

Wojciech SAWCZUK

## APPLICATION OF VIBROACOUSTIC DIAGNOSTICS TO EVALUATION OF WEAR OF FRICTION PADS RAIL BRAKE DISC

### ZASTOSOWANIE DIAGNOSTYKI WIBROAKUSTYCZNEJ W OCENIE ZUŻYCIA OKŁADZIN CIERNYCH KOLEJOWEGO HAMULCA TARCZOWEGO\*

*Vibroacoustic diagnostics is increasingly used in new technical facilities to assess their condition. The main advantages of this diagnosis is the easiness of measurement, high speed transmission of information, the opportunity to assess the state of the whole or the individual components and high information content of the signal. All these features make it also possible to use WA diagnostic to assess the state of the braking system components. The article gives the possibility of determining the use of disc brake friction elements. This can be done on the basis of the analysis of vibration accelerations signals generated by the brake friction pads. The article presents diagnosis regression models [15] based on the analysis of vibration acceleration signals in the field of amplitude and frequency.*

**Keywords:** rail brake disc, vibroacoustic diagnostics, amplitude characteristics, frequency analysis.

*Diagnostyka wibroakustyczna ze względu na swoje zalety znajduje coraz to nowe zastosowania w obiektach technicznych do oceny ich stanu. Główne zalety tej diagnostyki to łatwość pomiaru, duża szybkość przekazywania informacji, możliwość oceny stanu całego obiektu lub poszczególnych elementów oraz duża zawartość informacji w sygnale. Wszystkie te zalety sprawiają, że również możliwe jest zastosowanie diagnostyki WA do oceny stanu elementów układu hamulcowego. W artykule przedstawiono możliwości określenia zużycia elementów ciernych kolejowego hamulca tarczowego na podstawie analiz sygnałów przyspieszeń drgań generowanych przez okładziny cierne hamulca. W artykule przedstawiono regresyjne modele diagnostyczne [15] bazujące na analizie sygnałów przyspieszeń drgań w dziedzinie amplitud oraz w dziedzinie częstotliwości.*

**Słowa kluczowe:** kolejowy hamulec tarczowy, diagnostyka wibroakustyczna, charakterystyki amplitudowe, analiza widmowa.

#### 1. Introduction

Vibrations generated by the braking systems, both in rail vehicles or car have been widely analyzed and presented in the literature for several decades. Most of the articles raise the problems abrasive wear [4, 14], but noise and vibration to disrupt the process of braking and comfort during this process [12]. There are many models that describe the vibrations generated by the braking systems which include Rudolph and Popp model [17], North [16] and Millner [21] (flutter binary model). In contrast, a separate issue is the brake vibroacoustic diagnostics designed to diagnose selected brake components. The number of articles in this area is much smaller, which means that the issue of vibroacoustic diagnostics of the braking system is developed by few researchers. Works [10, 18] presents the possibility of using vibrations generated by the brakes to assess the condition of the brake friction pair, both in design and during utilization of the brakes. Data acquired during tests certified on the braking positions (In Poland there are only two positions for the research of railway braking systems on IPS TABOR in Poznan and Warsaw IK) and during driving tests are used for modelling the braking process, as shown in [1, 11] or predicting the damage [6].

While the diagnosis of the braking systems, the aim is to find the relationship between system condition and the diagnostic signal, according to the equation (1) [5]:

$$S(\theta) = \Phi[X(\theta), Y(\theta)] + Z(\theta) \quad (1)$$

where:  $S(\theta) = \{s_1, s_2, \dots, s_n\}$  - diagnostic signal vector,

$X(\theta) = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$  - condition parameters vector,  
 $Y(\theta) = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$  - control vector,  
 $Z(\theta) = \{z_1, z_2, \dots, z_n\}$  - disruption vector,  
 $\theta$  - operating measure of obsolescence (time or distance)  
 $\Phi$  - assignment operator.

To describe the signal vector  $S(\theta) = \{s_1, s_2, \dots, s_n\}$  specifying the technical condition of the braking system we should use the working process parameters (eg. the braking torque) and the accompanying vibrations or noise.

The diagnostic problem of the disc brake system results from the brake working conditions and its location. In the case of railway vehicles, the disc brake is mounted on the wheel sets axle between the wheels (Fig. 1) and it is not visible while servicing the truck. Then

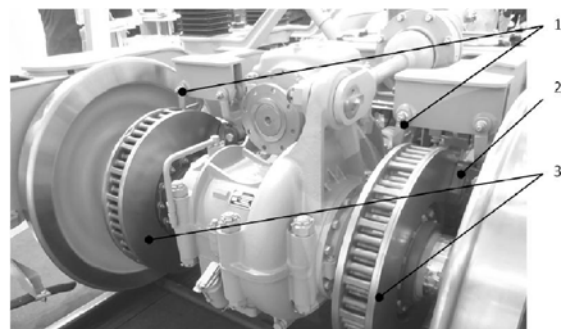


Fig. 1. Railway disc brake on the two-axle bogie: 1 – level mechanism, 2- friction pad, 3 – brake disc

(\*) Tekst artykułu w polskiej wersji językowej dostępny w elektronicznym wydaniu kwartalnika na stronie [www.ein.org.pl](http://www.ein.org.pl)

it is necessary to enter on the track with the manhole channel for the inspection of worn friction elements. In the case of cars we meet the pad wear sensor which is embedded in the friction material at a certain depth. After reaching the maximum of the permissible wear of the pad, most often about 2 mm, and after contact of the sensor with the metal disc, an electrical circuit is being closed, causing the lit of the control light for the wear of the friction pads.

The aim of the research is to use the vibration signal generated by the friction pads in the assessment of their wear and setting the characteristics in the field of amplitudes and frequency during the tests on inertia braking position.

**2. Methodology and research object**

The research was carried out at internal station in Institute IPS TABOR in Poznan for tests of railway brakes. A brake disc type 590x110 with ventilation vanes and three sets of pads type 175 FR20H.2 made by Frenoplast constitute the research object. One set was new - 35mm thick and two sets were worn to thickness of 25mm and 15mm. A research program 2B1 (II) according to [13] was applied. The braking was carried out from speed of 80km/h and it was the braking with the constant braking power P=45kW. During the research pad's pressures to disc N of 28kN was realized as well as braking masses per one disc of M=6.7T. Vibration converters were mounted on pad calipers with a mounting metal tile, which is presented in Fig. 2a and 2b.

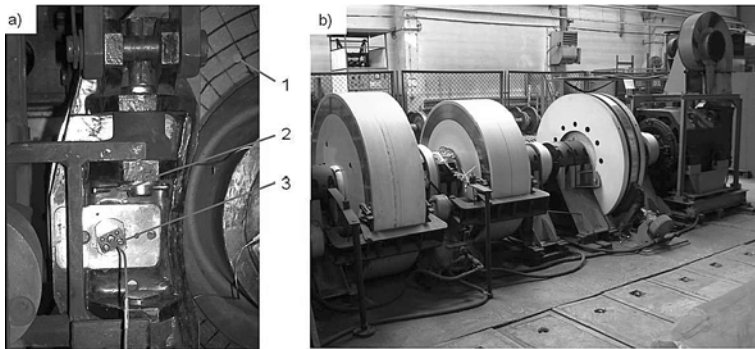


Fig. 2. Inertial station for tests of railway brakes: a) view of calliper with accelerometer; b) view of inertial station during diagnostic tests; 1- brake disc, 2- caliper, 3- accelerometer

During the tests recorded vibration acceleration signals in one direction, i.e. perpendicular to the friction surface of the brake disc. To acquire vibration signal a measuring system consisting of piezoelectric vibration accelerations converter and measuring case type B&K 3050-A-060 with system software PULSE 16.0 was used. Figure 3 presents the view of the measurement set.

Brüel&Kjær's vibration converters type 4504 were selected on the basis of instructions included in paper [3]. The linear frequency

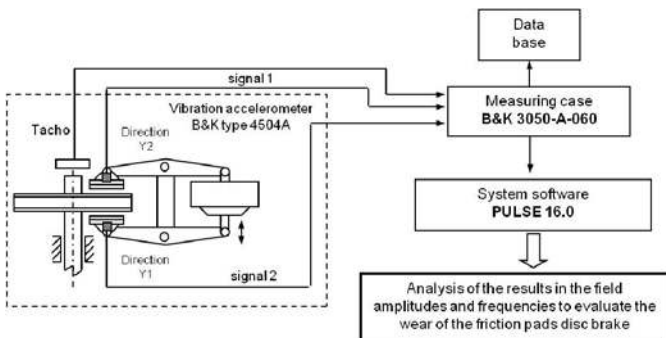


Fig. 3. Diagram of procedures for the selection signal of vibration acceleration at the time of diagnosis of wear of the friction rail brake disc

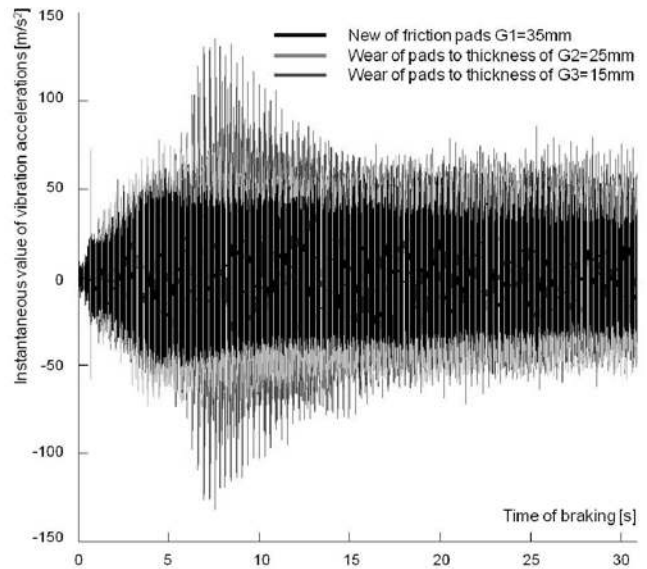


Fig. 4. Signal of vibration accelerations registered on pad caliper for different thickness of pads during braking with the constant braking power

of converter transit amounted to 5kHz. Sampling frequency was set at 131kHz. This means that the frequency that was subject of the analysis in accordance with Nyquist relation amounted to 65kHz. Do not changed other parameters which braking descent speed train, pressure pads to disc, the brake weight and braking time. At the same time, changes occurring in the instantaneous amplitude of vibration acceleration. This research was carried out in accordance with principles of active experiment. After carrying out a series of brakings the friction pads were changed (without changing the other parameters of braking) and values of instantaneous vibration accelerations were registered. Figure 4 shows the time analysis of instantaneous vibration acceleration recorded at the pads of friction during braking on a slope. Then the recorded signals were analyzed in the domain amplitude and frequency.

**3. Analysis of the results in the amplitude domain**

In domain of amplitudes, the most common are the point parameters, which are used to describe displacement signals, speed signals and signals of vibration accelerations. Characterizing vibration signal with one number is an advantage of point parameters, thanks to which it is easy to define changes in vibroacoustic signal resulting from changes in technical condition of the tested object.

Used measurement point in the diagnosis of vibroacoustic, according to the paper [18], is divided into dimensional and dimensionless. To diagnose the wear of friction pads of railway brake the following dimensional point parameters are applied (2):

$$A_{AVERAGE} = \frac{1}{T} \int_0^T |s(t)| dt \tag{2}$$

where: T – average time,  
s(t) – instantaneous value of vibration accelerations.  
- average amplitude, described with dependence (3):

$$A_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [s(t)]^2 dt} \tag{3}$$

- square amplitude, describe with dependence (4):

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

- peak amplitude, described with equation (5):

$$A_{PEAK} = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T |s(t)|^{\infty} dt \right]^{\frac{1}{\infty}} \quad (5)$$

Before calculating point parameters from signals of vibration accelerations in program Matlab, a preliminary processing of signal in time domain was carried out. The reason of this processing was to select from the whole registered signal a part connected only with

braking process. This process was also carried out to obtain required dynamics of changes essential for diagnostic purposes. Defining dependence of friction pad's thickness on selected point parameters was carried out through determining dynamics of changes for a certain parameter, which is presented in dependence (6) [9]:

$$D = 20 \lg \left( \frac{A_2}{A_1} \right) \quad (6)$$

where:  $A_1$  – the value of point parameter determined for pad  $G_3$  or  $G_2$ ,  
 $A_2$  – the value of point parameter determined for pad  $G_1$ .

Figure 5 present dependence of (RMS) value, average value, square value and peak value of vibration accelerations measure in direction  $Y_2$  on time brakings during braking with constant power  $P$  for various values of pad wear  $G$  with  $v=80\text{km/h}$ .

The test results after applying the dependences describing measurement point (2-5), and the dependence of the speed of change (6) shown in Table 1. Based on the results, it was found that the most sensitive diagnostic parameter defined the dynamics of change for assessment of wear on the friction pads, obtained for the measurement of vibration acceleration  $Y_2$  for all measurement points.

The analysis of results of vibration tests showed that obtaining dependence of friction pads' thickness on the value of point parameters is possible by measuring vibration in directions  $Y_1$  and  $Y_2$  on an accelerometer mounted from the side of brake cylinder's case and brake cylinder's piston rod.

Braking time to analyze in the field amplitudes is divided into 8 periods of time every 20 seconds to the total time of analysis  $t = 160\text{s}$ . The analysis in the field amplitudes in further braking times, does not affect the improvement of diagnostic parameter.

Figure 6 and 7 presents dependence of friction pad's thickness of disc brake  $G$  on point parameters of vibration accelerations. For RMS, Average, Square and Peak value of point parameter, also obtained from measurement in direction  $Y_2$  by using linear approximating functions described with dependences (7-10) for five speeds at the beginning of braking, the following equations defining friction pads' thickness were introduced:

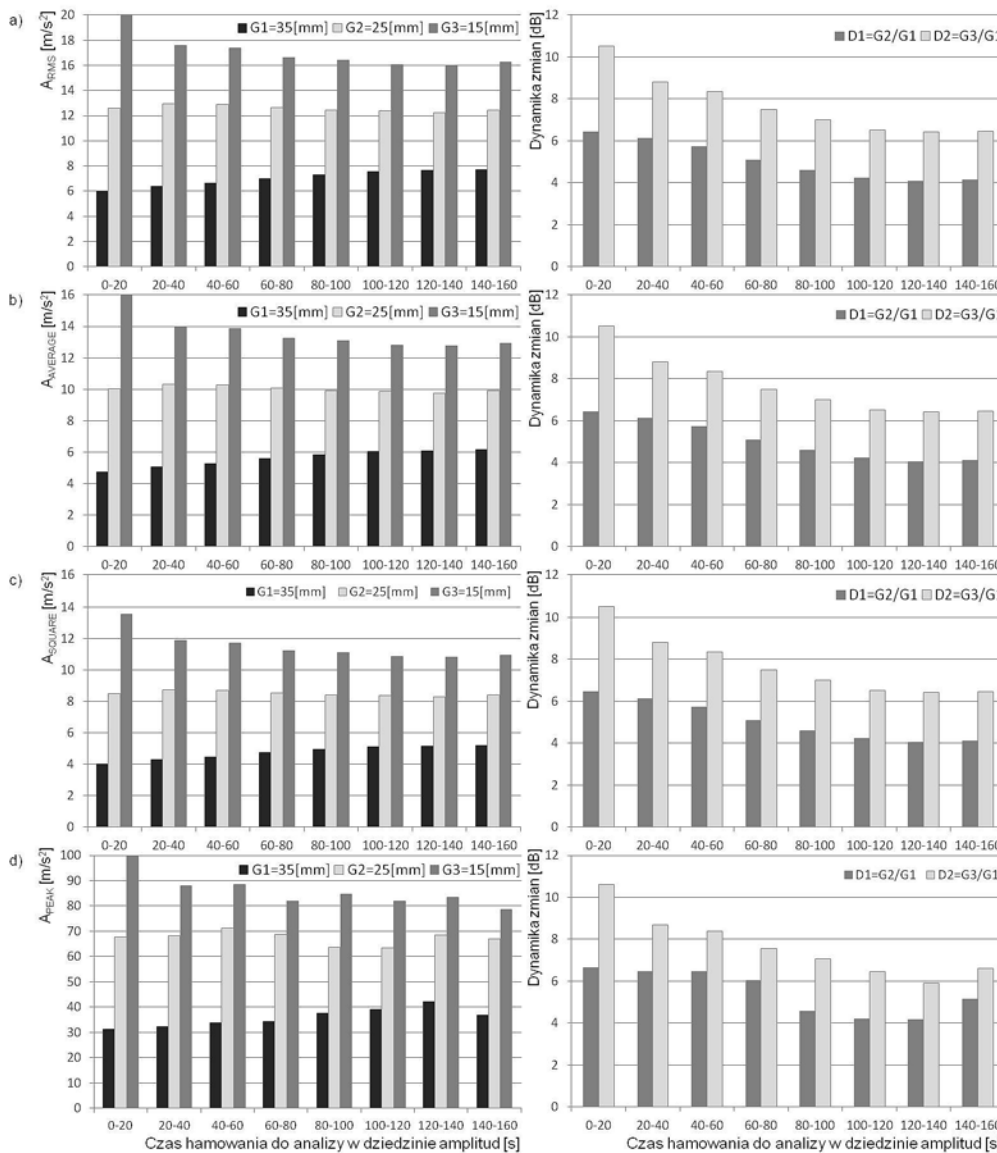


Fig. 5. Dependence of selected point parameters and dynamic of changes of the wear of friction pads: a) RMS value  $A_{RMS}$  b) average value  $A_{AVERAGE}$  c) square value  $A_{SQUARE}$  d) square value  $A_{PEAK}$

Table 1. Value of selected point parameters and dynamics of changes in direction  $Y_1$  and  $Y_2$  for the first time braking from 0 to 20 seconds

Point parameters	Measurement of vibrations in direction $Y_1$				
	Value of point parameters in $m/s^2$			Dynamics of changes in dB	
	Thickness of 35mm	Thickness of 25mm	Thickness of 15mm	For pads with thicknesses of 35 mm and 25mm	For pads with thicknesses of 35 mm and 15mm
$A_{RMS}$	6,42	12,42	14,50	5,73	7,08
$A_{AVERAGE}$	5,11	9,90	11,53	5,75	7,05
$A_{SQUARE}$	4,32	8,39	9,76	5,76	7,07
$A_{PEAK}$	33,51	63,17	91,58	5,50	8,73
Measurement of vibrations in direction $Y_2$					
$A_{RMS}$	6,00	12,58	20,15	6,42	10,52
$A_{AVERAGE}$	4,77	10,03	16,02	6,44	10,51
$A_{SQUARE}$	4,04	8,49	13,55	6,46	10,51
$A_{PEAK}$	31,46	67,76	106,88	6,66	10,64

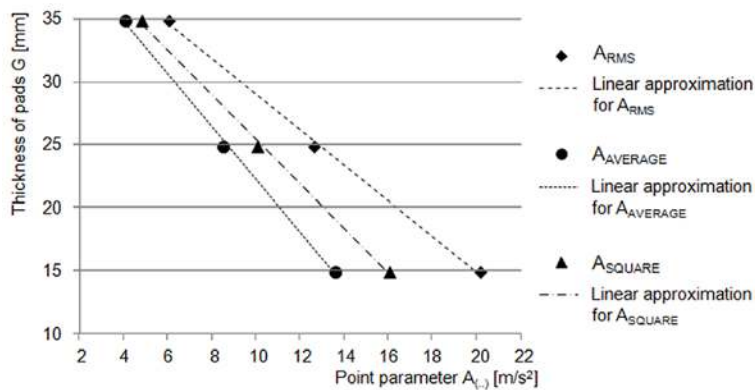


Fig. 6. Dependence of pad's thickness in function of point parameters ( $A_{RMS}$ ,  $A_{AVERAGE}$ ,  $A_{SQUARE}$  value) of vibrations accelerations for measurement in the  $Y_2$  direction

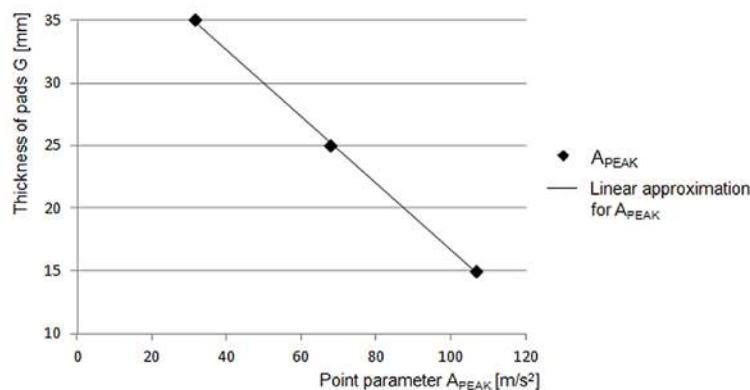


Fig. 7. Dependence of pad's thickness in function of point parameters  $A_{PEAK}$  value of vibrations accelerations for measurement in the  $Y_2$  direction

$$G = -1,4115 \cdot A_{RMS}(Y_1, t=0-20s) + 43,224 \quad R^2 = 0,99 \quad (7)$$

$$G = -1,7765 \cdot A_{AVERAGE}(Y_2, t=0-20s) + 43,251 \quad R^2 = 0,99 \quad (8)$$

$$G = -2,1006 \cdot A_{SQUARE}(Y_2, t=0-20s) + 43,261 \quad R^2 = 0,99 \quad (9)$$

$$G = -0,2651 \cdot A_{PEAK}(Y_2, t=0-20s) + 43,221 \quad R^2 = 0,99 \quad (10)$$

where:

- $G$  – thickness of pad [mm],
- $A_{(.,.)}$  – point parameters value of vibration accelerations [ $m/s^2$ ].

The inaccuracy of the linear regression models described dependencies (7-10) present table 2.

Table 2. Error in % in the application models in estimating linear regression actual thickness of brake pad

Measurement of vibrations in direction $Y_2$			
Point parameters	Point parameters	Point parameters	Point parameters
$A_{RMS}$	0,72	1,88	1,47
$A_{AVERAGE}$	0,67	1,73	1,38
$A_{SQUARE}$	0,64	1,67	0,83
$A_{PEAK}$	0,37	0,99	0,89

The analysis of results of research in amplitude domain showed that on the basis of the analysed in this article point parameters it is possible to diagnose the wear of friction pads independently during braking with constant braking power  $P=45kW$ . The dynamics of changes of RMS values of vibration accelerations for pads:  $G_1$ ,  $G_2$  and  $G_3$  can be found in the range between 5 and 7dB for direction  $Y_1$  and 6 to 10dB for direction  $Y_2$  measurement of vibrations on railway disc brake.

#### 4. Analysis of the results in the frequency domain

The aim of spectrum analysis of signals of vibration accelerations was to determine frequency bands connected with change of pad's thickness during operation of braking system. Figure 8 and 9 presents exemplary amplitude spectra of vibration accelerations for various pad's thicknesses received during braking with constant braking power from speed of 80km/h. The figure 10 and 11 presents exemplary amplitude spectra of vibration accelerations of the use of band-pass filter. The scope of the filter has been set to 4600-4800Hz, because in this area there is a dependency of amplitude of vibration on thickness of friction pads.

Table 3 presents frequency range, in which dependence of amplitude value of vibration accelerations on the wear of pads is observed. Additionally, dynamics of changes according to dependence (6) of an examined diagnostic parameter for a certain frequency band and at



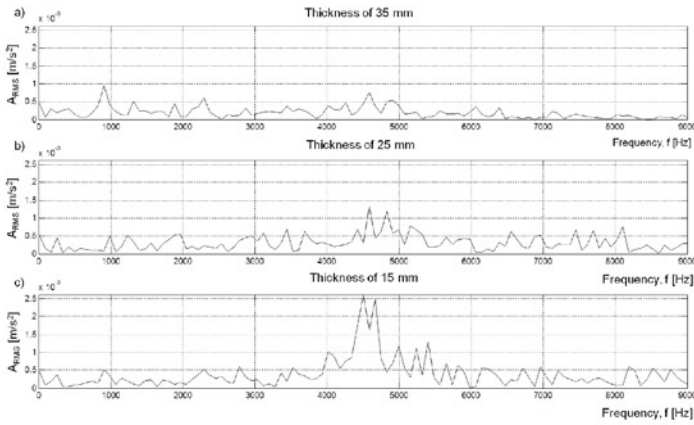


Fig. 8. Dependence of amplitude of vibration accelerations on frequencies for different pad's thicknesses during braking with constant braking power from speed of 80km/h in direction  $Y_1$ : a) pad's thickness  $G_1=35\text{mm}$ , b) pad's thickness  $G_2=25\text{mm}$ , c) pad's thickness  $G_3=15\text{mm}$

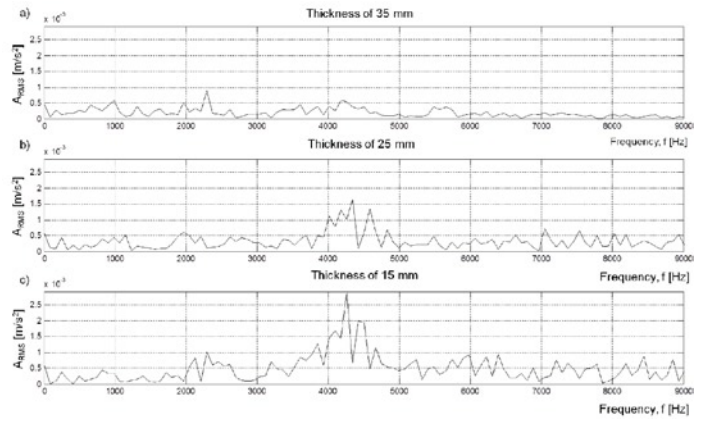


Fig. 9. Dependence of amplitude of vibration accelerations on frequencies for different pad's thicknesses during braking with constant braking power from speed of 80km/h in direction  $Y_2$ : a) pad's thickness  $G_1=35\text{mm}$ , b) pad's thickness  $G_2=25\text{mm}$ , c) pad's thickness  $G_3=15\text{mm}$

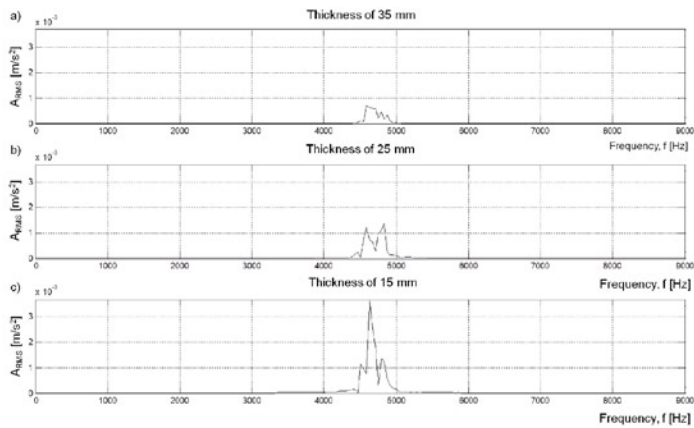


Fig. 10. Dependence of amplitude of vibration accelerations on frequencies with band-pass filter to 4600-4800Hz for different pad's thicknesses in direction  $Y_1$ : a) pad's thickness  $G_1=35\text{mm}$ , b) pad's thickness  $G_2=25\text{mm}$ , c) pad's thickness  $G_3=15\text{mm}$

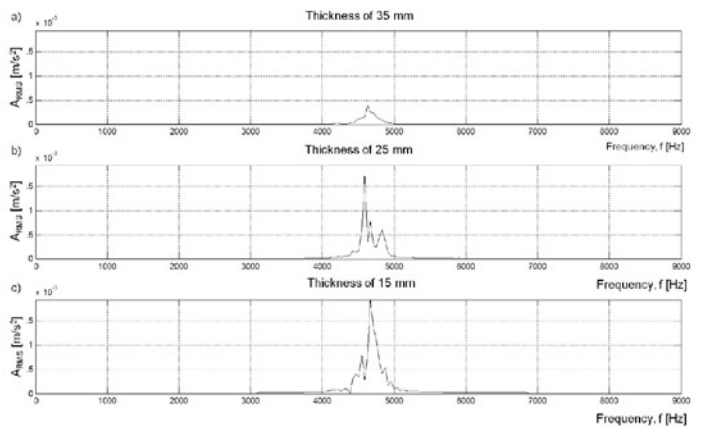


Fig. 11. Dependence of amplitude of vibration accelerations on frequencies with band-pass filter to 4600-4800Hz for different pad's thicknesses in direction  $Y_2$ : a) pad's thickness  $G_1=35\text{mm}$ , b) pad's thickness  $G_2=25\text{mm}$ , c) pad's thickness  $G_3=15\text{mm}$

Table 3. Results of frequency analysis of vibration acceleration signals, brake caliper with brake pads

Measurement of vibrations in direction $Y_1$						
Frequency Hz	RMS from band frequency $\text{m/s}^2$			Dynamics of changes dB		Correlation coefficient
	Thickness of 35mm	Thickness of 25mm	Thickness of 15mm	For pads with thicknesses of 35 mm and 25mm	For pads with thicknesses of 35 mm and 15mm	
4600-4800	$1,27 \cdot 10^{-3}$	$1,77 \cdot 10^{-3}$	$5,00 \cdot 10^{-3}$	2,92	11,92	0,922
Measurement of vibrations in direction $Y_2$						
4600-4800	$0,56 \cdot 10^{-3}$	$2,02 \cdot 10^{-3}$	$2,63 \cdot 10^{-3}$	2,29	13,38	0,973

a certain speed at the beginning of braking and values of correlation coefficients for linear dependence of amplitude value of vibration accelerations on examined friction pad's thicknesses is presented.

Figure 12 present dependence of (RMS) value of vibration accelerations in direction  $Y$  on braking speed  $v=80\text{km/h}$  during braking with the constant braking power for various values of the wear of pad  $G$ .

Figure 13 presents dependence of friction pad's thickness of disc brake  $G$  on RMS value of vibration accelerations  $A_{RMS}$  in considered frequency bands 4600-4800 Hz. For both directions of vibration (i.e. for the staff of the friction pads is connected with the lever to the housing of the brake cylinder and the holder connected to the lever on the piston brake cylinders) have been approximated a linear function

depending on the thickness of the lining of the effective value of the vibration acceleration (relation (11) and (12)).

$$G = -4546,8 \cdot A_{RMS}(Y_1, 4600-4800) + 37,201 \quad R^2 = 0,85 \quad (11)$$

$$G = -9150 \cdot A_{RMS}(Y_2, 4600-4800) + 40,924 \quad R^2 = 0,95 \quad (12)$$

where:  $G$  – thickness of pad [mm],  
 $A_{RMS}$  – RMS value from band 4600-4800Hz frequency [m/s<sup>2</sup>].

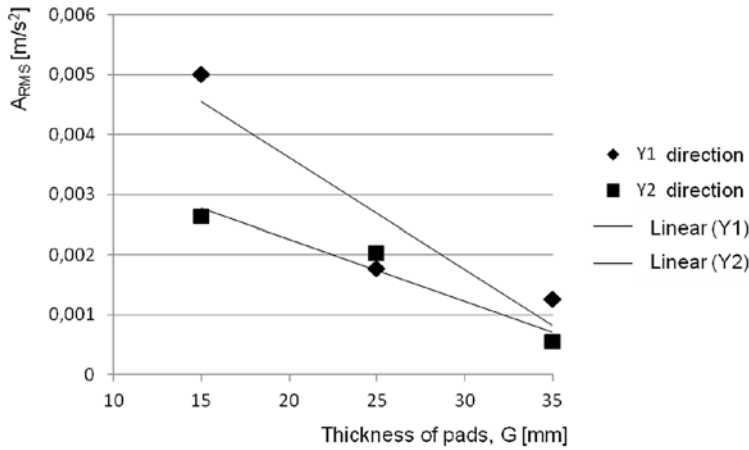


Fig. 12. Dependence of RMS value of vibration accelerations on braking speed  $v=80\text{km/h}$  during braking with the constant braking power for various values of the wear of pad  $G$

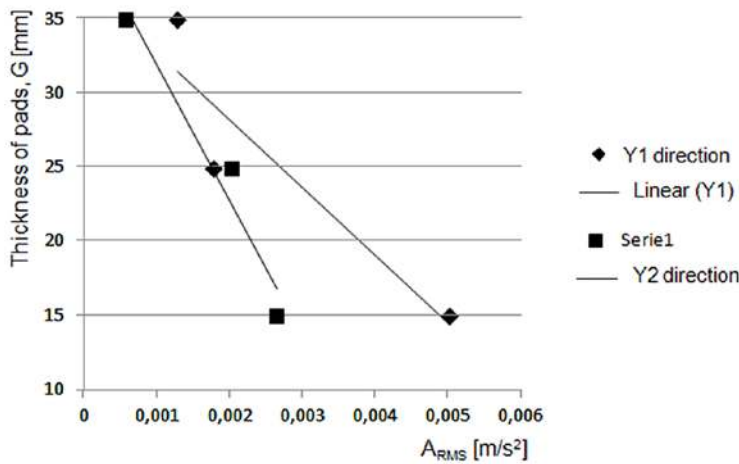


Fig. 13. Dependence of pad's thickness in function of RMS value of vibrations accelerations for frequency band 4600-4800Hz

Table 4. Error in % in the application models in estimating linear regression actual thickness of brake pad

Frequency Hz	Measurement of vibrations in direction $Y_1$		
	For thickness of pad $G_1=35\text{mm}$	For thickness of pad $G_2=25\text{ mm}$	For thickness of pad $G_3=15\text{ mm}$
4600-4800	11,3	16,5	3,9
Measurement of vibrations in direction $Y_2$			
4600-4800	2,2	11,5	12,2

The inaccuracy of the linear regression models described dependencies (11 and 12) present table 4.

Analysis of the results in the frequency domain showed that the analyzed frequency band 4600-4800Hz it is possible to diagnose wear of the friction pads based on designated this band vibration acceleration during braking with constant power (during the descent of the train at a constant speed). Dynamics of changes in RMS value of vibration acceleration for pads  $G_1$ ,  $G_2$  and  $G_3$  is in the range of 2-13 dB.

#### 4. Conclusions

Position diagnostic tests have shown that it is possible to diagnose the consumption of the disc brake friction pads, by analyzing the instantaneous value of the vibration acceleration holders with the pads in the field of amplitudes. For the purposes of the pads wear diagnosis, the effective value of  $A_{RMS}$ , the average value  $A_{AVERAGE}$ , the square value  $A_{SQUARE}$  or peak value  $A_{peak}$  should be used. With the dimensionless quantity (point measurement coefficient), satisfactory results are obtained by using the crest factor calculated from the relationship of peak to rms. The vibration acceleration signal analysis showed that the highest growth of changes of considered diagnostic parameter, resulting from the condition change, is achieved for the first braking period (braking time 20 seconds). During this period, the highest value for the worn pad to a thickness of 15 mm, and the lowest value for the new pad (run in) with a thickness of 35 mm are obtained. Further braking periods, higher than 20 seconds, cause the decrease in the rate of changes.

Changes in the vibration acceleration measurement point, according to the usage of braking pads, are visible regardless of mounting the vibration transducer at the brake holder from the side of the rod or from the housing side of the brake cylinder and irrespective to the type of the brake disc.

For the analysis in the field of amplitudes, the dynamics of changes is 6-10 dB for the 590 disc. By using the measurement of vibration acceleration point under consideration, the diagnostic models can be used to determine the consumption of the friction pads. The maximum error of the friction pad thickness for the present three-pads thicknesses does not exceed 2% for the analyzed brake disc.

Tests measuring the vibration acceleration of the brake holders in the frequency domain, have also shown that it is possible to find a frequency band, in which the dependence of the effective value of the vibration acceleration  $A_{RMS}$  (equation (3)) from the different pads in the considered speed range during the train run with enabled brakes are observed. The dependence of the effective value of vibration acceleration from the wear of the friction pads occurs for the 4600-4800 Hz frequency band. It is the band allowing to diagnose the wear of the friction pads both during braking on 590 disc type with the power of  $P=45\text{ kW}$  and braking on 640 disc type with constant power  $P=55\text{ kW}$ .

Both vibration analysis in the field of amplitudes and frequency allows for the friction elements evaluation. Frequency analysis allows for greater analysis of the dynamics of changes in terms of amplitude. However, in both cases, it is greater than 6 dB for the worn pad to a thickness of 15 mm. However, the analysis of amplitudes by using the measurement point is simpler with respect to the application of frequency analysis because it averages the whole

braking process to a single value.

Analyzing the current device diagnostic disc brake friction elements, the method allows vibroacoustic continuously evaluate the condition of the friction linings terms of wear indicators that signal achievement only permissible pad wear of about 2-3 mm. The use of vibration transducers on the brake mountings enables diagnosis of wear of the friction linings in the whole process of use. Then read the pad wear during periodic inspections or the desktop will allow the vehicle to make a decision about the further use of the vehicle particularly in international traffic, where the replacement of the pad limit their consumption will be impossible or very time-consuming.

In the further works it is planned to check the developed method for assessing the wear of the friction pads on the worn discs (during the research new brake discs were used). It was made in order to eliminate the influence of the friction rings condition on the result of the diagnosis with the use of regression vibration diagnostics models.

It should, however, emphasize that vibroacoustic diagnostics based on the analyzes in the domain amplitudes and frequencies is

widely used in the diagnosis of internal combustion engines [7, 20], bearing units rotating machinery [8] and in the automotive industry. In many cases, vibration transducers are built directly into the device from the cable output signal to a central computer. In addition, the diagnosis of the type of technical systems FFT analysis are expanded for analysis of the time-frequency [19].

*The project is funded by the National Centre for Research and Development, program LIDER V, contract No. LIDER/022/359/L-5/13/NCBR/2014*

## References

1. Baranowski P, Damaziak K, Małachowski J. Brake system studies using numerical methods. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2013; 15 (4): 337-342.
2. Betancourt S.J, Cruz A, Toro: Friction and wear in sliding contact of cast iron against phenolic resin composites reinforced with carbonaceous fibres from plantain fibre bundles; *Lubrication Science* 2013, 25: 163–172, <http://dx.doi.org/10.1002/ls.1186>.
3. Brüel&Kjær. Product data. Piezoelectric Accelerometer Miniature Triaxial Delta Tron Accelerometer – Type 4504A. BP 1451-13 04/06: 2.
4. Collignon M, Regheere G, Cristol A.L, Desplanques Y, Balloy D. Braking performance and influence of microstructure of advanced cast irons for heavy goods vehicle brake discs; *Journal of Engineering Tribology*; 227(8): 930–940; 2013, <http://dx.doi.org/10.1177/1350650113484212>.
5. Cempel C. Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT Warszawa 1982.
6. Gill A, Kadziński A. The determination procedure of the onset of the object wear-out period based on monitoring of the empirical failure intensity function. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2015; 17 (2): 282–287, <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2015.2.16>.
7. Glowacz A. Recognition of Acoustic Signals of Loaded Synchronous Motor Using FFT, MSAF-5 and LSVM. *Archives of Acoustics* 2015, 40 (2): 197-203, <http://dx.doi.org/10.1515/aoa-2015-0022>.
8. Glowacz A. Diagnostics of DC and Induction Motors Based on the Analysis of Acoustic Signals. *Measurement Science Review* 2014, 14 (5): 257-262, <http://dx.doi.org/10.2478/msr-2014-0035>.
9. Gryboś R. Drgania maszyn. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009: 214.
10. Hoguet T. Testy hamulców w firmie Bosch. *Brüel & Kjær Magazine*, 2007, nr 2: 22-24.
11. Kamiński Z, Kulikowski K. Determination of the functional and service characteristics of the pneumatic system of an agricultural tractor with mechanical brakes using simulation methods. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2015; 17 (3): 355–364, <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2015.3.5>.
12. Kinkaid N.M, O'Reilly O. M, Papadopoulos P. Automotive disc brake squeal. *Journal of sound and vibration* 267 (2003) 105-166. Department of Mechanical Engineering, University of California, Berkeley, USA, [http://dx.doi.org/10.1016/S0022-460X\(02\)01573-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0022-460X(02)01573-0).
13. Kodeks UIC 541-3. Hamulec-Hamulec tarczowy i jego zastosowanie. Warunki dopuszczenia okładzin hamulcowych. Wydanie 6, listopad 2006.
14. Meierhofer A, Hardwick C, Lewis R, Six K, Dietmaier P. Third body layer-experimental results and a model describing its influence on the traction coefficient. *Wear* 2014; 314: 148-154, <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2013.11.040>.
15. Niziński S, Michalski R. Diagnostyka obiektów technicznych. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom, 2002.
16. North M,R. Disc brake squeal—a theoretical model. Technical Report 1972/5, Motor Industry Research Association, Warwickshire, England, 1972.
17. Rudolph M, Popp K. Brake squeal, in: K. Popp (Ed.), *Detection, Utilization and Avoidance of Nonlinear Dynamical Effects in Engineering Applications: Final Report of a Joint Research Project Sponsored by the German Federal Ministry of Education and Research*, Shaker, Aachen, 2001: 197–225.
18. Sawczuk W, Szymański M,G. Application of selected time and amplitude characteristics of vibration Signac to diagnose railway disc brake. *Modern Electric Traction – Vehicles*: 129-141.
19. Szymański G.M, Josko M, Tomaszewski F, Filipiak R. Application of time-frequency analysis to the evaluation of the condition of car suspension. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2015; 58-59: 298–307, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.12.017>.
20. Szymański G.M, Tomaszewski F. Diagnostic of automatic compensators of valve clearance in combustion engine with the use of vibration signal. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2016; 68-69: 479–490, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.07.015>.
21. Ścieszka S.F. Hamulce cierne. Zagadnienia materiałowe, konstrukcyjne i tribologiczne. Wydawnictwo Gliwice-Radom 1998: 15.

---

### Wojciech SAWCZUK

Institute of Combustion Engines and Transport  
 Poznan University of Technology  
 ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznan, Poland  
 E-mail: wojciech.sawczuk@put.poznan.pl

---

## Dr inż. Wojciech Sawczuk

Instytut Silników Spalinowych i Transportu  
Politechnika Poznańska  
ul. Piotrowo, 60-965 Poznań, Polska  
E-mail: wojciech.sawczuk@put.poznan.pl  
Tel. +48 61 665 2023

### Zastosowanie diagnostyki wibroakustycznej w ocenie zużycia okładzin ciernych kolejowego hamulca tarczowego

**Słowa kluczowe:** kolejowy hamulec tarczowy, diagnostyka wibroakustyczna, charakterystyki amplitudowe, analiza widmowa

**Streszczenie:** Diagnostyka wibroakustyczna ze względu na swoje zalety znajduje coraz to nowe zastosowania w obiektach technicznych do oceny ich stanu. Główne zalety tej diagnostyki to łatwość pomiaru, duża szybkość przekazywania informacji, możliwość oceny stanu całego obiektu lub poszczególnych elementów oraz duża zawartość informacji w sygnale. Wszystkie te zalety sprawiają, że również możliwe jest zastosowanie diagnostyki WA do oceny stanu elementów układu hamulcowego. W artykule przedstawiono możliwości określenia zużycia elementów ciernych kolejowego hamulca tarczowego na podstawie analiz sygnałów przyspieszeń drgań generowanych przez okładziny cierne hamulca. W artykule przedstawiono regresyjne modele diagnostyczne [15] bazujące na analizie sygnałów przyspieszeń drgań w dziedzinie amplitud oraz w dziedzinie częstotliwości.

## 1. Wprowadzenie

Drgania generowane przez układy hamulcowe, zarówno w pojazdach szynowych czy samochodowych od kilkudziesięciu lat są szeroko analizowane i przedstawiane w literaturze. Większość artykułów porusza problematykę zużycia ściernego [4, 14], natomiast hałasu i drgań w zakresie zakłócenia procesu hamowania oraz komfortu w czasie hamowania [12]. Powstało wiele modeli opisujących drgania generowane przez układy hamulcowe do których możemy zaliczyć modele Rudolph'a and Popp'a [17], North [16] czy Millnera [21] (model flatteru binarnego). Natomiast osobnym zagadnieniem jest diagnostyka wibroakustyczna hamulca pozwalająca diagnozować wybrane elementy układu hamulcowego. Liczba artykułów w tym zakresie jest znacznie mniejsza, co świadczy że zagadnienie diagnostyki wibroakustycznej hamulców jest przez niewielu badaczy rozwijane. W pracach [10, 18] przedstawiono możliwości zastosowania drgań generowanych przez hamulcowe do oceny stanu pary cierniej hamulca, zarówno w czasie projektowania jak i eksploatacji hamulców. Dane zdobyte podczas testów na certyfikowanych stanowiskach hamulcowych (w Polsce znajdują się tylko dwa stanowiska do badan kolejowych układów hamulcowych w IPS TABOT w Poznaniu oraz w IK w Poznaniu) a następnie w czasie jazd próbnych wykorzystywane są przy modelowaniu procesu hamowania, co przedstawiono w pracach [1, 11] czy prognozowania jego uszkodzeń [6].

W diagnozowaniu układów hamulcowych dąży się do znalezienia relacji pomiędzy stanem układu a sygnałem diagnostycznym na podstawie równania (1) [5]:

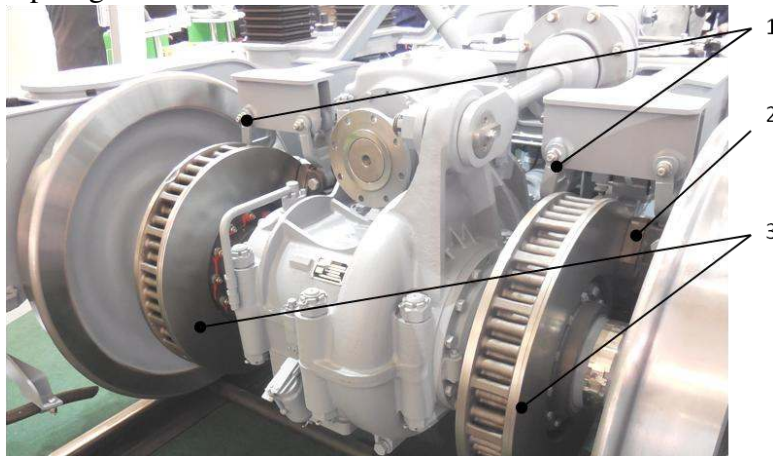
$$S(\theta) = \Phi[X(\theta), Y(\theta)] + Z(\theta) \quad (1)$$

gdzie:  $S(\theta) = \{s_1, s_2, \dots, s_n\}$  - wektor sygnału diagnostycznego,



- $X(\Theta) = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$  - wektor parametrów stanu,  
 $Y(\Theta) = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$  - wektor sterowania,  
 $Z(\Theta) = \{z_1, z_2, \dots, z_n\}$  - wektor zakłóceń,  
 $\Theta$  - eksploatacyjna miara starzenia (czasu lub przebiegu),  
 $\Phi$  - operator przyporządkowania.

Do opisu wektora sygnału  $S(\Theta) = \{s_1, s_2, \dots, s_n\}$  określającego stan techniczny układu hamulcowego, wykorzystuje się parametry procesów roboczych (np. moment hamujący) oraz towarzyszących np. drgania lub hałas.



Rys.1 Kolejowy hamulec tarczowy na wózku napędym dwuosiowym: 1 – mechanizm dźwigniowy, 2- okładzina cierna, 3 – tarcza hamulcowa

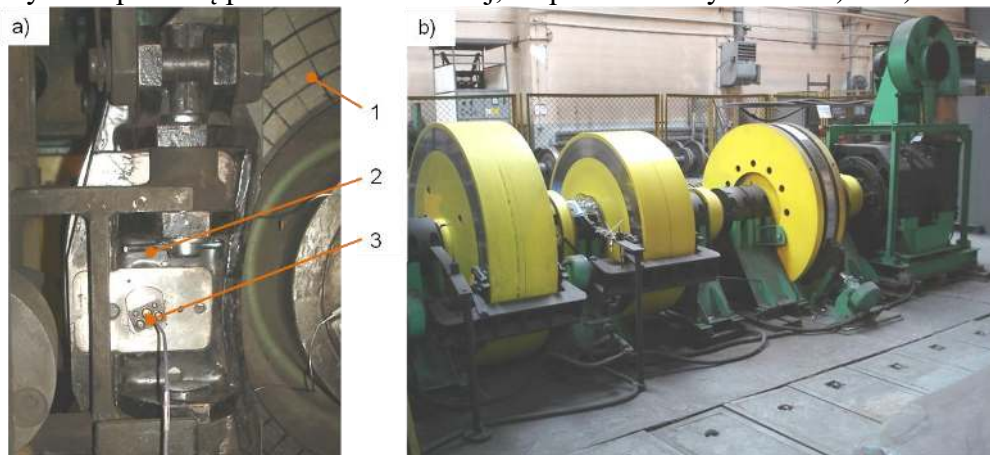
Problematyka diagnostyki tarczowego układu hamulcowego wynika z warunków pracy hamulca oraz z jego umiejscowienia. W przypadku pojazdów kolejowych, hamulce tarczowy najczęściej zamocowany jest na osi zestawów kołowych między kołami (rys. 1), przez co nie jest widoczny przez pracowników obsługi dokonujących przeglądu wagonu. Wówczas konieczny jest wjazd pociągu na tor z kanałem rewizyjnym w celu przeprowadzenia kontroli zużycia elementów ciernych. W przypadku pojazdów samochodowych spotyka się okładziny z czujnikiem zużycia, który zatopiony jest w materiale ciernym na określonej głębokości. Po osiągnięciu wymiaru granicznego dopuszczalnego zużycia najczęściej około 2 mm, czujnik po zetknięciu z metalową tarczą zwiernia obwód elektryczny powodujący zaświecenie odpowiedniej kontrolki zużycia okładzin ciernych na pulpicie.

Celem badań jest wykorzystanie sygnału drganiowego generowanego przez okładziny cierne do oceny ich zużycia, wyznaczając charakterystyki w dziedzinie amplitud oraz częstotliwości, podczas badań na bezwładnościowym stanowisku hamulcowym.

## 2. Metodyka i obiekt badań

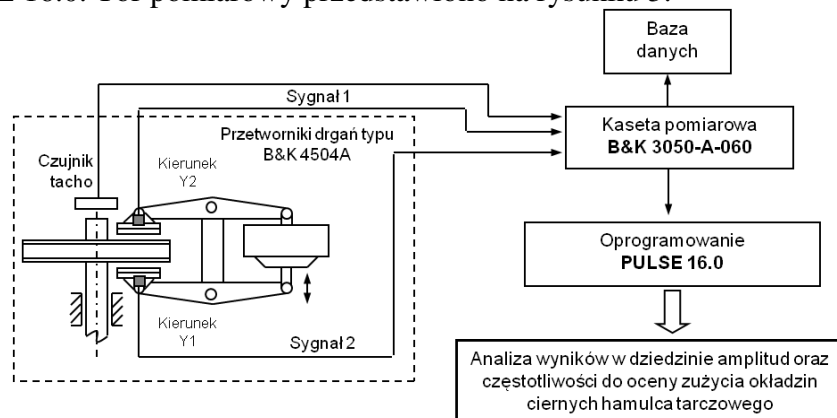
Badania diagnostyczne przeprowadzone zostały w Instytucie Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu na bezwładnościowym stanowisku do badań hamulców klockowych i tarczowych pojazdów szynowych. Obiektem badań była tarcza hamulcowa typu 590×110 z wentylującymi łopatkami oraz 3 komplety okładzin typu 175 FR20H.2 firmy Frenoplast. Pierwszy komplet okładzin - nowy o grubości 35 mm oraz 2 komplety zużyte do grubości 25 mm i 15 mm. Zgodnie z [13] zastosowano program badań typu 2B1 (II). Na stanowisku przeprowadzono hamowania ze stałą mocą wynoszącą  $P=45$  kW przy prędkości  $v=80$  km/h. Jest to hamowanie symulujące zjazd pociągu ze wzniesienia ze stałą prędkością. Nacisk okładziny do tarczy wyniósł 28 kN z założoną masą do wyhamowania  $M=6,7T$ . W czasie

badan zastosowano dwa przetworniki drgań, które zostały zamocowane do obsady hamulcowej za pomocą podkładki metalowej, co przedstawia rysunek 2a) i 2b).



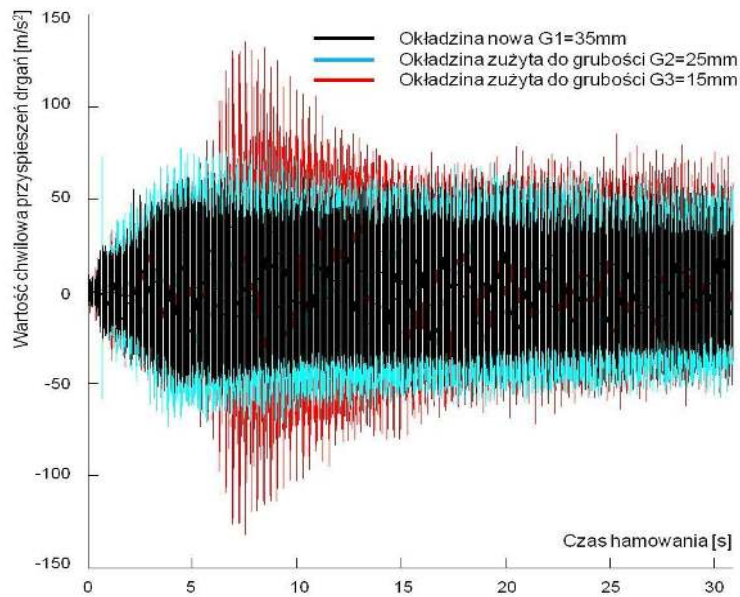
Rys. 2. Stanowisko do badań kolejowego hamulca tarczowego: a) widok obsady hamulcowej z przetwornikiem drgań, b) widok stanowiska w czasie badań diagnostycznych; 1- tarcza hamulcowa, 2- obsada hamulcowa, 3- przetwornik drgań

Podczas badań rejestrowano sygnały przyspieszeń drgań w jednym kierunku tj. prostopadłych do powierzchni ciernej tarczy hamulcowej. Do akwizycji sygnałów drgań zastosowano zestaw pomiarowy składający się z: piezoelektrycznego przetwornika przyspieszeń drgań, kasyty pomiarowej typu B&K 3050-A-060 wraz z oprogramowaniem systemu PULSE 16.0. Tor pomiarowy przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Schemat procedur selekcji sygnału przyspieszeń drgań w czasie diagnozowania zużycia elementów ciernych kolejowego hamulca tarczowego

Na podstawie charakterystyk zawartych w pracy [3] wybrano przetworniki drgań typu 4504 firmy Brüel&Kjær. Liniowe pasmo przenoszenia przetworników tych przetworników wynosi 5 kHz. Częstotliwość próbkowania ustawiono na 131 kHz. Pasma poddane analizie wyniosło 65 kHz (wyznaczone z zależności Nyquista). Nie zmieniano pozostałych parametrów hamowania jak prędkość zjazdu pociągu, docisk okładziny do tarczy czy masa hamująca i czas hamowania. Równocześnie obserwowano zmiany zachodzące w amplitudzie chwilowych przyspieszeń drgań. Badania zostały przeprowadzone zgodnie z zasadami eksperymentu czynnego. Po przeprowadzeniu hamowania dla zadanej grubości okładziny, zmieniano okładzinę na kolejną o innej grubości bez zmian pozostałych parametrów hamowania. Na rysunku 4 przedstawiono przebieg czasowy chwilowych przyspieszeń drgań zarejestrowanych na okładzinach ciernych w czasie hamowania na spadku. Następnie zarejestrowane sygnały dla każdej z okładzin zostały poddane analizie w dziedzinie amplitud i częstotliwości.



Rys. 4. Przebieg czasowy chwilowych przyspieszeń drgań zarejestrowanych na okładzinach o różnej grubości w czasie hamowania

### 3. Analiza wyników w dziedzinie amplitud

Zaletą Miar punktowe w diagnostyce wibroakustycznej jest scharakteryzowanie sygnału drganiowego przy pomocy jednej liczby, przez co łatwo można określić zmiany w sygnale wibroakustycznym, będące wynikiem zmiany stanu technicznego badanego obiektu w tym przypadku zmianą grubości okładziny czarnej.

Wykorzystywane miary punktowe w diagnostyce wibroakustycznej, zgodnie z pracą [18], dzieli się na wymiarowe i bezwymiarowe. Do diagnostyki zużycia okładzin ciernych kolejowego hamulca tarczowego zastosowano następujące miary punktowe (wymiarowe):

- amplituda średnia, co przedstawia zależność (2):

$$A_{AVERAGE} = \frac{1}{T} \int_0^T |s(t)| dt \quad (2)$$

gdzie:  $T$  – czas uśredniania,

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

- amplituda skuteczna, opisana równaniem (3):

$$A_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [s(t)]^2 dt} \quad (3)$$

- amplituda pierwiastkowa, co przedstawia zależność (4):

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

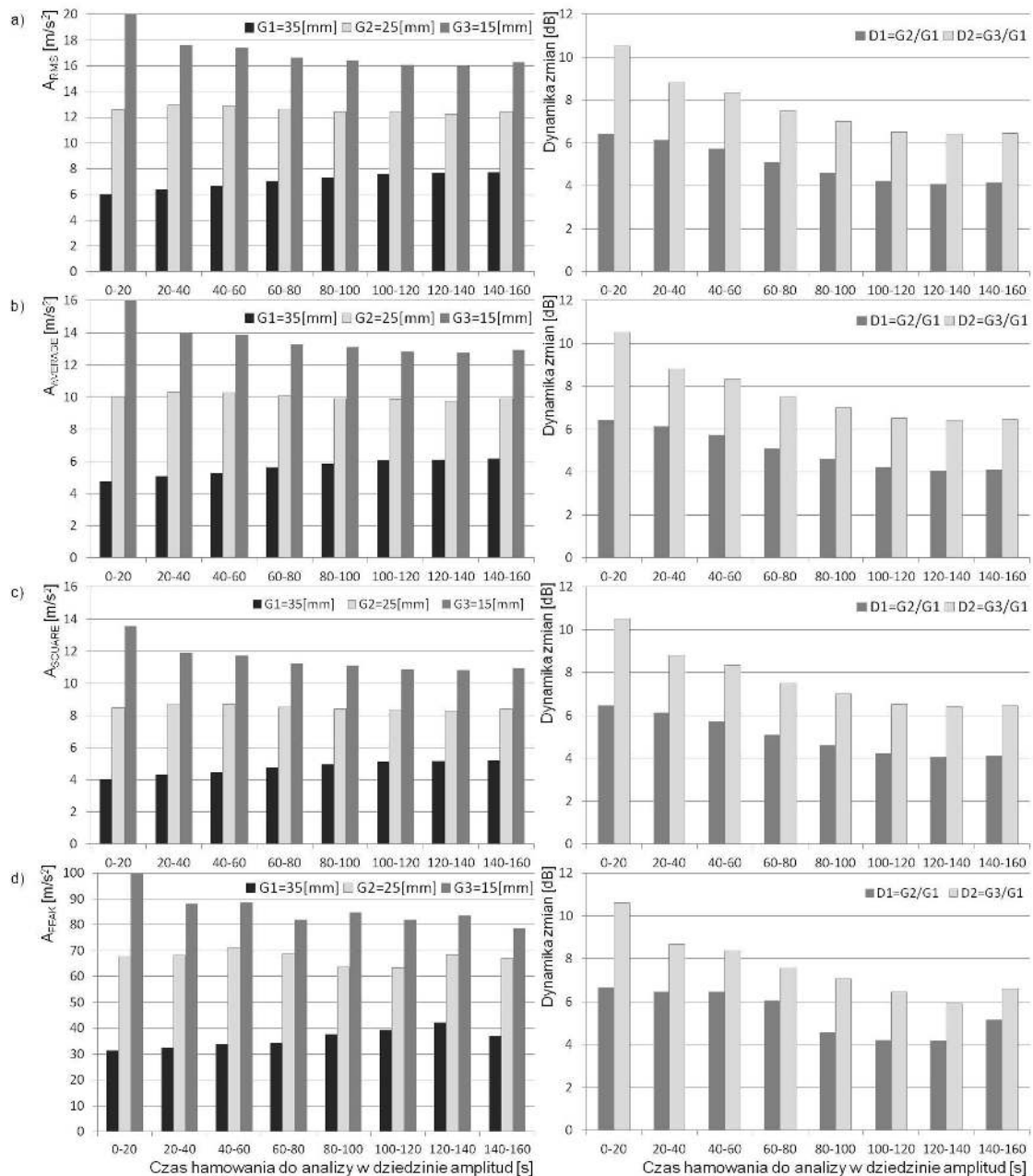
- amplituda szczytowa, opisana równaniem (5):

$$A_{PEAK} = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T |s(t)|^{\infty} dt \right]^{\frac{1}{\infty}} \quad (5)$$

Przed obliczeniem miar punktowych z sygnałów przyspieszeń drgań w programie Matlab, dokonano wstępnej obróbki sygnałów w dziedzinie czasu. Miało to na celu wydzielenie z całości zarejestrowanego sygnału, części związanej tylko z procesem hamowania. Chodziło także o uzyskanie wymaganej dynamiki zmian, istotnej dla celów diagnostycznych. Ustalenie zależności grubości okładzin ciernych od wybranych miar punktowych dokonano przez wyznaczenie dynamiki zmian dla danego parametru, co przedstawia zależność (6) [9]:

$$D = 20 \lg \left( \frac{A_2}{A_1} \right) \quad (6)$$

gdzie:  $A_1$  – wartość miary punktowej wyznaczonej dla okładziny  $G_3$  lub  $G_2$ ,  
 $A_2$  – wartość miary punktowej wyznaczonej dla okładziny  $G_1$ .



Rys. 5. Zależność wybranych miar punktowych oraz dynamiki zmian dla różnych grubości okładzin ciernych: a) wartość skuteczna  $A_{RMS}$ , b) wartość średnia  $A_{AVERAGE}$ , c) wartość pierwiastkowa  $A_{SQUARE}$ , d) wartość szczytowa  $A_{PEAK}$



Na rysunku 5 przedstawiono zależność wartości skutecznej (RMS), średniej, pierwiastkowej oraz szczytowej przyspieszeń drgań zmierzonych w kierunku  $Y_2$  w czasie hamowania ze stałą mocą  $P=45$  kW dla różnych grubości okładzin ciernych w czasie hamowania z prędkością  $v=80$  km/h.

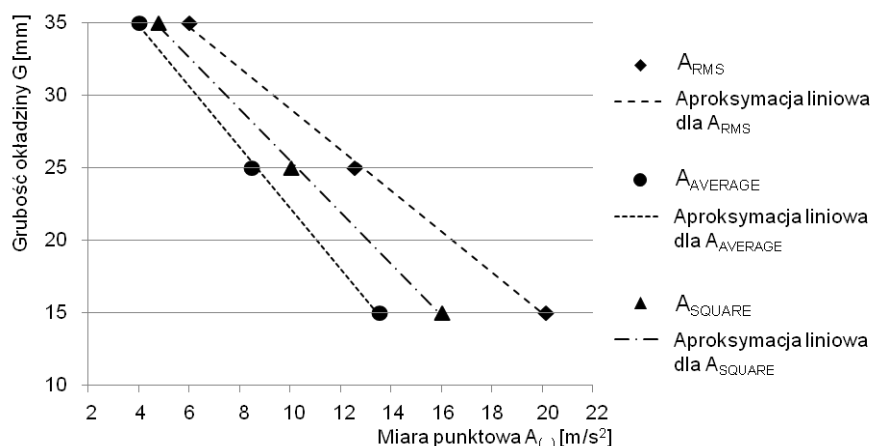
Wyniki badań po zastosowaniu zależności opisujących miary punktowe (2-5) oraz zależność na dynamikę zmian (6) przedstawiono w tabeli 1. Na podstawie wyników badań stwierdzono, że największą wrażliwość parametru diagnostycznego definiowaną dynamiką zmian dla oceny zużycia okładzin ciernych, uzyskano dla kierunku pomiaru przyspieszeń drgań  $Y_2$  dla wszystkich miar punktowych.

Tabela 1

Wartości wybranych miar punktowych oraz dynamika zmian sygnałów przyspieszeń drgań mierzonych w dwóch kierunkach  $Y_1$  i  $Y_2$  dla czasu hamowania od 0 do 20 sekund

Pomiar drgań w kierunku $Y_1$					
Miary punktowe	Wartość miary punktowej w $m/s^2$			Dynamika zmian w dB	
	Grubość okładziny 35 mm	Grubość okładziny 25 mm	Grubość okładziny 15 mm	Dla okładzin o grubości 35 mm i 25 mm	Dla okładzin o grubości 35 mm i 15 mm
$A_{RMS}$	6,42	12,42	14,50	5,73	7,08
$A_{AVERAGE}$	5,11	9,90	11,53	5,75	7,05
$A_{SQUARE}$	4,32	8,39	9,76	5,76	7,07
$A_{PEAK}$	33,51	63,17	91,58	5,50	8,73
Pomiar drgań w kierunku $Y_2$					
$A_{RMS}$	6,00	12,58	20,15	6,42	10,52
$A_{AVERAGE}$	4,77	10,03	16,02	6,44	10,51
$A_{SQUARE}$	4,04	8,49	13,55	6,46	10,51
$A_{PEAK}$	31,46	67,76	106,88	6,66	10,64

Analiza sygnałów przyspieszeń drgań okładzin ciernych wykazała, że możliwe jest znalezienie zależności wybranych miar punktowych od zużycia okładzin ciernych dla obu kierunków pomiaru drgań  $Y_1$  i  $Y_2$ . Przyspieszenia drgań można mierzyć na obsadach hamulcowych zarówno od strony cylindra hamulcowego jak i tarczyska hamulcowego.



Rys. 6. Zależność grubości okładzin od wartości miar punktowych ( $A_{RMS}$ ,  $A_{AVERAGE}$ ,  $A_{SQUARE}$ ) przyspieszeń drgań mierzonych w kierunku  $Y_2$

Czas hamowania został podzielony na 8 części o długości 20 sekund każdy (całkowity czas poddany analizie to  $t = 160s$ ). Jednak pierwsze 20 sekund hamowania pozwala

obserwować największe zmiany a amplitudze przyspieszeń drgań, dlatego do dalszej analizy wybrano ten fragment hamowania.

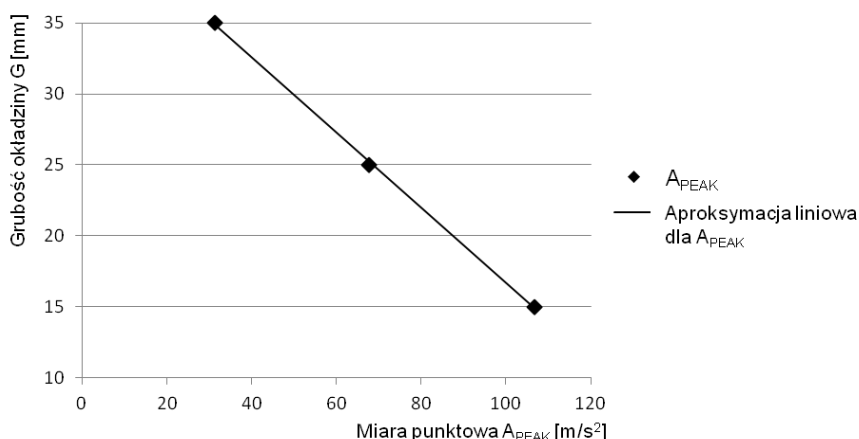


Fig. 7. Zależność grubości okładzin od wartości szczytowej  $A_{PEAK}$  przyspieszeń drgań mierzonych w kierunku  $Y_2$

Rysunki 6 i 7 przedstawiają zależność grubości okładzin ciernych (ich zużycia) od wartości miar punktowych przyspieszeń drgań generowanych przez okładziny cierne w czasie hamowania. Ze względu na współczynnik korelacji aproksymacji zużycia okładzin ciernych względem wartości skutecznej przyspieszeń drgań, wyprowadzono zależności liniowe (7-10) dla oceny zużycia okładzin ciernych na podstawie pomiaru drgań generowanych przez osadę zamocowanej z dźwignią do obudowy cylindra hamulcowego.

$$G = -1,4115 \cdot A_{RMS(Y1, t=0-20.s)} + 43,224 \quad R^2 = 0,99 \quad (7)$$

$$G = -1,7765 \cdot A_{AVERAGE(Y2, t=0-20.s)} + 43,251 \quad R^2 = 0,99 \quad (8)$$

$$G = -2,1006 \cdot A_{SQUARE(Y2, t=0-20.s)} + 43,261 \quad R^2 = 0,99 \quad (9)$$

$$G = -0,2651 \cdot A_{PEAK(Y2, t=0-20.s)} + 43,221 \quad R^2 = 0,99 \quad (10)$$

gdzie:

$G$  – grubość okładziny [mm],

$A_{(.,.)}$  – miara punktowa przyspieszeń drgań [m/s<sup>2</sup>].

Niedokładność odwzorowania liniowych modeli regresyjnych opisanych zależnościami (7-10) przedstawia tabela 2.

Tabela 2

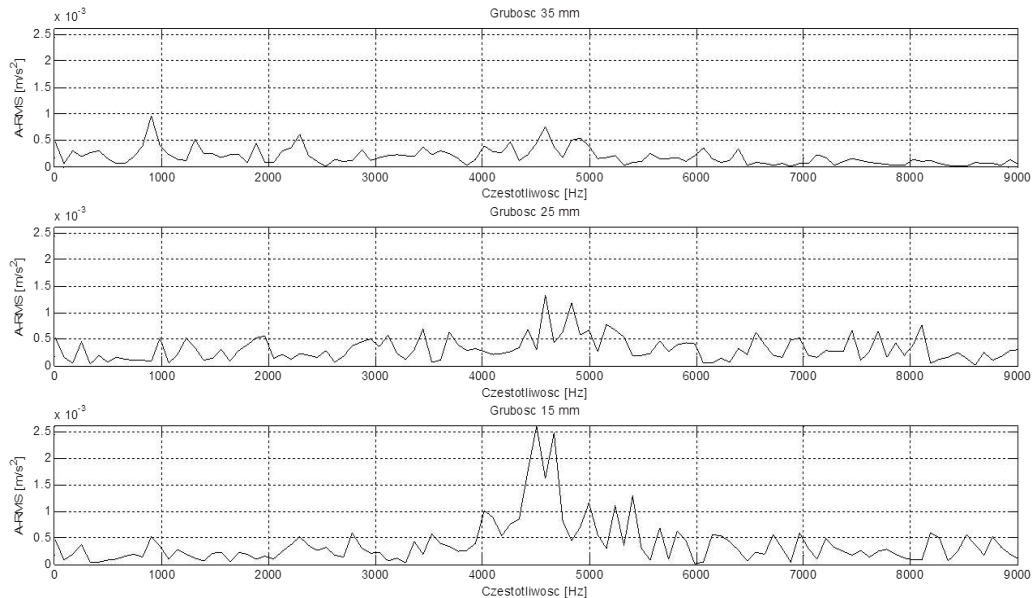
Błąd w % odwzorowania regresyjnych modeli liniowych w oszacowaniu rzeczywistej grubości okładzin

Miary punktowe	Pomiar drgań w kierunku $Y_2$		
	Dla okładziny cierniej o grubości $G_1=35$ mm	Dla okładziny cierniej $G_2=25$ mm	Dla okładziny cierniej o grubości $G_3=15$ mm
$A_{RMS}$	0,72	1,88	1,47
$A_{AVERAGE}$	0,67	1,73	1,38
$A_{SQUARE}$	0,64	1,67	0,83
$A_{PEAK}$	0,37	0,99	0,89

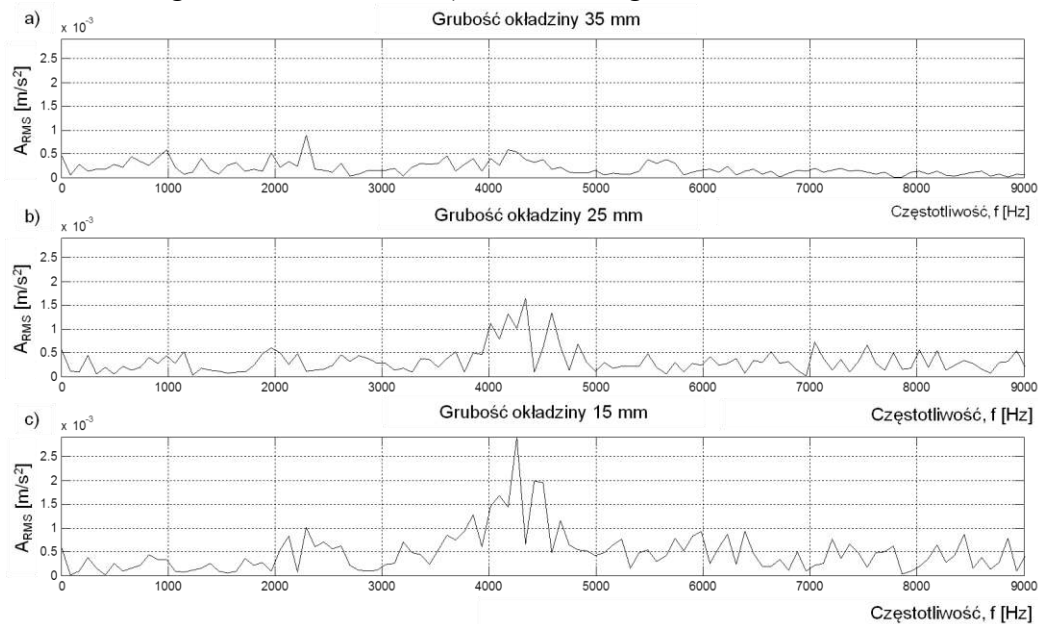
Analiza wyników badań w dziedzinie amplitud wykazała, że wybrane miary punktowe umożliwiają diagnozowanie zużycia okładzin ciernych hamulca tarczowego w czasie hamowania ze stałą mocą  $P=45$ kW. Dynamika zmian dla wartości skutecznej przyspieszeń drgań dla okładzin  $G_1$ ,  $G_2$  i  $G_3$  mieści się w przedziale 5-7 dB dla kierunku pomiaru drgań  $Y_1$  raz 6-10 dB dla kierunku  $Y_2$ .

#### 4. Analiza wyników w dziedzinie częstotliwości

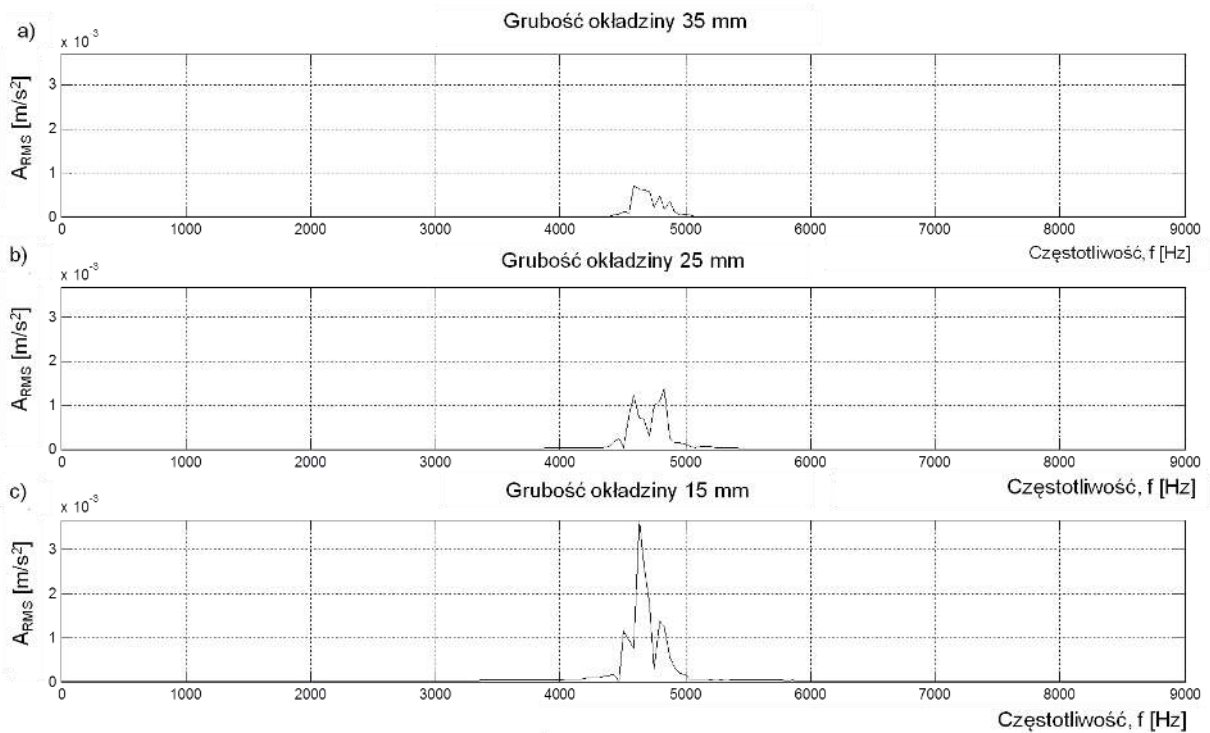
Celem analizy widmowej sygnałów drgań było wyznaczenie pasm częstotliwości związanych ze zmianą grubości okładziny w czasie pracy układu hamulcowego. Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono przykładowe widma amplitudowe przyspieszeń drgań dla trzech analizowanych grubości okładzin ciernych dla hamowania ze stałą mocą (hamowanie z prędkością  $v=80$  km/h). Natomiast na rysunku 10 i 11 przedstawiono widma amplitudowe z zastosowaniem filtra pasmowego. Pasma częstotliwości poddane analizie to 4600-4800Hz, ponieważ dla tego pasma występuje zależność amplitudy ( $A_{RMS}$ ) przyspieszeń drgań od grubości okładzin ciernych.



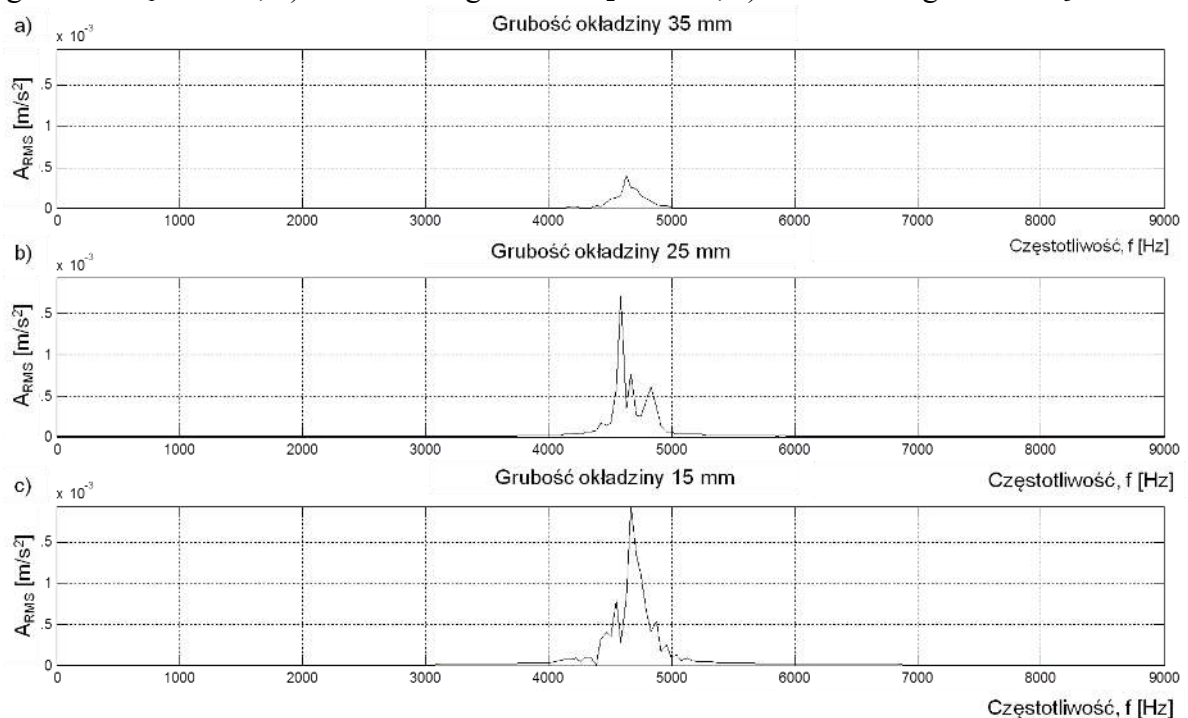
Rys. 8. Zależność amplitudy przyspieszeń drgań od częstotliwości dla różnych grubości okładziny dla kierunku pomiaru drgań  $Y_1$ : a) okładzina o grubości  $G_1=35$ mm, b) okładzina o grubości  $G_2=25$ mm, c) okładzina o grubości  $G_3=15$ mm



Rys. 9. Zależność amplitudy przyspieszeń drgań od częstotliwości dla różnych grubości okładziny dla kierunku pomiaru drgań  $Y_2$ : a) okładzina o grubości  $G_1=35$ mm, b) okładzina o grubości  $G_2=25$ mm, c) okładzina o grubości  $G_3=15$ mm



Rys. 10. Zależność amplitudy przyspieszeń drgań od częstotliwości z filtrem pasmowym 4600-4800 Hz dla różnych grubości okładziny dla kierunku pomiaru drgań  $Y_1$ : a) okładzina o grubości  $G_1=35\text{mm}$ , b) okładzina o grubości  $G_2=25\text{mm}$ , c) okładzina o grubości  $G_3=15\text{mm}$



Rys. 11. Zależność amplitudy przyspieszeń drgań od częstotliwości z filtrem pasmowym 4600-4800 Hz dla różnych grubości okładziny dla kierunku pomiaru drgań  $Y_2$ : a) okładzina o grubości  $G_1=35\text{mm}$ , b) okładzina o grubości  $G_2=25\text{mm}$ , c) okładzina o grubości  $G_3=15\text{mm}$

W tabeli 3 przedstawiono zakres częstotliwości, w których obserwuje się zależność wartości amplitudy przyspieszeń drgań od zużycia okładzin. Dodatkowo przedstawiono

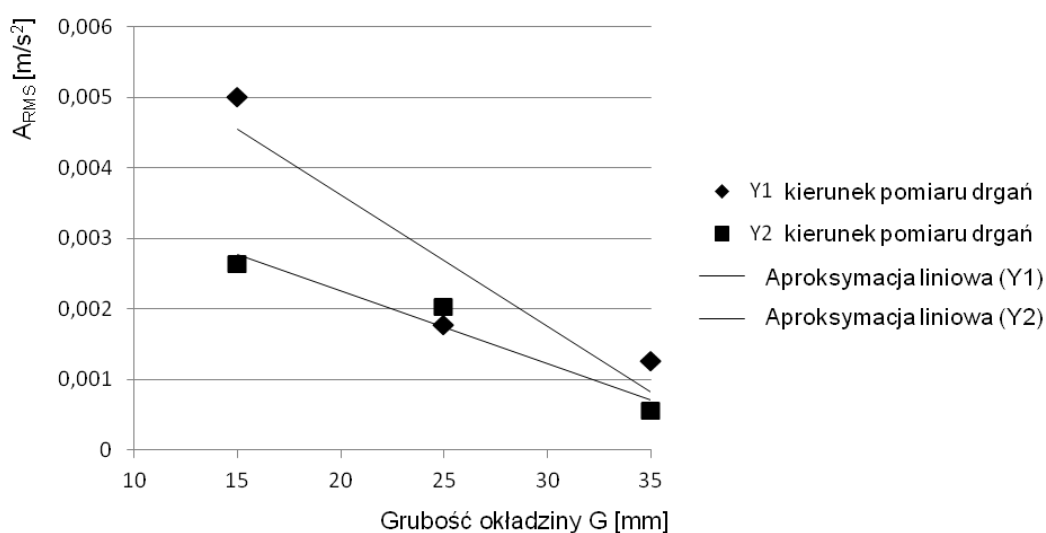


dynamikę zmian zgodnie z zależnością (6) badanego parametru diagnostycznego dla danego pasma częstotliwości oraz wartości współczynników korelacji dla liniowej zależności wartości amplitudy przyspieszeń drgań od badanych grubości okładzin ciernych.

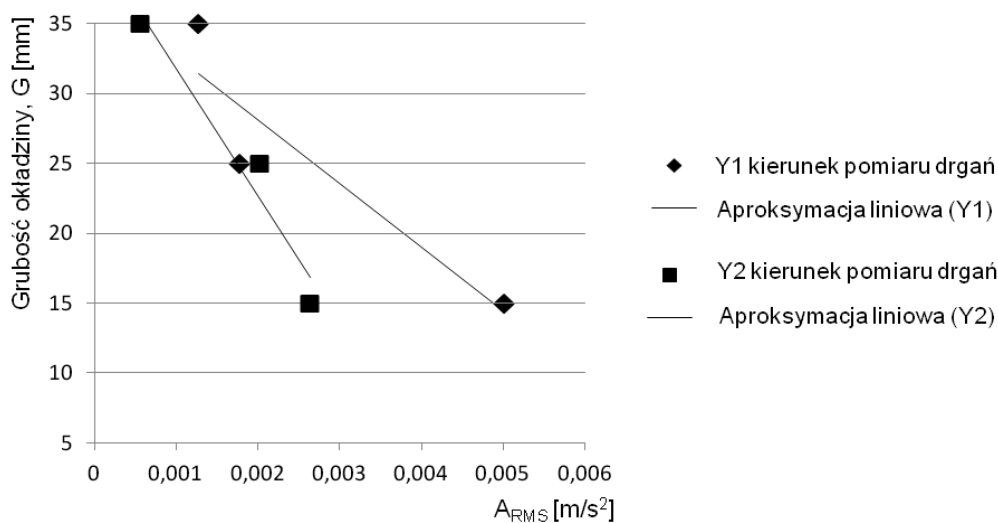
Tabela 3

Zestawienie wyników analizy widmowej sygnałów przyspieszeń drgań obsad hamulcowych z okładzinami ciernymi

Pomiar drgań w kierunku $Y_1$						
Częstotliwość Hz	RMS z pasma częstotliwości $m/s^2$			Dynamika zmian dB		Współczynnik korelacji
	Grubość okładziny 35mm	Grubość okładziny 25mm	Grubość okładziny 15mm	Dla okładzin o grubości 35 mm i 25 mm	Dla okładzin o grubości 35 mm i 15 mm	
4600-4800	$1,27 \cdot 10^{-3}$	$1,77 \cdot 10^{-3}$	$5,00 \cdot 10^{-3}$	2,92	11,92	0,922
Pomiar drgań w kierunku $Y_2$						
4600-4800	$0,56 \cdot 10^{-3}$	$2,02 \cdot 10^{-3}$	$2,63 \cdot 10^{-3}$	2,29	13,38	0,973



Rys. 12. Zależność wartości skutecznej przyspieszeń drgań  $A_{RMS}$  od grubości okładzin ciernych przy hamowaniu ze stałą mocą przy prędkości  $v=80\text{km/h}$



Rys. 13. Zależność grubości okładzin ciernych od wartości skutecznej przyspieszeń drgań wyznaczonej z pasma częstotliwości 4600-4800Hz

Natomiast na rysunku 12 przedstawiono graficzną zależność wartości skutecznej przyspieszeń drgań od grubości okładzin ciernych dla rozpatrywanego pasma częstotliwości.

Na rysunku 13 przedstawiono zależności grubości okładzin ciernych hamulca tarczowego  $G$  od wartości skutecznej przyspieszeń drgań  $A_{RMS}$  dla rozpatrywanego pasma częstotliwości tj. 4600-4800 Hz. Dla obu kierunków pomiarów drgań (tj. dla obsady z okładziną cierną połączonej z dźwignią z obudową cylindra hamulcowego oraz dla obsady połączonej z dźwignią z tłoczyskiem siłownika hamulcowego) dokonano aproksymacji funkcją liniową zależności grubości okładziny od wartości skutecznej przyspieszeń drgań (zależność (11) i (12)).

$$G = -4546,8 \cdot A_{RMS (Y1, 4600-4800)} + 37,201 \quad R^2 = 0,85 \quad (11)$$

$$G = -9150 \cdot A_{RMS (Y2, 4600-4800)} + 40,924 \quad R^2 = 0,95 \quad (12)$$

gdzie:

- $G$  – grubość okładziny cierniej [mm],
- $A_{RMS}$  – Wartość skuteczna RMS z pasma częstotliwości 4600-4800Hz [ $m/s^2$ ].

Niedokładność odwzorowania liniowych modeli regresyjnych dla analizy w dziedzinie częstotliwości przyspieszeń drgań generowanych przez okładziny cierne opisanych zależnościami (11-12) przedstawia tabela 4.

Tabela 4

Błąd w % odwzorowania regresyjnych modeli liniowych w oszacowaniu rzeczywistej grubości okładzin

Pomiar drgań w kierunku $Y_1$			
Częstotliwość Hz	Dla okładziny cierniej o grubości $G_1=35$ mm	Dla okładziny cierniej $G_2=25$ mm	Dla okładziny cierniej o grubości $G_3=15$ mm
4600-4800	11,3	16,5	3,9
Pomiar drgań w kierunku $Y_2$			
4600-4800	2,2	11,5	12,2

Analiza wyników badań w dziedzinie częstotliwości wykazała, że dla analizowanego pasma częstotliwości 4600-4800Hz możliwe jest diagnozowanie zużycia okładzin ciernych bazując na wyznaczonej z tego pasma wartości skutecznej przyspieszeń drgań w czasie hamowania ze stałą mocą (w czasie zjazdu pociągu z ustaloną prędkością). Dynamika zmian wartości skutecznej przyspieszeń drgań dla okładzin  $G_1$ ,  $G_2$  i  $G_3$  mieści się, w przedziale 2-13 dB.

#### 4. Wnioski

Stanowiskowe badania diagnostyczne w Instytucie Pojazdów Szynowych TABOT w Poznaniu wykazały, że możliwe jest diagnozowanie zużycia okładzin ciernych hamulca tarczowego dokonując analizy wartości chwilowych przyspieszeń drgań obsad z okładzinami w dziedzinie amplitud. Badania przeprowadzono na tym samym mechanizmie dźwigniowym jaki występuje w obecnie eksploatowanych wagonach pasażerskich. Do celów diagnostyki zużycia okładzin, należy zastosować wartość skuteczną  $A_{RMS}$ , wartość średnią  $A_{AVERAGE}$ , wartość pierwiastkową  $A_{SQUARE}$  lub wartość szczytową  $A_{PEAK}$ . Z miar bezwymiarowych (współczynników miar punktowych) jedynie zadowalające wyniki uzyskuje się wykorzystując współczynnik szczytu obliczany z zależność wartości szczytowej do wartości skutecznej. Analiza sygnałów przyspieszeń drgań wykazała, że największą dynamikę zmian rozpatrywanego parametru diagnostycznego wynikającą ze zmiany stanu uzyskuje się dla pierwszego okresu hamowania (czas hamowania do 20 sekund). W tym okresie uzyskuje się

najwyższą wartość parametru dla okładziny zużytej do grubości 15 mm oraz najniższą wartość dla okładziny nowej (dotartej) o grubości 35 mm. Dalsze okresy hamowania powyżej 20 sekund powodują, że dynamika zmian maleje.

Zmiany w wartości miar punktowych przyspieszeń drgań w zależności od zużycia okładzin ciernych hamulca są widoczne niezależnie od zamocowania przetwornika drgań na obsadzie hamulcowej od strony tłoczyska lub od strony obudowy cylindra hamulcowego oraz niezależnie od typu tarczy hamulcowej.

Dla analizy w dziedzinie amplitud dynamika zmian wynosi 6-10 dB dla tarczy typu 590. Wykorzystując rozpatrywane wartości miar punktowych przyspieszeń drgań, możliwe jest wykorzystanie modeli diagnostycznych do wyznaczenia zużycia okładzin ciernych. Maksymalny błąd w szacowaniu grubości okładziny cierniej dla rozpatrywanych trzech grubości okładzin nie przekracza 2% dla analizowanej tarczy hamulcowej.

Badania pomiaru przyspieszeń drgań obsad hamulcowych w dziedzinie częstotliwości również wykazały, że możliwe jest znalezienie pasma częstotliwości, w których obserwuje się zależność wartości skutecznej przyspieszeń drgań  $A_{RMS}$  (równanie (3)) od różnych grubości okładzin w rozpatrywanym zakresie prędkości podczas zjazdu pociągu z włączonymi hamulcami. Zależność wartości skutecznej przyspieszeń drgań od zużycia okładzin ciernych występuje dla pasma częstotliwości 4600-4800 Hz. Jest to pasmo pozwalające na diagnozowanie zużycia okładzin ciernych zarówno w czasie hamowania na tarczy typu 590 z mocą  $P=45$  kW oraz na tarczy typu 640 przy hamowaniu ze stałą mocą  $P=55$  kW.

Zarówno analiza drgań w dziedzinie amplitud jak i częstotliwości pozwala na ocenę stanu elementów ciernych. Analiza częstotliwościowa pozwala uzyskać większą dynamikę zmian względem analizy amplitudowej. Jednak w obu przypadkach jest ona powyżej 6 dB dla okładziny zużytej do grubości 15 mm. Jednak analiza w dziedzinie amplitud z zastosowaniem miar punktowych jest prostszą aplikacją względem analizy częstotliwościowej ponieważ uśrednia cały przebieg procesu hamowania do jednej wartości.

Analizując obecne urządzenia do diagnostyki elementów ciernych hamulca tarczowego, metoda wibroakustyczna pozwala w sposób ciągły oceniać stan okładzin ciernych względem czujników zużycia, które sygnalizują jedynie osiągnięcie dopuszczalnego zużycia okładzin wynoszącego około 2-3 mm. Zastosowanie przetworników drgań na obsadach hamulcowych pozwoli na diagnostykę zużycia okładzin ciernych w całym procesie użytkowania. Wówczas odczytane wartości zużycia okładzin w czasie przeglądów międzypociągowych lub z pulpitu pojazdu pozwolą na podjęcie decyzji o dalszym wykorzystaniu pojazdu szczególnie w komunikacji międzynarodowej, gdzie wymiana okładzin przy granicznym ich zużyciu będzie niemożliwa lub bardzo czasochłonna.

W dalszych pracach planuje się sprawdzić opracowaną metodę oceny zużycia okładzin ciernych na tarczach zużytych (w czasie badań zastosowano nowe tarcze hamulcowe) w celu wyeliminowania wpływu stanu pierścieni ciernych na wynik diagnozy z zastosowanie regresyjnych drganiowych modeli diagnostycznych.

Należy jednak podkreślić, że diagnostyka wibroakustyczna bazująca na analizach w dziedzinie amplitud oraz częstotliwości jest szeroko stosowana w diagnostyce silników spalinowych [7, 20], węzłów łożyskowych maszyn wirnikowych [8] oraz w przemyśle motoryzacyjnym. W wielu przypadkach przetworniki drgań wbudowane są bezpośrednio w urządzenie z wyprowadzeniem przewodu sygnałowego do komputera centralnego. Dodatkowo w diagnostyce urządzeń technicznych analizy typu FFT rozszerzane są o analizy czasowo-częstotliwościowe [19].

Projekt jest finansowany ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju, program LIDER V, umowa Nr LIDER/022/359/L-5/13/NCBR/2014

## References

1. Baranowski P, Damaziak K, Małachowski J. Brake system studies using numerical methods. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2013; 15 (4): 337-342.
2. Betancourt S.J, Cruz A, Toro: Friction and wear in sliding contact of cast iron against phenolic resin composites reinforced with carbonaceous fibres from plantain fibre bundles; *Lubrication Science* 2013, 25: 163–172.
3. Brüel&Kjær. Product data. Piezoelectric Accelerometer Miniature Triaxial Delta Tron Accelerometer – Type 4504A. BP 1451-13 04/06: 2.
4. Collignon M, Regheere G, Cristol A.L, Desplanques Y, Balloy D. Braking performance and influence of microstructure of advanced cast irons for heavy goods vehicle brake discs; *Journal of Engineering Tribology*; 227(8) 930–940; 2013.
5. Cempel C. Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT Warszawa 1982.
6. Gill A, Kadziński A. The determination procedure of the onset of the object wear-out period based on monitoring of the empirical failure intensity function. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2015; 17 (2): 282–287.
7. Glowacz A. Recognition of Acoustic Signals of Loaded Synchronous Motor Using FFT, MSAF-5 and LSVM. *Archives of Acoustics* 2015, 40 (2): 197-203.
8. Glowacz A. Diagnostics of DC and Induction Motors Based on the Analysis of Acoustic Signals. *Measurement Science Review* 2014, 14 (5): 257-262.
9. Gryboś R. Drgania maszyn. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009: 214.
10. Hoguet T. Testy hamulców w firmie Bosch. *Brüel & Kjær Magazine*, 2007, nr 2: 22-24.
11. Kamiński Z, Kulikowski K. Determination of the functional and service characteristics of the pneumatic system of an agricultural tractor with mechanical brakes using simulation methods. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2015; 17 (3): 355–364.
12. Kinkaid N.M, O'Reilly O. M, Papadopoulos P. Automotive disc brake squeal. *Journal of sound and vibration* 267 (2003) 105-166. Department of Mechanical Engineering, University of California, Berkeley, USA.
13. Kodeks UIC 541-3. Hamulec-Hamulec tarczowy i jego zastosowanie. Warunki dopuszczenia okładzin hamulcowych. Wydanie 6, listopad 2006.
14. Meierhofer A, Hardwick C, Lewis R, Six K, Dietmaier P. Third body layer-experimental results and a model describing its influence on the traction coefficient. *Wear* 314 (2014) 148-154.



15. Niziński S, Michalski R. Diagnostyka obiektów technicznych. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom, 2002.
16. North M,R. Disc brake squeal—a theoretical model. Technical Report 1972/5, Motor Industry Research Association, Warwickshire, England, 1972.
17. Rudolph M, Popp K. Brake squeal, in: K. Popp (Ed.), Detection, Utilization and Avoidance of Nonlinear Dynamical Effects in Engineering Applications: Final Report of a Joint Research Project Sponsored by the German Federal Ministry of Education and Research, Shaker, Aachen, 2001: 197–225.
18. Sawczuk W, Szymański M,G. Application of selected time and amplitude characteristics of vibration Signac to diagnose railway disc brake. Modern Electric Traction – Vehicles: 129-141.
19. Szymański G.M, Josko M, Tomaszewski F, Filipiak R. Application of time-frequency analysis to the evaluation of the condition of car suspension. Mechanical Systems and Signal Processing 58-59 (2015) 298–307.
20. Szymański G.M, Tomaszewski F. Diagnostic of automatic compensators of valve clearance in combustion engine with the use of vibration signal. Mechanical Systems and Signal Processing 68-69 (2016) 479–490.
21. Ścieszka S.F. Hamulce cierne. Zagadnienia materiałowe, konstrukcyjne i tribologiczne. Wydawnictwo Gliwice-Radom 1998: 15.