

Rafał BURDZIK

IMPLEMENTATION OF MULTIDIMENSIONAL IDENTIFICATION OF SIGNAL CHARACTERISTICS IN THE ANALYSIS OF VIBRATION PROPERTIES OF AN AUTOMOTIVE VEHICLE'S FLOOR PANEL

IMPLEMENTACJA WIELOWYMIAROWEJ IDENTYFIKACJI CHARAKTERYSTYCZNYCH CECH SYGNAŁU W ANALIZIE WŁASNOŚCI DRGANIOWYCH PANELU PODŁOGOWEGO POJAZDU SAMOCHODOWEGO*

The article provides a proposal of software application of a method and an algorithm developed to identify signal characteristics in the analysis of vibration properties of an automotive vehicle's floor panel. Due to the complexity resulting from nonlinear and random nature of vibration phenomena in automotive vehicles, the analysis in question is multidimensional. The property table being established consists of numerous measures and estimators, both dimensional and dimensionless ones, in the domains of amplitudes, time, frequency and time-frequency. The foregoing enables observation and separation of signal components in multiple domains, but it also makes it possible to define signal measures depending on stationary and non-stationary characteristics as well as accurate time positioning of resonant frequencies. Multicriterial approach to identification of vibration enables determining the table of vibration properties measures of floor panel. The table is numerical form of characteristics properties of the vibration signal.

Keywords: vibration signal processing, wavelet transform, FFT.

W artykule przedstawiono programową aplikację opracowanej metody i algorytmu matematycznego identyfikacji charakterystycznych cech sygnału w analizie własności drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego. Z uwagi na złożoność, wynikającą z nieliniowości i losowości, zjawisk drganiowych w pojazdach samochodowych analiza ma charakter wielowymiarowy. Wyznaczana tabela właściwości składa się z wielu miar i estymatorów wymiarowych i bezwymiarowych w dziedzinach amplitud, czasu, częstotliwości i czasowo-częstotliwości. Pozwala to na obserwację i separację składowych sygnału w wielu dziedzinach. Umożliwia definiowanie miar sygnału w zależności od cech stacjonarności i niestacjonarności oraz precyzyjną lokalizację czasową częstotliwości rezonansowych. Wielokryterialne podejście do identyfikacji drgań umożliwia wyznaczenie zbioru właściwości drganiowych panelu podłogowego, który jest numerycznym odzwierciedleniem charakterystycznych cech sygnału drgań.

Słowa kluczowe: analiza sygnałów drganiowych, transformata falkowa, FFT

1. Introduction

The vehicle vibration are results from many kind of dynamic interactions. The proper identification of the vibration is very difficult research and scientific problem. It requires good knowledge fundamental and correct measurement tools and signal processing. An automotive vehicle, being a complex mechanical system, includes a set of specific free vibrations frequencies depending on the direction of the oscillatory wave propagation. From the most general perspective of vibration phenomena that one may consider, what matters most is the free vibration frequency bands for both sprung and unsprung masses, arranged in a vertical direction. Various publications mention different ranges for these resonant bands. The free vibration frequency of an automotive vehicle's sprung masses is assumed to be contained within the range from 1 to 2.5 [Hz]. Such dynamics of vibration phenomena does not essentially exert any negative effects on passengers, since it corresponds to man's natural frequency of making steps. Vibrations of the frequency below 1 [Hz] cause effects similar to seasickness in people, whereas those of the frequency exceeding 2.5 [Hz] bring prompt weariness and pain. The first resonant frequency for a man in a sitting position comes to ca. 4–6 [Hz] depending on individual body build features [14]. Input functions with the frequency of 3–4 [Hz]

trigger strong vibrations in the abdominal cavity organs. The amplitude maximisation of the effects caused by these vibrations occurs at the frequency of 5–8 [Hz]. Close to these frequencies are those causing resonance in a human chest (i.e. 7–8 [Hz]). Organs of the head resonate in the band of 20–30 [Hz], whereas eyeballs at 60–90 [Hz]. However, it is the nervous as well as the cardiovascular system that are the most sensitive to the whole organism vibrations. The responses of these systems and their respective organs manifest themselves in their functions being disturbed, in poor physical and mental state, and even in certain forms of damage on higher amplitudes of effects and long exposure times. Some interesting investigation on influence of chosen driving parameters on vibration comfort according to Human-Vehicle-Road (HVR) model and vibration exposure metric described in the ISO 2631 have been presented in [18]. In a wide variety of transport environments the vibration transmitted through seats is associated with discomfort [14]. Seats can either reduce vibration discomfort or increase vibration discomfort [29]. The paper [29] presents results of the study on determine how factors, as age, gender, physical characteristics, backrest contact, and magnitude of vibration affect seat transmissibility. The paper presents analysis of the vibration registered on vehicle floor panel in location when it penetrate to the human organism via feet. Based on empirical studies, resonant

(*) Tekst artykułu w polskiej wersji językowej dostępny w elektronicznym wydaniu kwartalnika na stronie www.ein.org.pl

phenomena at higher frequencies, even exceeding 5 [Hz], have been identified, namely those which may cause considerable discomfort. In terms of unsprung masses, free vibration frequencies assume values within a range from several to more than a dozen hertz (i.e. 8–18 [Hz]). While an automotive vehicle is moving, free vibrations of sprung and unsprung masses occur simultaneously and overlap. Designers of automotive vehicles in mass production strive to limit the vibrations of sprung masses, trying to maintain sufficient rigidity of the suspension system at the same time, so that suitable steerability is ensured [1, 3, 4, 6, 7, 11, 16, 19, 22, 30]. Consequently, material properties and metallurgical technologies applied in the automotive industry are gradually growing in importance [2, 12, 13, 17, 23, 31] with the many analysis on influence of some parameters on physical and chemical properties [9, 10, 15].

As the results of observing and acquisition of vibration phenomena are received signals of displacement, velocity or acceleration of vibration. A vibration signal is a carrier of information on the state, the changes or the process to which the given physical or technical system is subject [24, 33]. Vibroacoustic signals are characterised by the largest information carrying capacity and they enable observation of changes occurring in a broad frequency band.

Numerous measuring problems may be considered on a general level of a signal, perceiving the signal as an entirety in the course of observation. They may be examined in the domains of amplitudes, time and frequency [8]. As far as random vibration phenomena are concerned, the signals recorded are of non-stationary nature which requires that the signal distribution is observed in the domains of time and frequency simultaneously. However there are some methods, for example as conjugate-pair decomposition (CPD) for signal decomposition, dynamics characterization, and nonlinearity identification in the time domain only [26]. The paper [25] presents novel time–frequency signal processing methodology based on Hilbert–Huang transform (HHT) and a new conjugate-pair decomposition (CPD) dedicated for characterization of nonlinear normal modes and parametric identification of nonlinear multiple-degree-of-freedom dynamical systems.

A signal is represented in the domain of frequency by application of the discrete Fourier transform. In the sphere of signal processing, it is mainly used to transform the $y(t)$ function, being continuous in the domain of time, into the $Y(f)$ function, continuous in the domain of frequency. The discrete Fourier transform is based on an assumption that every signal may be obtained by adding sinusoid properties with appropriate phases and amplitudes. Therefore, a result of the discrete Fourier transform may be interpreted as a set of properties of the signal being examined in the function of frequency of component sinusoids [20]. The fast Fourier transform (FFT) is more frequently applied in practice, since it is a computational algorithm of the discrete Fourier transform as well as of an inverse transform, making use of the sine function symmetry.

In the field of technical diagnostics, time implementations of physical quantities may be perceived as a sum of two components: the determined and the random one. It is assumed that the determined component carries information on the wear of the given device being examined, whereas the random one is a measure of noises and interferences. The only data relevant from the technical diagnostics' perspective are those contained in the determined component, and the data must necessarily be separated [21, 27, 28, 30, 32]. One of the mathematical instruments enabling separation of non-stationary signal components is a wavelet transformation which consists in distinguishing a part of the $f(t)$ signal being similar to a present template, i.e. the part which corresponds to the determined component. The template role is performed by basic wavelet $\psi(t)$. The wavelet functions as a transformation kernel. A single wavelet is used in the given transformation, however, due to modification of scale coefficient a and modification coefficient b ,

it forms what is referred to as a *wavelet family*. A continuous wavelet transform in the domain of time and frequency is defined as follows:

$$\tilde{s}_{\Psi}(a,b) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \Psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (1)$$

gdzie:

- a – scale coefficient,
- b – modification coefficient,
- $s(t)$ – value of the signal examined in the function of time,
- $\tilde{s}_{\Psi}(a,b)$ – wavelet coefficient dependent on a and b ,
- ψ – wavelet function,
- $\Psi((t-b)/a)$ – transformation kernel.

The value of wavelet coefficient $\tilde{s}_{\Psi}(a,b)$ established by means of the above formula is generally understood as a measure of similarity between the signal examined and the chosen wavelet [20].

Furthermore, due to dimensional estimates' sensitivity to the stationary nature of operating conditions, in the process of identification of signal characteristics, besides dimensional estimates, one applies quotients of these measures being dimensionless amplitude discriminants. They are obtained by dividing moments of various ranks by one another.

3. Method of multidimensional identification of vibration signal characteristics of an automotive vehicle's floor panel – WSA WIBROCAR

For the sake of identification of signal characteristics in the analysis of vibration properties of an automotive vehicle's floor panel, a complex mathematical algorithm was developed to be subsequently implemented in the MatLab environment, and a user interface was created named WIBROCAR. The programme developed was given the name of WSA, and it was then extended with several modules dedicated to analysis, monitoring and diagnostics of selected vehicle systems and structural assemblies. Procedure of testing is starting by vehicle data and research parameters entry (Fig. 1).

Fig. 1. First window of WSA program

The implementation of the WSA program was assumed the utilitarian of the software. For this purpose it is very important to communicate to the user with clear orders and information reports. The work in the WSA should be close to intuitive. Some examples of the communication windows have been depicted in Figure 2.

Due to the complexity resulting from nonlinear and random nature of vibration phenomena in automotive vehicles, the analysis in ques-

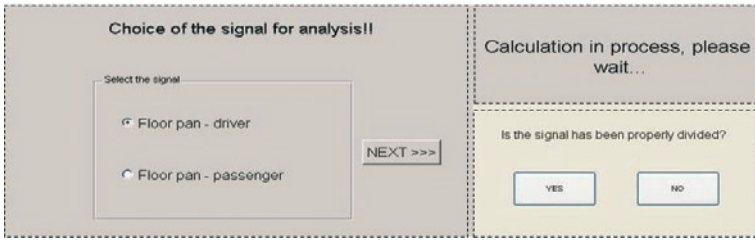


Fig. 2. User – WSA program communication windows

tion is multidimensional. The property table being established consists of numerous measures and estimators, both dimensional and dimensionless ones, in the domains of amplitudes, time, frequency and time-frequency. In order to accurately identify signal characteristics, one needs appropriate analytical methods depending on the stationary and non-stationary nature of the signal. An automatic algorithm was developed for positioning of stationary and non-stationary signal cycles. For this purpose identification of next cycles of forced machine working there were next phases of vibration inductor working identification measure formulated. The markers of next cycles of forced machine working measures based on STFT (Short Time Fourier Transform) transformation were used. The main reason of choosing this transformation was short realization time. There was 21-22 Hz frequency band cut out from STFT spectrum for analysis. Based on time function of cut off frequency band identifying algorithm of end of stand run up and start of stand coasting time coordinates was created. Elaborated algorithm is based on comparing next value of analysed frequency band (“analysis of edge”) around set parameters. Locating of end of stand run up and start of stand coasting enables to divide signal on three time windows. First window for fragment of signal growing according to constant frequency increase of the forced system. Second window for signal with constant frequency and the third one for coasting stand – decrease of signal amplitudes according to constant frequency decrease of the forced system. This method and algorithm has been depicted in Figure below.

An example of such a division has been provided in Fig. 4. It is the very first step towards identification of signal characteristics using dedicated methods in the analysis of stationary and non-stationary signals.

For the purposes of analysis of the stationary signal part, an algorithm based on FFT was developed. The signal characteristics are then identified by amplitude based correlation of successive signal harmonics which have been accurately separated from non-stationary signal components. Results of this algorithm have been depicted in Figure 5. Preliminary tests of a car’s floor panel proved various sensitivities to deviation of vibration damping parameters of successive harmonics from a constant input function.

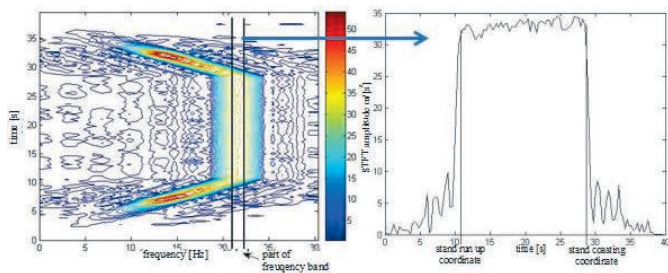


Fig. 3. Calculation and analysis of time function of STFT coefficients for identification of stationary and non-stationary parts of the signal

In order to analyse predominant components of resonant frequencies of sprung and unsprung masses, a transformation algorithm was developed for the non-stationary signals recorded during a rundown of the vibration forcing station and once it was completely shut down. Finally, for the purposes of identification of the signal characteristics, a vehicle free vibration suppression window was chosen, where the vibrations of a system subject to free suppression were recorded. It enabled the system’s free vibration frequency bands to be accurately observed and defined. The window used to analyse and define the range

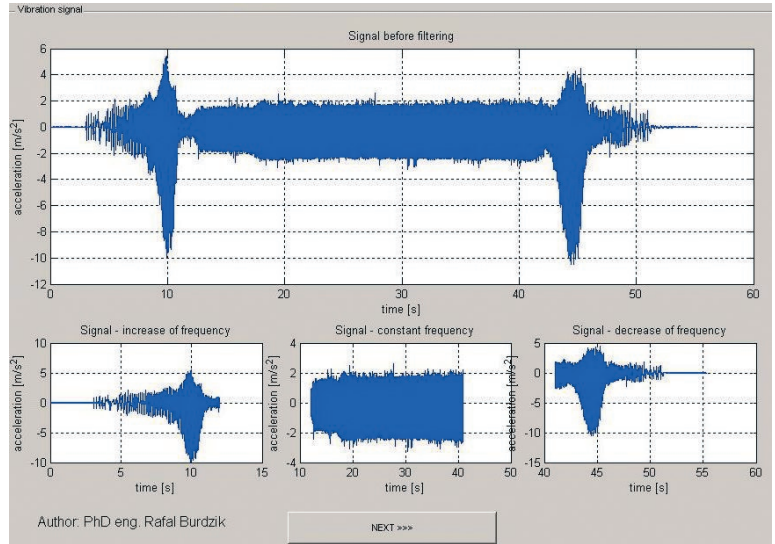


Fig. 4. Vibration of the floor panel - automatic algorithm for positioning of stationary and non-stationary signal cycles

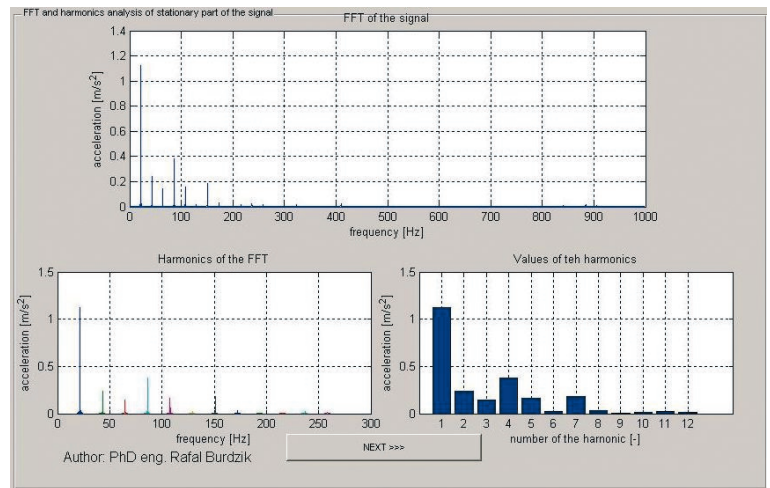


Fig. 5. Results of the FFT analysis for the stationary signal portion

of resonant frequency bands for sprung and unsprung masses has been provided in Fig. 6. The wavelet based time and frequency distribution of a signal enables accurate definition of resonant windows.

75-element matrices of measures of signal characteristics were used as a multi-parameter measure of signal characteristics for an automotive vehicle’s floor panel. They were established as estimators based on averaged time and frequency courses of resonant windows for sprung and unsprung masses (Fig. 7).

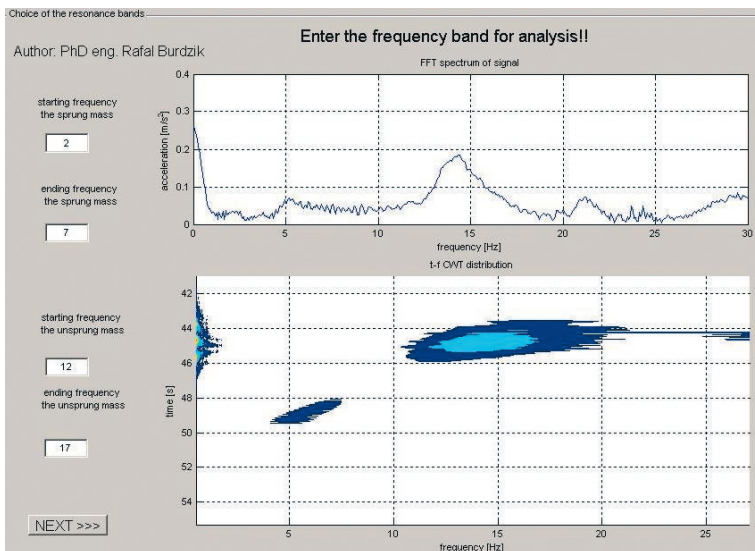


Fig. 6. Identification of resonance frequency bands – non-stationary signal portion

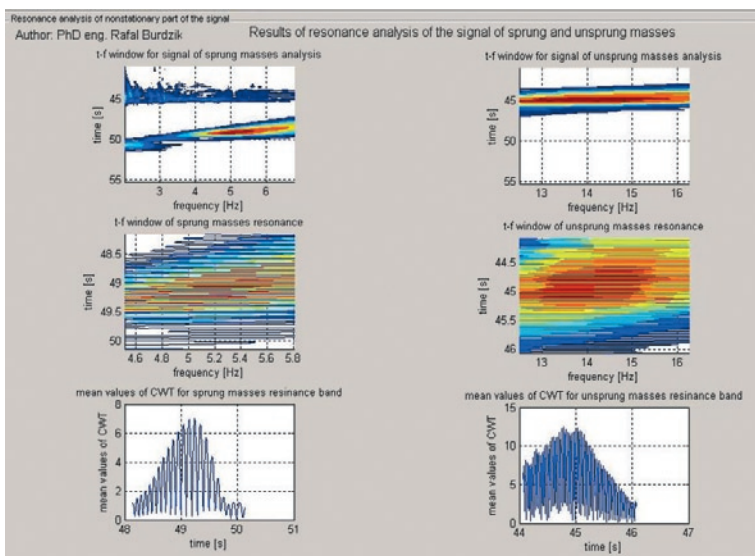


Fig. 7. Time and frequency resonance windows and averaged courses of resonance for sprung and unsprung masses

4. Table of properties of floor panel vibration

The method of multidimensional identification of vibration signal characteristics, described in previous chapter, allows to determine table of properties of an automotive vehicle’s floor panel. The complicated vibration phenomena and random character of excitation forces acting on car vehicle determine to use many estimators to define vibration occurring in the car. The described method enables determining

Table 1. Global estimators of time realization of vibration

Global estimators (amplitude, time) – resonance window					
max	skewness	kurtosis	play factor	root amplitude	standard deviation
2,951	-2,533	14,072	-30,490	0,004	1,157
shape factor	P2P	peak factor	impulsivity factor	RMS	momentum 1
-10,206	5,663	4,229	-43,166	1,339	0,000
correlaction	variance	covariance	median		
1,000	1,339	1,339	0,002		

measures of signal distribution in time, frequency and time-frequency in terms of stationary and non-stationary parts of the signal.

The tables below contain a collation of the chosen estimators of vibration characteristics of an automotive vehicle’s floor panel featuring built-in shock absorbers filled with working medium in 50%. These measures form 75-element table of measures of signal characteristics. From the time realization of acceleration of vibration registered during slowing of excitation, when the mechanical system goes by resonance frequencies bands of sprung and unsprung masses of the vehicle the 16 global estimators have been determined (tab. 1).

Based on the preliminary experimental research it was specified that stationary part of the vibration signal, during excitation force with constant frequency, is sensitive on changes of technical condition of car suspension. Thus for the vibration properties table were added estimators calculated on spectrum of vibration as 12th next harmonics values. The values of those estimators for the same case study (shock absorbers filled with working medium in 50%) have been presented in Table 2.

Some extra “control” estimators of identification of resonance occurring in time and frequency domains for sprung and unsprung masses of vehicle have been added to the table (tab. 3). The values can change for different technical parameters of the suspension system (masses, stiffness).

For the precise time-frequency characteristics of the resonance windows, according to the methodology described in chapter 3, the estimators of CWT (Continuous Wavelet Transform) have been determined. Time and value of the exposure on resonance vibration have been determined separately for sprung and unsprung masses. The tables below contain a collation of the chosen estimators of vibration determined from resonance distribution of CWT. Those estimators have been added to the table of properties of floor panel vibration.

Based on the previous research some extra estimators have been proposed to the table of properties of floor panel vibration. The relative (total) estimators of CWT distribution between resonances of sprung and unsprung masses have been presented in Table 6. Those are the measurements of representation of the relation of vibration characteristics of sprung and unsprung masses. Those estimators have been defined as below.

C_w – half of the sum of maximum values of amplitude of CWT of unsprung masses resonances (unsprung resonance P2P – scope range measurement:)]

Table 2. Spectrum of the vibration estimators (stationary signal)

FFT estimators					
1 th harm.	2 nd harm.	3 rd harm.	4 th harm.	5 th harm.	6 th harm.
1,121	0,242	0,142	0,378	0,159	0,019
7 th harm.	8 th harm.	9 th harm.	10 th harm.	11 th harm.	12 th harm.
0,186	0,034	0,007	0,017	0,027	0,016

Table 3. Estimators of resonances location

Estimators of value and location of the resonances					
sprung masses			unsprung masses		
max value	time	frequency	max value	time	frequency
7,511	49,142	5,078	13,909	45,072	13,542

Table 4. Collation of estimators of sprung masses resonance distribution of CWT

Estimators of resonance distribution of CWT – sprung masses window					
max	skewness	kurtosis	play factor	root amplitude	standard deviation
6,995	0,800	2,437	1,642	1,483	1,900
shape factor	P2P	peak factor	impulsivity factor	RMS	momentum 1
1,479	3,457	0,960	1,420	3,601	0,000
correlation	variance	covariance	median	integral of average CWT	mean/max
1,000	3,610	3,610	1,703	4,883	0,698

Table 5. Collation of estimators of unsprung masses resonance distribution of CWT

Estimators of resonance distribution of CWT – unsprung masses window					
max	skewness	kurtosis	play factor	root amplitude	standard deviation
12,512	0,246	1,938	0,726	7,591	3,357
shape factor	P2P	peak factor	impulsivity factor	RMS	momentum 1
2,040	6,160	0,548	1,118	11,239	0,000
correlation	variance	covariance	median	integral of average CWT	mean/max
1,000	11,267	11,267	5,283	11,048	0,883

Table 6. Relative dimensionless estimators of the relation of CWT vibration characteristics of sprung and unsprung masses

Dimensionless relative estimators (CWT)				
C_w	L	E_{sr}	E_{max}	E_w
6,352	0,726	7,946	19,507	4,910

$$C_w = \frac{Wz_{max} + Wz_{min}}{2} \quad (2)$$

where:

Wz_{max} – maximum value of the average of CWT distribution for the unsprung masses resonance window,

Wz_{min} – minimum value of the average of CWT distribution for the unsprung masses resonance window.

L – play factor of average of CWT distribution for the unsprung masses resonance window:

L – play factor of average of CWT distribution for the unsprung masses resonance window:

$$L = \frac{\bar{w}}{\left(\frac{1}{n} \sum |w_i| \right)^2} \quad (3)$$

where:

w_i – average of CWT distribution for the unsprung masses resonance window,

n – number of samples of CWT distribution average values.

E_{sr} – sum of the average of CWT distribution for the sprung and unsprung masses resonance windows:

$$E_{sr} = Wz_{sr} + Wn_{sr} \quad (4)$$

where:

Wz_{sr} – mean value of CWT distribution for the unsprung masses resonance window,

Wn_{sr} – mean value of CWT distribution for the sprung masses resonance window.

E_{max} – sum of maximum values of the average of CWT distribution for the sprung and unsprung masses resonance windows:

$$E_{max} = Wz_{max} + Wn_{max} \quad (5)$$

where:

Wz_{max} – maximum value of average of CWT distribution for the unsprung masses resonance window,

Wn_{max} – maximum value of average of CWT distribution for the sprung masses resonance window.

E_w – concentration coefficient of the average of CWT distribution for the resonance windows:

$$E_w = \frac{E_{\max}}{\frac{E_{sr}}{2}} \quad (6)$$

For the conclusion it can be stated that the table of properties of floor panel vibration is collected from estimators determined from time realization of the vibration, spectrum and time-frequency distribution of the vibration. Exemplary structure of those table have been presented in Table 7. It represents the vibration estimators calculated on the results of the research of the real object, as passenger car with shock absorbers filled with 50% of fluid volume. The colour of the next values represents the estimators presented in tables 1–6.

Table 7. Table of properties of floor panel vibration

2,951	0,002	5,078	0,000	0,548
-2,533	1,121	13,909	1,000	1,118
14,072	0,242	45,072	3,610	11,239
-30,490	0,142	13,542	3,610	0,000
0,004	0,378	6,995	1,703	1,000
1,157	0,159	0,800	4,883	11,267
-10,206	0,019	2,437	0,698	11,267
5,663	0,186	1,642	12,512	5,283
4,229	0,034	1,483	0,246	11,048
-43,166	0,007	1,900	1,938	0,883
1,339	0,017	1,479	0,726	6,352
0,000	0,027	3,457	7,591	0,726
1,000	0,016	0,960	3,357	7,946
1,339	7,511	1,420	2,040	19,507
1,339	49,142	3,601	6,160	4,910

The proper conclusion based on the such large data collection is very difficult. Thus the paper [5,7] presents some application of neural networks as classifier or input module for the control system of vibration absorbing elements in vehicle structure. The scheme of the conception of those system have been presented in the Figure below.

5. Conclusion

Analysis and evaluation of the vibration phenomena in car vehicles are very difficult and it requires using of proper methods and mathematics algorithms. The number of physics and chemical phenomena occurring during working of many systems of vehicles which are affecting on propagation of energy in different forms [9, 10, 15].

References

1. Belgacem W, Berry A, Masson P. Active vibration control on a quarter-car for cancellation of road noise disturbance. *Journal of Sound and Vibration* 2012; 331: 3240–3254.
2. Blacha L, Burdzik R, Smalcerz A, Matuła T. Effects of pressure on the kinetics of manganese evaporation from the Ot4 Alloy. *Archives of Metallurgy and Materials* 2013; 58(1): 197-201.
3. Borowiec M, Hunicz J, Sen A, Litak G, Koszalka G, Niewczas A. Vibration of a vehicle excited by real road profiles, *Forschung im Ingenieurwesen* 2010; 74: 99–109.
4. Burdzik R, Gardulski J. Frequency analysis decimation vibration signals of passenger car's suspensions. *Transport Problems* 2007; 2(1): 23-29.
5. Burdzik R, Peruń G, Warczek J. Possibilities of using vibration signals for the identification of pressure level in tires with application of neural networks classification. *Key Engineering Materials* 2014; 588: 223-231 (Online available since 2013/Oct/11 at www.scientific.net)
6. Burdzik R. Material vibration propagation in floor pan. *Archives of Materials Science and Engineering* 2013; 59(1): 22-27.
7. Burdzik R. Monitoring system of vibration propagation in vehicles and method of analysing vibration modes. J. Mikulski (Ed.): *TST 2012*, Springer, Heidelberg, CCIS 2012; 329: 406-413.

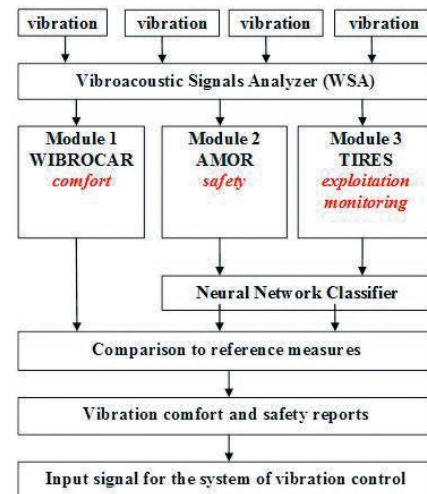


Fig. 8. Scheme of the modular conception of the monitoring and control system of vibration comfort and safety of the passenger car

Thus research on this kind of phenomena has to be conduct and the results and developed methods should be analysed for different parameters of mechanical systems working. The paper presents method verified for different exploitation parameters of the vehicle.

The method proposed and described in the article for multidimensional identification of signal characteristics in the analysis of vibration properties of an automotive vehicle's floor panel enables observation and separation of signal components in various domains. It also makes it possible to define signal measures depending on stationary and non-stationary characteristics as well as accurate time positioning of resonant frequencies. Further conclusions and assessments may rely on selected measures having the properties of state symptoms or may be achieved by means of neural algorithms to function as input databases for a neural network. The measures applied in the table of signal characteristics determine a range of properties such a dynamics, amplification, scattering, concentration, attenuation, stability etc.

The described software implementation of those method has the utilitarian character. WSA program is provided in friendly user interface. The results as table of properties of floor panel vibration could be adopted as mapping input signal to system of monitoring and control of vibration.

8. Chaari F, Bartelmus W, Zimroz R, Fakhfakh T, Haddar M. Gearbox vibration signal amplitude and frequency modulation. *Shock and Vibration* 2012; 19(4): 635-652.
9. Dzida M, Jęzak S, Sumara J, Żarska M, Góralski P. High pressure physicochemical properties of biodiesel components used for spray characteristics in diesel injection systems. *Fuel* 2013; 111: 165-171.
10. Dzida M, Prusakiewicz P. The effect of temperature and pressure on the physicochemical properties of petroleum diesel oil and biodiesel fuel. *Fuel* 2008; 87: 1941-1948.
11. Engel ZW, Kowalski P. Investigation of the influence of simultaneous vibroacoustic exposures on the operator. *Journal of the Theoretical and Applied Mechanics* 2008; 46(4): 799-811.
12. Fołęga P, Siwiec G. Numerical analysis of selected materials for flexsplines. *Archives of Metallurgy and Materials* 2012; 57(1): 185-191.
13. Fornalczyk A, Saternus M. Platinum recovery from used auto catalytic converters in electrorefining process. *Metalurgija* 2012; 52(2): 219-222.
14. Griffin M.J. *Handbook of Human Vibration*. Academic Press Ltd, New York, 1990.
15. Kaźmierczak-Bałata A, Bodzenta J, Wokulska K, Kucytowski J, Szperlich P, Łukasiewicz T, Hofman B. Analysis of influence of Yb concentration on thermal, elastic, optical and lattice parameters in YAG single crystal. *Journal of Alloys and Compounds* 2009; 473: 245-249.
16. Korzeb J, Nader M, Rózowicz J. Review and estimation of traffic generated vibration developed in proximity of Warsaw subway line. *12th International Congress on Sound and Vibration 2005*: 5048-5055.
17. Kusiński J, Kac S, Kopia A, Radziszewska A, Rozmus-Górnikowska M, Major B, Major L, Marczak J, Lisiecki A. Laser modification of the materials surface layer - a review paper. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences* 2012; 60(4): 711-728.
18. Kuznetsov A, Mammadov M, Sultan I., Hajilarov E. Optimization of a quarter-car suspension model coupled with the driver biomechanical effects. *Journal of Sound and Vibration* 2011; 330: 2937-2946.
19. Lozia Z. Truck front wheels and axle beam vibrations. *5th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies (VSDIA 96)*. Budapest, Hungary 11-13 of November, 1996.
20. Lyons R.: *Wprowadzenie do cyfrowego przekształcania sygnałów*. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2006.
21. Michalski R, Wierzbicki S. An analysis of degradation of vehicles in operation. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2008; 1(37): 30-32.
22. Nader M. Influence of mechanical vibration on the human body in the means of transport and its modeling. *Archives of Transport – Archiwum Transportu* 2000; 12(2): 33-53.
23. Oleksiak B., Blacha-Grzechnik A., Siwiec G. Application of the flotation process in the silver recovery from the wastes generated during the silvery semi-products manufacturing. *Metalurgija* 2012; 51(3): 298-300.
24. Oltean M, Picheral J, Lahalle E, Hamdan H, Griffaton J. Compression methods for mechanical vibration signals: Application to the plane engines. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2013; 41: 313-327.
25. Pai PF. Time-frequency characterization of nonlinear normal modes and challenges in nonlinearity identification of dynamical systems. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2011; 25: 2358-2374.
26. Pai P, Nguyen B, Sundaresan M. Nonlinearity identification by time-domain only signal processing. *International Journal of Non-Linear Mechanics* 2013; 54: 85-98.
27. Radkowski S, Gimiński R. Prognosis of gear fatigue crack using vibroacoustic signal. *Acta Acustica united with Acustica* 2010; 96: 81.
28. Radkowski S, Smalko Z, Pietak A, Woropay M. Use of bispectral analysis in condition monitoring of machinery. *Structural Health Monitoring* 2006: 627-634.
29. Toward M., Griffin M.J. The transmission of vertical vibration through seats: Influence of the characteristics of the human body. *Journal of Sound and Vibration* 2011; 330: 6526-6543.
30. Uhl T, Chudzikiewicz A, Karpiński J. Dynamic problems in rail vehicle design. *Archives of Transport – Archiwum Transportu* 2000; 12(1): 57-71.
31. Węgrzyn T, Wieszała R. Significant alloy elements in welded steel structures of car body. *Archives of Materials and Metallurgy* 2012; 57(1): 45-52.
32. Wilk A, Madej H, Figlus T. Analysis of the possibility to reduce vibroactivity of the gearbox housing. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2011: 42-49.
33. Zimroz R, Urbanek J, Barszcz T, Bartelmus W, Milioz F, Martin N. Measurement of instantaneous shaft speed by advanced vibration signal processing – application to wind turbine gearbox. *Metrology and Measurement Systems* 2011; 18(4): 701-711.

Rafał BURDZIK

Faculty of Transport

Silesian University of Technology

ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, Poland

E-mail: rafal.burdzik@polsl.pl

Dr inż. Rafał Burdzik

Faculty of Transport
Silesian University of Technology
Kraślińskiego str. 8, 40-019 Katowice, Poland
E-mail: rafal.burdzik@polsl.pl, tel. +48 32 603 4166

Implementacja wielowymiarowej identyfikacji charakterystycznych cech sygnalu w analizie własności drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego

Słowa kluczowe: *analiza sygnałów drganiowych, transformata falkowa, FFT*

Streszczenie: W artykule przedstawiono programową aplikację opracowanej metody i algorytmu matematycznego identyfikacji charakterystycznych cech sygnalu w analizie własności drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego. Z uwagi na złożoność, wynikającą z nieliniowości i losowości, zjawisk drganiowych w pojazdach samochodowych analiza ma charakter wielowymiarowy. Wyznaczana tabela właściwości składa się z wielu miar i estymatorów wymiarowych i bezwymiarowych w dziedzinach amplitud, czasu, częstotliwości i czasowo-częstotliwości. Pozwala to na obserwację i separację składowych sygnalu w wielu dziedzinach. Umożliwia definiowanie miar sygnalu w zależności od cech stacjonarności i niestacjonarności oraz precyzyjną lokalizację czasową częstotliwości rezonansowych. Wielokryterialne podejście do identyfikacji drgań umożliwia wyznaczenie zbioru właściwości drganiowych panelu podłogowego, który jest numerycznym odzwierciedleniem charakterystycznych cech sygnalu drgań.

1. Wprowadzenie

Drgania pojazdu są wynikiem wielu oddziaływań dynamicznych o różnym charakterze. Ich poprawna identyfikacja jest zagadnieniem trudnym i wymaga dużej wiedzy oraz odpowiednich narzędzi do pomiaru i przetwarzania sygnałów. Pojazd samochodowy, jako złożony układ mechaniczny, posiada zbiór określonych częstotliwości drgań własnych w zależności od kierunku propagacji fali drganiowej. W najbardziej ogólnym przypadku rozpatrywania zjawisk drganiowych wiodące znaczenie mają pasma częstotliwości drgań własnych mas resorowanych i nieresorowanych w kierunku pionowym. Źródła literaturowe podają różne zakresy tych pasm rezonansowych. Częstotliwość drgań swobodnych mas resorowanych pojazdu samochodowego przyjmuje się z przedziału 1 – 2,5 [Hz]. Zasadniczo taka dynamika zjawisk drganiowych nie wywołują negatywnych skutków u pasażerów, gdyż odpowiada naturalnej dla człowieka częstotliwości stawiania kroków. Drgania o częstotliwości poniżej 1 [Hz] wywołują u człowieka efekty zbliżone do choroby morskiej, natomiast drgania o częstotliwości przekraczającej 2,5 [Hz] wywołują szybkie zmęczenie oraz ból. Pierwsza częstotliwość rezonansowa dla człowieka przebywającego w pozycji siedzącej wynosi około 4-6 [Hz], w zależności od indywidualnej budowy człowieka [14]. Wymuszenia o częstotliwości 3-4 [Hz] pobudzają do silnych drgań narządy jamy brzusznej. Maksymalizacja amplitudowa oddziaływania tych drgań występuje przy częstotliwości 5-8 [Hz]. W bliskim sąsiedztwie tych częstotliwości występuje rezonans klatki piersiowej 7-8 [Hz]. Rezonans narządów głowy występuje w paśmie 20-30 [Hz], zaś gałek ocznych 60-90

[Hz]. Największą wrażliwością na drgania całego organizmu ludzkiego charakteryzują się układ nerwowy i układ krążenia. Reakcje ze strony tych układów i odpowiednich narządów objawiają się zaburzeniami ich pracy, złym samopoczuciem psychicznym oraz fizycznym, a nawet uszkodzeniem przy wyższych amplitudach oddziaływań i długich czasach ekspozycji. Interesujące wyniki badań wpływu wybranych parametrów poruszającego się pojazdu na komfort drganiowy, wyznaczany jako miary określone w ISO 2631 i w oparciu o model Człowiek-Pojazd-Droga, zostały przedstawione w [18]. W szeroko rozumianym środowisku transportu analiza komfortu drganiowego odniesiona jest do drgań na fotelach [14]. W zależności od konstrukcji i stanu siedziska mogą one powodować zmniejszenie lub zwiększenie poczucia dyskomfortu [29]. W artykule [29] przedstawiono wyniki badań nad wpływem czynników, takich jak: wiek, płeć, kondycja psycho-fizyczna, zapięcie pasów i wielkość oddziaływań dynamicznych na przenoszenie drgań na człowieka za pośrednictwem siedziska. W poniższym artykule przedstawiono natomiast analizy sygnałów drganiowych rejestrowanych na podłodze pojazdu w miejscach wnikania do organizmu za pośrednictwem stóp. Na podstawie badań empirycznych identyfikowano zjawiska rezonansowe występujące w wyższych pasmach częstotliwościowych, nawet powyżej 5 [Hz], co może powodować znaczne poczucie dyskomfortu. W przypadku mas nieresorowanych częstotliwości drgań własnych zawierają się w przedziale od kilku do kilkunastu herców (8-18 [Hz]). Podczas ruchu pojazdu samochodowego drgania własne mas resorowanych i nieresorowanych występują równolegle i nakładają się na siebie. Konstruktorzy seryjnie produkowanych pojazdów samochodowych dążą do ograniczenia drgań mas resorowanych przy jednoczesnym zachowaniu wystarczającej do zapewnienia odpowiedniej kierowności pojazdu twardości zawieszenia [1,3,4,6,7,11,16,19,22,30]. Coraz większego znaczenia nabierają właściwości materiałowe i technologie metalurgiczne w przemyśle samochodowym [2,12,13,17,23,31] poparte wnikliwą analizą wpływu wybranych parametrów na własności fizykochemiczne [9,10,15].

2. Identyfikacja charakterystycznych cech sygnałów drganiowych

Wynikiem obserwacji i rejestracji zjawisk drganiowych są sygnały przemieszczeń, prędkości lub przyspieszeń drgań. Sygnał drganiowy jest nośnikiem informacji o stanie, zmianach lub procesie, jakiemu podlega rozpatrywany układ fizyczny lub system techniczny [24,33]. Sygnały wibroakustyczne posiadają największą pojemność informacyjną i umożliwiają obserwację zmian w szerokim paśmie częstotliwości. Wiele zagadnień pomiarowych można rozważać na poziomie ogólnym sygnału, traktując sygnał, jako całość w czasie obserwacji. Można je rozpatrywać w dziedzinach: amplitud, czasu i częstotliwości [8]. W przypadku zjawisk drganiowych o charakterze losowym rejestrowane sygnały będą miały charakter niestacjonarny, który wymaga obserwacji rozkładu sygnału jednocześnie w dziedzinach czasu i częstotliwości. Rozwijane są jednak nowatorskie metody, jak np. dekompozycja sprzężonych par (CPD) stosowane do rozkładu charakterystycznych składowych sygnałów i identyfikacji nieliniowości sygnału na podstawie przebiegów czasowych [26]. W artykule [25] przedstawiono nowatorską metodę czasowo-częstotliwościowej analizy sygnałów bazującą na transformacji Hilberta–Huanga (HHT) i dekompozycji sprzężonych par (CPD) dedykowaną do charakterystyki nieliniowości i identyfikacji parametrycznej nieliniowych układów dynamicznych o wielu stopniach swobody.

Reprezentację sygnału w dziedzinie częstotliwości uzyskuje się stosując dyskretne przekształcenie Fourier'a. W dziedzinie przetwarzania sygnałów przekształcenie to używane jest przede wszystkim do transformacji funkcji $y(t)$, ciągłej w dziedzinie czasu, w funkcję $Y(f)$, ciągłą w dziedzinie częstotliwości. Dyskretne przekształcenie Fourier'a zakłada, że

każdy sygnał może być otrzymany przez dodanie właściwych sinusoid z odpowiednimi fazami i amplitudami. Wynik dyskretnego przekształcenia Fourier'a można zatem zinterpretować jako zbiór wartości badanego sygnału w funkcji częstotliwości sinusoid składowych [20]. W praktyce częściej stosuje się szybką transformację Fourier'a (FFT), jako algorytm obliczeniowy dyskretnego przekształcenia Fourier'a oraz przekształcenia do niego odwrotnego, wykorzystujący symetrię funkcji sinus.

W diagnostyce technicznej realizacji czasowe wielkości fizycznych można postrzegać jako sumę dwóch składowych: zdeterminowanej i losowej. Zakłada się, że składowa zdeterminowana niesie ze sobą informacje dotyczące zużycia badanego urządzenia, natomiast składowa losowa jest miarą szumów i zakłóceń. Z punktu widzenia diagnostyki technicznej istotne są tylko dane zawarte w składowej zdeterminowanej, dlatego też konieczne jest przeprowadzenie separacji danych [21,27,28,30,32]. Jednym z narzędzi matematycznych pozwalającym na dokonane separowanie składowych sygnałów niestacjonarnych jest przekształcenie falkowe, które polega na wydzieleniu z sygnału $f(t)$ części podobnej do zadanego wzorca, czyli części odzwierciedlającej składową zdeterminowaną. Rolę wzorca pełni falka podstawowa $\psi(t)$. Falka ta pełni także rolę jądra przekształcenia. W danym przekształceniu wykorzystuje się jedną falkę, jednakże pod wpływem modyfikacji współczynnika skali a i współczynnika przesunięcia b tworzy ona tak zwaną „rodzinę falek”. Ciągła transformata falkowa w dziedzinie czasu i częstotliwości definiowana jest następującą funkcją:

$$\tilde{s}_\psi(a,b) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \Psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (1)$$

gdzie:

a – współczynnik skali,

b – współczynnik przesunięcia,

$s(t)$ – wartość badanego sygnału w funkcji czasu,

$\tilde{s}_\psi(a,b)$ – współczynnik falkowy zależny od a i b ,

ψ – funkcja falkowa,

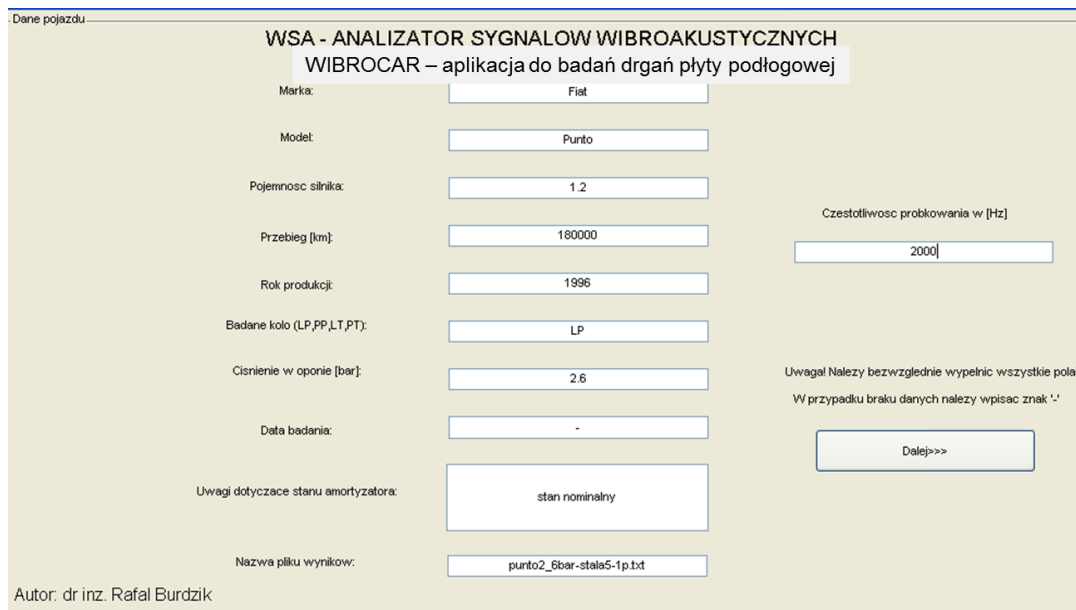
$\Psi((t-b)/a)$ – jądro przekształcenia.

Wartość współczynnika falkowego $\tilde{s}_\psi(a,b)$ wyznaczanego za pomocą przedstawionego wyżej wzoru jest ogólnie rozumianą miarą podobieństwa między badanym sygnałem a wybraną falką [20].

Ponadto z uwagi na wrażliwość na stacjonarność warunków pracy estymat wymiarowych w procesie identyfikacji charakterystycznych cech sygnałów oprócz estymat wymiarowych stosuje się ilorazy tych miar, będące bezwymiarowymi dyskryminantami amplitudowymi. Uzyskuje się je poprzez dzielenie momentów różnych rzędów przez siebie.

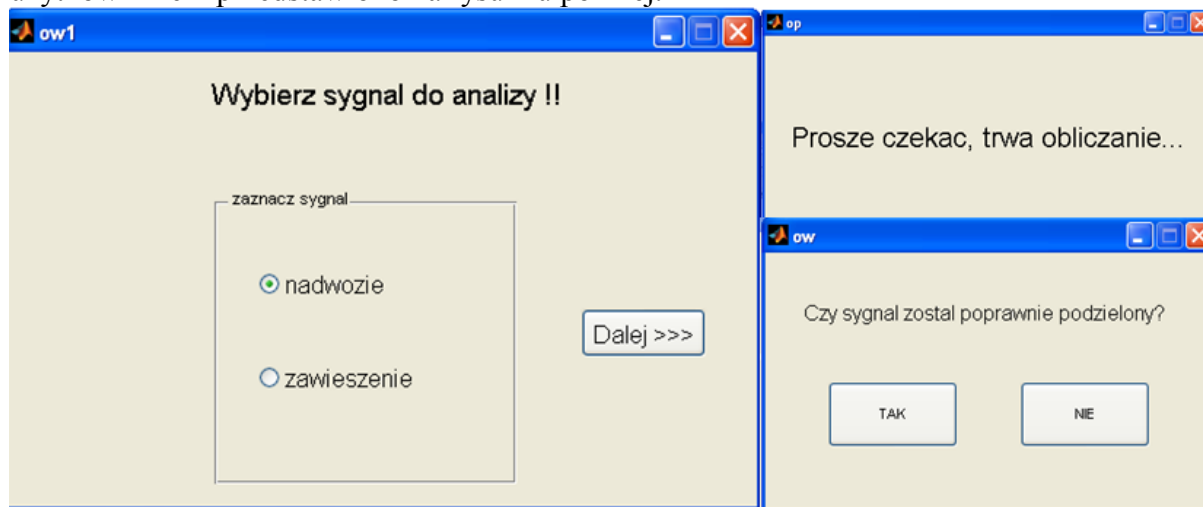
3. Metoda wielowymiarowej identyfikacja charakterystycznych cech sygnałów drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego – WSA WIBROCAR

W celu identyfikacji charakterystycznych cech sygnału w analizie własności drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego opracowano złożony algorytm matematyczny, który został zaimplementowany w środowisku MatLab i stworzony interfejs programowy o nazwie WIBROCAR. Opracowany program nazwano WSA (Analizator Sygnałów Wibroakustycznych) i jest on rozbudowany o kilka modułów dedykowanych do analizy, monitorowania i diagnozowania wybranych układów i elementów konstrukcji pojazdu. Procedura badawcza rozpoczyna się od wprowadzenia niezbędnych danych pojazdu i parametrów badania (rys. 1).



Rys. 1. Okno programu WSA

Z uwagi na utylitarny charakter implementacji opracowanego programu, jednym z głównych założeń była jednoznaczna komunikacja z użytkownikiem. Ma to na celu intuicyjne prowadzenie użytkownika podczas obsługi programu. Przykłady okien komunikacji z użytkownikiem przedstawiono na rysunku poniżej.

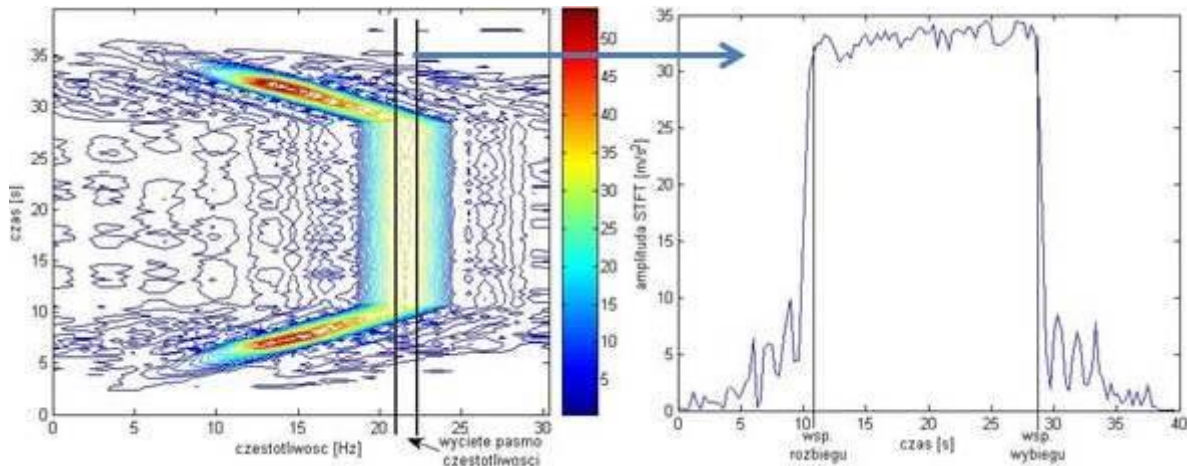


Rys. 2. Okna komunikacji z użytkownikiem programu WSA

Z uwagi na złożoność, wynikającą z nieliniowości i losowości, zjawisk drganiowych w pojazdach samochodowych analiza ma charakter wielowymiarowy. Wyznaczana tabela właściwości składa się z wielu miar i estymatorów wymiarowych i bezwymiarowych w dziedzinach amplitud, czasu, częstotliwości i czasowo-częstotliwości.

Precyzyjna identyfikacja charakterystycznych cech sygnału wymaga stosowania odpowiednich metod analizy w zależności od stacjonarności i niestacjonarności sygnału. Opracowano algorytm automatycznej lokalizacji stacjonarnych i niestacjonarnych cykli sygnału. W tym celu identyfikowano kolejne cykle pracy urządzenia wymuszającego. Opracowano miarę kolejnych faz pracy wzbudnika drgań. Jako znacznik czasu kolejnych cykli pracy wykorzystano miary, oparte na przekształceniu STFT. Głównym powodem wyboru do tego celu tej transformacji był szybki czas jej realizacji. Z widma STFT analizie poddano pasmo częstotliwości 21-22 Hz i na podstawie jego przebiegu czasowego

opracowano algorytm wyszukujący współrzędne czasowe końca rozbiegu, oraz początku wybiegu. Lokalizacja cykli pracy polega na porównaniu przebiegu kolejnych wartości analizowanego pasma częstotliwości („analiza zbrocza”) z zadanymi parametrami [5]. Zlokalizowanie końca rozbiegu i początku wybiegu pozwala podzielić sygnał na trzy okna czasowe. W pierwszym oknie sygnał narastający zgodnie ze stałym przyrostem częstotliwości wymuszenia, w drugim stała częstotliwość wymuszenia i trzecie okno to wybieg urządzenia, podczas którego amplitudy sygnału maleją zgodnie ze stałym spadkiem częstotliwości wymuszenia. Wyznaczanie wycinka częstotliwości i analiza przebiegów współczynników STFT zostały zobrazowane na rysunku 3.

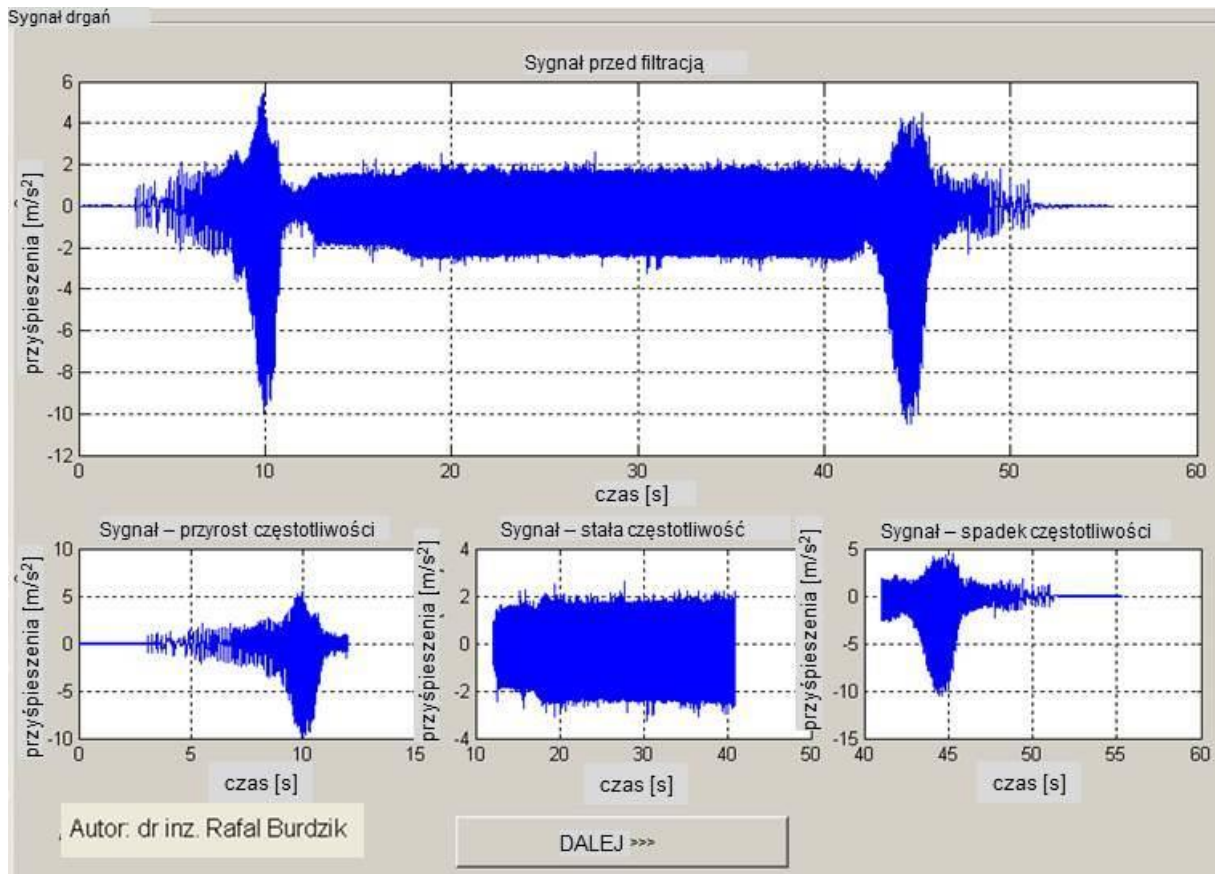


Rys. 3. Wyznaczanie i analiza przebiegów współczynników STFT do celów identyfikacji stacjonarności i niestacjonarności sygnałów

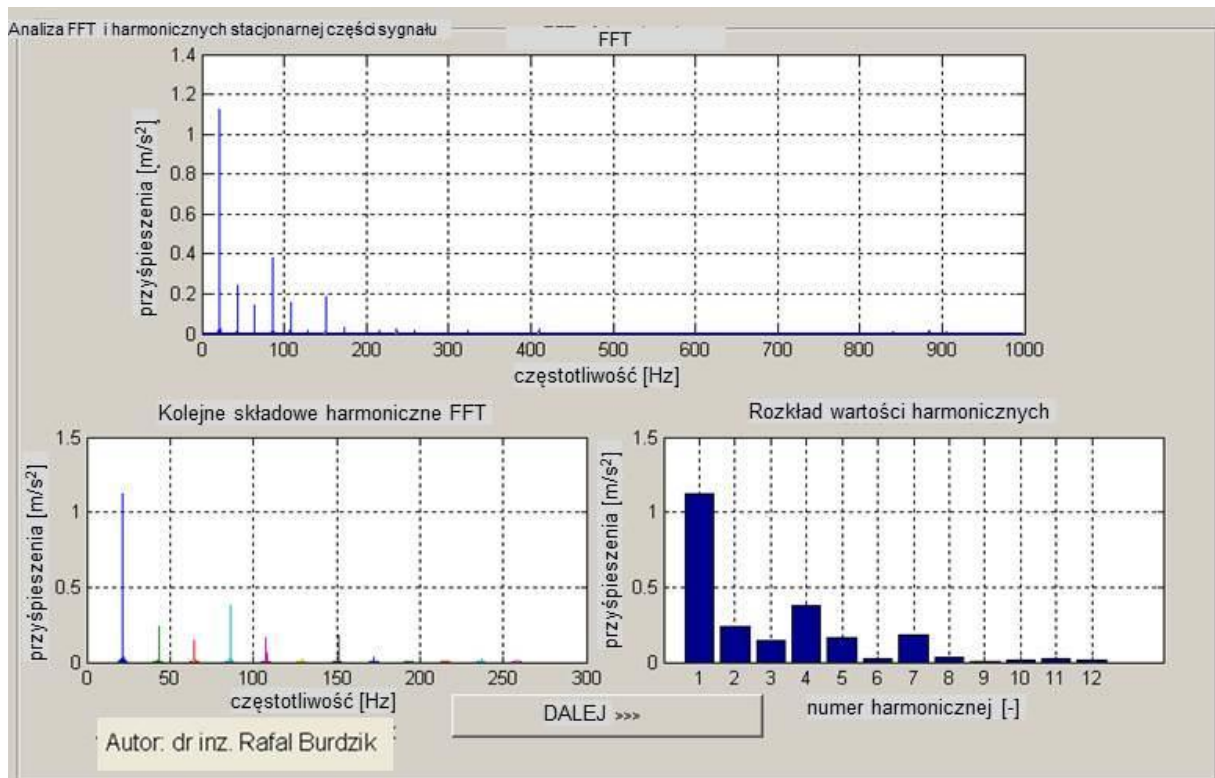
Przykład sygnału drgań płyty podłogowej z oknami podziału na części stacjonarne i niestacjonarne przedstawiono na rys. 4. Jest to pierwszy krok w identyfikacji cech sygnału za pomocą metod dedykowanych w analizie sygnałów stacjonarnych i niestacjonarnych.

Do analizy stacjonarnej części sygnału opracowano algorytm bazujący na FFT. Identyfikacja cech sygnału realizowana jest poprzez zestawienie amplitudowe kolejnych harmonicznych sygnału, które zostały precyzyjnie odseparowane od niestacjonarnych składowych sygnału. Wyniki tego algorytmu przedstawiono na rysunku 5. Wstępne badania drgań płyty podłogowej samochodu wykazały różne wrażliwości na zmiany parametrów tłumienia drgań kolejnych harmonicznych od stałego wymuszenia.

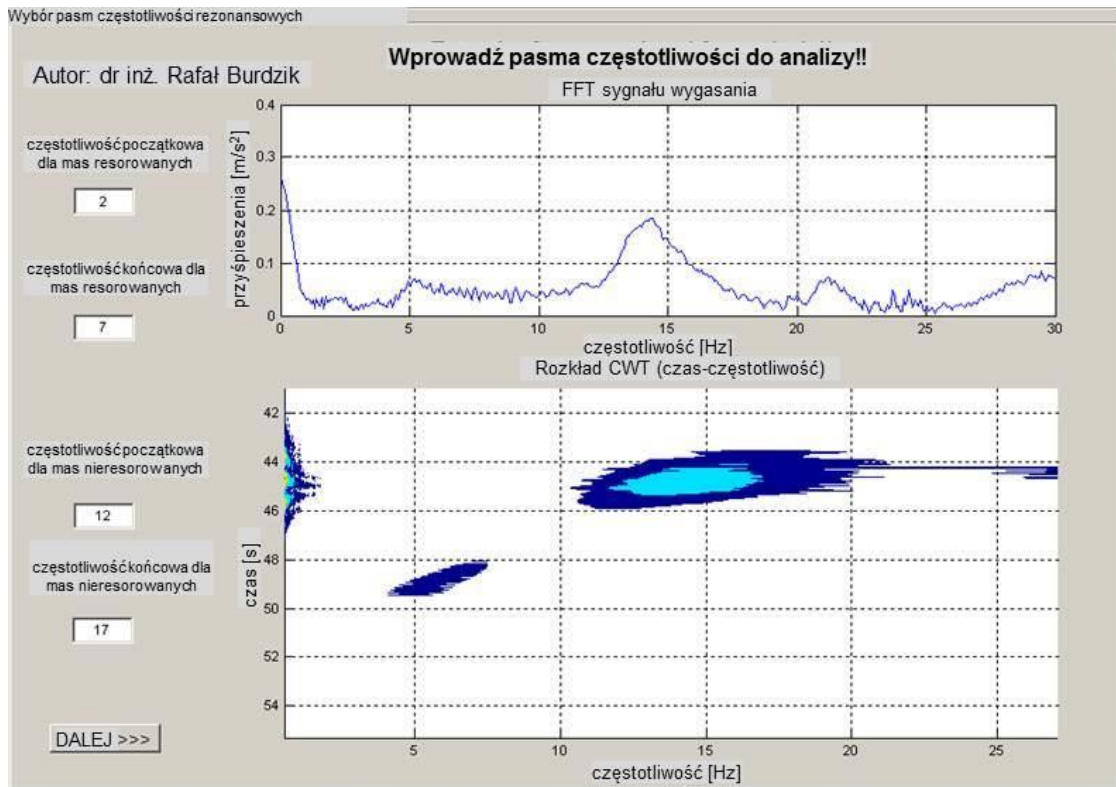
W celu analizy dominujących składowych częstotliwości rezonansowych mas resorowanych i nieresorowanych opracowano algorytm przekształcania niestacjonarnych sygnałów zarejestrowanych podczas wybiegu stanowiska wymuszającego drgania i po jego całkowitym wyłączeniu. Ostatecznie do identyfikacji cech sygnału wybrano okno drgań swobodnych pojazdu, w którym rejestrowano drgania układu swobodnie „wygaszającego”. Pozwoliło to na precyzyjną obserwację i definiowanie pasm częstotliwości drgań własnych układu. Okno analizy oraz definiowania zakresu pasm częstotliwości rezonansowych mas resorowanych i nieresorowanych przedstawiono na rys. 6. Uzyskany w ten sposób falkowy rozkład czasowo-częstotliwościowy sygnału umożliwia precyzyjne definiowanie okien rezonansowych.



Rys. 4. Sygnał drgań płyty podłogowej z automatycznym podziałem na części stacjonarne i niestacjonarne

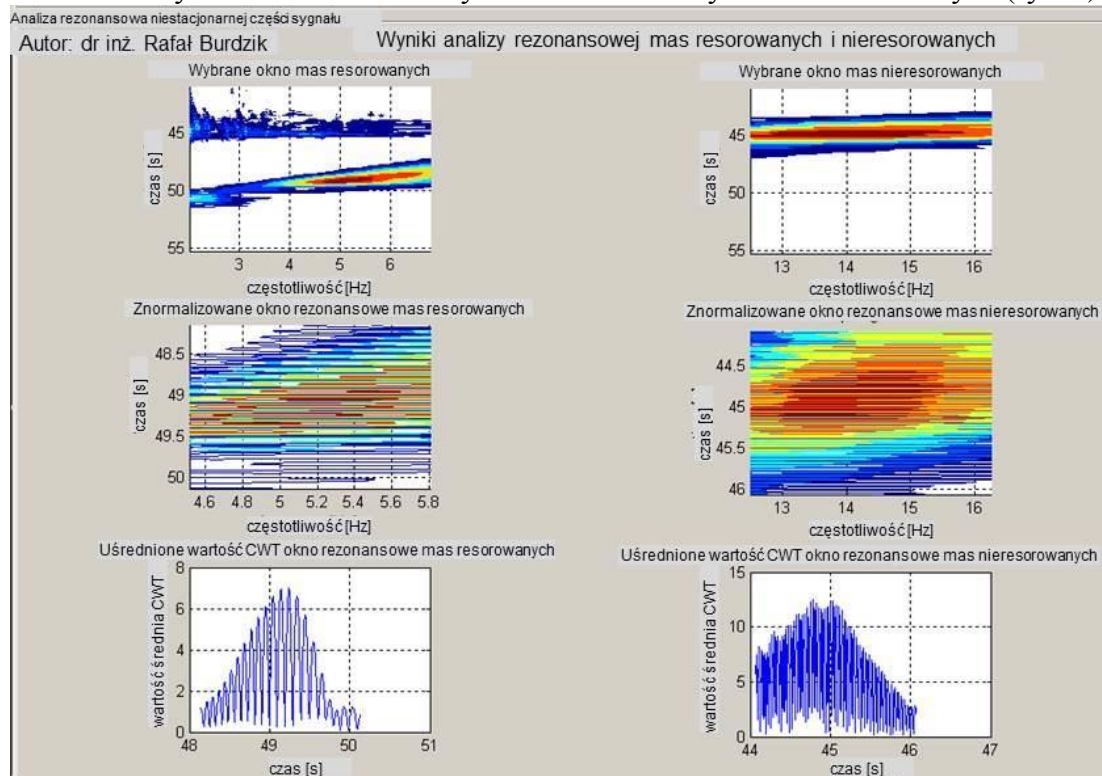


Rys. 5. Wyniki analizy FFT, stacjonarnej części sygnału drgań



Rys. 6. Identyfikacja pasm częstotliwości rezonansowych, niestacjonarna część sygnału

Jako wieloparametrową miarę charakterystycznych cech sygnałów drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego zastosowano 75 elementowe zbiory miar cech sygnału. Wyznaczano je jako estymatory z uśrednionych przebiegów czasowo-częstotliwościowych okien rezonansowych mas resorowanych i nieresorowanych (rys. 7).



Rys. 7. Czasowo-częstotliwościowe okna rezonansowe i uśrednione przebiegi rezonansu mas resorowanych i nieresorowanych

4. Tabela właściwości drganiowych panelu podłogowego

Przedstawiona powyżej metoda wielowymiarowej identyfikacji charakterystycznych cech sygnałów umożliwia zdefiniowanie tabeli właściwości drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego. Z uwagi na złożoność procesów drganiowych i losowy charakter wymuszeń oddziaływujących na pojazd samochodowy zaproponowano zbiór estymatorów i miar drganiowych. Zaproponowana metodyka umożliwia wyznaczenie miar przebiegów czasowych, widm i rozkładów czasowo-częstotliwościowych składowych sygnału drgań w zależności od jego stacjonarności lub niestacjonarności.

W tabelach poniżej zestawiono wybrane estymatory charakterystycznych cech własności drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego z zabudowanymi amortyzatorami z 50% wypełnienia czynnikiem roboczym. Miary te tworzą 75 elementowe zbiory miar cech sygnału. Z przebiegów czasowych przyspieszeń drgań zarejestrowanych podczas wygasania wymuszenia, podczas którego układ przechodzi przez częstotliwości rezonansowe mas nieresorowanych i resorowanych, wyznaczono 16 estymatorów globalnych (tab. 1).

Tabela 1. Zestawienie amplitudowych estymatorów globalnych z przebiegów czasowych

Estymatory globalne amplitudowe i czasowe - okna rezonansowego					
wartość max	wsp. asymetrii	wsp. kurtozy	wsp. luzu	amplituda pierwiastkowa	odch. std.
2,951	-2,533	14,072	-30,490	0,004	1,157
wsp. kształtu	wart. szczytowa	wsp. szczytu	wsp. impuls	m. 2 rzędu – wart. skuteczna	m. 1 rzędu
-10,206	5,663	4,229	-43,166	1,339	0,000
korelacja	wariancja	kowariancja	mediana		
1,000	1,339	1,339	0,002		

Na podstawie wstępnych badań eksperymentalnych określono, że część stacjonarna sygnału zarejestrowana podczas pracy wymuszenia ze stałą częstotliwością, jest wrażliwa na zmiany stanu technicznego zawieszenia pojazdu. Do tabeli właściwości drganiowych panelu podłogowego dodano także estymatory widmowe w postaci wartości kolejnych 12 harmonicznych. Przykładowe zestawienie tych estymatorów, dla prezentowanego przypadku zawieszenia z zabudowanym amortyzatorem wypełnionym płynem zaledwie w 50%, przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Zestawienie estymatorów harmonicznych z widma sygnału

Estymatory FFT i harmoniczne					
1 harm.	2 harm.	3 harm.	4 harm.	5 harm.	6 harm.
1,121	0,242	0,142	0,378	0,159	0,019
7 harm.	8 harm.	9 harm.	10 harm.	11 harm.	12 harm.
0,186	0,034	0,007	0,017	0,027	0,016

Kolejnymi elementami zbioru są dodatkowe miary kontrolne, wrażliwe na parametry techniczne układu (np. sztywność) w postaci wartości, czasu i częstotliwości występowania rezonansu mas resorowanych i nieresorowanych. Estymatory miar i lokalizacji rezonansu zestawiono w tabeli 3.

Tabela 3. Zestawienie estymatorów miar i lokalizacji rezonansu

Estymatory miary i lokalizacji rezonansu					
masa resorowana			masa nieresorowana		
wartość max	czas	częstotliwość	wartość max	czas	częstotliwość
7,511	49,142	5,078	13,909	45,072	13,542

W celu precyzyjnej charakterystyki czasowo-częstotliwościowych okien rezonansu, zgodnie z metodyką opisaną w rozdziale 3, wyznaczono estymatory CWT – ciągłej transformaty falkowej. Identyfikację czasu i wartości ekspozycji na drgania rezonansowe wyznaczono oddzielnie dla mas resorowanych i nieresorowanych. Zestawione wartości tych estymatorów przedstawiono w tabelach 4 i 5.

Tabela 4. Zestawienie estymatorów CWT rezonansu mas resorowanych

Estymatory rezonansowe CWT - masy resorowane					
wartość max	wsp. asymetrii	wsp. kurtozy	wsp. luzu	amplituda pierwiastkowa	odch. std.
6,995	0,800	2,437	1,642	1,483	1,900
wsp. kształtu	wart. szczytowa	wsp. szczytu	wsp. impuls	m. 2 rzędu – wart. skuteczna	m. 1 rzędu
1,479	3,457	0,960	1,420	3,601	0,000
korelacja	wariancja	kowariancja	mediana	całka ze śr. CWT	śr/max
1,000	3,610	3,610	1,703	4,883	0,698

Tabela 5. Zestawienie estymatorów CWT rezonansu mas nieresorowanych

Estymatory rezonansowe CWT - masy nieresorowane					
wartość max	wsp. asymetrii	wsp. kurtozy	wsp. luzu	amplituda pierwiastkowa	odch. std.
12,512	0,246	1,938	0,726	7,591	3,357
wsp. kształtu	wart. szczytowa	wsp. szczytu	wsp. impuls	m. 2 rzędu – wart. skuteczna	m. 1 rzędu
2,040	6,160	0,548	1,118	11,239	0,000
korelacja	wariancja	kowariancja	mediana	całka ze śr. CWT	śr/max
1,000	11,267	11,267	5,283	11,048	0,883

Na podstawie dotychczasowych badań rozbudowano zbiór miar o dodatkowe estymatory. Dodatkowymi parametrami uzupełniającymi tabele właściwości drganiowych panelu podłogowego są estymatory łączone przedstawione w tabeli 6. Reprezentują one miary zależne pomiędzy wartościami drgań rezonansowych mas resorowanych i nieresorowanych.

Tabela 6. Zestawienie bezwymiarowych estymatorów łącznych CWT

Bezwymiarowe estymatory łączne (CWT)				
C_w	L	E_{sr}	E_{max}	E_w
6,352	0,726	7,946	19,507	4,910

Powyższe miary zdefiniowano zgodnie z zapisem poniżej.

C_w - połowa maksymalnej amplitudy współczynników transformaty w paśmie rezonansu zawieszenia:

$$C_w = \frac{W_{z,max} + W_{z,min}}{2} \quad (2)$$

gdzie:

Wz_{\max} - wartość maksymalna z uśrednionych współczynników transformaty w paśmie rezonansu zawieszenia,

Wz_{\min} - wartość minimalna z uśrednionych współczynników transformaty w paśmie rezonansu zawieszenia

L - współczynnik luzu uśrednionych współczynników transformaty w paśmie rezonansu zawieszenia

$$L = \frac{\bar{w}}{\left(\frac{1}{n} \sum |w_i|^2\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (3)$$

gdzie:

w_i - uśrednione współczynniki transformaty w paśmie rezonansu zawieszenia,

n – ilość uśrednionych wartości współczynników transformaty.

E_{sr} - suma średnich wartości współczynników transformaty w pasmach rezonansu elementów nieresorowanych i resorowanych

$$E_{sr} = Wz_{sr} + Wn_{sr} \quad (4)$$

gdzie:

Wz_{sr} - średnia wartość współczynników transformaty w paśmie rezonansu mas nieresorowanych (zawieszenia),

Wn_{sr} - średnia wartość współczynników transformaty w paśmie rezonansu mas resorowanych (nadwozia).

E_{\max} - suma maksymalnych wartości średnich współczynników transformaty w pasmach rezonansu elementów nieresorowanych i resorowanych:

$$E_{\max} = Wz_{\max} + Wn_{\max} \quad (5)$$

gdzie:

Wz_{\max} - maksymalna wartość średnich współczynników transformaty w paśmie rezonansu mas nieresorowanych (zawieszenia),

Wn_{\max} - maksymalna wartość średnich współczynników transformaty w paśmie rezonansu mas resorowanych (nadwozia).

E_w – współczynnik spiętrzenia wartości średnich współczynników transformaty w paśmie rezonansu:

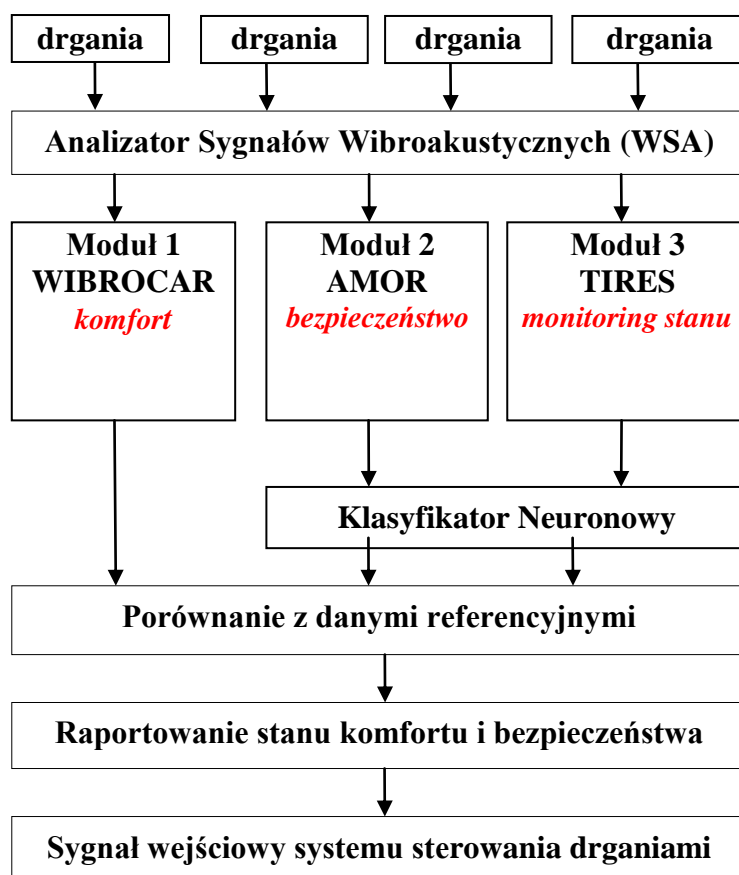
$$E_w = \frac{E_{\max}}{\frac{E_{sr}}{2}} \quad (6)$$

Reasumując tabela własności drganiowych panelu podłogowego tworzy zestaw estymatorów wyznaczonych z przebiegów czasowych, widm częstotliwościowych i rozkładów czasowo-częstotliwościowych przyspieszeń drgań. Przykładową strukturę zbioru tych estymatorów własności drganiowych, wyznaczonych podczas badań samochodu osobowego z amortyzatorami wypełnionymi 50% płynu, przedstawiono w tabeli poniżej. Kolory kolejnych wartości w tabeli odpowiadają estymatorom przedstawionym w tabelach 1-6.

Tabela 7. Tabela właściwości drganiowych panelu podłogowego

2,951	0,002	5,078	0,000	0,548
-2,533	1,121	13,909	1,000	1,118
14,072	0,242	45,072	3,610	11,239
-30,490	0,142	13,542	3,610	0,000
0,004	0,378	6,995	1,703	1,000
1,157	0,159	0,800	4,883	11,267
-10,206	0,019	2,437	0,698	11,267
5,663	0,186	1,642	12,512	5,283
4,229	0,034	1,483	0,246	11,048
-43,166	0,007	1,900	1,938	0,883
1,339	0,017	1,479	0,726	6,352
0,000	0,027	3,457	7,591	0,726
1,000	0,016	0,960	3,357	7,946
1,339	7,511	1,420	2,040	19,507
1,339	49,142	3,601	6,160	4,910

Wnioskowanie na podstawie tak obszernego zbioru danych jest trudne. Dlatego w referatach [5,7] zaproponowano zastosowanie sieci neuronowych jako klasyfikatora stanu lub modułu wejściowego do sterowania elementami tłumiącymi drgania w pojazdach. Schemat koncepcji systemu przedstawiono na rysunku poniżej.



Rys. 8. Koncepcja struktury modułowej system monitorowania i sterowania komfortem i bezpieczeństwem drganiowym samochodu osobowego

5. Podsumowanie

Analiza i ocena zjawisk drganiowych zachodzących w pojazdach samochodowych jest zagadnieniem trudnym i wymaga stosowania właściwych metod i narzędzi matematycznych. Ogół zjawisk fizykochemicznych towarzyszących pracy zespołów pojazdu wpływa na propagację energii w różnej postaci [9,10,15]. Dlatego badania tych zjawisk muszą być stale prowadzone a opracowane metody analizowane dla różnych parametrów pracy układów mechanicznych. W artykule zaprezentowano metodę, która była weryfikowana dla różnych parametrów eksploatacyjnych pojazdu.

Zaproponowana i opisana w artykule metoda wielowymiarowej identyfikacji charakterystycznych cech sygnału w analizie własności drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego pozwala na obserwację i separację składowych sygnału w wielu dziedzinach. Umożliwia definiowanie miar sygnału w zależności od cech stacjonarności i niestacjonarności oraz precyzyjną lokalizację czasową częstotliwości resorowanych. Dalsze wnioskowanie i ocena może bazować na wybranych miarach mających cechy symptomów stanu lub z wykorzystaniem algorytmów neuronowych, jako bazy danych wejściowych do sieci neuronowej. Zastosowane w tabeli cech sygnału miary określają szereg właściwości, jak dynamika, wzmocnienie, rozproszenie, skupienie, tłumienie, stabilność itp.

Przedstawiona implementacja programowa tej metody ma charakter praktyczny. WSA jest zaopatrzonej w interfejs przyjazny dla użytkownika. Wynik jego działania w postaci tabeli właściwości drganiowych panelu podłogowego może stanowić mapowany sygnał wejściowy do systemów monitorowania i sterowania drganiami.

Literatura

1. Belgacem W., Berry A., Masson P. Active vibration control on a quarter-car for cancellation of road noise disturbance. *Journal of Sound and Vibration* 2012; 331: 3240–3254.
2. Blacha L, Burdzik R, Smalcerz A, Matuła T. Effects of pressure on the kinetics of manganese evaporation from the Ot4 Alloy. *Archives of Metallurgy and Materials* 2013; 58(1): 197-201.
3. Borowiec M. , Hunicz J., Sen A., Litak G., Koszalka G., Niewczas A. Vibration of a vehicle excited by real road profiles, *Forschung im Ingenieurwesen* 2010; 74: 99–109.
4. Burdzik R, Gardulski J. Frequency analysis decimation vibration signals of passenger car's suspensions. *Transport Problems* 2007; 2(1): 23-29.
5. Burdzik R, Peruń G, Warczek J. Possibilities of using vibration signals for the identification of pressure level in tires with application of neural networks classification. *Key Engineering Materials* 2014; 588: 223-231 (Online available since 2013/Oct/11 at www.scientific.net)
6. Burdzik R. Material vibration propagation in floor pan. *Archives of Materials Science and Engineering* 2013; 59(1): 22-27.

7. Burdzik R. Monitoring system of vibration propagation in vehicles and method of analysing vibration modes. J. Mikulski (Ed.): TST 2012, Springer, Heidelberg, CCIS 2012; 329: 406-413.
8. Chaari F., Bartelmus W., Zimroz R., Fakhfakh T., Haddar M. Gearbox vibration signal amplitude and frequency modulation. *Shock and Vibration* 2012; 19(4): 635-652.
9. Dzida M, Jęzak S, Sumara J, Żarska M, Góralski P. High pressure physicochemical properties of biodiesel components used for spray characteristics in diesel injection systems. *Fuel* 2013; 111: 165-171.
10. Dzida M, Prusakiewicz P. The effect of temperature and pressure on the physicochemical properties of petroleum diesel oil and biodiesel fuel. *Fuel* 2008; 87: 1941 – 1948.
11. Engel Z.W., Kowalski P. Investigation of the influence of simultaneous vibroacoustic exposures on the operator. *Journal of the Theoretical and Applied Mechanics* 2008; 46(4): 799–811.
12. Folęga P., Siwiec G. Numerical analysis of selected materials for flexsplines. *Archives of Metallurgy and Materials* 2012; 57(1): 185-191.
13. Fornalczyk A, Saternus M. Platinum recovery from used auto catalytic converters in electrorefining process. *Metalurgija* 2012; 52(2): 219-222.
14. Griffin M.J. *Handbook of Human Vibration*. Academic Press Ltd, New York, 1990.
15. Kaźmierczak-Bałata A, Bodzenta J, Wokulska K, Kucytowski J, Szperlich P, Łukasiewicz T, Hofman B. Analysis of influence of Yb concentration on thermal, elastic, optical and lattice parameters in YAG single crystal. *Journal of Alloys and Compounds* 2009; 473: 245-249.
16. Korzeb J, Nader M, Rózowicz J. Review and estimation of traffic generated vibration developed in proximity of Warsaw subway line. *12th International Congress on Sound and Vibration* 2005: 5048-5055.
17. Kusiński J, Kac S, Kopia A, Radziszewska A, Rozmus-Górniewska M, Major B, Major L, Marczak J, Lisiecki A. Laser modification of the materials surface layer - a review paper. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences* 2012; 60(4): 711-728.
18. Kuznetsov A., Mammadov M., Sultan I., Hajilarov E. Optimization of a quarter-car suspension model coupled with the driver biomechanical effects. *Journal of Sound and Vibration* 2011; 330: 2937–2946.
19. Lozia Z. Truck front wheels and axle beam vibrations. *5th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies(VSDIA 96)*. Budapest, Hungary 11-13 of November, 1996.

20. Lyons R.: Wprowadzenie do cyfrowego przekształcania sygnałów. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2006.
21. Michalski R, Wierzbicki S. An analysis of degradation of vehicles in operation. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2008; 1(37): 30-32.
22. Nader M. Influence of mechanical vibration on the human body in the means of transport and its modeling. *Archives of Transport – Archiwum Transportu* 2000; 12(2): 33-53.
23. Oleksiak B., Blacha-Grzechnik A., Siwiec G. Application of the flotation process in the silver recovery from the wastes generated during the silvery semi-products manufacturing. *Metalurgija* 2012; 51(3): 298-300.
24. Oltean M., Picheral J., Lahalle E., Hamdan H., Griffaton J. Compression methods for mechanical vibration signals: Application to the plane engines. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2013; 41: 313–327.
25. Pai P.F. Time–frequency characterization of nonlinear normal modes and challenges in nonlinearity identification of dynamical systems. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2011; 25: 2358–2374.
26. Pai P., Nguyen B., Sundaresan M. Nonlinearity identification by time-domain only signal processing. *International Journal of Non-Linear Mechanics* 2013; 54: 85–98.
27. Radkowski S., Gimiński R. Prognosis of gear fatigue crack using vibroacoustic signal. *Acta Acustica united with Acustica* 2010; 96: 81.
28. Radkowski S., Smalko Z., Pietak A., Woropay M. Use of bispectral analysis in condition monitoring of machinery. *Structural Health Monitoring* 2006: 627-634.
29. Toward M., Griffin M.J. The transmission of vertical vibration through seats: Influence of the characteristics of the human body. *Journal of Sound and Vibration* 2011; 330: 6526–6543.
30. Uhl T., Chudzikiewicz A., Karpiński J. Dynamic problems in rail vehicle design. *Archives of Transport – Archiwum Transportu* 2000; 12(1): 57-71.
31. Węgrzyn T., Wieszala R. Significant alloy elements in welded steel structures of car body. *Archives of Materials and Metallurgy* 2012; 57(1): 45-52.
32. Wilk A., Madej H., Figlus T. Analysis of the possibility to reduce vibroactivity of the gearbox housing. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2011: 42-49.
33. Zimroz R., Urbanek J., Barszcz T., Bartelmus W. Milioz F. Martin N. Measurement of instantaneous shaft speed by advanced vibration signal processing - application to wind turbine gearbox. *Metrology and Measurement Systems* 2011; 18(4): 701-711.