiany w dynamice obiektu, działające w niskich częstotliwościach (do 1 kHz),
- układy bazujące na zjawisku rozchodzenia się w badanych obiektach akustycznych fal powierzchniowych (fale Lamba, fale Rayleigha).

Wielkości statyczne takie jak: odkształcenie (ugięcie, skręcenie, wydłużenie) czy naprężenia występujące w obiekcie są często stosowane w układach monitoringu czy inspekcji zwłaszcza dla konstrukcji budowlanych i inżynierii lądowej. Są one proste w zastosowaniu, mają jednak małą dokładność – trudno jest rozróżnić czy zmiana analizowanej wielkości wynika z uszkodzenia, zmiany warunków zewnętrznych czy zmiany obciążenia. Trudno też mówić tutaj o lokalizacji miejsc podejrzanych o uszkodzenie, czy identyfikację rodzaju uszkodzenia.

Wiele prac prowadzi się obecnie nad zastosowaniem zjawiska rozchodzenia się w obiektach akustycznych fal powierzchniowych do detekcji, lokalizacji i identyfikacji różnego typu uszkodzeń. Metody te polegają na wymuszaniu wybranej fali, przy pomocy generatora, najczęściej w postaci aktuatora PZT, a następnie rejestracji odpowiedzi w wielu punktach badanego obiektu. Najczęściej stosowane są fale Lamba (ich postaci  $A_0$  i  $S_0$ ) z uwagi na ich najniższą rozpraszalność w omawianej grupie fal. Zakres częstotliwości waha się tutaj pomiędzy 10, a 40 kHz. Powstające w obiekcie pęknięcie, delaminacja czy uszkodzenie innego typu jest widoczne w postaci dodatkowego odbicia propagującej fali. Odpowiedni układ czujników rejestrujących przebieg generowanej fali pozwala na lokalizację, a nawet identyfikację rodzaju i wielkości uszkodzenia. Metoda należy do grupy metod lokalnych i działa bardzo dobrze

w układach symulacyjnych. Jednakże próby aplikacji w fizycznych układach wykazały, że istnieje jeszcze szereg problemów do rozwiązania. Podstawowym zagadnieniem jest rozróżnienie odbić od uszkodzeń i krawędzi bądź nieciągłości obiektu wynikających z jego konstrukcji. Jest to szczególnie trudne dla układów o skomplikowanej geometrii oraz gdy w obiekcie rozwija się jednocześnie więcej niż jedno uszkodzenie. Poważnym problemem przy zastosowaniu tego typu metod do inżynierii lądowej jest sposób wymuszenia wysokoczęstotliwościowej fali w obiekcie o dużej masie i sztywności.

Dlatego też najważniejszą grupą metod do pracy w układach monitoringu obiektów inżynierii lądowej wydają się być tzw. niskoczęstotliwościowe metody drganiowe, a więc metody, w których o wystąpieniu uszkodzenia wnioskuje się na podstawie zmian parametrów dynamicznych obiektu w zakresie do 1 kHz. W grupie tej wykorzystywane są głównie metody bazujące na tzw. diagnostyce opartej na modelu. Polega ona na porównywaniu modelu obiektu w stanie nieuszkodzonym z modelem identyfikowanym na podstawie bieżących pomiarów. Wszelkie zmiany parametrów modelu są następnie odpowiednio interpretowane. Najczęściej wykorzystywanym modelem jest tutaj model modalny, z uwagi na dobrze zbadane i opisane metody jego identyfikacji, również dla danych eksploatacyjnych. Zgodnie z pracami przeglądowymi [1, 2] można tutaj wyróżnić następujące metody:

- zmiana częstotliwości drgań własnych i współczynników tłumienia układu (CDW i WT) [9, 12],
- zmiana przebiegu charakterystyki częstotliwościowej układu (WFP) [10, 11],
- zmiana kształtu postaci drgań (MAC i CoMAC) [2, 15],
- zmiana pochodnych (krzywizny) postaci drgań [2],
- zmiana energii postaci drgań (SER) [13],
- zmiana podatności dynamicznej (PD) [2],
- współczynnika MDLAC [1],
- zmiana wektorów Ritza (WR) [14],
- zmiana parametrów modeli regresyjnych [16],
- zmiana charakterystyk czasowo – częstotliwościowych [17],
- oparte na PCA i SVD [18],
- oparte na dostrajaniu modelu elementów skończonych [1],
- oparte na analizie funkcji transmissibility (Trans) [1],
- oparte o filtrację modalną (FM) [4, 5, 6].

### 3. PRZYJĘTE KRYTERIA OCENY METOD WYKRYWANIA USZKODZEŃ

Obiekty inżynierii lądowej takie jak mosty, wiadukty, maszty, czy obiekty halowe mają swoją specyfikę, która determinuje wymagania nakładane

na metody, które mogą być stosowane w układach monitoringu ich stanu technicznego.

Po pierwsze mają dużą masę i sztywność, nie ma więc praktycznej możliwości zastosowania zewnętrznego sterowanego i mierzalnego wymuszenia. Również pomiar wymuszeń eksploatacyjnych jest bardzo trudny lub wręcz niemożliwy. Dlatego też pierwszym kryterium oceny metod wykrywania uszkodzeń jest ich zależność od znajomości sił wymuszających, premiuwane więc będą te techniki, które pracują wyłącznie na eksploatacyjnych odpowiedziach obiektu.

Kolejną sprawą jest fakt, że część z tych obiektów usytuowana jest z dala od osiedli ludzkich, np. mosty i wiadukty na autostradach. Wymusza to bądź przesyłanie wszystkich danych do centrum monitoringu umieszczonego niejednokrotnie o setki kilometrów od monitorowanego obiektu. Przesyłanie informacji powinno się wtedy odbywać bezprzewodowo, o to, z uwagi na ograniczenia takiej transmisji, wymusza redukcję danych. Wzorcową sytuacją byłby przekaz jedynie wyników, a więc przeprowadzenie analizy przy pomocy urządzenia zamontowanego na obiekcie. Urządzenie takie ma oczywiście ograniczoną pamięć i moc obliczeniową, choćby z uwagi na potencjalne problemy z zasilaniem. A więc niewielki koszt obliczeniowy metody i jej działanie bez konieczności ingerencji operatora będą jej kolejnymi atutami.

Inną bardzo istotną sprawą jest wrażliwość testowanych metod na zmiany warunków zewnętrznych takich jak temperatura czy wilgotność. Poszukiwana metoda powinna być odporna na zmianę wymienionych czynników lub powinna istnieć możliwość filtracji tych zmian.

Dodatkowo oceniano cechy metody związane bezpośrednio z jej zdolnością do wykrywania uszkodzeń takie jak dokładność, wrażliwość na niewielkie uszkodzenia, możliwość określenia miejsca powstania uszkodzenia itp.

Reasumując sformułowano pięć kryteriów oceny metod wykrywania uszkodzeń:

- automatyczne działanie, niewymagające interwencji operatora (AU),
- praca na danych eksploatacyjnych w postaci odpowiedzi (OO),
- niski koszt obliczeniowy (CC),
- niewrażliwość na zmiany warunków otoczenia (AC),
- zdolność wykrywania uszkodzeń (DD).

Za spełnienie każdego kryterium metoda mogła uzyskać maksymalnie jeden punkt tzn. każda z metod mogła zdobyć ocenę od 0 do 5.

#### 4. OCENA WYBRANYCH METOD WYKRYWANIA USZKODZEŃ

W niniejszym rozdziale przedstawiono krótki opis najczęściej stosowanych w praktyce i najszerzej opisanych w literaturze metod. Każda z nich została poddana ocenie, zgodnie z przyjętymi kryteriami.

##### 4.1. Metody oparte o zmianę częstotliwości drgań własnych i współczynników tłumienia układu

W wielu pracach dotyczących diagnostyki z wykorzystaniem modelu próbuje się stosować jako miarę uszkodzenia zmiany biegunów układu. Metod ta jest bardzo skuteczna w diagnozowaniu układów automatyki natomiast, w przypadku układów mechanicznych możliwość jej zastosowania silnie zależy od miejsca powstającego uszkodzenia, warunków brzegowych dla badanego obiektu i wielu innych czynników ograniczających jej zastosowanie. Każdy biegun układu ma dwie składowe: część rzeczywistą, która jest proporcjonalna do współczynnika tłumienia oraz część urojona, której wartość jest proporcjonalna do częstości własnej układu. W pracy [13] badano zmianę częstotliwości własnych na skutek pojawiającej się w kompozycie delaminacji. Przeprowadzono zarówno badania symulacyjne jak i doświadczalne. Jak pokazały wyniki wraz ze wzrostem rozmiaru delaminacji pojawiały się nowe częstotliwości własne. Jednak w praktyce metoda oparta na perturbacjach częstości własnych jest zbyt mało wrażliwa na zmiany zachodzące w strukturze i dlatego stosowana jest stosunkowo rzadko. W wielu wypadkach wrażliwość zmian częstości własnych na czynniki otoczenia, jak na przykład warunki brzegowe, zmiana temperatury, czy wilgotności jest dużo większa niż na uszkodzenie.

Modalny współczynnik tłumienia jest dużo trudniejszy do dokładnego wyznaczenia drogą identyfikacji modelu modalnego. Jednak obecnie coraz częściej stosuje się tłumienie drgań w obiekcie jako miarę jej uszkodzenia. Związane jest to z faktem, że pęknięcia powstające w konstrukcji są przyczyną dodatkowej dyssypacji energii drgań. W pracy [9] przetestowano możliwość zastosowania tłumienia jako miarę uszkodzenia konstrukcji o małych wymiarach (wspornik napędu dysku twardego). Opracowana i testowana metoda polegała na wzbudzeniu drgań za pomocą elementu piezoelektrycznego i pomiarze odpowiedzi układu w innym miejscu obiektu. Na podstawie pomiaru wyznaczono współczynnik tłumienia. Doświadczenie przeprowadzono dla konstrukcji nieuszkodzonej i konstrukcji z pęknięciem. Zauważono mierzalne różnice w tłumieniu dla obu przypadków.

Z kolei metoda badania współczynnika zmienności parametrów modalnych została sformułowana i opublikowana w pracy [19]. Jej idea polega na badaniu korelacji w zmianach częstości własnych układu z przewidywanymi zmianami

wynikającymi z wrażliwości modelu konstrukcji na zmiany parametrów fizycznych. W praktyce oblicza się współczynnik MDLAC (ang. Multiple Damage Location Assurance Criterion) stosując teorię wrażliwości modelu na zmiany sztywności poszczególnych elementów modelu elementów skończonych. W tym podejściu współczynnik uszkodzenia oznacza zmniejszenie wartości współczynnika sztywności  $j$ -tego elementu w modelu elementów skończonych, natomiast wektor uszkodzenia jest złożeniem wszystkich współczynników uszkodzenia. Współczynnik MDLAC jest niezależny od skalowania i dlatego daje informacje jedynie o względnej wielkości uszkodzenia. W pracy [19] zostało udowodnione, że aby zlokalizować prawidłowo uszkodzenie należy brać pod uwagę 10 do 15 pierwszych postaci drgań. Co powoduje, że metoda jest trudna w praktycznej realizacji, gdyż należy dysponować modelem dostrojonym z uwzględnieniem stosunkowo dużej liczby postaci drgań.

Opisane powyżej metody wymagają przeprowadzenia identyfikacji modelu modalnego. Klasyczne metody zwracające pełny model modalny wymagają na wielu etapach interwencji operatora np.: przy wyborze pasma analizy, wyborze biegunów układu itd. Obecnie prowadzone są intensywne prace nad zautomatyzowaniem omawianych procedur, wymagają one jednak dużych mocy obliczeniowych, a mimo to są czasochłonne. Jednak w przypadku identyfikacji jedynie częstotliwości drgań własnych i/lub współczynnika tłumienia modalnego coraz częściej stosuje się metody oparte o zmianę parametrów modeli regresyjnych, analizę charakterystyk czasowo częstotliwościowych lub kombinację wyżej wymienionych [16, 17]. Metody te pracują w pełni automatycznie i są optymalizowane pod kątem czasu obliczeń – często działają w czasie rzeczywistym, a więc pierwsze i trzecie kryterium oceny jest w pełni spełnione. Algorytmy te nie wymagają również znajomości sił wymuszających. Problemem jest ich silna zależność od warunków otoczenia, zwłaszcza temperatury i wilgotności. Wpływ warunków zewnętrznych może być wprawdzie wyeliminowany przez stosowanie różnego rodzaju filtrów i tabeli odniesień, ale to z kolei powoduje wzrost czasu obliczeń. Do wad tej grupy metod należy też zaliczyć ich małą wrażliwość na niewielkie uszkodzenia oraz brak możliwości określenia miejsca powstania uszkodzenia. Końcowa ocena tej grupy metod to 3,5.

##### 4.2. Metody oparte o zmianę postaci drgań własnych

Kolejną grupę metod wykrywania uszkodzeń stanowią procedury bazujące na zmianach postaci drgań własnych. Wśród tych metod można wyróżnić trzy podstawowe:

- badanie korelacji kształtu postaci drgań elementu nieuszkodzonego i w stanie bieżącym (MAC lub CoMAC),
- analiza krzywizny kształtu postaci drgań,
- analiza energii odkształcenia dla postaci drgań.

Współczynnik MAC jest zdefiniowany jako iloczyn skalarny dwóch wektorów modalnych [22], z których pierwszy jest zidentyfikowany dla układu nieuszkodzonego, natomiast drugi jest postacią drgań dla obiektu z uszkodzeniem. Jeżeli współczynnik MAC jest mniejszy od jeden to wystąpiła zmiana postaci drgań. Współczynnik MAC może być obliczany zarówno dla jednej współrzędnej jak i dla pewnego obszaru. Dla jednej wybranej współrzędnej nosi on nazwę *CoMAC* (ang. *Coordinate MAC*). Wyznaczając go można dodatkowo określić, w którym obszarze wystąpiło uszkodzenie. W praktyce metoda nie jest jednak zbyt czuła i nie pozwala na wykrycie uszkodzeń w początkowej fazie rozwoju.

Dlatego też często analizuje się zmianę krzywizny zdefiniowaną jako pochodną lub drugą pochodną postaci drgań. Jest ona bowiem bardziej wrażliwa na zmiany niż sama postać. W szczególności dotyczy to uszkodzeń obiektów, które zmieniają postać drgań lokalnie. Metoda jest obciążona stosunkowo dużym błędem w przypadku, gdy liczba punktów pomiarowych nie jest wystarczająco duża, aby wyznaczyć z odpowiednią dokładnością kolejne pochodne postaci drgań. Pochodne oblicza się w punktach pomiarowych przez aproksymację prostymi przechodzącymi przez kolejne punkty lub też poprzez aproksymację wielomianową krzywej odkształcenia i wyznaczeniu pochodnych analitycznie. Ta druga metoda jest znacznie mniej wrażliwa na błędy pomiarowe, natomiast wygładza przebiegi postaci, co może być przyczyną niewykrycia uszkodzenia. Skuteczność stosowania tej metody zależy również od lokalizacji uszkodzenia.

Najdokładniejszą z metod bazujących na wektorach modalnych przedstawiono w pracy [13]. Metoda polega na porównaniu energii odkształcenia postaci drgań układu bez uszkodzenia i układu z uszkodzeniem. Jako układ bez uszkodzenia można przyjmować w opisywanej metodzie model elementów skończonych konstrukcji. Aby wyznaczyć  $SER_{ij}$  współczynnik energii  $i$ -tej postaci drgań dla  $j$ -tego elementu należy dysponować danymi w postaci znajomości przebiegu postaci drgań  $\phi_i$ , częstości własnej  $\omega_i$ , macierzą globalną sztywności modelu elementów skończonych  $K$  oraz macierzą sztywności dla  $j$ -tego elementu skończonego  $k_j$ :

$$SER_{ij} = \frac{\phi_i^T k_j \phi_i}{\phi_i^T K \phi_i} = \frac{\phi_i^T k_j \phi_i}{\omega_i^2} \quad (1)$$

Współczynnik  $\beta_{ij}$  nazywany w literaturze [13] współczynnikiem uszkodzenia wyznacza się z zależności:

$$\beta_{ij} = SER_{ij}^u - SER_{ij}^d \quad (2)$$

gdzie: indeks  $u$  oznacza dane dla konstrukcji z uszkodzeniem natomiast  $d$  dane dla konstrukcji bez uszkodzenia. Jak wykazały badania symulacyjne i eksperymentalne, metoda jest czuła nawet na niewielkie zmiany sztywności konstrukcji (ok. 5%).

Każda z metod tej grupy, co oczywiste, wymaga przeprowadzenia analizy modalnej przy użyciu algorytmów pozwalających na identyfikację wektorów modalnych. Jak już napisano w poprzednim podrozdziale metody te nie działają w sposób automatyczny. Istniejące już procedury automatycznej analizy modalnej nie są jeszcze zoptymalizowane i mogą być stosowane z ograniczeniami. Nie są także dostępne w komercyjnie dostępnych pakietach oprogramowania. Dlatego w pierwszej kategorii zdecydowano się przyznać 0,5 punktu, choć niewątpliwie sytuacja ta może ulec poprawie.

Dzięki algorytmom eksploatacyjnej analizy modalnej istnieje możliwość identyfikacji wektorów modalnych bez znajomości wymuszeń. Wektory są wówczas nieskalowane, ale nie jest to tutaj przeszkodą.

Czas realizacji, bez względu na to, który z algorytmów analizy modalnej zastosujemy, jest relatywnie długi, a wymagania sprzętowe wysokie.

W pracy [21] pokazano, że wektory modalne są znacznie mniej wrażliwe na zmianę warunków zewnętrznych niż wielkości związane z biegunami układu. Natomiast ogólna ocena metod pod kątem dokładności ich działania waha się od 0,5 do 1, a całościowa ocena uwzględniająca wszystkie pięć kryteriów to 3 – 3,5.

### 4.3. Metody oparte o zmianę wektorów Ritza

Kolejnym wielkością stosowaną do wykrywania uszkodzeń są wektory Ritza. Są one podobne do wektorów modalnych. Dają jednak lepsze oszacowanie odpowiedzi układu już przy niewielkiej liczbie wektorów uwzględnionych w analizie. Dostarczają też informacji o statycznym odkształceniu obiektu. Wektory, a w szczególności śledzenie ich zmian wykorzystano do diagnostyki stanu konstrukcji w kilku pracach m.in. [14]. Wektory te w praktyce są wrażliwe na zmiany dynamicznych własności strukturalnych diagnozowanego obiektu. Porównując kilka pierwszych wektorów Ritza dla układu z uszkodzeniem i bez można wykryć nawet niewielkie uszkodzenia, które powodują zmiany tylko wyższych postaci drgań (dla wyższych częstości własnych). W efekcie daje to oczekiwany wynik przy mniejszym nakładzie obliczeniowym. Wadą detekcji uszkodzeń opartej na analizie zmian wektorów Ritza jest brak skutecznych metod na estymację ich na podstawie pomiarów eksploatacyjnych.

Istnieją dwa algorytmy pozwalające na identyfikację wektorów Ritza. Oba mogą pracować w sposób automatyczny, jednak oba wymagają znajomości wymuszeń i oba mają duży koszt obliczeniowy i wymagają pewnej wiedzy a priori o obiekcie.

Wektory Ritza, podobnie jak wektory modalne są mało wrażliwe na zmianę warunków otoczenia. Wykazują za to o wiele większą wrażliwość na uszkodzenie już w jego początkowym stadium. Nie są praktycznie stosowane do wykrywania uszkodzeń z uwagi na problemy z ich poprawną identyfikacją na podstawie danych eksploatacyjnych. Całościowa ocena tej metody to 2,5.

#### 4.3. Metody oparte o zmiany charakterystyk częstotliwościowych

Ze względu na fakt, że podatność dynamiczna jest zdominowana przez postacie drgań związane z niskimi częstotliwościami, jej identyfikacja jest łatwiejsza i dokładniejsza w porównaniu ze sztywnością dynamiczną (WFP). Na uwagę zasługuje metoda oparta na sprawdzaniu iloczynu macierzy sztywności i podatności. W każdym stanie konstrukcji iloczyn tych macierzy powinien być równy macierzy jednostkowej:

$$F_d K_d = I \quad (3)$$

gdzie;  $F_d$  macierz podatności,  $K_d$  macierz sztywności.

W przypadku uszkodzenia konstrukcji zmiana macierzy podatności może być wyrażona za pomocą wzoru:

$$K_d = K_u - \Delta K \quad (4)$$

gdzie:  $\Delta K$  oznacza nieznaną zmianę podatności na skutek uszkodzenia, indeks  $u$  oznacza konstrukcję nieuszkodzoną,  $d$  oznacza konstrukcję uszkodzoną. Macierz podatności może być wyznaczona z pomiarów poprzez estymację postaci drgań (macierzy modalnej)  $\Phi_d$  i macierzy częstości własnych  $\Lambda_d$ :

$$F_d = \Phi_d \Lambda_d^{-2} \Phi_d^T \quad (5)$$

Łącząc powyższe zależności otrzymano:

$$F_d \Delta K = F_d K_u - I \quad (6)$$

We wzorze tym nieznanne jest jedynie  $\Delta K$ , które można wyznaczyć stosując metodę najmniejszych kwadratów.

Metoda ta jest bardzo skuteczna i stosowana w praktyce dla lokalizacji uszkodzenia i oceny stopnia jego zaawansowania. Jednak wymóg identyfikacji skalowanych wektorów modalnych do każdorazowej oceny stanu obiektu sprawia, że metoda nie spełnia pierwszych trzech z przyjętych

kryteriów oceny. Dlatego nota końcowa wynosi jedynie 2.

Charakterystyka częstotliwościowa konstrukcji w formie widmowej funkcji przejścia (WFP) również może być wykorzystana do diagnozowania jej uszkodzeń. Idea metody opisanej w [10] jest oparta na znajomości charakterystyki częstościowej konstrukcji (punktowej lub przejścia) dla konstrukcji nieuszkodzonej. Dla oceny uszkodzenia wymagany jest eksperyment polegający na wymuszeniu drgań układu siłą o znanym widmie i pomiarze widma przemieszczeń w wybranym punkcie konstrukcji. Wektor uszkodzenia w tej metodzie fizycznie oznaczający niezrównoważoną siłę działającą w otoczeniu uszkodzenia i wyznacza się z zależności:

$$d = H^{-1}x - f \quad (7)$$

gdzie:  $H^{-1}$  jest odwróconą macierzą charakterystyk czystościowych,  $x$  wektorem przemieszczeń, natomiast  $f$  siłą wymuszającą. Jeżeli w układzie występuje uszkodzenie, wtedy wartość współrzędnej wektora uszkodzenia odpowiadającej stopniom swobody połączonym z uszkodzeniem jest różna od zera. Takie sformułowanie wymaga znajomości siły wymuszającej. W przypadku, gdy wartość ta nie jest znana wskaźnik uszkodzenia definiuje się za pomocą zależności:

$$r = d + f = H^{-1}x \quad (8)$$

gdzie:  $x$  i  $f$  są określone w stanie z uszkodzeniem natomiast  $H$  w przypadku bez uszkodzenia.

Macierz uszkodzenia jest zdefiniowana na bazie wskaźnika  $r$  w postaci:

$$D^2 = \frac{1}{f_2 - f_1} \int_{f_1}^{f_2} R \circ R^* df \quad (9)$$

gdzie;  $R = r^O r^*$  oznacza iloczyn skalarny,  $f_1$   $f_2$  ograniczają rozważane pasmo częstotliwości. Jeżeli uszkodzenie znajduje się pomiędzy stopniami swobody  $i$  i  $j$  wtedy element  $D_{ij}$  macierzy  $D$  jest różny od zera.

Metoda ta może działać w pełni automatycznie, a niezbędne obliczenia ograniczają się do kilku podstawowych operacji na sygnałach. (FFT, iloczyn skalarny, całkowanie). Metoda może być sformułowana w sposób, który umożliwia jej działanie tylko przy znajomości odpowiedzi układu, choć do wyznaczenia macierzy WFP dla układu nieuszkodzonego konieczny jest eksperyment czynny. Jest on jednak przeprowadzany jednorazowo i przed rozpoczęciem eksploatacji obiektu, nie ma więc wpływu na późniejszą pracę systemu. Wrażliwość metody na zmianę warunków otoczenia jest mniejsza niż dla częstotliwości drgań własnych i współczynników tłumienia,



a wrażliwość i skuteczność metody może być oceniona jako poprawna. Ocena metody pod kątem przyjętych kryteriów wynosi więc 4.

Innym typem charakterystyki częstotliwościowej obiektu jest funkcja transmissibility definiowana jako stosunek dwóch widm Fouriera odpowiedzi układu zmierzonych przez czujniki pomiarowe umieszczone w dwóch różnych położeniach  $i$  i  $j$ . Funkcja ta wyraża się wzorem:

$$T_{ij}(\omega) = \frac{Y_i(\omega)}{Y_j(\omega)} \quad (10)$$

lub dla gęstości widmowych mocy:

$$T_{ij}(\omega) = \frac{\sqrt{S_j(\omega)} S_{ij}(\omega)}{\sqrt{S_j(\omega)} |S_{ij}(\omega)|} \quad (11)$$

Ponieważ wyznaczane są jedynie odpowiedzi układu, to w porównaniu z widmową funkcją przejścia nie znamy biegunów układu, które definiują w sposób globalny jego dynamikę. Odpowiedzi układu zawierają natomiast informację o zerach układu, a więc dają informację o lokalnych zmianach zachodzących w obiekcie. Taka definicja funkcji transmissibility pozwala więc na zastosowanie jej do wykrywania i lokalizacji uszkodzenia. W tym celu należy wyznaczyć wskaźnik uszkodzenia  $WU$  dany wzorem [20]:

$$WU_{ij} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{\omega} \left[ 1 - \frac{T_{ij}^u(\omega)}{T_{ij}^0(\omega)} \right]^2 \quad (12)$$

Tak wyliczone wskaźniki uszkodzenia dla każdej pary kierunków pomiarowych  $i, j$  można następnie zestawić w macierz, której wartości większe od 0 wskazują na wystąpienie różnic w dynamice układu.

Procedura wykrywania uszkodzenia oparta na analizie zmian funkcji transmissibility, podobnie jak metoda bazująca na zmianach WFP pozytywnie przechodzi weryfikację pod kątem trzech pierwszych punktów oceny. Przy czym nie istnieje tutaj konieczność przeprowadzenia eksperymentu czynnego nawet na etapie przygotowania danych odniesienia, a obliczenia są jeszcze prostsze.

Jeżeli chodzi o wrażliwość na zmiany warunków zewnętrznych i skuteczność wykrywania uszkodzeń sytuacja również przedstawia się podobnie jak w przypadku charakterystyk WFP. Wynik dla tej techniki wynosi 4.

Kolejną metodą wykrywania uszkodzeń jest analiza zmian charakterystyk częstotliwościowych w postaci WFP lub widm odpowiedzi układu poddanych filtracji modalnej [6, 21]. Inne zastosowanie filtru modalnego do detekcji uszkodzeń pokazano w pracach [4, 5], ale metody te wymagają bardziej złożonych analiz z uwzględnieniem dostrojonego modelu elementów

skończonych co czyni je nieprzydatnymi ze względu na kryteria przyjęte w pracy.

Filtr modalny jest narzędziem do ekstrakcji współrzędnych modalnych związanych z poszczególnymi postaciami drgań własnych układu z przebiegów odpowiedzi układu, poprzez transformację wektora odpowiedzi ze współrzędnych fizycznych do modalnych [3].

Aby to osiągnąć konieczne jest wprowadzenie nowej wielkości – sprzężonych wektorów modalnych. Wektory te z założenia są ortogonalne do wszystkich wektorów modalnych, z wyjątkiem tego na którego częstotliwość filtr modalny był nastrojony. Dzięki temu mogą być zastosowane do rozkładu odpowiedzi układu na składowe związane z poszczególnymi częstotliwościami drgań własnych we współrzędnych modalnych  $\eta_r$ .

$$\eta_r(\omega) = \psi_r^T \cdot \{x(\omega)\} \quad (22)$$

gdzie:  $\{x(\omega)\}$  – wektor odpowiedzi układu.

Tak uzyskane charakterystyki mają tylko jedno maksimum związane z  $r$ -tą częstotliwością własną.

Widmowa funkcja przejścia lub widmo obiektu wymuszonego białym szumem poddane filtracji modalnej ma tylko jeden pik, odpowiadający częstotliwości drgań własnych, na którą filtr modalny był nastawiony. W przypadku, gdy w obiekcie wystąpi jakaś zmiana lokalna – uszkodzenie, filtr przestaje działać i pojawiają się niewielkie dodatkowe maksima związane z innymi częstotliwościami drgań własnych. Z drugiej strony zmiany globalne wywołane zmianami temperatury otoczenia lub wilgotności nie zakłócają pracy filtru i badana charakterystyka ma wciąż jeden pik o nieco przesuniętej częstotliwości. Pozwala to na proste rozróżnienie zmian parametrów modalnych obiektu wynikających z uszkodzenia od tych wynikających z warunków zewnętrznych. Filtracji można poddawać widmowe funkcje przejścia mierzone bądź syntezywane lub też widmo odpowiedzi przy założeniu, że wymuszenie obiektu będzie szumem zbliżonym do białego. W przypadku, gdy zdecydujemy się na filtrację widmowych funkcji przejścia konieczna jest znajomość sił wymuszających (bezpośredni pomiar charakterystyk) lub też każdorazowe przeprowadzenie analizy modalnej w celu syntezy potrzebnych charakterystyk [21]. Z uwagi na wymagania stawiane metodom, oceniano wariant filtracji widm odpowiedzi. Taka metoda jest mniej pewna, gdyż wyniki zależą mocno od rodzaju wymuszenia, ale szukając dodatkowych maksimum charakterystyk tylko w okolicach częstotliwości drgań własnych zwiększamy niezawodność jej działania.

Metoda pozwala na redukcję danych i automatyzację procesu obliczeniowego – nie ma konieczności przeprowadzania analizy modalnej dla każdego zestawu danych. Zalety te powodują, że metoda nadaje się idealnie do pracy

w automatycznym układzie wykrywania uszkodzeń w czasie rzeczywistym. Dodatkowym atutem metody jest jej znaczna czułość i niewrażliwość na zmiany warunków zewnętrznych..

#### 4.4. Podsumowanie oceny metod

Ocena metod wykrywania uszkodzeń pod kątem możliwości ich automatyzacji przeprowadzona zgodnie z założeniami przyjętymi w rozdziale 3 wskazała na trzy metody, wszystkie oparte o analizę zmian charakterystyk częstotliwościowych. Ich przewaga wynika z braku konieczności każdorazowej identyfikacji parametrów modalnych. W tabeli 1 zestawiono szczegóły przeprowadzonej oceny.

Tabela 1. Szczegółowe zestawienie ocen

Metoda	AU	OO	CC	AC	DD	Suma
CDW i TM	1	1	1	0,2	0,3	3,5
MDLAC	0	1	0	0,2	0,5	1,7
MAC	0,5	1	0	1	0,5	3
SER	0,5	1	0	1	1	3,5
WR	0,5	0	0	1	1	2,5
PD	0,5	0	0	0,5	1	2
WFP	1	1	1	0,5	0,5	4
Trans	1	1	1	0,5	0,5	4
FM	1	1	1	1	0,5	4,5

W tabeli użyto skrótów oznaczonych w tekście artykułu w rozdziałach 2 i 3.

#### 5. WERYFIKACJA NAJWYŻEJ OCENIONYCH METOD

Trzy najwyższej ocenione metody zostały zaimplementowane w środowisku Matlab, a następnie przetestowane pod kątem szybkości działania i efektywności znajdowania uszkodzenia. Do weryfikacji użyto danych wygenerowanych przy pomocy modelu symulacyjnego o 7 stopniach swobody. Wszystkie trzy metody zostały zaimplementowane przez tę samą osobę, przy użyciu, jeżeli było to możliwe, zbliżonych procedur. Następnie testowano je na komputerze klasy PC z procesorem Intel® Pentium Centrino Duo 2,00 GHz, 1 GB RAM. Czas symulacji mierzono jedynie dla tej części obliczeń, która musi być przeprowadzana na bieżąco, tzn. bez przygotowania danych odniesienia, wyliczenia współczynników filtra modalnego itp.

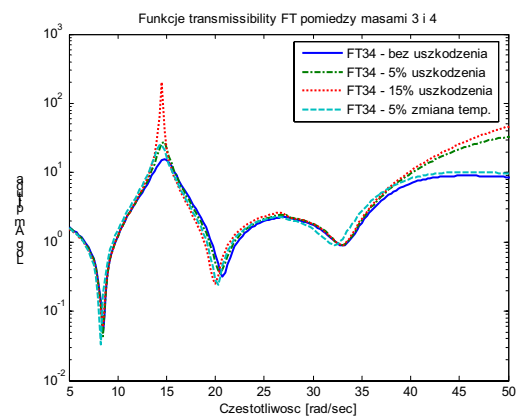
W tabeli 2 podano parametry układu symulacyjnego. W celu weryfikacji metod model został wymuszony szumem białym w masie nr 3 i wyznaczone zostały widma odpowiedzi układu na takie wzmuszenie. Następnie zamodelowano uszkodzenie w postaci obniżonego współczynnika sprężystości  $k_{14}$  o kolejno 5 i 15 % i powtórzono symulację. Dodatkowo symulowano zmianę temperatury otoczenia obniżając wszystkie współczynniki sprężystości o 5 %.

Tabela 2. Parametry układu do badań symulacyjnych

Masy [kg]	$m_1 = 5; m_2 = 1; m_3 = 1; m_4 = 1; m_5 = 4; m_6 = 2; m_7 = 2;$
Współczynniki tłumienia [N s / m]	$c_{01} = 26.6; c_{12} = 5; c_{13} = 5; c_{14} = 5; c_{25} = 4.95; c_{35} = 5; c_{45} = 5; c_{56} = 9; c_{57} = 9;$
Sztywności [N / m]	$k_{01} = 80000; k_{12} = 15000; k_{13} = 15000; k_{14} = 15000; k_{25} = 14800; k_{35} = 15000; k_{45} = 15000; k_{56} = 27000; k_{57} = 27000;$

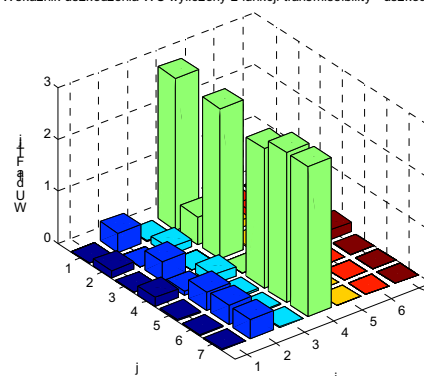
Przyjęto następującą notację: wartość sztywności między masami  $i$  i  $j$  –  $k_{ij}$ , wartość tłumienia między masami  $i$  i  $j$  –  $c_{ij}$ . Ponieważ filtr modalny z założenia pracuje jedynie dla wektorów modalnych rzeczywistych, zastosowano tłumienie proporcjonalne.

Na rys. od 1 do 5 pokazano porównanie odpowiednich charakterystyk i przebieg wskaźników uszkodzenia dla wszystkich symulacji.

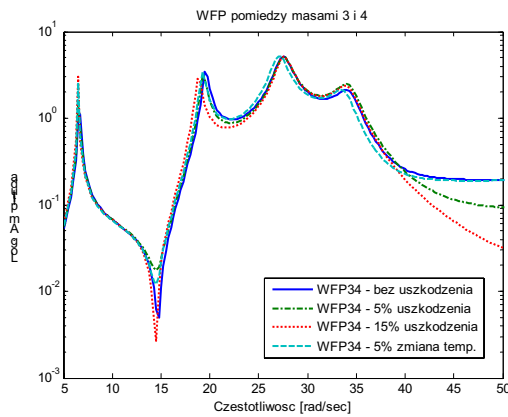


Rys. 1. Przebieg funkcji transmissybilności dla kolejnych symulacji

Wskaźnik uszkodzenia WU wyliczony z funkcji transmissybilności - uszkodzenie 5 %

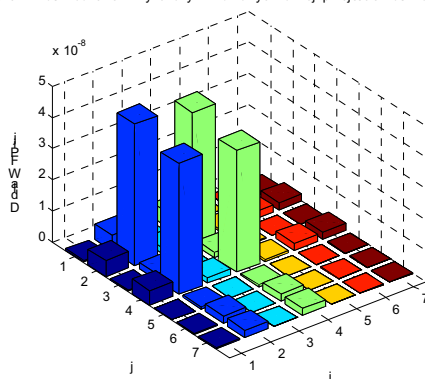


Rys. 2. Macierz wskaźników uszkodzenia dla układu symulacyjnego – transmissybilności

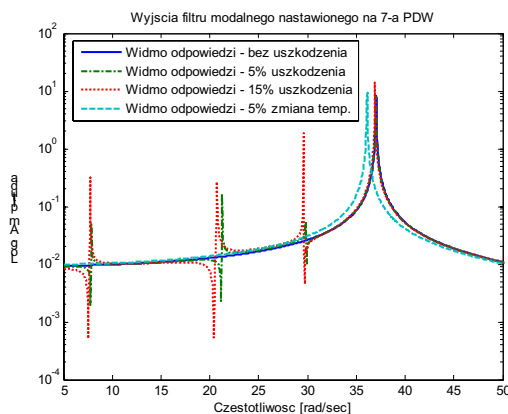


Rys. 3. Przebieg WFP dla kolejnych symulacji

Wskaźnik uszkodzenia D wyliczony z widmowych funkcji przejścia - uszkodzenie 5 %



Rys. 4. Macierz wskaźników uszkodzenia dla układu symulacyjnego – WFP



Rys. 5. Wyjście filtru modalnego dla kolejnych symulacji

Dla filtracji modalnej nie wylicza się wskaźnika uszkodzenia, o jego wystąpieniu informuje procedura wykrywania maksimum, która wskazuje pojawienie się nowych pików na charakterystyce. Jak widać, dla danych symulacyjnych, każda z procedur była w stanie wykryć uszkodzenie już na poziomie 5 %. Metody oparte o charakterystyki transmissibility i WFP podały dodatkowo przybliżoną jego lokalizację. Metoda filtracji modalnej, co wynikało z jej założeń nie została zakłócona przez zmiany temperatury zewnętrznej. W tabeli 3 zestawiono czasy obliczeń dla kolejnych

symulacji. Symulacje przeprowadzono dla siedmiu punktów pomiaru odpowiedzi układu, dla każdego z punktów analizowano odpowiedzi czasowe o długości 1000 s próbkowane z częstotliwością 512 Hz. Zakres częstotliwościowy analiz wyniósł 200 Hz przy rozdzielczości 0,25 Hz.

Tabela 3. Porównanie czasów symulacji

	Trans.	WFP	FM
Czas obliczeń [s]	0,375	0,437	0,25

Porównanie czasów działania metod dla implementacji w środowisku Matlab wykazało, że każda z metod potrzebuje mniej niż 0,5 s aby wyznaczyć nowy zestaw wskaźników uszkodzenia. Najszybszą z metod okazała się, zgodnie z oczekiwaniami, filtracja modalna widm odpowiedzi układu. Należy podkreślić, że procedury wykorzystane do symulacji nie były optymalizowane pod kątem szybkości działania, a więc uzyskane wyniki można jeszcze poprawić.

## 6. PODSUMOWANIE

W pracy podjęto próbę oceny metod nieniszczącego wykrywania uszkodzeń, bazujących na odpowiedziach drganiowych monitorowanych obiektów, w aspekcie możliwości ich zastosowania w automatycznym systemie monitoringu. Przyjęto takie kryteria oceny, które większy nacisk stawiało na możliwość łatwej i niedrożej implementacji metod oraz możliwość ich działania bez konieczności dodatkowej obsługi. W związku z tym nie należy traktować tej klasyfikacji jako dyskwalifikującej pewne metody w ogóle. Może się bowiem okazać, że dla pewnych zastosowań nie ma konieczności ograniczania się do urządzeń o niewielkiej mocy obliczeniowej, czy pomiarów jedynie odpowiedzi układu. Wówczas dobór metody należy przeprowadzić pod innym kątem.

## PODZIĘKOWANIE

Praca została wykonana w ramach Projektu Badawczego Rozwojowego R0301502, sfinansowana przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

## LITERATURA

- [1]. Farrar C. R., Doebling, S. W.: "An overview of modal-based damage identification methods", *Proceedings of DAMAS Conference*, Sheffield, UK, June (1997).
- [2]. Mendrok K., Uhl T.: "Overview of modal model based damage detection methods", *Proceedings of 2004 ISMA*, Leuven, Belgium, (2004).
- [3]. Zhang Q., Allemang, R. J., Brown, D. L.: "Modal Filter: Concept and Applications",

- Proceedings of International Modal Analysis Conference, pp. 487-496, (1990).
- [4]. Gawronski W., Sawicki J.: "Structural damage detection using modal norms", Journal of Sound and Vibration, 229 (1), 194-198, (2000).
- [5]. El-Ouafi Bahlous S., Abdelghani M., H. Smaoui, S. El-Borgi: "A Modal Filtering and Statistical Approach for Damage Detection and Diagnosis in Structures using Ambient Vibrations Measurements", Journal of Vibration and Control, Vol. 13, No. 3, 281-308 (2007).
- [6]. Deraemaeker A., Preumont A.: "Vibration based damage detection using large array sensors and spatial filters", Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 20, Issue 7, 1615-1630, (2006).
- [7]. Lisowski W.: *Selected problems of automation of procedures of experimental modal analysis* (in Polish), AGH Publishers, Krakow, Poland, (2006).
- [8]. Ettouney, M., Daddazio, R., Hapij, A., Aly, A.: "Health Monitoring of Complex Structures", Smart Structures and Materials 1999: Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies, Proceedings of SPIE, Vol. 3326, pp. 368-379, (1999).
- [9]. Kawiecki, G.: "Modal Damping Measurements for Damage Detection", European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring, Madrid, Spain, 651-658, (2000).
- [10]. Agneni A., Crema, L., Mastroddi F.: "Damage Detection from Truncated Frequency Response Functions", European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring, Madrid, Spain, 137-146, (2000).
- [11]. Balis Crema, L., Mastroddi, F.: "A Direct Approach for Updating and Damage Detection by Using FRF Data", Proceedings of ISMA23, Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium, (1998).
- [12]. Żak, A., Krawczuk M., Ostachowicz W.: "Vibration of a Laminated Composite Plate with Closing Delamination", Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures Proceedings of DAMAS 99, Univ. College, Dublin, Ireland, (1999).
- [13]. Carrasco, C., Osegueda, R., Ferregut, C., Grygier, M.: "Localization and Quantification of Damage in a Space Truss Model Using Modal Strain Energy", Smart Systems for Bridges, Structures, and Highways, Proceedings of SPIE, Vol. 3043, 181-192, (1997).
- [14]. Sohn, H., Law, K. H.: "Extraction of Ritz Vectors from Vibration Test Data", Structural Health Monitoring 2000, Stanford University, Palo Alto, CA, 840-850, (2000).
- [15]. Heyns, P. S.: "Structural Damage Assessment Using Response-Only Measurements", Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures, Proceedings of DAMAS '97, Univ. of Sheffield, UK, 213-223, (1997).
- [16]. Bodeux, J. B., Golinval, J. C.: "ARMAV Model Technique for System Identification and Damage Detection", European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring, Madrid, Spain, 303-312, (2000).
- [17]. Naldi, G., Venini, P.: "Post-processing Singular Solutions by the Wavelet Transform", Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures Proceedings of DAMAS '97, Univ. of Sheffield, UK, 109-120, (1997).
- [18]. Ruotolo, R., Surace C.: "Damage Detection Using Singular Value Decomposition" Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures Proceedings of DAMAS '97, Univ. of Sheffield, UK, 87-96, 1997.
- [19]. Williams, E. J., Messina, A.: "Applications of the Multiple Damage Location Assurance Criterion", Proceedings of DAMAS 99, Dublin, Ireland, (1999).
- [20]. Johnson T. J., Adams D. E.: "Transmissibility as a Differential Indicator of Structural Damage", Journal of Vibration and Acoustics, Volume 124, Issue 4, pp. 634-641 (2002).
- [21]. Mendrok K., Uhl T., "Application of modal filter for damage detection", Proceedings of III ECOMAS Conference - Smart Material and Structures, Gdańsk, Polska, (2007).
- [22]. Uhl T., „Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych”, WNT Warszawa, (1997).

---

**Dr inż. Krzysztof**

**MENDROK** jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn, AGH w Krakowie. Jego zainteresowania skupiają się na zagadnieniach dynamiki strukturalnej, a zwłaszcza na algorytmach analizy modalnej i analizy dróg rozchodzenia się energii drgań w konstrukcjach. Zajmuje się wykorzystaniem tych metod do wykrywania uszkodzeń i identyfikacji sił. Jest autorem prac podejmujących tę tematykę.



## DIAGNOSTYKA PARAMETRÓW MECHANICZNYCH STOPU NiTi

Jan TARGOSZ

Katedra Robotyki i Mechatroniki  
Akademia Górniczo Hutnicza w Krakowie  
30-059 Kraków, Al. Mickiewicza 30, 012 634 35 05, [jantargosz@interia.pl](mailto:jantargosz@interia.pl)

### Streszczenie

Stopy wykazujące się efektem pamięci kształtu, do których należy stop NiTi, wykazują w stanie martenzytycznym bardzo dobre własności tłumienia drgań. Jednak w celu określenia ich rzeczywistej przydatności do zastosowania w maszynach i urządzeniach wibracyjnych oraz złożonych układach wibroizolacji należy przeprowadzić diagnostykę statyczno-dynamiczną własności fizyko – mechanicznych takich jak: modułu sprężystości podłużnej  $E$ , sztywności oraz miary tłumienia.

Diagnostykę własności fizyko – mechanicznych przeprowadzono dla drutu NiTi o średnicy  $d=1$  mm i o stężeniu masowym 53-57% niklu w komorze temperaturowej, dla temperatur 20, 35, 50 i 60 °C i w zakresie obciążeń 0,15 – 0,65 kN. Diagnostyka obejmowała między innymi wyznaczenie modułu Younga, współczynnika sprężystości (statycznego i dynamicznego), współczynnika tłumienia (statycznego i dynamicznego). W artykule tym zaprezentowano wyniki przeprowadzonych badań.

Słowa kluczowe: diagnostyka, materiały inteligentne, własności mechaniczne.

### DIAGNOSTICS OF MECHANICAL PARAMETERS NITI MATERIAL

#### Summary

Preventing the process of vibration spreading or the process of controlling vibrations from technological point of view involves mainly applying the elastic elements, more and more often including shape-memory materials, also by some authors referred to as intelligent materials. Diagnostics of NiTi element included Young's modulus, elasticity coefficient (static and dynamic), damping coefficient (static and dynamic).

The diagnostics were carried out on NiTi wire of a diameter  $d=0,001$  m, (in a constant-temperature chamber) for temperatures of 20, 35, 50 and 60 °C were carried out with loads 0,15 – 0,65 kN. Diagnostics of mechanical parameters The results of the conducted tests are enclosed in this article.

Keywords: diagnostics, smart materials, mechanic parameters.

## 1. WSTĘP

Badania diagnostyczne materiałów inteligentnych w chwili obecnej są szeroko rozwinięte, lecz dotyczą tylko układów mechanicznych o małych gabarytach. Jest to związane głównie z kwestiami ekonomicznymi. Wydaje się, że w miarę postępu technologicznego, zagadnienia ekonomiczne staną się mniej istotne.

W niniejszej pracy przedstawiono badania materiału typu NiTi o stężeniu masowym 50 – 53% niklu, przy zachowaniu stałego zakresu obciążenia wymuszenia przy zmianach termicznych w zakresie 20 – 60 °C, jednocześnie badając ich wpływ na inne warunki technologiczne (sztywność, tłumienie). Pozwoli to po przeprowadzeniu kolejnych badań do których użyte zostaną próbki NiTi o innych wymiarach (głównie średnicy drutu) oraz poszerzeniu zakresu temperatur od – 20 °C do

+ 70 °C na modyfikację modelu Rogers – Brinson, którego celem będzie opisanie wpływu temperatury jak i obciążeń dynamicznych w stopach charakteryzujących się pamięcią kształtu. Pozwoli to na prawidłowy dobór parametrów mechanicznych np. złożonych układów wibroizolacyjnych z możliwością sterowania własnościami mechanicznymi w pewnym ograniczonym zakresie.

## 2. BADANIA DIAGNOSTYCZNE

### 2.1. Badania diagnostyczne parametrów mechanicznych stopu NiTi

Zapobieganie procesowi rozprzestrzeniania się drgań lub procesowi ich kontroli z punktu widzenia technologicznego polega głównie na zastosowaniu elementów elastycznych, w tym coraz częściej materiałów z pamięcią kształtu, zwanych przez

niektórych materiałami inteligentnymi. Użycie tych elementów przynosi zwykle pozytywne efekty w zakresie tłumienia i izolacji drgań jak również możliwość sterowania i kontroli parametrów dynamicznych urządzeń wibracyjnych.

Jednak w celu określenia ich rzeczywistej przydatności do zastosowania w maszynach i urządzeniach wibracyjnych oraz złożonych układach wibroizolacji przeprowadzono badania doświadczalne statyczno-dynamiczne na maszynie wytrzymałościowej Instron 1273 z napędem hydraulicznym i sterowaniem elektronicznym. Badania modułu sprężystości podłużnej  $E$ , sztywności oraz miar tłumienia próbek NiTi wykonano w Laboratorium Wytrzymałości Materiałów w AGH Krakowie, posiadającym uprawnienia Urzędu Dozoru Technicznego oraz National Institute of Standards and Technology USA w zakresie wytrzymałości materiałów konstrukcyjnych oraz wdrożony system jakości laboratorium badawczego. Maszyna posiada aktualne i ciągle aktualizowane świadectwo legalizacyjne, widok maszyny przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Maszyna wytrzymałościowa statyczno – dynamiczna typu Instron 1273

Maszyna ta umożliwia wykonywania zarówno badań w warunkach quasi statycznych obciążeń przy skoku tłoka  $\pm 50$  mm i maksymalnej sile 100 kN, jak i szybkozmiennych obciążeń dynamicznych o częstotliwościach do 100 Hz. Badania próbek stopu NiTi wykonano w zakresie ściskania, w cyklach z obciążeniem i z odciążeniem.

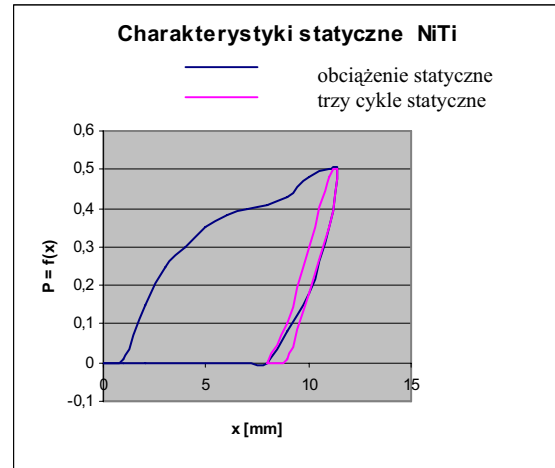
Badania obejmowały między innymi:

- pomiary geometryczne próbek,
- statyczną próbę rozciągania,
- określenie modułu Younga,
- pomiar współczynnika sprężystości statycznej,
- pomiar współczynnika tłumienia statycznego.

## 2.2. Badania statyczne parametrów mechanicznych stopu NiTi

Badania te przeprowadzono dla drutu NiTi o średnicy  $d=0,001$  m i długości  $l_0 = 0,09$ m ze wstępnym wydłużeniem statycznym  $\Delta = 0,01$ m i prędkością  $v = 0,1$  mm/s, (w komorze temperaturowej pozwalającej utrzymać stałość temperatury) dla temperatur 20, 35, 50 i 60 °C.

W pierwszej kolejności przeprowadzono badania statycznego modułu Younga w temperaturze laboratoryjnej  $T = 20$  °C, obciążeniem 0,7 kN, a następnie przeprowadzono trzy cykle statyczne w zakresie 0,2 – 0,65 kN. Wyniki przedstawiono w postaci charakterystyk na rys. 2.



Rys. 2. Charakterystyka statyczna trzech cykli NiTi – kolor niebieski (seria 1) oraz charakterystyka statyczna trzech cykli NiTi – kolor różowy (seria 2)

W trakcie prób dokonywano rejestracji przebiegu ustabilizowanej pętli histerezy pracy mechanicznej, z której wyznaczono w sposób zgodny z normami wartości modułu  $E$  z fragmentu pętli histerezy odpowiadającego obciążeniu próbki siłą ściskającą oraz współczynnik tłumienia. NiTi z obu fragmentów pętli: obciążenia i odciążenia. W niektórych przypadkach zachodziła konieczność graficznego uśrednienia przebiegu z boczna narastającego przy wyznaczaniu modułu  $E$  wobec wystąpienia niewielkich nieliniowości na obu końcach pętli histerezy. Wartość statycznego modułu Young'a wyznaczona tą metodą wynosi:  $E = 3,44$  GPa. Wykorzystując zależność teoretyczną na współczynnik sprężystości pręta w postaci:

$$k_z = \frac{EF}{l}, \quad (1)$$

oraz podstawiając wyznaczone zależności materiałowe i geometryczne pręta obliczono wartość statycznego współczynnika sprężystości, która wyniosła:  $k_z = 3 \cdot 10^4$  Nm<sup>-1</sup>.

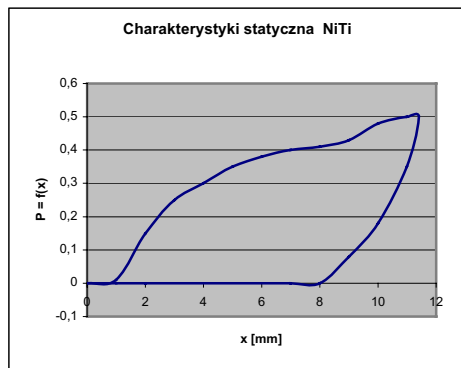
Następnie wyznaczono miarę tłumienia dla badanego materiału, który zdefiniowano jako współczynnik rozproszenia energii, wynikający bezpośrednio z badań doświadczalnych. Jest to iloraz energii rozproszonej podczas jednego okresu drgań  $F_{petli}$  do maksymalnej energii potencjalnej w tym okresie:

$$\psi = \frac{W_{petli}}{W} \quad (2)$$

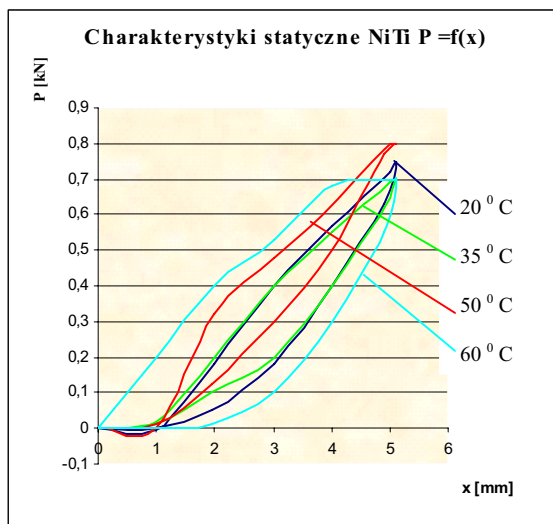
Zależność między siłą a przemieszczeniem tworzy w przypadku ustalonych drgań okresowych

pętlę histerezy (rys. 3). Pole pętli przedstawia energię rozproszoną  $W_{pętli}$ .

Wcześniej jednak należało wyznaczyć pola poszczególnych powierzchni. W tym celu za pomocą tabletu graficznego PENTAGRAM XXL zapisywano wektorowo pliki wykresów w AutoCAD a następnie za pomocą funkcji pomocniczej, będącej na wyposażeniu tego programu, wyznaczano pola powierzchni pętli histerezy. Na rys. 3 przedstawiono dla przykładu pętlę histerezy NiTi dla temperatury 20 °C, natomiast na rys. 4 przedstawiono charakterystyki statyczne NiTi dla różnych temperatur.

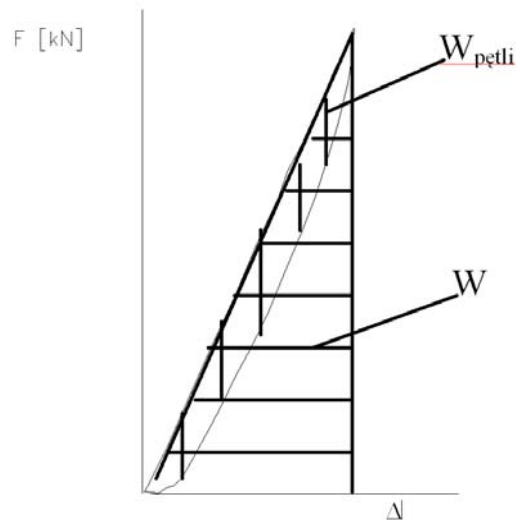


Rys. 3. Charakterystyka statyczna NiTi przy temperaturze 20 °C



Rys. 4. Charakterystyki statyczne NiTi dla różnych temperatur

Zależność między siłą a przemieszczeniem, tworzy w przypadku ustalonych drgań okresowych pętlę histerezy (rys. 5). Pole zakreskowane przedstawia energię rozproszoną  $W_{pętli}$ , natomiast pole pod krzywą określa odwracalny proces drgań układu (bez rozproszenia energii), przedstawia maksymalną potencjalną energię układu  $W$ .



Rys. 5. Pętla histerezy

Wyniki obliczeń współczynnika rozproszenia energii przedstawiono w tab. 1.

Tab. 1. Współczynnik rozproszenia energii  $\Psi$  NiTi

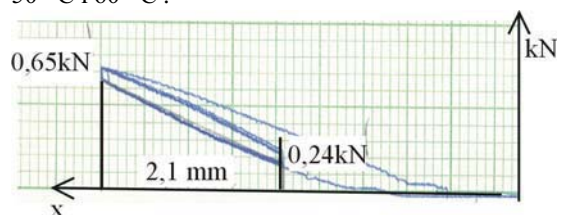
Temperatura 20 °C	Temperatura 35 °C	Temperatura 50 °C	Temperatura 60 °C
$\Psi = 0,41$	$\Psi = 0,51$	$\Psi = 0,63$	$\Psi = 0,64$

### 2.3. Badania dynamiczne parametrów mechanicznych stopu NiTi

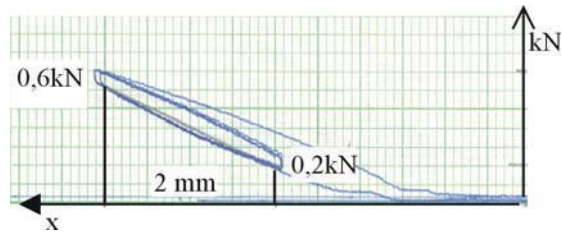
Badania dynamiczne przeprowadzone dla drutu NiTi o identycznej średnicy  $d=0,001$  m i długości  $l_0 = 0,09$  m ze wstępnym wydłużeniem statycznym  $\Delta = 0,01$  m i prędkością  $v = 3$  mm/s, (w komorze temperaturowej pozwalającej utrzymać stałą temperaturę) dla tych samych temperatur 20, 35, 50 i 60 °C. W pierwszej kolejności przeprowadzono badania dynamicznego modułu Younga, obciążeniem w zakresie 0,15 – 0,65 kN i amplitudą tłka maszyny wytrzymałościowej Instron 1273,  $A = 5$  mm. Następnie przeprowadzono badania dynamiczne umożliwiające wyznaczenie parametrów mechanicznych stopu NiTi takich jak:

- współczynnik sprężystości dynamicznej,
- współczynnik tłumienia dynamicznego.

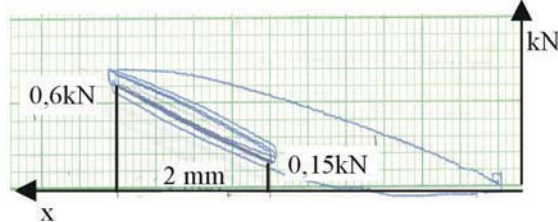
Na rys. 6, 7, 8 i 9 przedstawiono przykładowo pętle histerezy badanego stopu, otrzymane w wyniku badań dynamicznych przy temperaturze 20 °C, 35 °C, 50 °C i 60 °C.



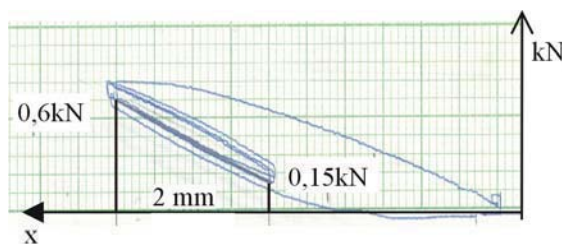
Rys. 6. Pętla histerezy dla próbki przy temp. 20 °C



Rys. 7. Pętla histerezy dla próbki przy temp. 35 °C



Rys. 8. Pętla histerezy dla próbki przy temp. 50 °C



Rys. 9. Pętla histerezy dla próbki przy temp. 60 °C

Wyniki badań dynamicznych  $E_{dyn}$  zestawiono w tab. 2.

Tab. 2. Moduł Younga  $E_{dyn}$  NiTi [GPa]

Temperatura 20 °C	Temperatura 35 °C	Temperatura 50 °C	Temperatura 60 °C
$E_d = 3,45$	$E_d = 2,76$	$E_d = 3,05$	$E_d = 3,39$

Badania dynamicznego modułu Younga  $E_{dyn}$  potwierdziły w sposób wyraźny wpływ stanu przemiany na strukturę materiału zależną od temperatury stopu NiTi.

Kolejnym etapem prowadzonych badań było wyznaczenie zastępczych współczynników sztywności dynamicznej, które w oparciu o wyznaczone moduły Younga można obliczyć z zależności 1. Wyniki tych obliczeń zestawiono w tab. 3.

Tab.3. Sztywność dynamiczna  $k_d$  NiTi [ $Nm^{-1}$ ]

Temperatura 20 °C	Temperatura 35 °C	Temperatura 50 °C	Temperatura a 60 °C
$k_d = 1,25 \cdot 10^6$	$k_d = 9,98 \cdot 10^5$	$k_d = 1,1 \cdot 10^6$	$k_d = 1,2 \cdot 10^6$

Na podstawie wyznaczonych sztywności dynamicznych w oparciu o zależność (1), widać wyraźnie, że sztywności te są o około  $10^2$  większe od sztywności statycznej przy amplitudzie wymuszenia cyklu dynamicznego  $x = 0,002$  m.

Następnie wyznaczono w sposób identyczny jak dla warunków statycznych, miarę tłumienia dla NiTi która jest współczynnikiem rozproszenia energii, wynikającym bezpośrednio z dynamicznych badań doświadczalnych. Wyniki obliczeń zestawiono w tab. 4.

Tab. 4. Współczynnik rozproszenia energii  $\Psi$  NiTi

Temperatura 20 °C	Temperatura 35 °C	Temperatura 50 °C	Temperatura 60 °C
$\Psi = 0,32$	$\Psi = 0,34$	$\Psi = 0,35$	$\Psi = 0,38$

Na podstawie wyznaczonej miary tłumienia widać jej wzrost w miarę wzrostu temperatury, co związane jest z przemianami fazowymi materiału.

### 3. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań statycznych materiału z pamięcią kształtu typu NiTi można stwierdzić:

- ograniczoną możliwość pracy w zakresie początkowym, aż do przemiany w stan martenzytyczny,
- konieczność nauczenia przemiany odwracalnej, dwukierunkowej,
- wzrost modułu Younga, który wynosi dla temperatury 35 °C,  $E = 2,76$  GPa, dla temperatury 50 °C,  $E = 3,05$  GPa, a dla temperatury 60 °C,  $E = 3,39$  GPa,
- wzrost współczynnika rozproszenia energii  $\Psi$  NiTi w miarę wzrostu temperatury i tak dla temperatury 35 °C wynosi  $\Psi = 0,41$ , dla temperatury 50 °C wynosi  $\Psi = 0,63$ , a dla temperatury 60 °C wynosi  $\Psi = 0,64$ ;
- statyczny współczynnik sprężystości wynosi  $k_z = 3 \cdot 10^4$   $Nm^{-1}$ .

Na podstawie przeprowadzonych badań dynamicznych stopu NiTi charakteryzującego się pamięcią kształtu można stwierdzić, że:

- istnieje możliwość pracy w obszarze wyznaczonych amplitud dynamicznych po nauczeniu materiału przemiany dwukierunkowej,
- wzrost dynamicznego modułu Younga, od temperatury 35 °C do temperatury 60 °C w zakresie  $E_d = 2,76$ , GPa do  $E_d = 3,39$  GPa, choć w początkowej fazie przemiany martenzytowej następuje spadek wartości modułu,
- wzrost współczynnika rozproszenia energii  $\Psi$  NiTi w miarę wzrostu temperatury. I tak dla temp. 20 °C wynosi  $\Psi = 0,32$ , dla temp. 35 °C wynosi  $\Psi = 0,34$ , dla temp. 50 °C wynosi  $\Psi = 0,35$ , a dla temp. 60 °C wynosi  $\Psi = 0,38$ .
- dynamiczny współczynnik sztywności w zakresie amplitudy wymuszenia, czyli w fazie martenzytycznej, jest prawie  $10^2$  większy od współczynnika statycznego.

Na podstawie przeprowadzonych badań można założyć możliwość zastosowania w/w materiału do złożonych układów wibroizolacji jak również zastosowania go w maszynach wibracyjnych.

### LITERATURA

- [1].Bierek K.: *Porównanie wybranych równań konstytutywnych stopów z pamięcią kształtu*, Modelowanie Inżynierskie 32, s. 37-44, Gliwice 2006.



- [2].Giergiel M., Targosz J.: *Badania współczynnika tłumienia NiTiNołu*, IV Międzynarodowe Sympozjum Zniszczenia Materiałów i Konstrukcji, Augustów, 2007.
- [3].Morawiec H., Lekston Z., Kobus K., Węgrzyn M., Drugacz J.: *Kształtowanie nadsprężystych pierścieni i sprężyn ze stopów NiTi dla kranoplastyki*. Inżynieria Biomateriałów, 38-42, rok VII(2004) 36.
- [4].Sapińska A.: *Mechatroniczne człony wykonawcze z zastosowaniem materiałów inteligentnych*, Praca doktorska, AGH, Kraków, 2006.



Dr inż. **Jan TARGOSZ**, zatrudniony jest na stanowisku adiunkta w Katedrze Robotyki i Mechatroniki na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, AGH w Krakowie, zajmuje się problemami dynamiki maszyn ze szczególnym uwzględnieniem złożonych układów wibroizolacji.



## ANALIZA RZĘDÓW W DIAGNOSTYCE NIESTACJONARNYCH PROCESÓW WIBROAKUSTYCZNYCH

Tomasz KORBIEL

Akademia Górniczo Hutnicza, Katedra Mechaniki i Wibroakustyki  
Al. Mickiewicza 30; 30-059 Kraków,  
tel +48 12 617 36 71; fax+48 12 633 23 14; [tkorbiel@agh.edu.pl](mailto:tkorbiel@agh.edu.pl)

### Streszczenie

Analiza określonej klasy sygnałów drganiowych w diagnostyce technicznej odbywa się poprzez transformację z dziedziny czasu do dziedziny częstotliwości. Najczęściej wykorzystywany jest algorytm transformaty Fouriera. Jednym z ograniczeń tych algorytmów jest wymóg stacjonarności badanych sygnałów. W diagnostyce maszyn rotacyjnych istotna informacja dotycząca stanów dynamicznych zawarta jest w strukturze częstotliwościowej sygnału drganiowego. W przypadku stałej prędkości obrotowej transformata Fouriera poprawnie pokazuje tę strukturę. Dla zmiennych obrotów analiza taka jest utrudniona. Do analizy sygnałów niestacjonarnych wykorzystywane są inne narzędzia, takie jak STFT, TVW czy transformata falkowa. Są to narzędzia analizy czasowo- częstotliwościowej. W analizie sygnałów drganiowych maszyn rotacyjnych składowe częstotliwościowe są powiązane funkcyjnie nie z czasem, lecz z prędkością obrotową. Wskazane jest, zatem zastosowanie takiej analizy, która przeprowadzi sygnał z dziedziny czasu w dziedzinę prędkości obrotowej. Takie możliwości daje między innymi analiza rzędów.

W referacie przedstawiono algorytm analizy rzędów oparty o interpolacje krzywymi sklejanymi. Przedstawiono wyniki badania tego algorytmu pod kątem wykorzystania w diagnostyce technicznej maszyn rotacyjnych. Zaprezentowano przykładową analizę diagnostycznych sygnałów drganiowych.

Słowa kluczowe: analiza sygnałów, diagnostyka procesów niestacjonarnych, transformata czasowo-częstotliwościowa, krzywe sklepane.

### ORDER ANALYSIS IN THE DIAGNOSTIC NONSTACIONARY VIBROACUSTIC PROCES

#### Summary

The analysis of particular class of vibration signals is performed by transformation from the time domain to frequency domain. The algorithm of Fourier transformation is the most used one. One of the limitations of the mentioned fourier is the demand of stationarity of the signals. In rotary machines diagnostics information on dynamic states is important, which is contained in the frequency structure of the vibration signal. With the constant rotation speed Fourier transform describes frequency structure correctly. With variable speed such analysis is not possible. In that case other tools are used, such as STFT, TVW or wavelet transform. Those are time-frequency analysis tools. In rotary machine vibration signal analysis frequency components are functionally tied to rotations, not time. It is recommended then to use analysis that transforms the signal from the time domain into rotation speed domain. Such transformation is possible with rank analysis.

The paper presents the rank analysis algorithm based on spline curve interpolation. The algorithm was tested in use for rotary machines technical diagnostics. Sample vibration signal analysis is presented.

Keywords: order analysis, nonstationary process diagnostics, time – frequency transforms spline curve.

### 1. WSTĘP

W urządzeniach technicznych pracujących w sposób krótkookresowy takich jak maszyny rotacyjne, wibratory, itp. sygnał drganiowy jest nośnikiem istotnych informacji diagnostycznych. Dla maszyn pracujących w stałych warunkach, obroty robocze są stałe w czasie. Przeprowadzając

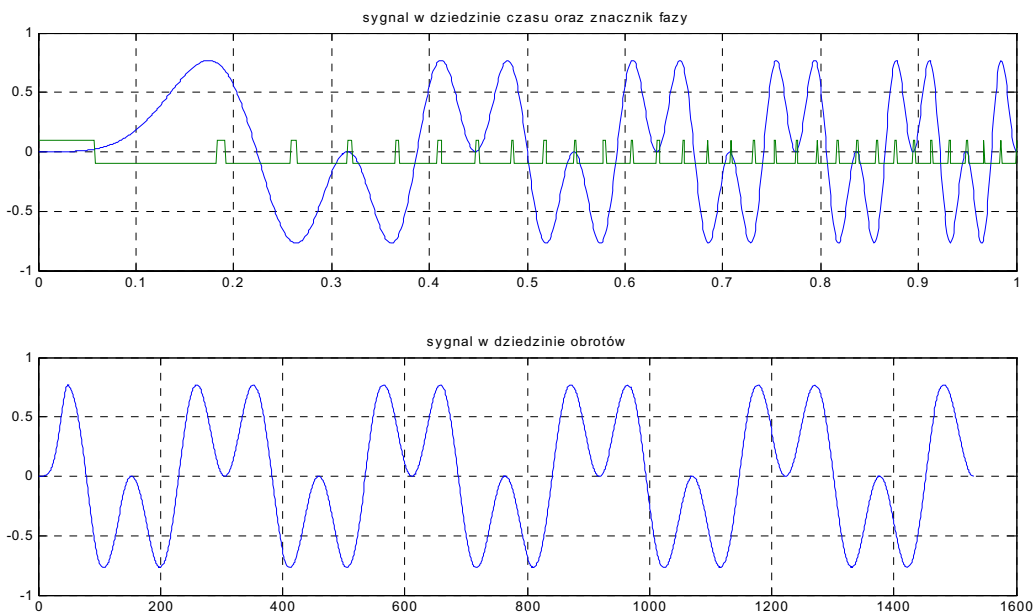
transformacje Fouriera otrzymujemy widmo częstotliwościowe, na którym częstotliwości związane z prędkością obrotową uwidocznione są charakterystycznymi prążkami. Dla zmiennych obrotów, prędkość obrotowa staje się pewną funkcją czasu. W takim przypadku chcąc poznać strukturę częstotliwościową badanego sygnału należy stosować narzędzia analizy czasowo-

częstotliwościowej. W wyniku tego otrzymujemy informacje o zmienności poszczególnych harmonicznym w czasie. Poszczególne harmoniczne zależne od prędkości obrotowej związane są tą samą funkcją, która opisuje zmianę prędkości obrotowej w czasie. W wielu przypadkach znajomość tej funkcji nie niesie istotnych informacji diagnostycznych. Celowe zatem staje się wyeliminowanie tej zależności z badanego sygnału. Taką możliwość niesie analiza rzędów, która przeprowadza sygnał z dziedziny czasu do dziedziny obrotów, zachowując pierwotną harmonikę obrotów (rys. 1). Sygnałem odniesienia dla takiego przekształcenia jest znacznik fazy (*key phasor*) (rys. 1a). Dalsza analiza takiego sygnału może się odbywać za pomocą narzędzi do analizy sygnałów stacjonarnych.

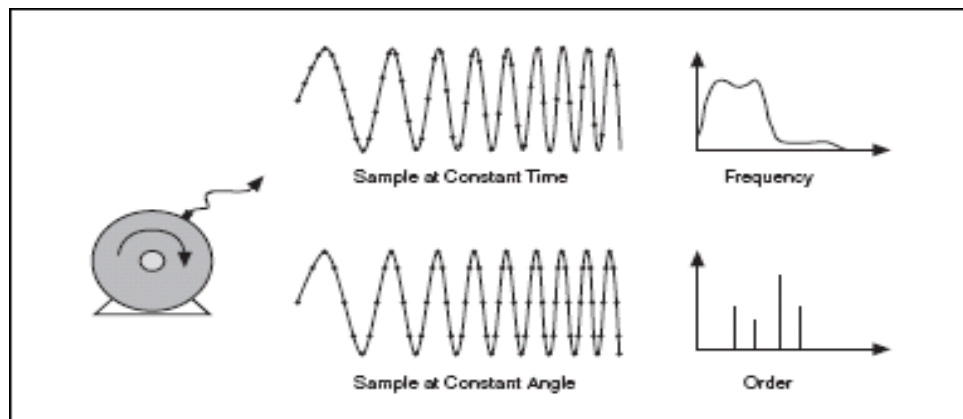
## 2. ALGORYTM ANALIZY RZĘDÓW

Istnieje kilka algorytmów realizujących analizę rzędów. Ogólnie można je podzielić na algorytmy numeryczne oraz pomiarowe. W algorytmach pomiarowych stosuje się synchroniczne próbkowanie [4, 5]. W ten sposób otrzymuje się sygnał ze zmienną częstotliwością próbkowania. W algorytmach numerycznych ten efekt uzyskuje się na drodze przetwarzania sygnału (rys. 2).

Do uzyskania zmiennego kroku próbkowania skorelowanego z cyklem maszynowym znanych jest kilka algorytmów. Jedną ze stosowanych metod opiera się na decymacji nadpróbkowanego sygnału [4]. Wymaga ona jednak znacznych częstotliwości próbkowania, wielokrotnie większej od wymaganej zasadą Shanona-Nequista. W przypadku standardowej aparatury pomiarowej ten warunek nie jest możliwy do spełnienia. Dla takich warunków pomiarowych możliwe jest zastosowanie przepróbkowania sygnału z wykorzystaniem interpolacji kubicznymi krzywymi sklejanymi.



Rys. 1. Przekształcenie sygnału z dziedziny czasu do dziedziny obrotów



Rys. 2. Próbkowanie stałe w czasie oraz w analizie rzędów [4]

W analizie rzędów z zastosowaniem interpolacji krzywymi sklejanymi oprócz analizowanego sygnału wymagany jest sygnał znacznika fazy. Sygnał znacznika fazy poddawany jest operacjom normalizującym. Celem tych operacji jest uzyskanie wartości czasowych, w których rozpoczyna się kolejny obrót. W większości przypadków normalizacja ta polega na obliczeniu I pochodnej sygnału znacznika fazy, a następnie detekcja miejsc zerowych z uwzględnieniem monotoniczności funkcji oraz histerezy zmian poziomu sygnału (rys. 3).

Na podstawie czasów zapisanych w znormalizowanym sygnale znacznika fazy analizowany sygnał dzielony jest na zbiór sygnałów obejmujących poszczególne obroty. Każdy z tych sygnałów zawiera przebieg czasowy jednego obrotu. Dla sygnałów, w których znacznik fazy zawierających więcej niż pojedynczy impuls na obrót podział następuje według poszczególnych znaczników. Tym samym poszczególne przedziały analizowanego sygnału zawierają będą określony kąt obrotu. W wyekstrahowanych przedziałach czasowych na podstawie zawartych w nich próbek tworzona jest interpolowana funkcja ciągła. W prezentowanym algorytmie funkcja ta zbudowana jest z krzywych sklejanych, opartych o wielomiany 3-go stopnia [3]. Otrzymana funkcja ciągła dzielona jest na równe odcinki czasowe. Dla tych odcinków obliczana jest wartość średnia, tworząc nowy wektor danych. Nowe wektory danych zawierających tą samą ilość próbek w poszczególnych obrotach składane są w wynikowy wektor danych, opisujący obserwowany czas zawarty w badanym sygnale (rys. 1c).

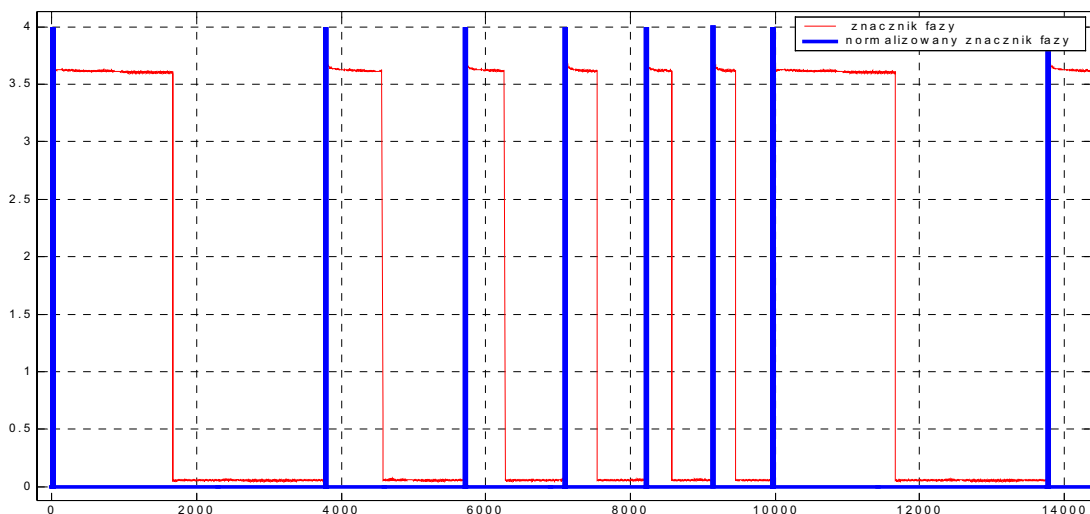
### 3. ZASTOSOWANIE ANALIZY RZĘDÓW W BADANIACH SYGNAŁÓW SYNTETYCZNYCH

Analiza rzędów wykorzystująca algorytmy interpolacji, opisując funkcją amplitudy pomiędzy poszczególnymi próbkami. Przybliżenie to może wprowadzać dodatkowe zakłócenia w badanym sygnale. W celu określenia tego wpływu przeprowadzono szereg analiz numerycznych polegających na badaniu sygnałów syntetycznych. W badanych sygnałach przyjęto częstotliwość jako funkcję czasu  $f(t)$ . Przyjmując model maszyny rotacyjnej stworzono do analizy sygnał będący sumą kolejnych harmonicznym, zmiennych w czasie.

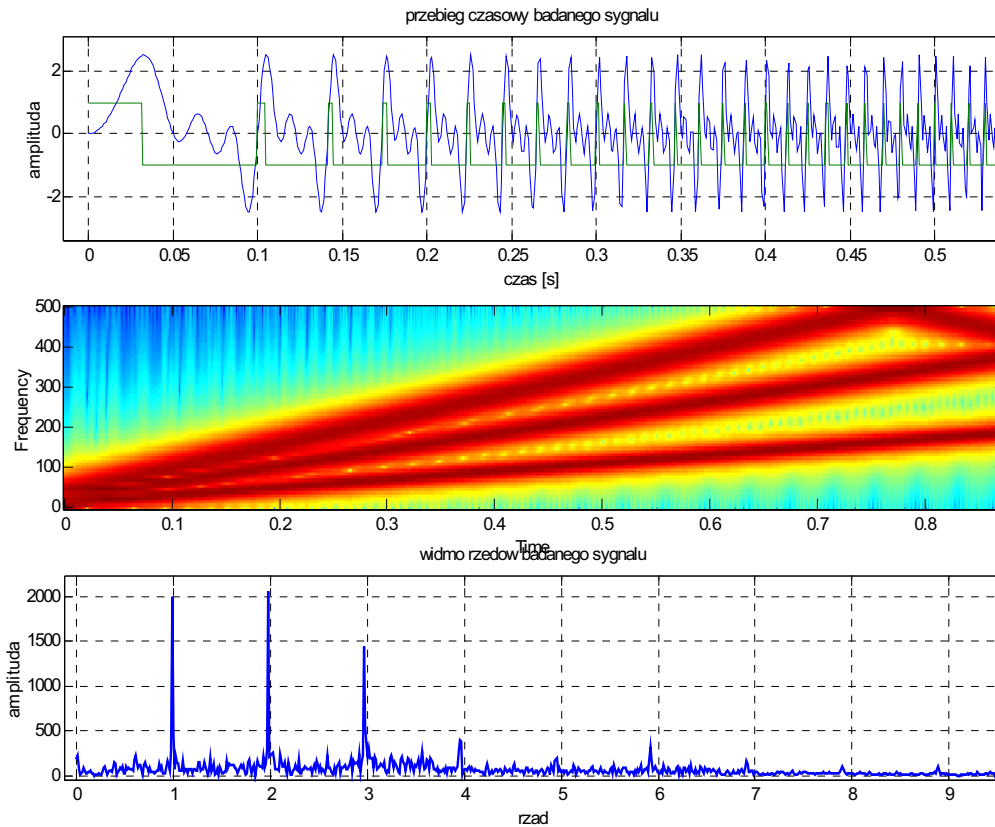
Badany sygnał opisy został równaniem:

$$X(t) = A_1 \sin(2\pi \cdot g(t) \cdot 100t) + \\ + A_2 \sin(2\pi \cdot g(t) \cdot 200t) + \\ + A_3 \sin(2\pi \cdot g(t) \cdot 300t)$$

Dla tak zdefiniowanego sygnału przeprowadzono analizę rzędów oraz analizę STFT (rys.4). Badania sygnałów syntetycznych pozwoliły na określenie pewnych cech prezentowanej analizy rzędów. Generując widmo rzędów odstęp sygnału od szumu informacyjnego wynosi od 15dB do 85dB. W niekorzystnych przypadkach możliwe jest pojawienie się nieprawidłowych prążków wyższych rzędów. Dokładność odwzorowania informacji w przeprowadzonych symulacjach nie była gorsza niż 10%. Wykazano również dużą odporność na zakłócenia w sygnale czasowym, oraz znaczne maskowanie częstotliwości nie będących związanych ze znacznikiem fazy. Częstotliwości te w widmie rzędów objawiały się szumem pasmowym. Z tego wynika, że analiza rzędów jest uzupełnieniem innych analiz częstotliwościowych umożliwiając wyłuskanie składowych harmonicznym powiązanych funkcyjnie ze znacznikiem fazy.



Rys. 3. Normalizacja sygnału znacznika fazy



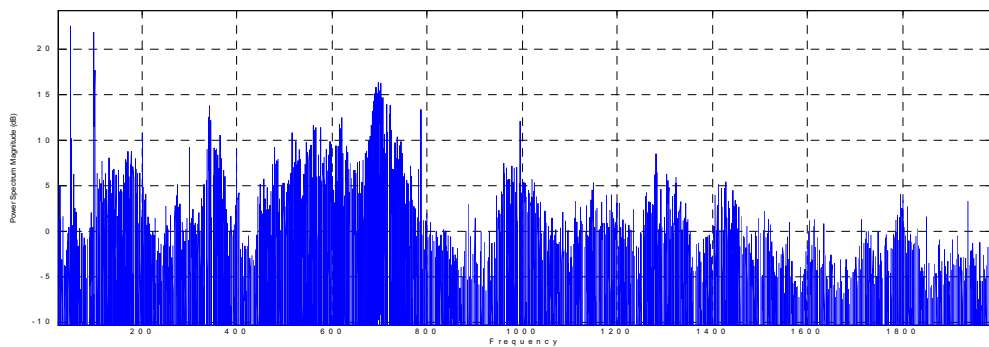
Rysunek 4 Wyniki analizy sygnału. a) przebiegi czasowe, b) STFT, c) analiza rzędów

#### 4. ZASTOSOWANIE ANALIZY RZĘDÓW W DIAGNOSTYCE

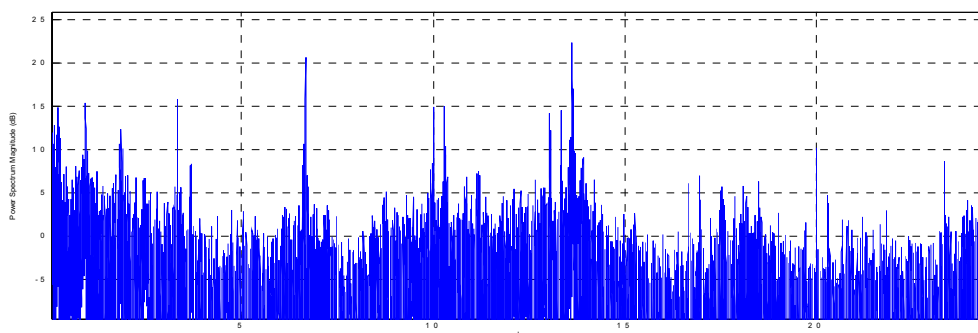
Prezentowany algorytm analizy rzędów zastosowano w diagnostyce dwustopniowej przekładni planetarnej ze stopniem stożkowym. Sygnał znacznika fazy uzyskano poprzez zainstalowanie czujnika zbliżeniowego przy zębniku stopnia stożkowego. Zębnik posiada 11 zębów, co daje 11 impulsów na obrót wału wejściowego.

Odległość kątowa pomiędzy poszczególnymi impulsami wynosi  $32,7^{\circ}$  kątowego. W sygnale wykryto szereg częstotliwości stacjonarnych nie związanych bezpośrednio z pracą przekładni. Widmo mocy sygnału drganiowego przedstawiono na rys. 5.

Przeprowadzono analizę rzędów według opisanego algorytmu. Uzyskane widmo rzędów przedstawiono na rys. 6.



Rys. 5. Gęstość widmowa mocy sygnału przekładni planetarnej



Rys. 6. Gęstość widmowa mocy rzędów sygnału przekładni planetarnej

Na powyższym rysunku (rys. 6) można zauważyć prążki związane z zazębeniem stopnia stożkowego. Porównując wyniki z wcześniejszymi pomiarami wykazano wzrost amplitudy tych składowych. Analiza w stanie stacjonarnym potwierdziła hipotezę. Oględziny przedmiotowej przekładni wykazały pojawienie się nadmiernego luzu w stopniu stożkowym przekładni planetarnej.

## 5. UWAGI

Przeprowadzone badania wykazały dużą skuteczność algorytmu analizy rzędów w diagnostyce urządzeń rotacyjnych pracujących w niestacjonarnych warunkach. Metoda ta jest uzupełnieniem istniejących algorytmów analizy sygnałów diagnostycznych. Dalsze badania nad szerszym zastosowaniem tej metody związane będą z doбором funkcji interpolujących oraz optymalizacją innych parametrów wykorzystywanych w procedurze analizy rzędów

## LITERATURA

- [1] J. Adamczyk, P. Krzyworzeka, H. Łopacz: *Systemy synchronicznego przetwarzania sygnałów diagnostycznych*. Collegium Columbinum, Kraków 1999.
- [2] W. Batko, Z. Dąbrowski, Z. Egel, J. Kiciński, S. Weyna: *Nowoczesne metody badania procesów wibroakustycznych*. PIB, Radom 2005.
- [3] W. Batko, T. Korbiel : *Przetwarzanie sygnałów diagnostycznych wygładzanych algorytmami krzywych sklepanych*, XXIV Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyki Maszyn, Węgierska Górka, 1997.
- [4] P. Krzyworzeka, W. Cioch, E. Jamno: *Monitoring of nonstationary states In rotating machinery*. ITE Radom, 2006.
- [5] P. Krzyworzeka: *Wspomaganie synchroniczne w diagnozowaniu maszyn*. ITE Radom 2004
- [6] LabView: *Order analysis toolset User manual*. National Instrument 2003.



Dr inż. **Tomasz KORBIEL** jest adiunktem w Katedrze Mechaniki i Wibroakustyki AGH. Jego zainteresowania związane są z diagnostyką techniczną, analizą sygnałów oraz nowoczesnymi systemami pomiarowymi.





## PLD WE WSPOMAGANIU DEMODULACJI ROZRUCHOWYCH DRGAŃ MASZYN

Witold CIOCH, Piotr KRZYWORZEKA  
Katedra Mechaniki i Wibroakustyki AGH  
[krzyworz@agh.edu.pl](mailto:krzyworz@agh.edu.pl)

### Streszczenie

Opis sygnałów drganiowych maszyn wirujących przy monotonicznych zmianach prędkości obrotowej można znacznie uprościć wykorzystując czas taktowany cyklicznymi procesami kinematycznymi. Taką możliwość oferuje transformacja PLD pozwalająca wykorzystać charakterystyki właściwe sygnałom stacjonarnym. Jej zastosowanie prowadzi do zadawalającego zmniejszenia obciążenia wyniku już w przypadku prostego asynchronicznego demodulatora fazy. Przedstawiono przykładowe wyniki dla realnych sygnałów rozruchowych, a także występujące problemy i ograniczenia.

Słowa kluczowe: diagnostyka, demodulacja fazy, synchronizm.

### PLD AIDED DEMODULATION OF STARTING VIBRATIONS IN ROTATING MACHINERY

#### Summary

Taking into account some particularities of rotating machinery signal modulation the paper is concerned with the possibility of PLD aided output biasing elimination. Especially rotating speed fluctuations or trend can affect demodulation procedure due to nonlinear trend of carrier frequency. Proposed time scale transformation, called procedure of linear decimation – PLD, aims to reduce demodulation error using linear approximation of carrier cycle short-term changes. Some examples of real starting signal asynchronous demodulations are presented and discussed.

Keywords: diagnostics, phase demodulation, synchronism.

## 1. WSTĘP

Właściwy wybór skali czasu dla opisu procesów drganiowych maszyny może poprawić czytelność niezamierzonej modulacji kąta, a w konsekwencji ułatwić rozpoznawanie wczesnych stadiów ewolucji uszkodzeń. Wspomaganie PLD dotyczy demodulacji drgań maszyn, dla których realizacja celu podstawowego wiąże się z cyklicznym powtarzaniem sekwencji zdarzeń podobnych, lecz nie identycznych.

Obejmuje wybrane kategorie modulacji czasu rzeczywistego (tu modulację fazy PM) w niestacjonarnych stanach eksploatacyjnych powodowanych monotoniczną zmianą cyklu roboczego.

## 2. MODULACJE NIEZAMIERZONE

Wiele badań szczegółowych [3, 4, 6, 8], w tym rozważania modelowe, wskazuje na występowanie modulacji już we wczesnych stadiach ewolucji niskoenergetycznych procesów resztkowych, natomiast dopiero zaawansowane stadia zużycia (np. cierne i luz dla przekładni) dają zauważalny ogólny wzrost mocy widma całego sygnału drgań).

Dla wielu kategorii uszkodzeń rezultat demodulacji dostarcza informacji diagnostycznej wcześniej, w prostszej formie i przy zmniejszonej wrażliwości na zakłócenia. Te ostatnie w znacznej mierze stwarza zmienny cykl roboczy maszyny w nieustalonych stanach eksploatacyjnych.

Modulację sygnału drgań maszyny cyklicznej można przypisać desynchronizacji ciągu impulsów siły przez dynamiczny proces resztkowy [7]. Analiza fenomenu sugeruje modulację położenia cyklicznie powtarzanych impulsów siły PPM jako najbardziej wrażliwą na zmiany innowacyjne wczesnych stadiów zużycia.

Rozważana PPM nie stanowi prostego odpowiednika zamierzonej, gdyż w maszynie sygnał nośny i sygnał informacyjny nie są znane w sensie założonej formy zmienności. Ponadto, obecność modulacji związana jest ze skalą czasu (por. rys. 1), bowiem:

- w skali czasu dynamicznego występuje zakłócające działanie zmian cyklu roboczego
- trafny wybór stwarza najkorzystniejsze warunki DSDM eliminując wpływ (a),
- synchronizacja zegara PLD cyklem chwilowym  $\Theta_k$  eliminuje modulację.

### 3. WYBÓR ZEGARA PLD

Pomijając szczegóły (wielokrotnie opisywane, np. [6-7]), PLD prowadzi do opisu zmienności sygnału w innej skali czasu, takie że:

- opis zmienności staje się prostszy,
- zachowane są istotne cechy zmienności informacyjnej,
- zmienność nieinformacyjna ulega redukcji,

Transformacja pozwala w przedziałach monotonicznych zmian cyklu roboczego zredukować niestacjonarność sygnału w stopniu umożliwiającym stosowanie prostszych metod analizy (np. widmowej) raz procedur demodulacji właściwych sygnałom stacjonarnym.

PLD wprowadza czas  $\eta$  synchronizowany pewną charakterystyką cyklu  $\psi(\Theta)$ . Jej wybór okazuje się krytyczny zwłaszcza w przypadku modulacji kąta.

Gdy  $\psi(\Theta)$  odpowiada cyklowi chwilowemu  $\Theta$ , opis sygnału w dziedzinie częstotliwości przedstawia widmo rzędów wykorzystywane również w diagnozowaniu [9] (zegar czasu referencyjnego, rys. 1 b). Widma rzędów cechuje dobra rozdzielczość i dynamika.

Ich estymacja natomiast wymaga złożonych obliczeń i precyzyjnego pomiaru fazy (położenia).

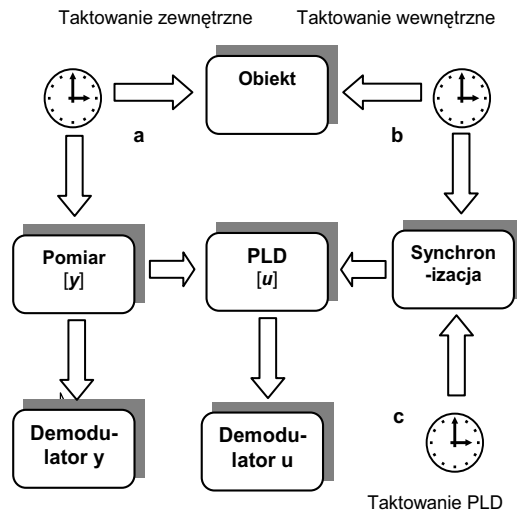
Ponadto w tak zdefiniowanej skali 'η' tracona jest informacja o fluktuacjach cyklu, które mogą być wynikiem modulacji PPM drgań przez dynamiczne procesy resztkowe, cenne źródło wczesnej informacji diagnostycznej [8].

Zatem w stanach niestacjonarnych demodulacja składowych PPM powinna być wspomaganą przez transformację skali czasu zachowującą wartościową składową fluktuacji częstotliwości chwilowej,

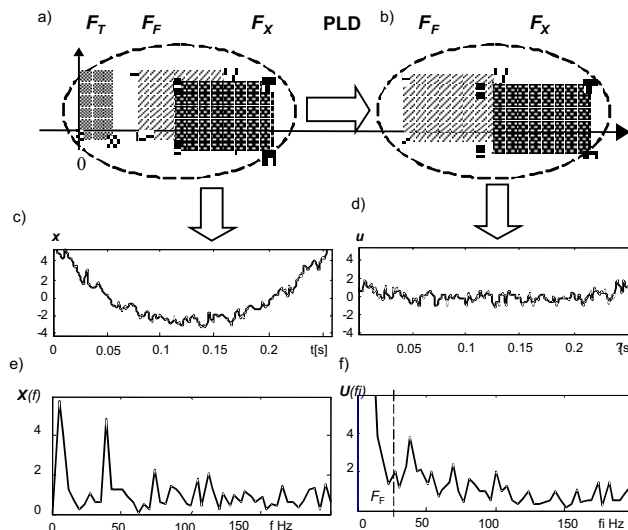
a redukującą monotoniczny trend cyklu nośnego  $\Theta_C(\eta)$ . Postulaty powyższe spełnia w przybliżeniu liniowa aproksymacja monotonicznych zmian cyklu nośnego (zegar c, rys. 1) [7]. Wówczas w przedziale T:

$$\psi(\Theta) = \Theta_{ref} \left( 1 + \frac{\Delta_{\Theta}}{\Theta_{ref}} t \right) \quad (1)$$

$\Delta_{\Theta}$  – przyrost cyklu w przedziale aproksymacji T.



Rys. 1. Dyspozycja zegarów we wspomaganii demodulacji: a) zegar czasu rzeczywistego, b) zegar cyklu referencyjnego, c) zegar cyklu aproksymującego



Rys. 2. Demodulacja fazy – rozdział częstotliwościowy składowych fazy chwilowej: przed (a) i po (b) transformacji PLD sygnału zmodulowanego  $y$ ; c)  $F_D$  – trend częstotliwości obrotowej (i nośnej  $\Rightarrow f_C$ ) w przedziale T, d)  $F_F$  – pasmo częstotliwości odpowiadające zakłócającym fluktuacjom fazy  $\Phi_F$ , e)  $F_E$  – pasmo częstotliwości sygnału modulującego  $\Phi_X$ , f)  $F_X$  – pasmo częstotliwości modulacji (maksymalne użyteczne)

Poprzedzając demodulację PLD:

- redukuje nieinformacyjny trend cyklu (monotoniczną zmianę  $\Theta$ ),
- zachowuje w stopniu na ogół wystarczającym informacyjne fluktuacje cyklu chwilowego  $\Theta$  reprezentujące modulacje położenia impulsu PPM oraz kąta PM
- zachowuje także (co oczywiste), modulację amplitudy AM.

Skuteczność wspomagania warunkuje także model fazy PM.

#### 4. MODEL FAZY MODULACJI KĄTA

W pewnych przypadkach niestacjonarności eksploatacyjnej maszyny, kiedy prędkość obrotowa, a zatem i częstotliwość nośna nie są stałe, źródeł błędów obciążenia rezultatu demodulacji kąta należy szukać w odtwarzaniu niewłaściwych składowych fazy chwilowej. Można wyróżnić cztery składowe o różnej jakościowo zmienności i odmiennej, choć nie zawsze jednoznacznej interpretacji[6]:

$$\text{Arg}[Y(jt)] = \Phi(t) = \Phi_C(t) + \Phi_x(t) + \Phi_F(t) + \Phi_T(t) \quad (3)$$

gdzie:

$\Phi_C(t)$  – faza sygnału nośnego przy ustalonym cyklu  $\Theta_C$ ,

$\Phi_T(t)$  – trend monotoniczny wywołany zmianą cyklu nośnego,

$\Phi_x(t)$  – składowa informacyjna, tu otworzenie zmienności DPR,

$\Phi_F(t)$  – nieinformacyjne fluktuacje związane ze stanem eksploatacyjnym, lub niedopasowaniem PLD.

Pasma częstotliwości odpowiadające pochodnym składowych 1, ... 4 powinny być rozłączne, ale nie zawsze są (por. rys. 2).

Całkowita separacja pasm  $F_x$  i  $F_f$  nie zawsze bywa możliwa, ani potrzebna.

Założenia modelowe, lub wyniki PID pozwalają wstępnie oszacować interesujący fragment pasma modulacji. Może on obejmować także nisko-częstotliwościowe fluktuacje nie spowodowane zmianą prędkości obrotowej.. Selekcje należy uznać za zadawalającą, jeśli potrafimy znaleźć charakterystykę  $\varphi[x]$  umożliwiającą łatwą separację. Jak się okazuje wspomaganie PLD bywa tu pomocne – przebieg w skali czasu cyklu nośnego (rys 2. b) spełnia powyższy postulat w odniesieniu do widm [3].

Właściwie dobrana charakterystyka  $\psi(\Theta)$  redukuje  $\Phi_T$  na co wskazuje choćby porównanie sygnałów a i b, rys. 2 (nie zawsze niestety w stopniu wystarczającym).

#### 5. DEMODULATOR

Transformacja skali czasu PLD pozwala dla wyodrębnienia fazy sygnału zmodulowanego wykorzystać dogodnie narzędzie formalne opisu stanów ustalonych sygnałów wąskopasmowych – sygnał analityczny  $Y(jt)$ .

Jego argument reprezentuje fazę całkowitą:

$$\Phi(t) = \text{Arg}[Y(jt)] \quad (2)$$

Metoda nie wymaga dostę্পności, ani odtwarzania określonej formy sygnału nośnego  $y_C$ . Jest za to wrażliwa na zakłócenia, zwłaszcza od innych modulacji, wymaga zatem selekcji strefy domniemanej modulacji badanej droga filtracji pasmowej.

Dzięki PLD usunięcie trendu liniowego eliminuje składową nośną, natomiast rozgraniczenie  $\Phi_x(t)$  i  $\Phi_F(t)$  zależy każdorazowo od warunków eksperymentu i wymaga obróbki finalnej (postprocessingu)  $u$ .

Operacja detrend eliminuje  $\Phi_C$

$$x \Rightarrow \Phi_x = \text{detrend}\{\text{Arg}[Y(t)]\} \text{ dla skali } 't'$$

$$u \Rightarrow \Phi_u = \text{detrend}\{\text{Arg}[U(\eta)]\} \text{ dla skali } '\eta'$$

#### 6. DEMODULACJA W PRAKTYCE

##### 6.1. Rozpoznanie

Skuteczność i użyteczność demodulacji sygnału drgań maszyny zależy od odpowiedzi na pytania:

- czy występuje modulacja i jaka?
- jaka cecha zmienności stanowi jej reprezentację w sygnałach, lub charakterystykach wyjściowych?
- czy częstotliwość nośną, ew. pasmo modulacji zlokalizowano trafnie?
- czy i jaki rodzaj finalnej obróbki rezultatu PD jest celowy?
- co przyjąć jako wynik referencyjny?

##### 6.2. Obiekt

Wybór obiektu podyktowała dostępność i łatwość eksperymentowania w warunkach laboratoryjnych. Surową prostotę stanowiska widać na rys. 3. Wykorzystano sprzętową realizację PLD (rys. 3) dla tworzenia banku modulacji w stanach rozbiegu i wybiegu malej przekładni przy różnych stanach zazębenia.

##### 6.3. Kryteria oceny

Brak sygnałów referencyjnych a także niezerowa w przedziale T ocena wartości średniej fluktuacji zakłócających skłania do wyboru odchylenia standardowego S dla oceny przydatności postprocessingu w dziedzinie czasu. Realizacja o minimalnym S służyć może wówczas za referencyjną w ocenie obciążenia pozostałych (patrz tab. 1).



Rys. 3. Badana przekładnia laboratoryjna ze sprzętowym analizatorem PLD

W praktyce, jeśli tor pomiarowy nie przenosi składowej stałej, można zastąpić  $S$  wartością skuteczną RMS:

$$\varepsilon_1 = (S_X - S_{ud})/S_{ud} \text{ 100\%} \quad \text{bez wspomaganie}$$

$$\varepsilon_2 = (S_{uo} - S_{ud})/S_{ud} \text{ 100\%} \quad \text{PLD, wynik}$$

$$\varepsilon_3 = (S_{uf} - S_{ud})/S_{ud} \text{ 100\%} \quad \text{filtracja HP}$$

Zamieszczone w tabeli 1 uchyby względne pozwalają ocenić:

- czy filtracja fluktuacji resztkowych jest skuteczna?
- czy stopień wspomaganie PLD jest akceptowalny?

Tabela 1. Uchyby względne

	$S_X$	$S_{uo}$	$S_{uf}$	$S_{ud}$
$S$	65,2	3,68	1,16	0,662
$\varepsilon\%$	9740	455	74	–
	$\varepsilon_1$	$\varepsilon_2$	$\varepsilon_3$	

#### 6.4. Wybrane rezultaty

Tu prezentacja rezultatów (rys. 4 i 5) służy jedynie porównaniu efektów wspomaganie PLD z jego brakiem, stąd pominięto skalowanie osi rzędnych w jednostkach bezwzględnych zachowując jedynie podobieństwo skali.

Działanie PLD w dziedzinie częstotliwości dobrze ilustruje rys. 4 a i b.

Ponieważ PLD przybliża synchronizm sygnału  $u$  z cyklem nośnym, asynchroniczne z nim śladowe

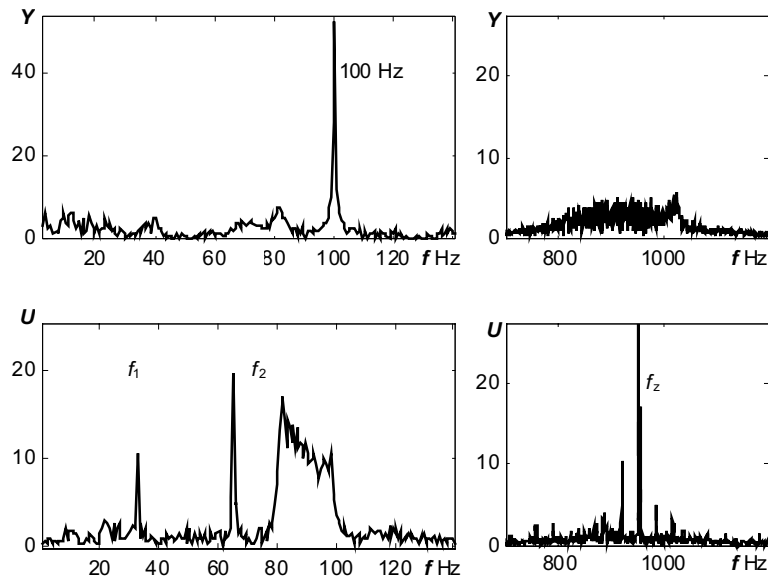
sygnały  $y$  ulegają osłabieniu a odpowiadające im prążki widma  $U$ , rozmyciu, jeśli zatem asynchronizm dotyczy sygnałów modulujących amplitudę wspomaganie okazuje się niecelowe (por rys. 4.b).

Skuteczność PLD w istotnych dla PM strefach widma harmoniki obrotów oraz częstotliwości zazębienia przedstawia rys. 4 b. Po PLD prążki harmoniki obrotów, oraz prążki wokół częstotliwości zazębienia stają się wyraźnie widoczne, co nie przesądza jeszcze o obecności i rodzaju modulacji a jedynie umożliwia demodulację z wykorzystaniem  $\text{Arg}(Y)$ . Przykładowe rezultaty demodulacji zestawia rys. 5.

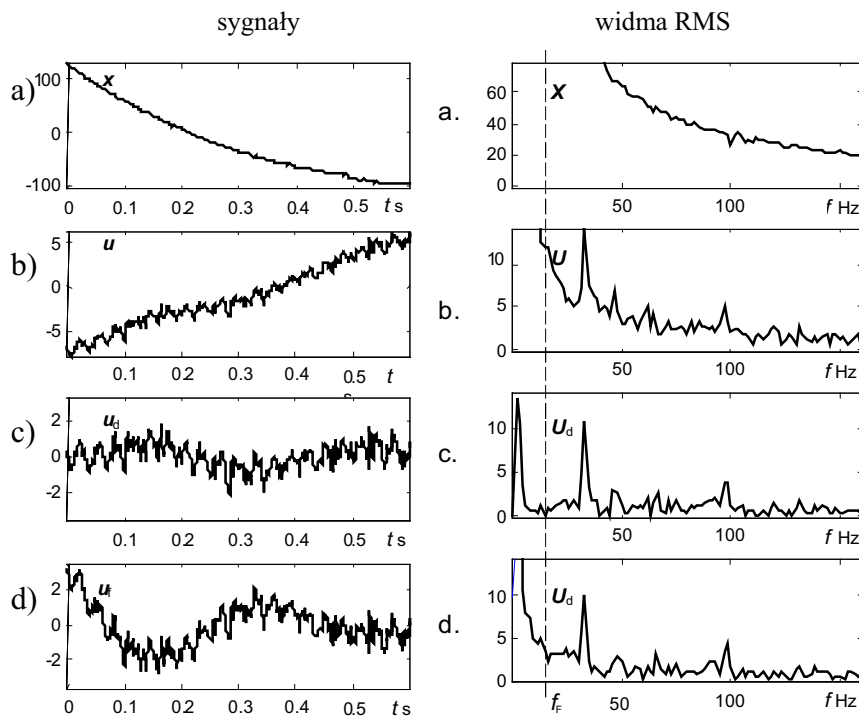
Bez modelu modulatora ocena rezultatu demodulacji rzadko bywa łatwa i jednoznaczna. Warunkiem wstępnym jest wzorcowanie toru demodulacji z wykorzystaniem modelowych sygnałów testowych o podobnej kategorii i stopniu niestacjonarności cyklu nośnego w przedziale liniowej aproksymacji PLD. Opis procedur tego typu znajdzie czytelnik w pracach [6, 7].

Wyniki demodulacji przedstawione na rys. 5 dotyczą małego fragmentu rozbiegu (12 obrotów wałka referencyjnego), co odpowiada względnej zmianie cyklu referencyjnego ok. – 4,8% (na cykl  $\delta\Theta = 0,4\%$ ).

Mimo tak małej wartości  $\delta\Theta$  uchyb obciążenia bezpośredniej demodulacji PM okazuje się nieakceptowany (rys. 5a).



Rys. 4. Widma prędkości drgań przy rozbiegu – strefy harmoniki obrotów ( $f_1, f_2$ ) oraz częstotliwości zazębiania  $f_z$  sygnał oryginalny po transformacji PLD



Rys. 5. Rezultaty demodulacji fazy (sygnał z rys. 4): a) sygnał oryginalny, b) po transformacji PLD, c) finalne usunięcie trendu liniowego, d) finalna filtracja górnoprzepustowa

Błąd odtwarzania  $\Theta_C$  powoduje fluktuacje reszkowe  $F_R$  oceny  $x$  (por. np. rys. 5.a) i w rezultacie nieakceptowane obciążenie oceny wartości skutecznej rezultatu demodulacji PM. tab. 1). Jednak, jak to widać na rys. 5 b, PLD nie usuwa tej wady całkowicie.

Właściwy dobór parametrów PLD pozwala obniżyć górną granicę pasma częstotliwości  $F_R$  poniżej  $F_X$ , co ułatwia ich separację i selekcję w dziedzinie częstotliwości (por. rys. 5.b, c i d).

## 7. UWAGI I WNIOSKI

PLD okazała się dość skutecznym narzędziem umożliwiającym demodulację kąta, w stanach rozruchowych.

Aproksymacja liniowo-odcinkowa cyklu nośnego w przedziałach o monotonicznej zmianie częstotliwości nośnej rzędu nawet 30–40 % pozwala na odtworzenie wartości skutecznej modulacji (RMS  $x$ ) z dokładnością rzędu 10% wystarczającą w zastosowaniach diagnostycznych

Ponadto wspomaganie PLD:

- poprawia czytelność widma sygnału zmodulowanego;
- ułatwia lokalizację domniemanych modulacji w widmie sygnału;
- pozwala na użycie prostych asynchronicznych demodulatorów fazy;
- ułatwia selekcję informatywnych składowych rezultatu demodulacji;
- zmniejsza obciążenie wyniku, (ale nie całkiem);
- preferuje prezentację i interpretację wyniku w dziedzinie częstotliwości.

Pozostaje jednak niejednoznaczność interpretacji pojedynczego rezultatu wywołana niezajomością modulatora i oryginalnego sygnału modulującego.

Demodulatory wspomagane wymagają dużego nadpróbkowania (<100) przy rejestracji oryginalnego sygnału PM. Sprzętowa implementacja PLD czyni ten wymóg niekłopotliwym.

## 8. BIBLIOGRAFIA

- [1]. Bigret R., Feron J. L.: *Diagnostic – maintenance disponibilite des machines tournantes*. Paris, Masson, 1995.
- [2]. Cioch W., Krzyworzecka P.: *Modulacje niezamierzone w diagnozowaniu głośnika*. Diagnostyka, vol. 28, 2003, s. 29 – 36.
- [3]. Cioch W. Krzyworzecka P.: *PLD we wspomaganii demodulacji drgań maszyn*: Diagnostyka, vol. 2(38)/2006, s. 199 – 210.
- [4]. Gębura A., Tokarski T.: *The diagnostic of technical condition of turbine engine's Bering by means of method of alternator frequency modulation*.
- [5]. Haykin S.: *Systemy telekomunikacyjne*. W-wa, WKiŁ, 1998.

- [6]. Krzyworzecka P., Adamczyk J., Cioch W., Jamro E.: *Monitoring of nonstationary states in rotating machinery*: Kraków-Radom. BPE, Wyd. ITE. 2006.
- [7]. Krzyworzecka P.: *Wspomaganie synchroniczne w diagnozowaniu maszyn*. Kraków-Radom. BPE, Wyd. ITE. 2004.
- [8]. Radkowski St.: *Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych*. W-wa, Radom, WITE, 2002.
- [9]. Piotrowski A., Stankiewicz A., Balunowski J., Solbut A.: *Diagnostics symptoms forming in the rotating machine monitoring based on the order tracking analysis*. II International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostyka'2000, Poland, Warsaw 19-22 September 2000.

## 9. WAŻNIEJSZE SYMBOLE I SKRÓTY

DPR	–	dynamiczny proces resztkowy
IW	–	informacja wartościowa
MSM	–	modulacja sygnału maszyny
SDM	–	sygnał drganiowy maszyny
SN	–	sygnał nośny
MS	–	sygnał modulowany
PM	–	modulacja fazy
PDI	–	procedura identyfikacji diagnostycznej
PLD	–	procedura liniowej decymacji
PPM	–	modulacja położenia impulsu
SW	–	sygnał wartościowy
SN	–	sygnał nośny
MS	–	sygnał modulowany
$\psi(\Theta)$	–	synchronizująca charakterystyka cyklu
$\Phi_C$	–	faza nośna
$\Phi_X$	–	faza wartościowa
$\Phi_F$	–	faza fluktuacji
$\Phi_T$	–	faza trendu
$\Theta_C$	–	cykl nośny
$x$	–	rezultat demodulacji
$y$	–	zmodulowany sygnał drganiowy
$u$	–	zdemodulowany sygnał drganiowy po transformacji PLD
$y_C$	–	sygnał nośny
$s_F$	–	sygnał charakterystyczny
$t$	–	czas dynamiczny
$T$	–	przedział obserwacji sygnału
$\eta$	–	czas cyklu
$g$	–	czas eksploatacyjny
$\delta_\Theta$	–	względna zmiana cyklu

## STANOWISKO LABORATORYJNE DO BADANIA WPLYWU DRGAŃ OGÓLNYCH I MIEJSCOWYCH NA ORGANIZM CZŁOWIEKA

Anna ROMAŃSKA-ZAPAŁA

Katedra Elektrotechniki Teoretycznej, Laboratorium Systemów Zintegrowanych  
Politechnika Krakowska, 31-155 Kraków, ul. Warszawska 24,  
Tel.+48 12 628 25 74, email: [aromans@usk.pk.edu.pl](mailto:aromans@usk.pk.edu.pl)

### Streszczenie

W artykule przedstawiono stanowisko laboratoryjne do badania wpływu drgań niskiej częstotliwości na organizm operatora maszyny roboczej. Opisano budowę stanowiska, jego parametry techniczne oraz możliwości zastosowania.

Stanowisko umożliwia niezależne wzbudzenie w warunkach laboratoryjnych drgań ogólnych i miejscowych w zakresie niskich częstotliwości oraz hałasu. Za pomocą specjalnie stworzonego *Testu* służącego do badania dokładności pracy oraz wykorzystując możliwości omawianego stanowiska możliwe jest badanie wpływu wibracji i hałasu na dokładność pracy badanej osoby.

Słowa kluczowe: drgania niskiej częstotliwości, wzbudnik elektrohydrauliczny, stanowisko laboratoryjne.

### LABORATORY SETUP TO INVESTIGATE THE IMPACTS OF GENERAL AND LOCAL VIBRATIONS ON THE HUMAN BODY

#### Summary

The study outlines the design of a laboratory setup to investigate how low-frequency vibrations should affect the machine operators. The structure, technical parameters and potential applications of the setup are explored.

The setup enables the independent generation of low-frequency general and local vibrations in laboratory conditions. The special test developed to monitor the working precision supported by the laboratory facilities allow for investigating the impacts that vibrations might have on the operators' working precision.

Keywords: low-frequency vibrations, electrohydraulic shaker, laboratory setup.

## 1. WSTĘP

Dokonywane są liczne próby sformalizowania właściwości dynamicznych człowieka-operatora, występującego w charakterze członu układu regulacyjnego. Próby te, choć teoretycznie poprawne nie są w praktyce przydatne, gdyż nie uwzględniają wszystkich cech człowieka, mających wpływ na jakość regulacji w procesie pracy. Dlatego też najkorzystniejsza jest nie abstrakcyjna, lecz fizyczna metoda badań [1].

Podczas tworzeniu modeli fizycznych do badań eksperymentalnych powstaje pytanie - jaki przyjąć stopień analogii z modelem rzeczywistym. Wysoki stopień analogii ogranicza zakres zastosowań, niższy rozszerza go czyniąc badania bardziej opłacalne.

W niniejszym artykule przyjęto, iż modelem badań najbardziej odpowiednim dla obiektów typu maszyn roboczych jest badanie istniejącej pracy na nowym produkcie, gdzie w warunkach laboratoryjnych zasymulowane zostaną różne warunki wibroaktywności siedziska oraz pulpitu sterowniczego maszyny roboczej.

W artykule przedstawiono stanowisko laboratoryjne do badania dokładności pracy operatora maszyny roboczej. Opisano ogólną budowę, parametry techniczne oraz propozycje zastosowań.

Stanowisko umożliwia wzbudzenie w warunkach laboratoryjnych drgań ogólnych i miejscowych w zakresie niskich częstotliwości. Za pomocą przedstawionego w wcześniej *Testu* służącego do badania dokładności pracy oraz wykorzystując możliwości omawianego stanowiska możliwe jest badanie wpływu wibracji i hałasu na dokładność pracy badanej osoby.

Koncepcja budowy stanowiska jest rezultatem przyjętego założenia rozbudowy istniejącego, będącego na wyposażeniu Katedry Automatyzacji Procesów AGH, stanowiska do badania układów sterowania drganiami.

Na etapie prac projektowych postawiono takie wymagania, jak możliwość równoległego, niezależnego wzbudzenia drgań harmonicznym pionowych w zakresie niskich częstotliwości fotela (1 - 20 Hz) oraz pulpitu sterowniczego (1 - 16 Hz). Dodatkowo

wymagana była stabilizacja amplitudy drgań przy zmianie częstotliwości zarówno w przypadku drgań fotela (niezależnie od wagi osoby badanej), jak i drgań pulpitu sterowniczego.

Badania wpływu drgań na organizm człowieka prowadzone są z udziałem ludzi. Zatem w fazie projektowej postawiono dodatkowo wymagania, aby stanowisko badawcze zapewniało bezpieczną obsługę wszystkich elementów wchodzących w jego skład.

## 2. KONCEPCJA BUDOWY STANOWISKA BADAWCZEGO

Uwzględniając powyższe założenia wykonano stanowisko laboratoryjne, którego ogólny widok przedstawiono na fotografii 1.

Drgania fotela realizowane są za pomocą wzbudnika elektrohydraulicznego, którego elementem wykonawczym jest siłownik hydrauliczny dwustronnego działania. Siłownik ten sterowany jest przy pomocy serwozaworu i zasilany z agregatu hydraulicznego o zmiennej wydajności, regulowanej za pomocą falownika. Do tłoczyska siłownika przymocowana jest belka (za pomocą specjalnej płyty), której drugi koniec przymocowano do ramy poprzez łożysko. Tym sposobem zadając ruch posuwisto-zwrotny jednego końca belki uzyskujemy ruch wokół łożyska znajdującego się na drugim jej końcu. Ruch ten jest ograniczony przez konstrukcję hydropulsatora. Na belce przymocowane jest siedzisko.

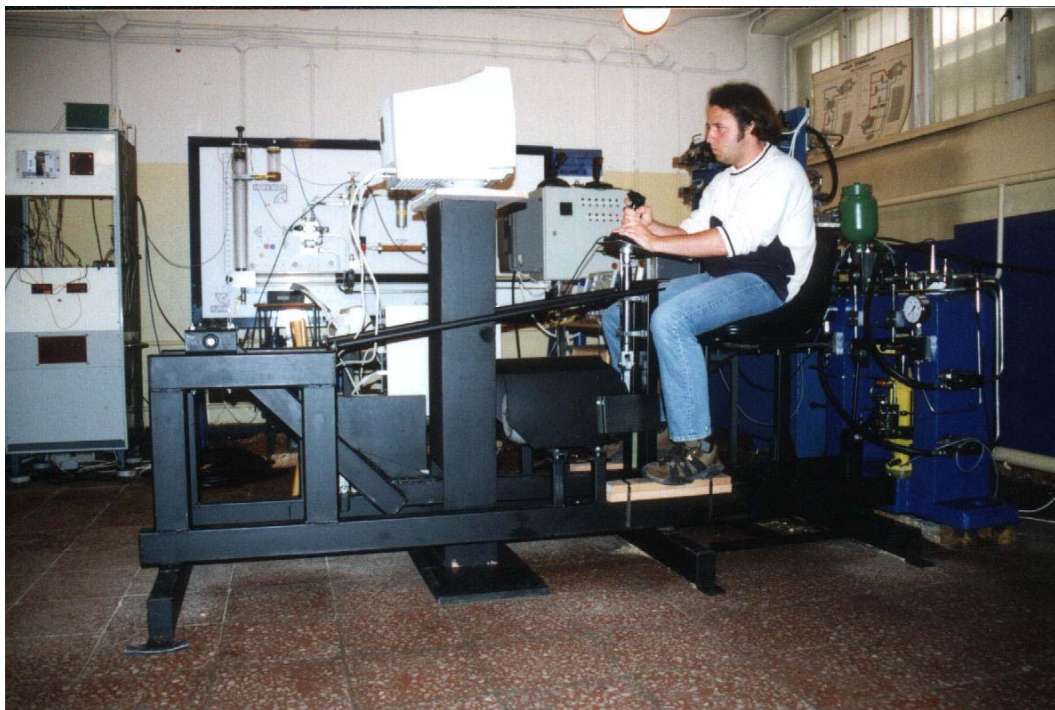
Drgania pulpitu sterowniczego umiejscowionego na ramie wzbudzone są natomiast za pomocą silnika asynchronicznego, poprzez popychacz, prowadnicę oraz płytę do której przytwierdzono joystick. Do regulacji prędkości obrotowej silnika zastosowano falownik.

Drgania fotela oraz pulpitu sterowniczego praktycznie nie są przenoszone na podłogę. Taki rezultat osiągnięto dzięki przewymiarowanej konstrukcji ramy.

W skład omawianego stanowiska wchodzi także źródło hałasu, za pomocą którego można symulować warunki akustyczne, występujące w kabinie maszyny roboczej. Podczas pracy spycharki gaśnicowej TD 40C zarejestrowano warunki akustyczne w kabinie operatora. Nagranie to można odtwarzać w laboratorium podczas przeprowadzania eksperymentów na prezentowanym stanowisku badawczym.

Dodatkowo stanowisko zostało wyposażone w zestaw komputerowy. Monitor umieszczono na wprost fotela na półce o regulowanej wysokości. Uczestnik eksperymentu, posługując się joystickiem, może wykonywać *Test* służący do oceny dokładności pracy. Osoba prowadząca badania ma natomiast możliwość zapisywania oraz szybkiej wstępnej obróbki uzyskiwanych wyników.

W przypadku fotela układ sterująco-pomiarowy zrealizowano wykorzystując generator, który generuje sygnał o żądanych parametrach (częstotliwość, amplituda oraz kształt). Celem stabilizacji punktu pracy wzbudnika zrealizowano



Fot. 1. Ogólny widok stanowiska badawczego



układ sterowania ze sprzężeniem zwrotnym. Zastosowano regulator typu P. Wzmocniony sygnał uchybu jest podawany na wzmacniacz mocy, sterujący pracą serwozaworu.

Pomiar amplitud przemieszczeń drgań wzbudzanych na fotelu dokonywano przy pomocy indukcyjnego czujnika przemieszczenia. W ten sposób wartość mierzoną porównywano z wartością zadaną.

W przypadku pulpitu sterowniczego czujnik mający śledzić przemieszczenie płyty umocowanej na ramie. Do regulacji prędkości obrotowej silnika zastosowano falownik. Układ, w skład którego wchodzi falownik, silnik asynchroniczny, tarcza mimośrodowa oraz popychacz, pełni funkcję wzbudnika elektromechanicznego.

Wynik pomiaru rzeczywistego przemieszczenia fotela oraz pulpitu widoczny był na ekranie oscyloskopu.

### 3. PARAMETRY EKSPLOATACYJNE STANOWISKA BADAWCZEGO

Omawiane stanowisko badawcze umożliwia realizowanie różnego typu kombinacji między parametrami drgań fotela oraz pulpitu sterowniczego. Możliwa jest zmiana rodzaju zadawanego sygnału (sinusoidalny, prostokątny, piła), częstotliwości drgań, amplitudy przemieszczeń drgań, miejsca oddziaływania drgań. Ponadto można badać u osób uczestniczących w doświadczeniach wpływ łącznego działania wibracji i hałasu na ich dokładność pracy.

#### 3.1. Drgania fotela i pulpitu sterowniczego

Stanowisko laboratoryjne pozwala wymuszać niezależnie na fotelu i pulpicie sterowniczym drgania harmoniczne pionowe o określonych amplitudach przemieszczeń oraz częstotliwościach w zakresie:

częstotliwości:

- dla fotela  $f_f = 1 - 3$  Hz oraz  $f_f = 4 - 20$  Hz;
- dla pulpitu sterowniczego  $f_p = 0,5 - 16$  Hz, amplitudy przemieszczeń:
- dla fotela  $A_f = 2 - 25$  mm,
- dla pulpitu sterowniczego  $A_p = 1 - 15$  mm,

Dla częstotliwości drgań fotela  $f_f = 3,5$  Hz oraz częstotliwości drgań pulpitu  $f_p = 18$  Hz występuje rezonans stanowiska. Wraz z wzrostem  $f_f$  maleje amplituda przemieszczeń siedziska, co spowodowane jest właściwościami dynamicznymi wzbudnika elektrohydraulicznego.

#### 3.2. Hałas

Wykonano pomiar hałasu w pomieszczeniu laboratoryjnym w dwóch przypadkach:

- przy wyłączonym źródle hałasu,
- przy włączonym źródle hałasu.

W obu przypadkach wyniki pomiarów hałasu nie przekroczyły dopuszczalnych wartości określone przez polskie normy [5, 7].

#### 3.3. Własności ergonomiczne stanowiska badawczego

Sformułowano wymagania ergonomiczne dotyczące budowy oraz sposobu działania stanowiska badawczego, których spełnienie ma na celu zapewnienie bezpieczeństwa oraz wygody pracy.

Komfort pracy w dużym stopniu zależy od prawidłowej pozycji ciała, przyjmowanej przez uczestnika podczas pomiarów. Pozycja ta musi spełniać następujące wymagania:

- kręgosłup powinien być wyprostowany, a w tym celu jego część lędźwiowa powinna przylegać do oparcia fotela,
- kąt w stawie kolanowym oraz łokciowym powinien mieścić się w granicach  $90^\circ$ ,
- nogi nie mogą zwisać uciskając naczynia krwionośne,
- łokieć pracującej ręki należy usytuować poniżej linii serca,
- krawędzie obrazu śledzonego, widocznego na monitorze komputerowym powinny się znaleźć w obszarze widzenia dokładnego.

Bezpieczeństwo eksploatacji stanowiska oraz wygodę pracy zapewniono poprzez:

- bezwzględne stosowanie się do wymogu nakazującego obecność dwóch osób prowadzących badania,
- odpowiednią wytrzymałość mechaniczną oraz stateczność konstrukcji,
- umożliwienie łatwego dostępu do poszczególnych elementów stanowiska,
- zastosowanie osłon chroniących przed ruchomymi elementami stanowiska oraz poprzez odpowiednie zabezpieczenie przewodów elektrycznych,
- oddziaływaniu na osobę badaną bodźców których parametry nie przekraczają wartości dopuszczalnych, określonych przez polskie normy [5, 7];
- właściwą organizację przestrzeni stanowiska pracy zgodnie z zaleceniami polskiej normy [3], umożliwiając regulację wysokości siedziska, odległości fotela od pulpitu sterowniczego, wysokości podłoża, na którym spoczywają stopy, wysokości ustawienia oraz kąta nachylenia monitora komputerowego.

Możliwość regulacji wysokości fotela oraz jego odległości od pulpitu sterowniczego pozwala badać osoby, których cecha antropometryczna, czyli wysokość ciała obejmuje 90 % populacji [3].

### 3.4. Dodatkowe wyposażenie stanowiska

Stanowisko wyposażono w sprzęt służący do pomiaru u badanych osób wybranych parametrów fizjologicznych, takich jak ciśnienie skurczowe i rozkurczowe, tętno oraz temperatura ciała.

Dodatkowo w laboratorium za pomocą stacji meteo można całodobowo monitorować zmiany warunków mikroklimatycznych.

### 4. PODSUMOWANIE

Przedstawione stanowisko laboratoryjne wraz z *Testem* służącym do oceny dokładności pracy zostało wykorzystane w cyklu badań eksperymentalnych z udziałem ludzi. Dla 30 osobowej grupy mężczyzn w wieku od 21 do 30 lat przebadano wpływ na dokładność pracy zarówno wibracji niskoczęstotliwościowych, jak i łącznie wibracji niskoczęstotliwościowych z hałasem. Uzyskane wyniki zawarto w opracowaniu [6].

Omawiane stanowisko badawcze może z powodzeniem być wykorzystywane m.in. podczas testowania prototypowych układów wibroizolacji siedzisk [4] oraz układów sterujących w maszynach roboczych.

### LITERATURA

- [1] Słowikowski J.: *Optymalizacja ergonomiczna parametrów ręcznej dźwigni sterowniczej*. Z. 144, IWP, Warszawa 1993.
- [2] Wykowska M.: *Ergonomia*. Wyd. AGH, Kraków, 1994.
- [3] PN-N-08010: *Ergonomiczne zasady projektowania systemów pracy*. 1981
- [4] Romańska A.: *Aspekty ergonomiczne wibroizolacji siedzisk w maszynach roboczych*. XXVII Krajowa Konferencja Ergonomiczna, str. 133-139, Karpacz Górny, 5-8.10.1999.
- [5] Engel Z. *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*, Wyd. Naukowe PWN, Warszawa 1993.
- [6] Romańska A.: *Wpływ zagrożeń wibroakustycznych na dokładność pracy operatora maszyny roboczej*. Praca doktorska, AGH, Kraków, 2001.
- [7] Koradecka D. [red.] *Bezpieczeństwo pracy i ergonomia*. Tom 1 i 2, CIOP, Warszawa, 1997.

Dr inż. **Anna ROMAŃSKA-ZAPAŁA** ur. 19.06.1971 w Sofii. W 1995r. ukończyła AGH, WEAiE, specjalność Automatyka i Robotyka. Od 2001r. adiunkt Politechniki Krakowskiej WIEiK, gdzie opiekuje się Laboratorium Zintegrowanych Systemów Sterowania. Od 2001r. uczestniczy w pracach interdyscyplinarnego zespołu badawczego działającego na AGH badającego wpływ wibracji niskiej częstotliwości na organizm ludzki.

## TEST DO DIAGNOZOWANIA DOKŁADNOŚCI PRACY OPERATORA MASZINY ROBOCZEJ

Anna ROMAŃSKA-ZAPAŁA

Katedra Elektrotechniki Teoretycznej, Laboratorium Systemów Zintegrowanych  
Politechnika Krakowska, 31-155 Kraków, ul. Warszawska 24,  
Tel.+4812 628 25 74, email: [aromans@usk.pk.edu.pl](mailto:aromans@usk.pk.edu.pl)

### Streszczenie

W artykule podano podstawowe informacje na temat dokładności sterowania ręcznego. Przedstawiono krótki opis badań eksperymentalnych, mających na celu poprawę jakości sterowania ręcznego operatorów maszyn roboczych. Omówiono strukturę oraz możliwości diagnostyczne testu komputerowego, stworzonego do celów monitorowania dokładności pracy operatorów maszyn roboczych poddanych m.in. oddziaływaniu drgań niskich częstotliwości w warunkach laboratoryjnych.

Słowa kluczowe: dokładność pracy, maszyny robocze, drgania niskiej częstotliwości.

### TESTS USED TO CHECK THE WORKING PRECISION OF HEAVY MACHINE OPERATORS

#### Summary

The paper provides the basic information about the precision of manual control. Experimental tests are described that are used to improve the quality of manual control among machine operators. The main focus is on the structure and diagnostic potentials of a computer test, developed to monitor the working precision of machine operators exposed to low-frequency vibrations in laboratory conditions.

Keywords: working precision, heavy machine, low-frequency vibration.

#### 1. WSTĘP

Do oceny zespołów cech psychomotorycznych pracowników wykorzystuje się testy aparaturowe [1, 2]. Są to typowe testy indywidualne, podczas których bada się uczestników pojedynczo. Testy te odbywają się za pomocą specjalnych przyrządów. Wśród najczęściej stosowanych wymienić można tremometr, aparat Piórkowskiego, aparat krzyżowy Dufouera, suport krzyżowy oraz miernik reakcji. Urządzenia te służą do pomiarów takich cech psychofizycznych [1], jak precyzja ruchów, tremor ręki, czas reakcji na bodźce proste i złożone, koordynacja wzrokowo-ruchowa, szybkość reakcji psychomotorycznej, orientacja przestrzenna stopień wycwiczenia.

Najczęściej pomiary wyżej wymienionych cech wykonuje się u kandydatów na wybrane stanowiska pracy. Głównym celem badań jest zdobycie informacji o właściwościach psychofizycznych kandydatów, istotnych ze względu na rodzaj pracy, którą osoby te będą wykonywać.

Prowadzi się również szereg eksperymentów naukowych, podczas których wykorzystywane są testy aparaturowe, jako znane i dobrze opracowane narzędzia, służące do oceny cech psychomotorycznych. Do tych badań sporządzono właściwy miernik przekształcający surowy wynik testu na przydatną ocenę statystyczną. Zastosowanie

testów aparaturowych w eksperymentach naukowych umożliwia porównanie uzyskanych wyników ze znanymi dotychczas rezultatami badań.

#### 2. STEROWANIE RĘCZNE

Często jednak planując eksperyment z zakresu oceny zespołów cech psychomotorycznych, nie można zastosować znanych testów aparaturowych. Głównym ograniczeniem jest konstrukcja samych przyrządów, a także sposób ich działania. W efekcie powstają nowe urządzenia, mające odmienną od znanych dotychczas budowę oraz właściwości pomiarowe [3]. Rozwój techniki komputerowej poszerzył możliwości tworzenia narzędzi służących do badania wybranych właściwości psychofizycznych ludzi [5, 6].

Zagadnienia związane z dokładnością sterowania ręcznego były już podstawą prowadzonych badań. W opracowaniu [3] przedstawiono wyniki eksperymentu, w którym udział wzięło 25 osób. Badania te miały na celu określenie wpływu wartości parametrów dźwigni sterowniczej na jakość regulacji osiąganą przez osobę badaną. Zbudowano stanowisko badawcze, na którym realizowane było sterowanie nadażne, dostosowujące się do aktualnych informacji. Uczestnik eksperymentu traktowany był jako element układu regulacji. Przyjęto, iż jakość układu regulacji zależy od

właściwego doboru jego członów, czyli od cech psychomotorycznych człowieka i od charakterystyki obiektu regulacji. Ustalono, iż spośród takich parametrów dźwigni sterowniczych jak ich opór, przełożenie, czułość, szybkość przesuwu, decydujący wpływ na jakość sterowania wywiera opór dźwigni. Pozostałe parametry wpływają nieznacznie, aczkolwiek zauważalnie na jakość sterowania.

Podobne podejście do układu „operator – urządzenie sterownicze” zaprezentowano w opracowaniach [5, 6]. Przeprowadzono badania doświadczalne z udziałem 140 osób, których celem było dokonanie optymalizacji ergonomicznej układów sterowniczych. Zadanie wykonywane przez osobę badaną było typu śledzenia nadążnego. Stworzono program komputerowy, za pomocą którego realizowano pomiar jakości regulacji, ocenianej według kryterium całkowitego opartego na charakterystyce czasowej odpowiedzi operatora na wymuszenie skokowe. W wyniku badań ustalono, iż na jakość sterowania ręcznego przy quazi-zerowym obciążeniu siłowym największy wpływ ma przełożenie układu. Znaleziono obszar optymalny regulacji w okolicy przełożenia równego 2 (połowa zakresu ruchu ręki potrzebnego do regulacji). Długość dźwigni nie miała istotnego wpływu na jakość regulacji, a inercja pogarszała ją według funkcji parabolicznej.

W wyżej wymienionych opracowaniach sugerowano, iż uzyskane wyniki można wykorzystać do projektowania układów sterowniczych maszyn roboczych. Wykryte zależności między wybranymi parametrami dźwigni sterowniczej (długość ramienia rękojeści, przełożenie oraz inercja układu), są istotnymi wskazówkami dla badaczy, planujących dalsze rozwinięcie tematu. Jednak w eksperymentach tych nie uwzględniono zagrożeń wibroakustycznych występujących na stanowisku pracy operatora maszyny roboczej [4]. Brak jest zatem informacji o wpływie tych zagrożeń na jakość regulacji.

Zagadnienie wpływu wibracji oraz łącznego wpływu wibracji i hałasu na zdolność pracy kierowcy rozważone zostało w opracowaniu [7], gdzie na drodze eksperymentu wykazano istotny wpływ tych czynników na efekty pracy osoby badanej zarówno w ujęciu ilościowym, jak i jakościowym. W badaniach wykorzystano hydroelektryczny symulator drgań z układem symulacji wizualnej. Z taśmy magnetycznej odtwarzano sygnał powodujący wystąpienie drgań stochastycznych o przyspieszeniach skutecznych odpowiadających tym, jakie występują w pojazdach poruszających się ze średnimi prędkościami po nawierzchni z małymi nierównościami. Odtwarzano z magnetofonu hałas o natężeniu 88 dB rejestrowany podczas pracy silnika wysokoprężnego. Przez 180 minut śledzono liczbę błędnych reakcji na zadaną barwę bodźca świetlnego ( $L$ ) oraz średni czas reakcji na bodziec świetlny z wyborem ( $S$ ). Wyniki tych

badania w sposób znaczący wzbogaciły wiedzę na temat wpływu wibracji o charakterze losowym oraz wibracji losowych działających łącznie z hałasem na efekt pracy operatorów.

Dla konstruktorów oraz projektantów zajmujących się problemami stanowiska pracy operatora maszyny roboczej wiedza ta jednak nie jest wystarczająca. Na jej podstawie można jedynie stwierdzić, iż drgania losowe są uciążliwe dla operatorów i że w efekcie ich działania po określonym czasie następuje pogorszenie rezultatów pracy. Brakuje rozróżnienia drgań na drgania ogólne i miejscowe oraz informacji, czy drgania miejscowe wpływają na zmniejszenie się sprawności psychofizycznej operatorów. Ponadto losowy charakter wibracji uniemożliwia udzielenie jednoznacznej odpowiedzi na pytanie, które pojedyncze częstotliwości drgań mają najbardziej niekorzystny wpływ na badane parametry  $L$  i  $S$ .

### 3. DOKŁADNOŚĆ PRACY OPERATORA

Dokładność wykonywania ruchów zależy od koordynacji wzrokowo-ruchowej badanej osoby. Najpopularniejszymi urządzeniami do badania jakości koordynacji wzrokowo-ruchowej są suport krzyżowy i tremometr. Testy wykonywane przy ich użyciu prowadzą do wymiernych, liczbowych wyników w postaci ilości błędów oraz czasu trwania eksperymentu [6].

Niestety, do oceny wpływu zagrożeń wibroakustycznych na dokładność pracy operatorów maszyn roboczych nie jest możliwe wykorzystanie tych przyrządów. Ich budowa i sposób działania nie odpowiadają założeniom oraz celowi planowanych badań.

Celem zbudowania własnego narzędzia, służącego do oceny dokładności pracy operatora, będącego pod wpływem zagrożeń wibroakustycznych, skorzystano z wyników oraz wniosków przedstawionych powyżej badań [3, 7]. Ponieważ poszukiwane narzędzie ma zapewniać stałe oraz optymalne warunki pracy dla uczestników eksperymentu, zdecydowano się na wykorzystanie możliwości joysticka, jako elementu do sterowania w procesie pracy. Zapewnia on:

- quazi-zerowe obciążenie siłowe  $P$  w  $N$ , czyli siłę z którą oddziałuje operator na element sterowniczy, mierzoną prostopadle do ramienia tego elementu,
- zerową inercję układu sterującego  $I$  w sekundach, czyli brak opóźnienia reakcji układu na ruch elementu sterowniczego,
- stałe przełożenie układu sterującego  $K$  (współczynnik bezwymiarowy), czyli stosunek zakresu ruchu elementu napędzanego do zakresu ruchu joysticka.

#### 4. TEST DO DIAGNOZOWANIA DOKŁADNOŚCI PRACY

Zaprojektowano oraz wykonano w języku C++ autorski program komputerowy, zawierający *Test* do badania dokładności pracy. Wykorzystanie możliwości techniki komputerowej pozwoliło:

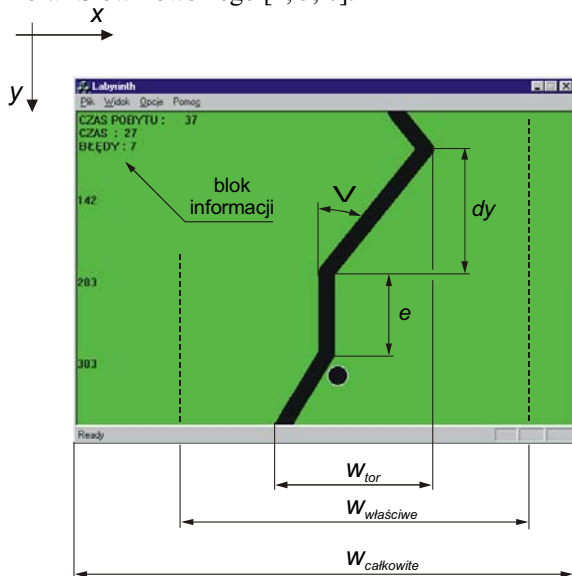
- usprawnić organizację badań,
- skrócić czas trwania eksperymentu,
- uniknąć pomyłek przy notowaniu oraz obróbce wyników.

##### 4.1. Typ pracy

Zadanie wykonywane przez badaną osobę jest typu „śledzenia nadążnego”. Za wyborem tego typu pracy przemawiają następujące względy:

- szeroko rozumiana analogia z pracą wykonywaną przez operatorów maszyn roboczych,
- opanowana metodologia diagnozy dokładności pracy,
- powtarzalność warunków testu,
- łatwość dokonywania zmian w ustawieniach, co w efekcie pozwala uzyskać zmienne obciążenie operatora pracą.

Śledzenie nadążne odbywa się w układzie typu „master-slave”, gdzie kąt wychylenia elementu sterującego powoduje przesunięcie liniowe kursora na ekranie. Ten typ pracy został z powodzeniem wykorzystany przez Nowackiego, Zawadzkiego [3] oraz Słowikowskiego [4, 5, 6].



Rys. 1. Schemat śledzonego obrazu

Osoba badana wykonująca *Test* do badania dokładności pracy (rys. 1), ma za zadanie prowadzić kursor po poruszającym się torze w taki sposób, aby nie wypadł on poza boczne ściany toru.

Czas trwania testu jest stały. Uczestnik eksperymentu widzi nadchodzące zmiany kształtu toru i może zaplanować swoje reakcje.

##### 4.2. Ocena dokładności pracy operatora

Do oceny dokładności pracy przyjęto następujące niezależne *Kryteria*:

- liczba wyjść kursorem poza tor jazdy (*LWK*),
- maksymalne odchylenie kursora od toru jazdy (*MOK*) w pikselach.

Wartości *LWK* oraz *MOK* zliczane są nieprzerwanie podczas wykonywania zadania. Czas trwania *Testu* służącego do badania dokładności pracy jest taki sam dla wszystkich rozważanych warunków pracy u wszystkich uczestników eksperymentu.

##### 4.3. Test do badania dokładności pracy

Wśród parametrów *Testu* wymienić można np. kształt toru jazdy, rozmiar kursora lub czas trwania *Testu*.

W celu zbadania dokładności pracy operatora konieczne będzie wielokrotne wykonywanie *Testu*. Aby wyniki wykonania *Testu* w postaci zarejestrowanych przy wybranych warunkach pracy wartościach *Kryteriów LWK* oraz *MOK* były porównywalne między sobą, omawiane parametry *Testu* muszą być stałe.

Wcześniej jednak należy na drodze badań pilotażowych ustalić wśród większej liczby parametrów *Testu*, te dla których wartości parametrów obserwowane zmiany badanych *Kryteriów* są logiczne i możliwe do zinterpretowania. Wykonywane przez uczestnika zadanie powinien cechować odpowiedni poziom trudności. Poziom ten nie może jednak powodować u osoby badanej nadmiernego zmęczenia. Rychłe pojawienie się zmęczenia zakłóciłoby wartości *LWK* oraz *MOK*. W efekcie niemożliwe byłoby porównanie dokładności pracy przed i po wystąpieniu zmęczenia. Należy zatem podczas badań pilotażowych znaleźć kompromis pomiędzy parametrami *Testu* i czasem trwania eksperymentu.

W tym celu w programie komputerowym uwzględniono szereg poziomów analizowanych parametrów *Testu* służącego do badania dokładności pracy. Zostały one szczegółowo poniżej omówione.

Tor przesuwający się na ekranie (rysunek 1) jest torem trapezoidalnym. Stąd wymuszenia nie są wymuszeniami skokowymi, lecz ciągłymi. Charakter wymuszeń jest z założenia łagodny, przez co regulacja jest procesem pracy ciągłej.

Dobrano losowo następujące parametry linii toru:

- długość odcinków pionowych  $e$ ,
- długość rzutu na oś  $y$  odcinków nachylnych  $d_y$ ,
- kąt nachylenia  $V$ , pomiędzy osią  $y$  a odcinkami nachylnymi.

Podczas tworzenia *Testu* celem uniknięcia sytuacji wypadnięcia kursora poza obszar obrazu widocznego na ekranie, postawiono trzy ograniczenia parametrów linii toru wynikające z:

- szerokości obrazu całkowitego  $w_{całkowita}$ , gdzie  $w_{całkowita} = constans$ ,
- szerokości obrazu właściwego  $w_{właściwa}$ , w obrębie którego można przemieszczać kursor, gdzie  $w_{właściwa} < w_{całkowita}$ ,
- szerokości obrazu zmian toru  $w_{tor}$ , w obrębie którego może się znaleźć maksymalnie wysunięty element toru, gdzie  $w_{tor} \ll w_{właściwa}$ .

Program komputerowy ma menu główne, za pomocą którego można skorzystać z opcji *Pomoc*, zawierającej opis *Testu*. Menu *Opcje* lub *Widok* umożliwiają szeroki wybór parametrów *Testu*, takich, jak:

- tor jazdy:
  - prędkość przesuwu obrazu – zmienna (wynikająca ze sposobu sterowania kursorem przez osobę badaną) lub stała (mała, średnia, duża),
  - zmiana grubości linii toru w pikselach (mała - 15, średnia - 20, duża - 30),
  - zmiana punktu początkowego toru (trzy punkty startu), od którego rozpoczyna się ekspozycja.
- kursor:
  - rozmiar w pikselach (mały - 20, średni - 25, duży - 30),
  - kolor wypełnienia (pusty lub wypełniony),
- czas trwania *Testu*  $t_{ex}$  w sekundach (60 sekund, 120 sekund, 180 sekund),
- przełożenie  $K$  (współczynnik proporcjonalności), gdzie  $K = 1$  lub  $K = 2$ ,
- akceptacja sygnału dźwiękowego, oznajmiającego rozpoczęcie *Testu* lub wyłączenie tego sygnału.

Istnieje również możliwość dokonywania zmian (np. koloru tła, toru lub kursora) bezpośrednio w programie komputerowym na poziomie Microsoft Visual Studio C++.

#### 4.4. Wyniki *Testu* do badania dokładności pracy

Opcja *Plik* umożliwia zapisanie uzyskanych wyników w formie pliku tekstowego. Ułatwia to późniejszą obróbkę danych.

Podczas wykonywania *Testu* na ekranie widoczne są wybrane informacje, dotyczące rejestrowanych wielkości, a mianowicie:

- czas pobytu poza tor jazdy przy konkretnym wyjściu kursora w 1/10 sekundy,
- czas pozostający do końca *Testu* w sekundach,
- liczba wyjść kursora poza tor jazdy.

Ponadto do pliku tekstowego zapisywane są również:

- maksymalne odchylenie kursora od toru jazdy, osiągnięte przy konkretnym jego wyjściu poza tor,
- współrzędne  $(x, y)$  każdego wyjścia kursora poza tor w pikselach.

Zgodnie z przyjętymi zasadami dokonywania oceny wyników testów aparaturowych, opracowany

*Test* do badania dokładności pracy należy przeprowadzać trzykrotnie.

## 5. PODSUMOWANIE

Przedstawiony w niniejszym artykule *Test* do diagnozowania dokładności pracy operatora maszyny roboczej jest narzędziem mało skomplikowanym i łatwym w obsłudze. Uzyskane wyniki przechowywane są w formie pliku tekstowego i mogą być poddawane obróbce w dowolnym programie służącym do analizy statystycznej. Dodatkowo możliwe jest wykorzystanie *Testu* podczas badań wykonywanych w warunkach laboratoryjnych, w momencie, gdy osoba badana poddawana jest oddziaływaniu różnego rodzaju bodźców, takich jak wibracje lub hałas.

## LITERATURA

- [1] Lewandowski J. [red]: *Ergonomia*. Materiały do ćwiczeń i projektowania, Wyd. Markus S.C., Łódź, 1995.
- [2] Sosnowski T. [red]: *Metody psychofizjologiczne w badaniach psychologicznych*, Wyd. Naukowe PWN, Warszawa, 1993.
- [3] Nowacki Z., Zawadzki J. *Wpływ wybranych parametrów dźwigni sterowniczych na dokładność sterowania ręcznego*, *Ergonomia*, t.12, nr 1, str. 33-40, Kraków, 1989.
- [4] Stolarski B., Romańska A., Romański G.: *An Ergonomic Examination of Bulldozer Cab in Vibroacoustic Aspect*, *Human Aspects of Advanced Manufacturing Agility and Hybrid Automation - III*, 239-246, Kraków, 2000.
- [5] Słowikowski J.: *Metoda optymalizacji ergonomicznej układów sterujących maszyn wg kryterium jakości regulacji*, z. 150, IWP, Warszawa, 1994.
- [6] Słowikowski J.: *Ergonomia w projektowaniu i rozwoju maszyn roboczych*, *PMR*, t. 8, z. 8, str. 87-102, 1996.
- [7] Tutak T.: *Wpływ wibracji oraz łącznej ekspozycji wibracji i hałasu na zdolność pracy kierowcy*, *Ochrona Pracy*, 10, str. 24-25, 1987.

---

Dr inż. **Anna ROMAŃSKA-ZAPAŁA** ur. 19.06.1971 w Sofii. W 1995r. ukończyła AGH, WEAiE, specjalność Automatyka i Robotyka. Od 2001r. adiunkt Politechniki Krakowskiej WIEiK, gdzie opiekuje się Laboratorium Zintegrowanych Systemów Sterowania. Od 2001r. uczestniczy w pracach interdyscyplinarnego zespołu badawczego działającego na AGH, badającego wpływ wibracji niskiej częstotliwości na organizm ludzki.

## DIAGNOZOWANIE WENTYLATORA PROMIENIOWEGO W WARUNKACH ZMIAN WARTOŚCI CIŚNIENIA PRZEPLYWU GAZU

Janusz ZACHWIEJA, Tomasz JARZYNA  
Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy  
Katedra Mechaniki Stosowanej i Techniki Ciepłej  
Bydgoszcz, ul. S. Kaliskiego 7

### Streszczenie

W pracy analizowany jest wpływ spiętrzenia przepływającego czynnika na poziom drgań wentylatora promieniowego. Wyniki uzyskane w warunkach laboratoryjnych zestawiono z rezultatami badań wentylatora przemysłowego. Dane doświadczalne uzupełniono symulacjami numerycznymi przepływu powietrza w kanale między łopatkami wirnika.

Słowa kluczowe: oderwanie strumienia, ścieżka wirowa.

### A RADIAL VENTILATOR DIAGNOSTIC IN THE CONDITIONS OF GASS FLOW PRESSURE CHANGINGS

#### Summary

This paper presents results of vibration investigation of an industrial ventilator. threats of vibration occurrence resulting from the compressible medium flow parameters through the ventilator chamber were analyzed in detail. There have been presented measurement results taken during an industrial fan operation. Next results of tests performed in a laboratory on a smaller fan with provision of similar working conditions have been presented. Experimental tests were completed with computer simulations during which current lines, pressure and velocity distributions in the channel between the rotor blades were tested.

Keywords: separation of flow, vortex path.

## 1. WSTĘP

Wentylatory należą do grupy maszyn przepływowych, których zadaniem jest transport mieszanek różnych mediów, najczęściej powietrza lub powietrza z sypkimi ciałami stałymi lub też wytwarzanie nad- lub podciśnień o niedużych wartościach. Urządzenia te odgrywają ważną rolę w praktycznie każdej gałęzi przemysłu.

Podstawowym problemem występującym podczas eksploatacji tych maszyn są drgania. Wywołują je zarówno czynniki związane bezpośrednio z dynamiką układu tj. niewyważenie [1] tarczy, błędy względnego usytuowania osi wirnika oraz silnika, sztywność oraz wielkość tłumienia w układzie [2], jak również uwarunkowania wynikające z parametrów przepływu czynnika ściśliwego [3].

Charakterystyka wentylatora jest rozumiana jako zależność pomiędzy objętościowym natężeniem przepływu a spiętrzeniem, czyli różnicą ciśnienia po stronie tłocznej i ssącej, dla danej prędkości obrotowej wirnika. Strumień gazu opływający profil łopatki, przy nieprawidłowym położeniu punktu pracy wentylatora na jego charakterystyce, ulega oderwaniu na krawędzi spływu, tworząc ścieżkę wirową. Ponieważ wirnik obraca się, oderwanie ma

charakter wirujący, będąc źródłem intensywnych drgań [1].

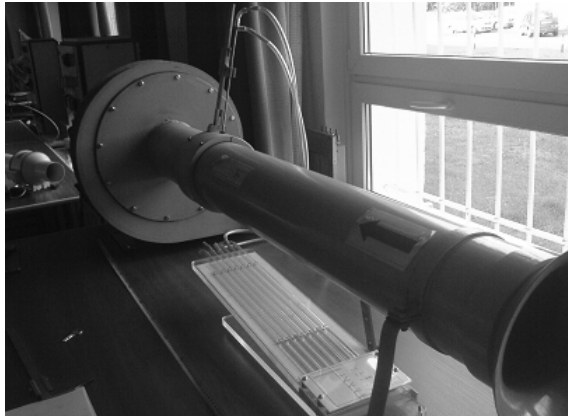
Temperatura gazów przepływających przez wirnik i komorę spiralną jest zazwyczaj wysoka. Powoduje to nagrzewania elementów wirnika, wzrost luzów a co za tym idzie zmniejszenie sztywności układu, pociągając za sobą zwiększenie amplitud drgań wentylatora. Efekt termiczny, wywołujący naprężenia cieplne, jest przyczyną tzw. niewyważenia „wędrującego” które, z racji zmiany położenia na wirniku, nie może być usunięte przez zwykłe wyważanie dynamiczne [4].

Ze względu na fakt, że tłumienie wibracji maszyn przepływowych poprzez stosowanie wibroizolatorów oraz tłumików nie zawsze jest skuteczne, należy uznać, że znacznie bardziej efektywnym sposobem eliminacji ich drgań jest prawidłowy dobór parametrów pracy maszyn.

## 2. BADANIA LABORATORYJNE

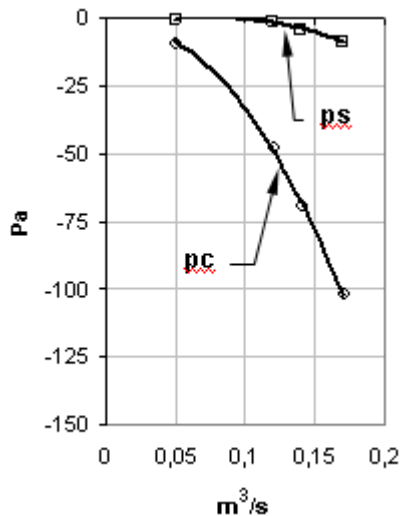
Badania wpływu parametrów fizycznych strumienia powietrza (prędkość, ciśnienie) na poziom drgań wentylatora promieniowego w warunkach przemysłowych podlegają ograniczeniom wynikającym z warunków technologicznych instalacji, w której pracuje dana

maszyna przepływowa. Znacznie łatwiej takie testy wykonuje się w warunkach laboratoryjnych (Rys. 1).



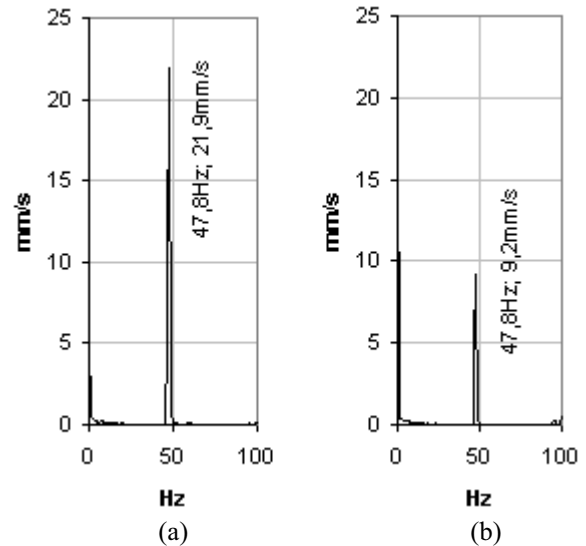
Rys. 1. Widok stanowiska laboratoryjnego do badań wentylatora

Głównym problem jaki się przy tym pojawia to skala podobieństwa zjawisk. Gabaryty, a przez to i parametry pracy wentylatora użytego do badań są nieporównywalnie mniejsze niż wentylatorów przemysłowych. Spiętrzenie wentylatora poddanego testom nie przekraczało 110Pa podczas gdy, w przypadku wentylatorów przemysłowych wartość tego parametru może być wielokrotnie większa.



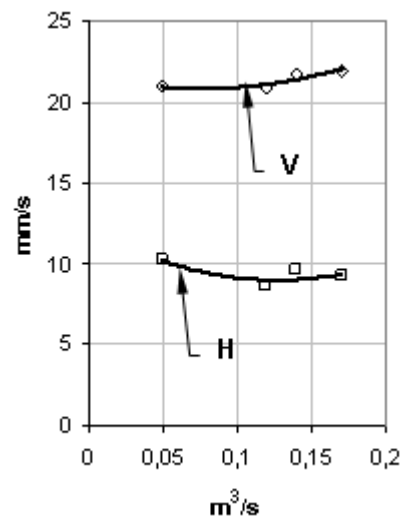
Rys. 2. Zależność ciśnienia całkowitego (pc) i statycznego (ps), mierzonych po stronie ssącej, w funkcji objętościowego natężenia przepływu powietrza

Wentylator w trakcie badań był dławiony. Dla poszczególnej wartości spiętrzenia mierzono przebiegi czasowe vibracji, na podstawie których określono charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań.



Rys. 3. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań wentylatora w kierunku pionowym (a) i poziomym (b) bez dławienia

Wyniki pomiarów amplitud drgań, przy częstotliwości obrotowej 47.8Hz, w funkcji objętościowego natężenia przepływu, zestawiono na rys. 4.



Rys. 4. Zależność wartości amplitudy prędkości drgań wentylatora od objętościowego natężenia przepływu powietrza przez kanał ssący

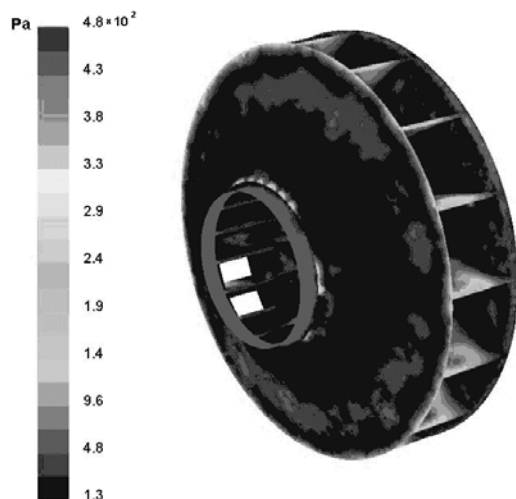
Można zaobserwować na rysunku 4, że zależność ta dla badanego wentylatora nie jest znacząca. O ile dla drgań w kierunku pionowym jest widoczny wzrost poziomu drgań przy wzroście prędkości przepływu strumienia przez wirnik (krzywa V), o tyle w kierunku poziomym (krzywa H) wartości amplitudy są praktycznie stałe.

Należy sądzić, że w warunkach badanego przepływu nie osiągnięto parametrów, przy których następowaloby oderwanie strumienia od łopatek wirnika.



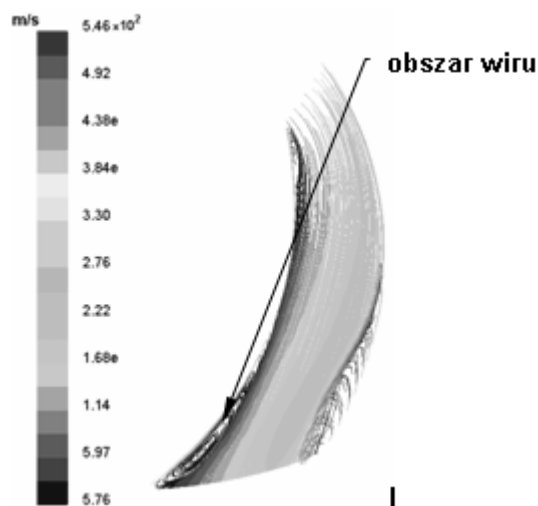
### 3. OBLICZENIA NUMERYCZNE

Dla oceny wartości parametrów przepływu przy których mogłoby wystąpić oderwanie wirujące posłużono się modelowaniem numerycznym przepływu powietrza przez wirnik i komorę spiralną wentylatora.



Rys. 5. Rozkład ciśnienie dynamicznego podczas przepływu powietrza przez wirnik

Symulacje numeryczne pokazują, że przy prędkości przepływu 14m/s na krawędzi spływu łopatki występuje strefa zawirowania strumienia. Należy przypuszczać, że z uwagi na niestabilność takiej struktury będzie ona dążyć do oderwania, tworząc ścieżkę wirową.

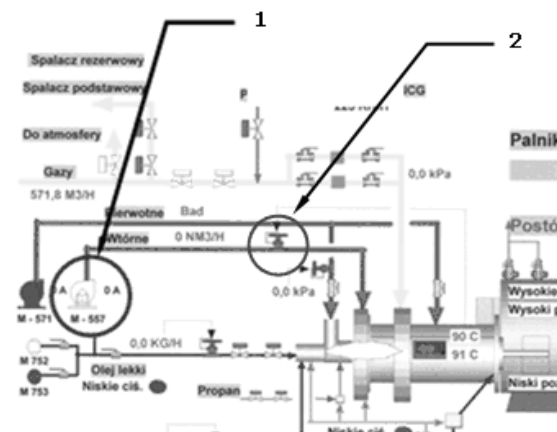


Rys. 6. Przebieg linii prądu w kanale między-łopatkowym wirnika

Zastanawiającym jest fakt, że choć obliczona prędkość przy której winno wystąpić oderwanie wirujące jest bliska uzyskiwanej w badaniach (12m/s), wzrost poziomu drgań wirnika był prawie niezauważalny.

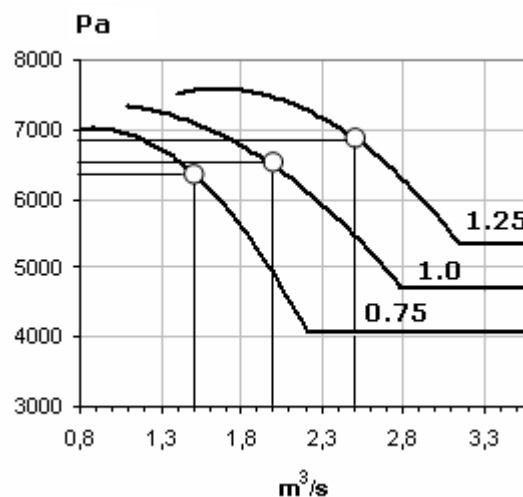
### 4. BADANIA PRZEMYSŁOWE

Jako obiekt badań wybrano wentylator podmuchowy instalacji spalania gazów przemysłowych (Rys. 7).



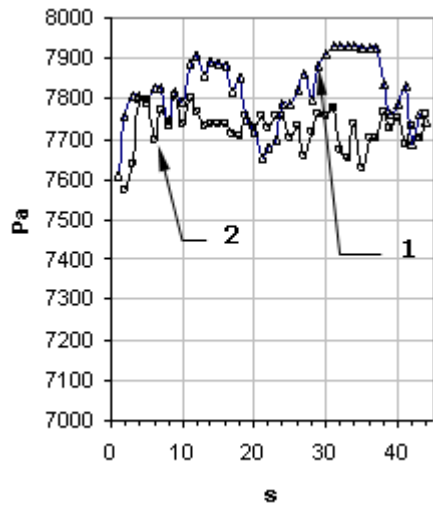
Rys. 7. Fragment instalacji przemysłowej spalania gazów: 1 – wentylator badany, 2 – przepustnica

Pracy wentylatora podmuchu towarzyszył efekt akustyczny oraz wysoki poziom drgań. Istniało podejrzenie, że wzrost poziomu wibracji należy kojarzyć z tłumieniem przepływu powietrza przepustnicą (2). Wentylator (1) typu ZWP31.5/1.25 posiada charakterystykę przepływową pokazaną na rys. 8.



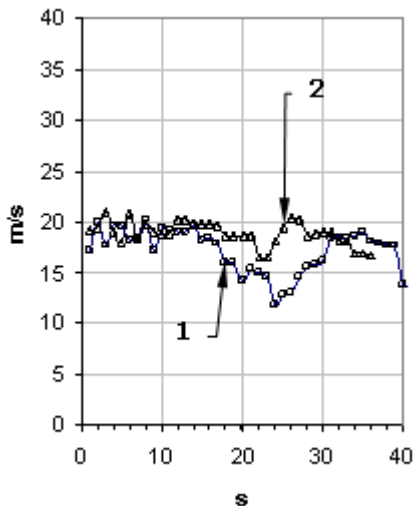
Rys. 8. Charakterystyka przepływowa w obszarze wyższych spiężeń

Zmierzono rzeczywiste warunki przepływu powietrza tj. ciśnienie całkowite oraz odpowiadającą mu prędkość przepływu, przedstawiając na rys. 9 oraz 10 zmiany tych wielkości w czasie pomiaru.



Rys. 9. Ciśnienie całkowite czynnika po stronie ssącej wentylatora w funkcji ciśnienia dławienia: 1 – wentylator dławiony, 2 – wentylator bez dławienia

Jest widoczne, że przy spiętrzeniu osiąganym wartości bliską 6.8kPa, efektywna praca wentylatora powinna zapewniać objętościowe natężenie przepływu w granicach 2,5m<sup>3</sup>/s. Rzeczywiste objętościowe natężenie przepływu wynosi tymczasem zaledwie 0,85m<sup>3</sup>/s. Czyni to, że parametry pracy wentylatora są przesunięte na charakterystyce przepływowej na lewo od punktu maksymalnego spiętrzenia. Taki stan rzeczy sprzyja powstawaniu w trakcie przepływu zjawiska oderwania wirującego.



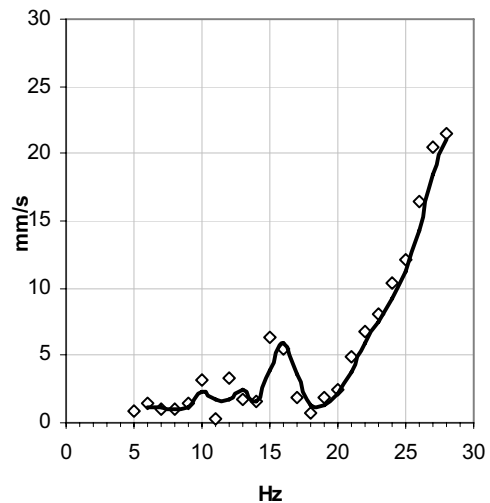
Rys. 10. Prędkość przepływu czynnika po stronie ssącej wentylatora w funkcji ciśnienia dławienia: 1 – wentylator dławiony, 2 – wentylator bez dławienia

Dodatkowo można stwierdzić, że sztywność posadowienia wentylatora na ramie jest zbyt mała.



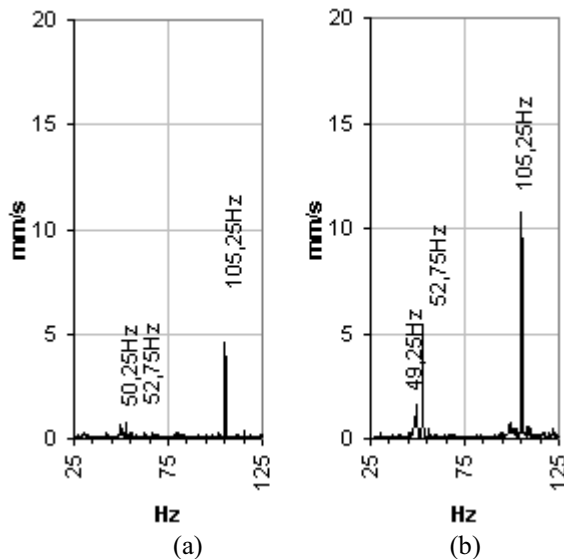
Rys. 11. Sposób badania częstotliwości rezonansowej konstrukcji posadowienia wentylatora

Doświadczenie mające na celu wyznaczenie krzywej rezonansowej układu (Rys. 11.) zakończono przy częstotliwości wymuszenia 27Hz z uwagi na zbyt wysoki poziom drgań zagrażający bezpieczeństwu konstrukcji (Rys. 12).

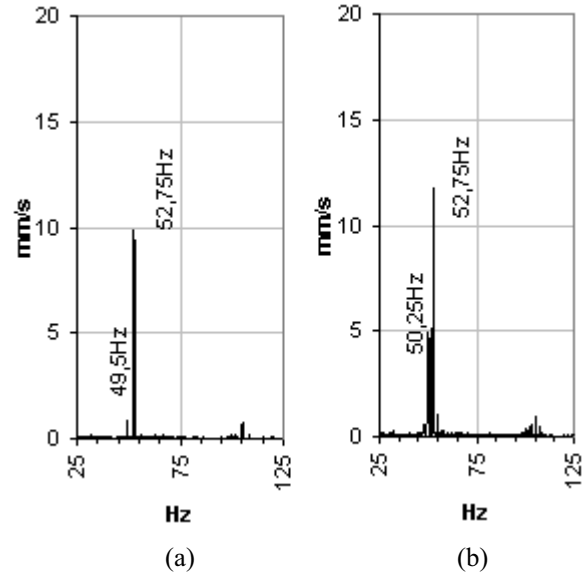


Rys. 12. Krzywa rezonansowa drgań wentylatora na posadowieniu

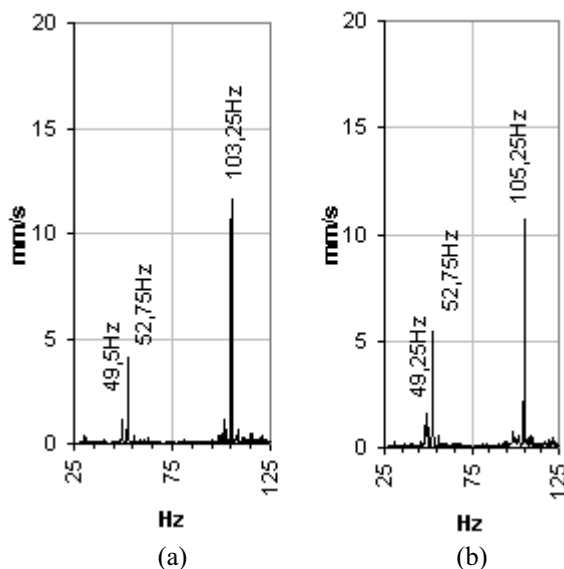
Dławienie wentylatora w granicach kilku procent wartości objętościowego natężenia przepływu, znacząco wpływa na prędkość drgań w kierunku osiowym. Jest to związane z oddziaływaniem strumienia powietrza na wirnik, przy zmianie kierunku wektora pędu (Rys. 13). Nie następuje przy tym wyraźna zmiana poziomym drgań wentylatora w kierunku poziomym (Rys. 14) oraz pionowym (Rys. 15).



Rys. 13. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań wirnika w kierunku osiowym a) wentylator bez dławienia, b) wentylator dławiony



Rys. 15. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań wirnika w kierunku pionowym: a) wentylator bez dławienia, b) wentylator dławiony



Rys. 14. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań wirnika w kierunku poziomym a) wentylator bez dławienia, b) wentylator dławiony

Wysoka wartość amplitudy prędkości drgań wentylatora w kierunku poziomym w częstotliwości  $\sim 100$  Hz, a więc podwójnej częstotliwości obrotowej wirnika, jest związana z nieliniowym charakterem jego sztywności posadowienia zwłaszcza dla małych wartości tej cechy.

## 5. WNIOSKI

Wyniki przeprowadzonych badań drgań wentylatorów, zarówno średniej jak i małej wielkości, każą traktować problem wpływu czynników aerodynamicznych na poziom ich drgań jako otwarty i warty analiz. Trudno jest jednoznacznie sądzić czy fakt, że nie stwierdzono znaczącego wpływu prędkości czynnika i efektów z tym związanych na poziom drgań wentylatorów wynika z błędu modelu użytego w obliczeniach numerycznych czy z faktu, że w pewnych przypadkach określanych wartościami spiętrzenia nie jest on rzeczywiście znaczący.

Analizy dynamiki wirnika prowadzone od wielu lat przez autorów pokazują, że w przypadku wentylatorów znacznie większy od efektów aerodynamicznych wpływ na poziom drgań ma niewyważenie tarczy wirnika oraz efekt anizotropowości zewnętrznej związany z asymetrią sztywności podparcia, a co za tym idzie szerokim zakresem obszaru rezonansowego.

**LITERATURA**

- [1] Zachwieja J.: *Diagnostyka wentylatorów dwustrumieniowych*. Diagnostyka, 29/2003, 35-40.
- [2] Zachwieja J., Ligier K.: *Numerical analysis of vertical rotor dynamics of ACWW1000 centrifuge*. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 43(2), 2005, 257-275.
- [3] Zachwieja J.: *Diagnostowanie wirnika poziomego wentylatora o małej sztywności posadowienia*. Diagnostyka, 35/2005, 63-70.
- [4] Fortuna S.: *Wentylatory*. TECHWENT, Kraków 1999.

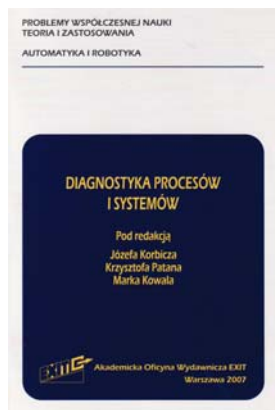
---

dr inż. **Janusz ZACHWIEJA** jest adiunktem w Katedrze Mechaniki Stosowanej Uniwersytetu Techniczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniem drgań układów mechanicznych oraz mechaniką płynów. Jest autorem publikacji z zakresu dynamiki maszyn oraz problematyki drgań kawitacyjnych rurociągów.



mgr inż. **Tomasz JARZYNA** jest asystentem w Katedrze Mechaniki Stosowanej Uniwersytetu Techniczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniami związanymi z dynamiką maszyn, w szczególności dynamiką pomp hydraulicznych.





### Diagnostyka procesów i systemów

Pod redakcją

Józefa KORBICZA,  
Krzysztofa PATANA  
i Marka KOWALA

Zadaniem książki jest wskazanie najbardziej aktywnych obszarów badań w zakresie tematyki diagnostyki i sterowania w warunkach występujących uszkodzeń oraz rozwiązań opracowanych i wdrożonych przez różne zespoły badawcze w kraju w ostatnich latach. Prezentuje ona przegląd aktualnego stanu wiedzy w diagnostyce procesów i systemów.

Mając na uwadze szeroki zakres tematyczny prezentowanych metod i technik diagnostyki oraz ich zastosowań w technice, jak również w medycynie, książkę umownie podzielono na sześć części. W części pierwszej pt. *Nowe rozwiązania w diagnostyce* znajdują się dwa rozdziały przeglądowe poświęcone pozyskiwaniu wzorców diagnostycznych w komputerowych analizach sprawności urządzeń, jak również zastosowaniu informatyki w diagnostyce medycznej.

Część druga pt. *Modelowanie i identyfikacja* zawiera 5 rozdziałów, poświęconych między innymi trudnym zagadnieniom diagnostyki procesów o parametrach rozłożonych z zastosowaniem sieci sensorów mobilnych, oraz problemom rozróżnialności uszkodzeń podwójnych w układach liniowych. Dwa rozdziały dotyczą możliwości zastosowania modelowania stochastycznego dla potrzeb oceny bezpieczeństwa funkcjonalnego oraz metod statystycznych do budowy modelu złożonego procesu przemysłowego.

Nowoczesnym metodom w diagnostyce poświęcona jest część trzecia pt. *Sieci neuronowe i wnioskowanie automatyczne*. Spośród 10-ciu rozdziałów pięć poświęconych jest zastosowaniu perceptronu wielowarstwowego, sieci neuronowych typu RBF, rozmytych modeli Takagi-Sugeno, algorytmów ewolucyjnych, jak również systemów eksperckich. Ponadto w innych rozdziałach omawia się systemy wspomagające diagnostykę obrazową oraz systemy agentowe w diagnostyce.

W cztero-rozdziałowej części czwartej pt. *Przetwarzanie i analiza obrazów* omawia się ciekawe zagadnienia wykrywania obiektów

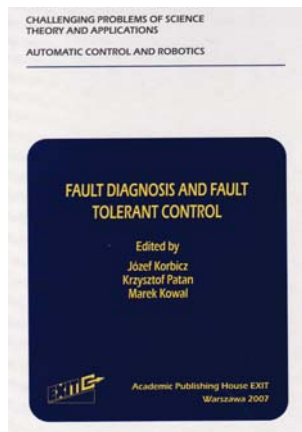
powierzchni za pomocą szacowania wymiaru fraktalnego, jak również wykrywania lokalnych nierównomierności temperatury powierzchni w ciągłych procesach produkcyjnych. Inne rozdziały poświęcono zastosowaniom algorytmów immunologicznych w rozpoznawaniu kształtu dłoni oraz obrazów tomograficznych do oceny zmian stanu technicznego maszyny.

Część piąta pt. *Sterowanie i diagnostyka procesów technicznych* zawiera 11 rozdziałów, w których między innymi rozpatruje się ważne problemy projektowania układów sterowania tolerujących uszkodzenia np. dla instalacji przygotowania celulozy czy serwomechanizmów płaszczyzn sterowych samolotu lekkiego. W innych rozdziałach omawia się zagadnienia diagnostyki układu napędowego samochodu osobowego, diagnozowania stanu obiektów w rozproszonym systemie sterowania, jak również problemy wspomagania projektowania systemu diagnostycznego na podstawie hierarchicznego opisu elementów procesu.

W obszernej części ostatniej pt. *Zastosowania* zamieszczono 22 rozdziały, w których opisywane są bardzo różne możliwe zastosowania metod i technik diagnostyki procesów oraz obiektów technicznych. Między innymi opisuje się zagadnienia diagnostyki bloków i urządzeń energetycznych, sieci wodociagowych i rurociągów, młyna cementu, okrętowych maszyn wirnikowych, procesu spawania i połączeń spawanych, procesu aktywacji folii polietylenowej, jak również inteligentnych budynków. Ponadto kilka rozdziałów poświęcono zagadnieniom testowania oprogramowania dla zastosowań przemysłowych oraz detekcji uszkodzeń mikroprocesorowych sterowników pól sieci SN.

Książka może być interesująca dla inżynierów, pracowników przemysłu oraz naukowców, którzy zajmują się problemami diagnostyki i zwiększenia niezawodności działania instalacji przemysłowych oraz obiektów technicznych. Z uwagi na ogólność omawianych metod diagnostyki oraz komputerową realizację systemów diagnostyki, książka z powodzeniem może być wykorzystana przez informatyków w zastosowaniach medycznych. Książka jest polecana studentom i słuchaczom studiów doktoranckich, takich kierunków jak automatyka i robotyka, mechanika, jak również informatyka czy inżynieria biomedyczna.

Książka została przygotowana na podstawie referatów wygłaszanych na 8. Krajowej Konferencji pt. *Diagnostyka Procesów i Systemów, DPS*, która odbyła się w Słubicach w dniach 10-12 września 2007 r.



### Fault Diagnosis and Fault Tolerant Control

Pod redakcją  
Józefa KORBICZA,  
Krzysztofa PATANA  
i Marka KOWALA

Książka jest zbiorem prac poświęconych aktualnym badaniom w zakresie diagnostyki technicznej oraz strategiom sterowania tolerujących uszkodzenia. Wśród autorów wielu rozdziałów są uznani naukowcy w środowisku międzynarodowym z zagranicy i kraju.

Książka została podzielona na sześć części, przy czym w części pierwszej pt. *Postęp w diagnostyce i sterowaniu* zamieszczono 4 rozdziały przeglądowe dotyczące ważnych kierunków rozwoju współczesnej diagnostyki technicznej i teorii sterowania. Omawia się szczegółowo, z bogatym wykazem literatury, aktywne systemy sterowania tolerujące uszkodzenia poprzez integrację diagnostyki uszkodzeń oraz rekonfigurowanych układów sterowania. Inny rozdział poświęcono systemom sterowania poprzez sieć, w których rozpatruje się problemy diagnostyki oraz sterowania tolerujące uszkodzenia. Ciekawy rozdział dotyczy nowych perspektyw w diagnostyce związanych z koncepcją automatycznego rozumienia obrazów, na przykładzie zastosowań w medycynie. W ostatnim rozdziale w tej części omawia się zagadnienia dekompozycji macierzy obserwacji drgań w maszynach.

Część druga pt. *Metody analityczne* zawiera 10 rozdziałów, które poświęcone są różnym aspektom metod analitycznych w diagnostyce procesów i systemów. Ciekawe są cztery rozdziały dotyczące zagadnień diagnostyki procesów z czasoprzestrzenną dynamiką, a w szczególności konfiguracji sieci czujników, rozmieszczania czujników i ich trajektorii dla czujników ruchomych. W innych rozdziałach omawia się obserwatory o nieznanym wejściu dla układów nieliniowych, zagadnienia detekcji uszkodzeń w układach przełączających, jak również detekcję zmian stochastycznych z zastosowaniem podejścia aktywnej diagnostyki uszkodzeń.

W stosunkowo krótkiej, bo cztero-rozdziałowej części pt. *Sterowania tolerujące uszkodzenia*, omówiono między innymi ważny problem semi- optymalnych układów sterowania tolerujących

uszkodzenia z zastosowaniem dyskretnej optymalizacji. Przedstawiono również zagadnienia aktywnych układów tolerujących uszkodzenia z zastosowaniem rekonfigurowanych wejściowych sygnałów odniesienia, oraz regulatorów predykcyjnych zintegrowanych z ekonomiczną optymalizacją tolerującą uszkodzenia układu wykonawczego.

W części czwartej pt. *Analiza czynników głównych i sztuczna inteligencja* przedstawiono różne aspekty, głównie metod sztucznej inteligencji, a w trzech rozdziałach podejście analizy czynników głównych w zagadnieniach diagnostyki. Omówiono ciekawe rozwiązanie zadania diagnostyki wielu uszkodzeń występujących jednocześnie poprzez zastosowanie zintegrowanego podejścia z wykorzystaniem macierzy diagnostycznych, grafów oraz modeli algebraicznych i regułowych. Ponadto pokazano możliwości zastosowania sieci stwierdzeń w systemach ekspertowych, metod wydobywania wiedzy z zastosowaniem w przemyśle górniczym, systemów rozmytych do modelowania obiektów nieliniowych oraz rekurencyjnych sieci neuronowych do modelowania procesów wytopu miedzi.

Ostatnia część książki pt. *Zastosowania* w całości poświęcona jest różnym zastosowaniom układów diagnostyki w technice. Między innymi pokazano interesujące przykłady zastosowań wybranych metod w systemach diagnostyki wody wykorzystywanej w produkcji farmaceutycznej, detekcji i lokalizacji przecieków w sieciach wodociagowych i rurociągach, w kolumnach destylacyjnych, w kotłach energetycznych, jak również w silnikach elektrycznych. Ponadto omówiono system bezpiecznego sterowania statkiem na morzu w sytuacjach zagrażających kolizji.

Książka jest ważną pozycją wydawniczą z uwagi na jej nowoczesny zakres tematyczny obejmujący zarówno podejścia analityczne, jak i sztucznej inteligencji w diagnostyce procesów i systemów oraz w układach sterowania tolerujących uszkodzenia. Ponadto przedstawiono szerokie spektrum zastosowań omawianych metod i podejść, głównie w procesach technologicznych i urządzeniach technicznych.

Książka powinna być interesująca dla inżynierów pracujących w przemyśle, jak również dla naukowców zajmujących się problematyką diagnostyki oraz jej wykorzystaniem w układach sterowania tolerujących uszkodzenia.

Książka jest polecana studentom i słuchaczom studiów doktoranckich różnych kierunków technicznych, ale przede wszystkim automatyki i robotyki, mechaniki, jak również informatyki czy inżynierii biomedycznej. Należy odnotować, że książka została opracowana na podstawie referatów wygłoszonych na 8. Krajowej Konferencji pt. *Diagnostyka Procesów i Systemów, DPS* (Słubice, 10-12 września, 2007r.).

*Recenzenci publikowanych prac:*

prof. dr hab. inż. Jan ADAMCZYK	dr hab. inż. Wojciech LISOWSKI, prof. AGH
prof. dr hab. inż. Michaił BORSUK	dr hab. inż. Henryk MADEJ, prof. PŚ
prof. dr hab. inż. Teodor BREZKO	prof. dr hab. inż. Ryszard MICHALSKI
dr hab. inż. Jacek CIEŚLIK	prof. dr hab. Wojciech MOCZULSKI
prof. dr hab. inż. Adam CHARCHALIS	prof. dr hab. inż. Andrzej NIEWCZAS
dr hab. inż. Janusz GARDULSKI, prof. PŚ	prof. dr hab. inż. Stanisław NIZIŃSKI
dr hab. inż. Mariusz GIERGIEL	dr hab. inż. Andrzej PIĘTAK, prof. UWM
dr hab. inż. Jerzy JAROSZEWICZ	prof. dr hab. inż. Stanisław RADKOWSKI
prof. dr hab. inż. Zenon JĘDRZYKIEWICZ	dr hab. inż. Wojciech SERDECKI, prof. PP
prof. dr hab. inż. Jan KICIŃSKI	prof. dr hab. inż. Tadeusz UHL
dr hab. inż. Piotr KRZYWORZEKA, prof. AGH	prof. dr hab. inż. Andrzej WILK
prof. dr hab. inż. Janusz KWAŚNIEWSKI	prof. dr hab. inż. Maciej WOROPAY

---

Druk:

Centrum Graficzne „GRYF”, ul. Pieniężnego 13/2, 10-003 Olsztyn, tel. / fax: 089-527-24-30

Oprawa:

Zakład Poligraficzny, UWM Olsztyn, ul. Heweliusza 3, 10-724 Olsztyn  
tel. 089-523-45-06, fax: 089-523-47-37



**XXXV Jubileuszowe  
Ogólnopolskie Sympozjum  
DIAGNOSTYKA MASZYN**

Węgierska Górka 03.03. ÷ 08.03.2008 r.

**organizatorzy:**

Wydział Transportu Politechniki Śląskiej

Polskie Towarzystwo Diagnostyki  
Technicznej

Zespół Diagnostyki Sekcji Podstaw  
Eksploatacji KBM PAN

**[www.konferencje.polsl.pl/diagmasz](http://www.konferencje.polsl.pl/diagmasz)**

Wszystkie opublikowane w czasopiśmie artykuły uzyskały pozytywne recenzje, wykonane przez niezależnych recenzentów.

Redakcja zastrzega sobie prawo korekty nadesłanych artykułów.

Kolejność umieszczenia prac w czasopiśmie zależy od terminu ich nadesłania i otrzymania ostatecznej, pozytywnej recenzji.

Wytyczne do publikowania w DIAGNOSTYCE można znaleźć na stronie internetowej:

<http://www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka>

Redakcja informuje, że istnieje możliwość zamieszczania w DIAGNOSTYCE ogłoszeń i reklam.

Jednocześnie prosimy czytelników o nadsyłanie uwag i propozycji dotyczących formy i treści naszego czasopisma.

Zachęcamy również wszystkich do czynnego udziału w jego kształtowaniu poprzez nadsyłanie własnych opracowań związanych z problematyką diagnostyki technicznej. Zwracamy się z prośbą o nadsyłanie informacji o wydanych własnych pracach nt. diagnostyki technicznej oraz innych pracach wartych przeczytania, dostępnych zarówno w kraju jak i zagranicą.