

Marek Dudziński¹⁾, Andrzej Grządziela¹⁾, Marcin Kluczyk¹⁾

IDENTYFIKACJA CZĘSTOTLIWOŚCI REZONANSOWYCH MODELU WYTWORNICY SPALIN SILNIKA TURBINOWEGO Z UŻYCIEM PROCEDURY ORDER TRACKING

RESONANCE FREQUENCY IDENTIFICATION IN A COMBUSTION GAS GENERATOR MODEL OF A TURBINE ENGINE WITH ORDER TRACKING PROCEDURE

STRESZCZENIE W artykule zaprezentowano proces odwzorowywania właściwości elementów wirujących wytwornicy spalin silnika turbinowego LM 2500 przy użyciu oprogramowania CAD. Przedstawiono również porównanie częstotliwości rezonansowych obliczonych w wyniku symulacji oraz uzyskanych w trakcie pomiarów na rzeczywistym obiekcie. Artykuł zawiera poszczególne etapy odwzorowywania geometrii, począwszy od określania wymiarów rzeczywistego obiektu, poprzez analizę dokumentacji aż do procesu modelowania silnika w programie CAD.

Słowa kluczowe:
modelowanie, częstotliwości rezonansowe, silnik turbinowy, order tracking.

ABSTRACT This paper presents a mapping process of rotating components in the combustion gas generator of a turbine engine type LM 2500 using CAD software. It also compares the results of resonant frequencies obtained in simulations, and measurements performed on a real engine. It includes particular stages in geometry mapping, which starts from determining dimensions of a real object through to analyzing the documentation up to the process of modeling in the CAD program.

Keywords:
modeling, resonant frequencies, turbine engine, order tracking.

DOI: 10.5604/0860889X.1119433

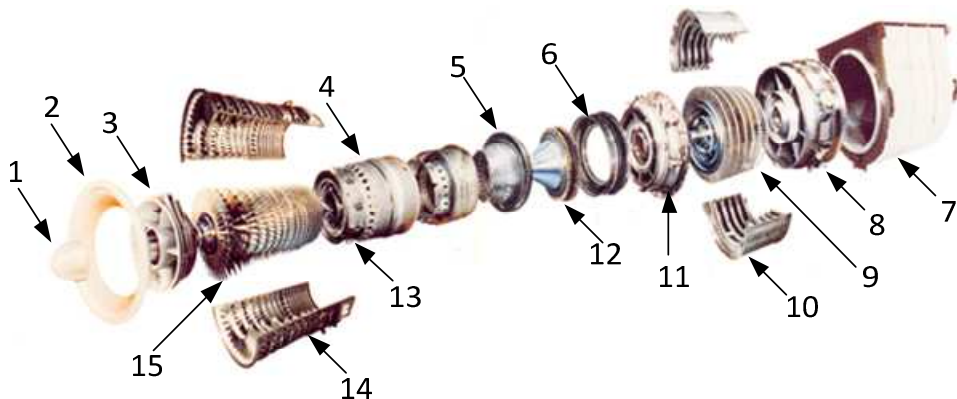
¹⁾ Akademia Marynarki Wojennej, Wydział Mechaniczno-Elektryczny, 81-103 Gdynia, ul. J. Śmiedowicza 69; e-mail: {m.dudzinski; a.grzadziela; m.kluczyk}@amw.gdynia.pl

WSTĘP

Silnik turbinowy LM 2500 ma konstrukcję dwuwirnikową z jednowirnikową wytwornicą spalin. Jest stosowany między innymi w napędzie fregat typu Oliver Hazard Perry. Podstawowe elementy tego silnika przedstawia rysunek 1.

INTRODUCTION

The turbine engine LM 2500 is of double-rotor design with a one-rotor combustion gas generator. One of its uses, among others, is in the propulsion system in the Oliver Hazard Perry class frigates. The main parts of the engine are presented in figure 1.



Rys. 1. Widok rozstrzelony okrętowego turbinowego silnika spalinowego LM 2500:

1 — ciało centralne; 2 — lemistka wlotowa; 3 — rama przednia sprężarki; 4 — rama tylna sprężarki; 5 — przyrządy ekspansyjne pierwszego stopnia turbiny wysokiego ciśnienia; 6 — przyrządy ekspansyjne drugiego stopnia turbiny wysokiego ciśnienia; 7 — dukt wylotowy; 8 — rama tylna turbiny napędowej; 9 — wirnik turbiny napędowej; 10 — kadłub turbiny napędowej; 11 — rama międzyturbinowa; 12 — wirnik turbiny wysokiego ciśnienia; 13 — komora spalania; 14 — kadłub sprężarki; 15 — wirnik sprężarki

Fig. 1. The LM 2500 marine turbine engine:

1 — central body; 2 — inlet lemistates; 3 — front compressor frame; 4 — rear compressor frame; 5 — turbine expansion joints in the first stage of a high pressure turbine; 6 — turbine expansion joints in the second stage of a high pressure turbine; 7 — outlet duct; 8 — driving turbine rear frame; 9 — drive turbine rotor; 10 — driveturbine body; 11 — interturbine frame; 12 — high pressure turbine rotor; 13 — combustion chamber; 14 — compressor body; 15 — compressor rotor

Wytwornica spalin silnika zbudowana jest z szesnastostopniowej sprężarki osiowej, pierścieniowej komory spalania z trzydziestoma wtryskiwaczami i dwoma zapłonnikami oraz dwustopniowej osiowej turbiny wysokiego ciśnienia.

The combustion gas generator comprises a sixteen-stage axial compressor, a ring combustion chamber with thirty injectors and two starters, and a two-stage high pressure axial turbine. The driving turbine is a six-stage axial

Turbina napędowa jest sześciostopniową turbiną osiową. Do łożyskowania wirników zastosowano łożyska toczne, przy czym wirnik wytwornicy spalin łożyskowany jest trzema łożyskami, a wirnik turbiny napędowej dwoma. Liczbę łopatek na poszczególnych stopniach sprężarki, turbiny wysokiego ciśnienia oraz turbiny napędowej przedstawia tabela 1.

turbine. Roller bearings were used to mount the rotors, three bearings for the combustion gas generator rotor and two bearings for the driving turbine rotor. The numbers of blades in successive stages, in the compressor, the high pressure turbine, and in the driving turbine are presented in table 1.

Tabela 1. Liczba łopatek kolejnych stopni sprężarki, turbiny wysokiego ciśnienia oraz turbiny napędowej

Table 1. The number of blades in the successive stages in the compressor, in the high pressure turbine and in the driving turbine

Kolejny stopień Successive stage (i)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	Liczba łopatek Number of blades in															
sprężarki (S) compressor (C)	36	26	42	45	48	54	56	64	66	66	76	76	76	76	76	76
turbiny wysokiego ciśnienia (TWC) high pressure turbine (HPT)	88	90														
turbiny napędowej (TN) driving turbine (DT)	166	142	126	112	90	72										

(i) — numer kolejnego stopnia / the successive stage number

Z powodu braku w dokumentacji informacji dotyczących wymiarów poszczególnych elementów silnika skorzystano z dostępu do obu silników napędu głównego podczas ich okresowego przeglądu. Wykonano szereg pomiarów (użyto do nich suwmiarki o dokładności 0,01 mm), których celem było określenie podstawowych wymiarów geometrycznych układu wirnikowego silnika, takich jak:

Because of the lack of information in the documentation, concerning the dimensions of particular elements of the engine, access to both main propulsion engines during their periodic overhaul was used to carry out several measurements (a slide caliper providing precision up to 0.01mm was employed) whose aim was to determine the basic geometric dimensions of the rotor system in the engine, such as:

- długości łopatek wirnikowych na poszczególnych stopniach sprężarki, turbiny wysokiego ciśnienia oraz turbiny napędowej;
 - promienie montażu na wlocie poszczególnych łopatek wirnikowych kolejnych stopni sprężarki, turbiny wysokiego ciśnienia oraz turbiny napędowej;
 - odległości łopatek wirnikowych poszczególnych stopni sprężarki, turbiny wysokiego ciśnienia oraz turbiny napędowej od płaszczyzny montażu łożyska przedniej ramy sprężarki;
 - odległości między łożyskami;
 - średnice zewnętrzne silnika.
- the length of the rotor blades in the particular stages in the compressor, in the high pressure turbine and in the driving turbine; the installation radiuses in the inlet of the particular rotor blades in the successive stages in the compressor, in the high pressure turbine and in the driving turbine;
 - the distance between the rotor blades in the particular stages in the compressor, in the high pressure turbine and in the driving turbine, and the bearing mounting plane in the front compressor frame;
 - the distances between bearings;
 - external engine diameters.

Długości łopatek wirnikowych, a także promienie montażu na wlocie poszczególnych stopni sprężarki zestawiono w tabeli 2. Rozkład masy wokół osi obrotu łopatek zdeterminowany jest przez ich grubość, profil oraz ewentualne drążenia służące ich chłodzeniu.

Oznaczenia odległości łopatek wirnikowych poszczególnych stopni sprężarki, turbiny wysokiego ciśnienia oraz turbiny napędowej od płaszczyzny montażu łożyska przedniej ramy sprężarki, odległości między łożyskami, a także poszczególnych średnic zewnętrznych silnika przedstawia rysunek 4. Wartości te zestawiono w tabeli 3.

The length of the rotor blades, as well as the installation radiuses in the inlet of the particular compressor stages are shown in table 2. The mass distribution around the axis of rotation of the blades depends on their thickness, their shape and eventual hollows necessary for their cooling.

Markings for distances of the blades in the particular stages in the compressor, in the high pressure turbine and in the driving turbine from the bearing mounting plane in the compressor front frame, the distances between the bearings, and the particular external diameters of the engine are shown in figure 2. These values are presented in table 3.

Tabela 2. Długości łopatek wirnikowych oraz promienie montażu kolejnych stopni sprężarki
 Table 2. Lengths of the rotor blades and the installation radiuses in the successive compressor stages

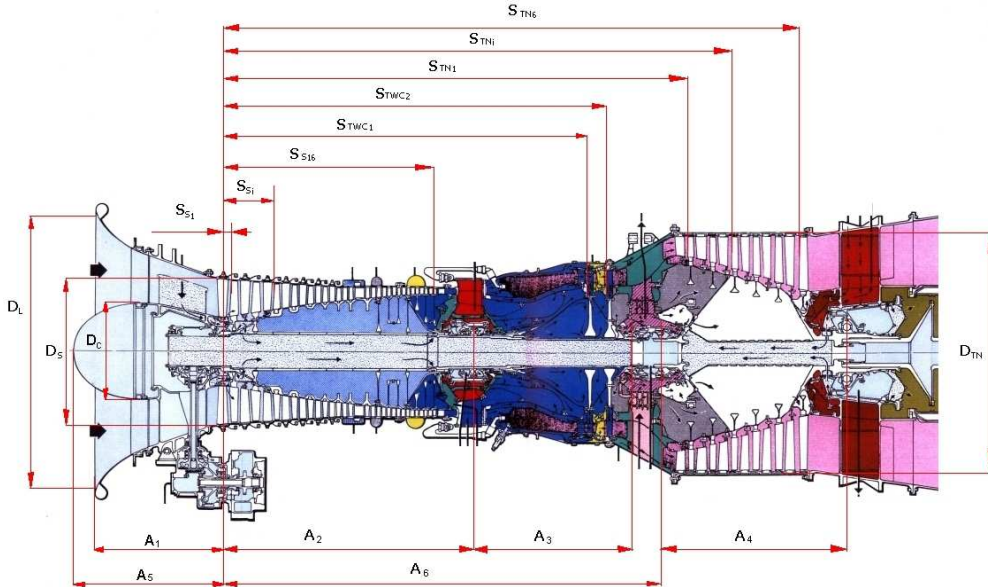
Kolejny stopień Successive stage (i)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
L_{Si} [mm]	185	159	133	114	95	83	71	66	59	52	45	42	38	34	31	28
L_{TWGi} [mm]	45	76														
L_{TNi} [mm]	60	83	119	198	233	271										
R_{Si} [mm]	186	204	222	238	252	261	268	276	285	291	295	296	297	298	300	300
R_{TWGi} [mm]	376	348														
R_{TNi} [mm]	499	476	441	409	373	335										

- L_{Si} — długość łopatek sprężarki / the length of the compressor blades
 L_{TWGi} — długość łopatek turbiny wytwornicy spalin / the length of the blades in the combustion gas generator turbine
 L_{TNi} — długość łopatek turbiny napędowej / the length of the driving turbine blades
 R_{Si} — promień montażu łopatek sprężarki / the installation radius of the compressor blades
 R_{TWGi} — promień montażu łopatek turbiny wytwornicy spalin / the installation radius of the blades in the combustion gas generator turbine
 R_{TNi} — promień montażu łopatek turbiny napędowej / the installation radius of the driving turbine blades

Tabela 3. Odległości łopatek wirnikowych poszczególnych stopni sprężarki, turbiny wysokiego ciśnienia oraz turbiny napędowej od płaszczyzny montażu łożyska przedniej ramy sprężarki

Table 3. The distances of the rotor blades in the particular stages in the compressor, in the high pressure turbine and in the driving turbine from the bearing mounting plane in the compressor front frame

Kolejny stopień Successive stage (i)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
S_{Si} [mm]	66	200	314	409	495	571	642	710	800	856	913	963	1013	1061	1110	1151
S_{TWGi} [mm]	2003	2113														
S_{TNi} [mm]	2537	2660	2774	2889	3008	3136										



Rys. 2. Oznaczenia odległości łopatek wirnikowych poszczególnych stopni sprężarki, turbiny wysokiego ciśnienia oraz turbiny napędowej i najważniejszych średnic:

S_{Si} — odległości łopatki wirnikowej i -tego stopnia sprężarki od płaszczyzny montażu łożyska przedniej ramy sprężarki; S_{TWCi} — odległości łopatki wirnikowej i -tego stopnia turbiny wysokiego ciśnienia od płaszczyzny montażu łożyska przedniej ramy sprężarki; S_{TNi} — odległości łopatki wirnikowej i -tego stopnia turbiny napędowej od płaszczyzny montażu łożyska przedniej ramy sprężarki; A — odległość k -tego łożyska silnika od płaszczyzny montażu łożyska przedniej ramy sprężarki (A_1 636 mm, A_2 1361 mm, A_3 894 mm, A_4 985 mm, A_5 751 mm, A_6 2375 mm);

D_L — zewnętrzna średnica lemniskaty wlotowej: 1485 mm; D_S — zewnętrzna średnica wlotowa sprężarki: 1085 mm; D_C — zewnętrzna średnica ciała centralnego: 514 mm; D_{TN} — zewnętrzna średnica turbiny napędowej: 1266 mm

Fig. 2. Markings for the distances of the rotor blades in the particular stages in the compressor, in the high pressure turbine and in the driving turbine, and the most important diameters:

S_{Si} — the distance of the rotor blade in the i -th stage of the high pressure turbine from the bearing mounting plane in the compressor front frame; S_{TWCi} — the distance of the rotor blade in the i -th stage in the high pressure turbine from the bearing mounting plane in the compressor front frame; S_{TNi} — the distance of the rotor blade in the i -th stage in the driving turbine from the bearing mounting plane in the compressor front frame; A — the distance of the k -th engine bearing from the bearing mounting plane in the compressor front frame (A_1 636 mm, A_2 1361 mm, A_3 894 mm, A_4 985 mm, A_5 751 mm, A_6 2375 mm); D_L — the external diameter of the inlet lemniscates 1485 mm; D_S — the compressor inlet external diameter; D_C — the central body external diameter: 514 mm;

D_{TN} — the driving turbine external diameter: 1266 mm

MODEL 3D

Model układu wirnikowego sprężarki i turbiny wysokiego ciśnienia odwzorowano w programie CAD (Autodesk Inventor), korzystając z dokumentacji

THE 3D MODEL

The model of the rotor system in the compressor and of the high pressure turbine was mapped in the CAD program (Autodesk Inventor) using the

technicznej silnika LM 2500 oraz wymiarów części uzyskanych w czasie dokonanych pomiarów.

technical documentation for the LM 2500 engine, and the dimensions obtained in the measurements.



Fot. 1. Zdjęcie otwartego silnika LM 2500 oraz pierwszego stopnia sprężarki

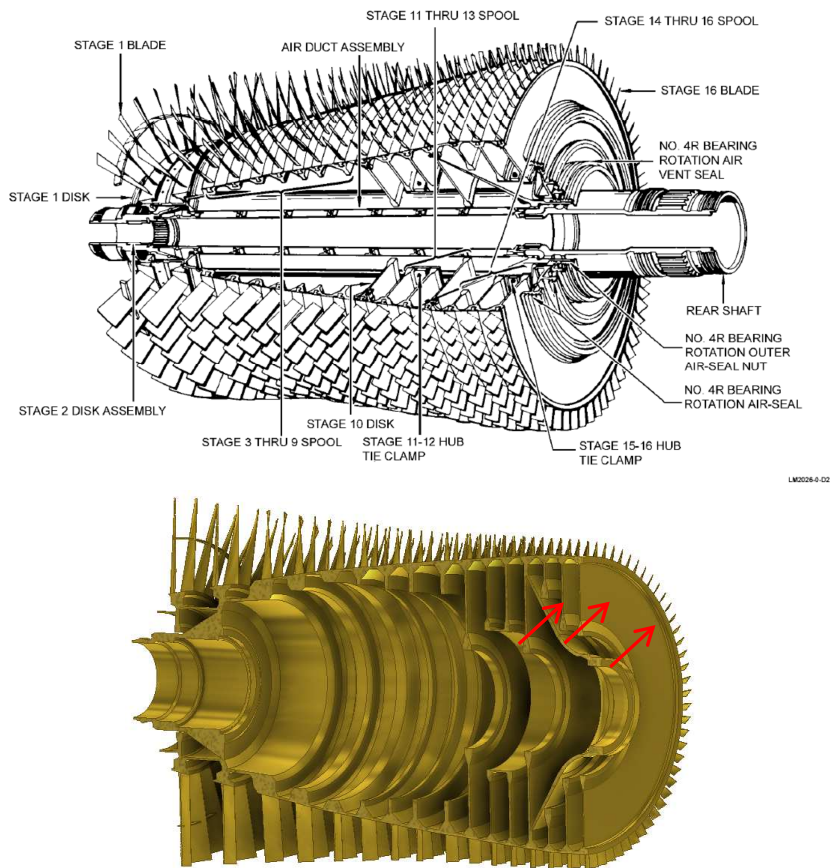
Pic. 1. Picture of the open LM 2500 engine and the compressor first stage

Łopatki turbiny odwzorowano z właściwą dla potrzeb modelowania dokładnością, ale wygląd wnętrza silnika z pewnymi uproszczeniami. Rysunek 3. przedstawia ćwierćprzekrój silnika LM 2500 pozyskany z dokumentacji okrętowej oraz wygląd przekroju modelu wykonanego w programie CAD. Na rysunku modelu CAD widoczne są również wzmocnienia wewnętrzne, oznaczone strzałkami.

W czasie modelowania zastosowano wiele uproszczeń mających na celu zmniejszenie liczby elementów skończonych [6]. Podstawowym uproszczeniem była zamiana skomplikowanego, składającego się z kilkunastu wzajemnie ze sobą połączonych elementów wirnika sprężarki w jedną część. Po wprowadzeniu takiego uproszczenia różnica w rozłożeniu masy względem osi obrotu wytwornicy spalin jest niewielka. Dzięki temu obliczenia numeryczne są mniej skomplikowane.

The rotor blades were mapped with the accuracy appropriate for modelling; however the view of the engine was mapped with some simplifications. Figure 3 shows a quarter-cross-section of the LM 2500 engine, obtained from the ship's documentation, and the view of the cross-section of the model developed in the CAD. Internal reinforcements marked with arrows can also be seen in the picture of the CAD model.

In the course of modeling several simplifications were employed in order to diminish the number of finite elements [6]. The basic simplification was a change in a complicated subassembly, composed of more than ten interconnected elements in the compressor rotor, into one item. After implementing this simplification the difference in mass distribution relative to the axis of rotation in the combustion gas generator is not large. Thanks to this the numerical calculations are less complicated.

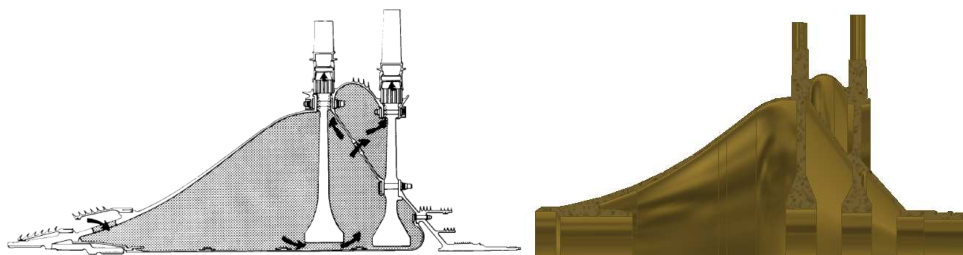


Rys. 3. Przekrój częściowy wirnika sprężarki silnika LM 2500 z dokumentacji okrętowej oraz wygląd modelu wykonanego w programie CAD

Fig. 3. A partial cross-section of the rotor in the LM2500 engine compressor from the ship's documentation and the view of the model developed in the CAD

Kolejnym etapem tworzenia modelu było wstępne zamodelowanie turbiny wysokiego ciśnienia silnika LM 2500. Dla uproszczenia model również został wykonany jako pojedyncza część, ale przy pełnym zachowaniu geometrii poszczególnych elementów składowych. Przekrój elementu z dokumentacji oraz przekrój wykonanego modelu obrazuje rysunek 4., natomiast widok całego elementu pokazany został na rysunku 5.

The next stage in developing the model was the initial modeling of the LM 2500 engine high pressure turbine. For simplification the model was also developed as one part, but the geometry of the particular component elements was maintained. The cross-section of the element from the documentation and the cross-section of the developed model are shown in figure 4, and the whole element is shown in figure 5.



Rys. 4. Przekrój turbiny wysokiego ciśnienia silnika LM 2500 z dokumentacji okrętowej

Fig. 4. The cross-section of the LM 2500 engine high pressure turbine taken from the ship's documentation

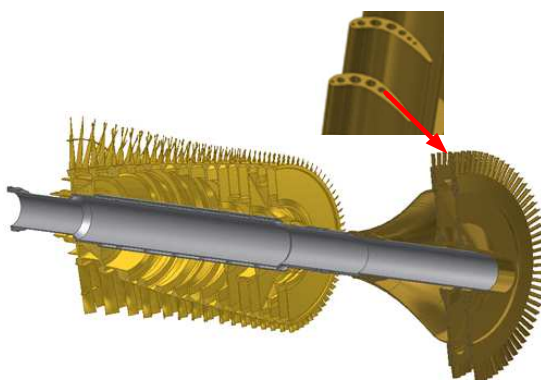


Rys. 5. Turbina wysokiego ciśnienia silnika LM 2500 zamodelowana w programie CAD

Fig. 5. The LM 2500 engine high pressure engine modeled in the CAD program

Oba stopnie turbiny wysokiego ciśnienia składają się z drążonych łopatek, które są chłodzone poprzez „kanały” wewnątrz. Z uwagi na ich największą w całym modelu odległość od osi obrotu zostały one uwzględnione w budowie. Widok przekroju modelu wytwornicy spalin z powiększonymi łopatkami TWC został pokazany na rysunku 6.

Both stages in the high pressure turbine are composed of hollowed blades, which are cooled by internal 'channels'. They were included in the model because they had the largest distance from the axis of rotation in the whole model. The view of the model cross-section of the combustion gas generator with enlarged blades TWC is shown in figure 6.

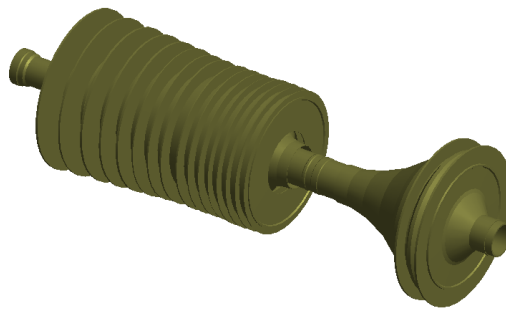


Rys. 6. Przekrój wytwornicy spalin silnika LM 2500 ze zbliżeniem szczegółu na drążenia łopatek turbiny sprężarki

Fig. 6. The cross-section of the combustion gas generator in the LM 2500 engine with a close-up detail focusing on the hollows in the compressor turbine

Sprężarka oraz turbina wysokiego ciśnienia są osadzone na wale, który w celu zwiększenia sztywności przy jednoczesnym zmniejszeniu masy jest wałem drążonym. Zamodelowana sprężarka, wał oraz turbina wysokiego ciśnienia tworzą złożenie, które jest jednym fizycznie połączonym wirującym elementem. Tak zamodelowany układ wirujący podzielono na elementy skończone i poddano analizie modalnej. Na dalszym etapie pracy wykonano kolejne uproszczenia modelu. Wieńce wirnikowe poszczególnych stopni sprężarki oraz turbiny wysokiego ciśnienia zamodelowano jako jednorodne krążki (rys. 7.), ponieważ we wcześniejszym modelu liczba łopatek wyższych stopni sprężarki przekraczała sto. Takie uproszczenie pozwoliło na znaczne ograniczenie liczby elementów skończonych i wykonanie analizy modalnej na zwykłym komputerze klasy PC.

The compressor and high pressure turbine are mounted on a shaft, which in order to increase stiffness together with the simultaneous decrease in weight, is a hollowed shaft. The modeled compressor, shaft and high pressure turbine make up an assembly which is the only physically connected rotating element. The rotation system modeled this way was divided into finite elements and subjected to model analysis. In the further stage of the work another simplification was made. The rotor rims in the particular stages in the compressor and in the high pressure turbine were modeled as rings (fig. 7), as in the earlier model the number of blades in the higher compressor stages exceeded 100. This simplification allowed substantially limiting the number of finite elements and performing a model analysis using a typical PC.



Rys. 7. Uproszczony model układu wirnikowego wytworknicy spalin silnika LM 2500

Fig. 7. The simplified model of the rotor system in the LM 2500 engine combustion gas generator

Podczas optymalizacji modelu zwrócono uwagę na zachowanie właściwej geometrii oraz rozłożenie mas wokół osi obrotu. Wartości najważniejszych parametrów modeli przed i po optymalizacji (uproszczeniu) przedstawia tabela 4.

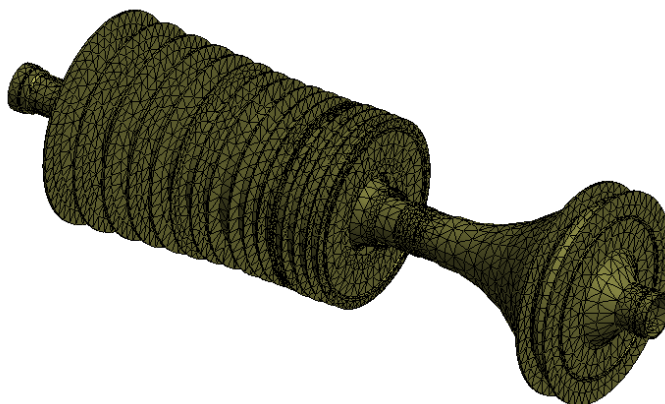
In the course of model optimization, attention was focused on maintaining the appropriate geometry and mass distribution around the axis of rotation. The values of the main parameters before and after optimization (simplification) are shown in table 4.

Tabela 4. Parametry modeli 3D przed i po optymalizacji
 Table 4. Parameters of the 3D models before and after optimization

	Masa Mass	Współrzędna środka ciężkości Coefficient of center of gravity (x)	Momenty bezwładności Inertial moments		
			I ₁	I ₂	I ₃
	[kg]	[mm]	[kg/mm ²]	[kg/mm ²]	[kg/mm ²]
przed before	351,95	1422	18344111	188835460	188835460
po after	352,19	1386	18606324	182913051	182913051

Model turbiny podzielono na elementy skończone, uzyskując 186988 węzłów i 96849 elementów (rys. 8).

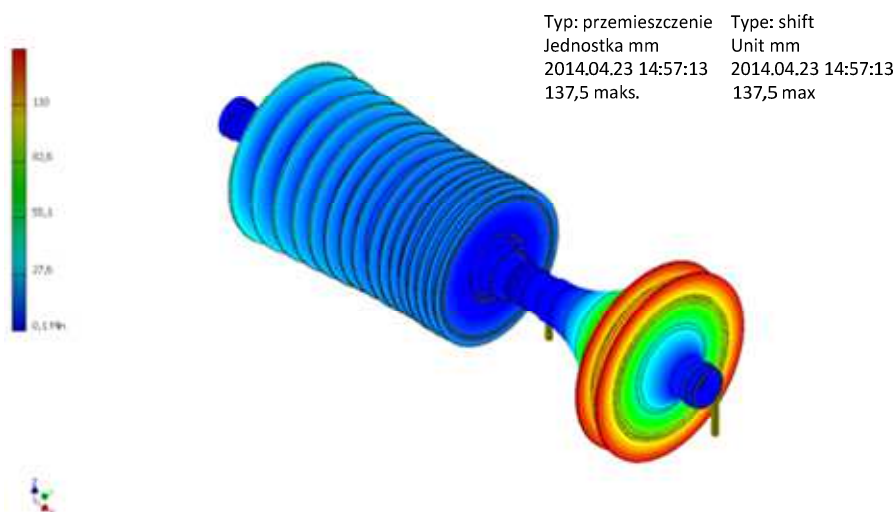
The model of the turbine was divided into finite elements, obtaining 186988 knots and 96849 elements (fig. 8).



Rys. 8. Zdyskretyzowany model wirnika wytwornicy spalin
 Fig. 8. The discretized model of the combustion gas generator rotor

Tak zdyskretyzowany model poddano analizie modalnej. Jako materiał modelu zdefiniowano tytan. Wirnik został utwierdzony w czopach łożyskowych wiązaniem sworzniowym (rys. 9). W wyniku analizy modalnej otrzymano częstotliwości pierwszych ośmiu postaci drgań własnych o następujących wartościach (wyrażonych w [Hz]): 0,007; 110,54; 120,39; 120,44; 195,54; 201,23; 205,23; 252,61.

The model discretized this way was subjected to a modal analysis. Titanium was defined as the material for the model. The rotor was fitted in the bearing journals by means of bolt binding (fig. 9). As a result of the modal analysis of the frequencies the first eight own vibration forms were obtained having the following values (expressed in [Hz]): 0,007; 110,54; 120,39; 120,44; 195,54; 201,23; 205,23; 252,61.



Rys. 9. Druga postać skrętna drgań własnych wirnika
 Fig. 9. The second form of the rotor's own torsional vibration

ANALIZA POMIARÓW OBIEKTU RZECZYWISTEGO

W celu określenia częstotliwości rezonansowych silnika LM 2500 dokonano pomiarów przyspieszeń drgań z użyciem dwóch akcelerometrów rozmieszczonych zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 10. Rejestracji sygnałów drganiowych dokonano w czasie wybiegu silnika, co miało na celu wyeliminowanie wymuszeń pochodzących od spalania. W takim wariancie możemy przyjąć, że prawa strona ogólnego równania ruchu drgań wymuszonych tłumionych jest równa zero.

THE ANALYSIS OF MEASUREMENTS OF THE REAL OBJECT

In order to determine the resonance frequencies for the LM 2500 engine, vibration accelerations were measured with two accelerometers placed in accordance with the scheme shown in figure 10. The vibration signals were recorded during the engine coasting, which was aimed at eliminating combustion-related enforcements. In such a variant we can assume that the right side of the general equation of vibration movements enforced and damped is equal to zero.

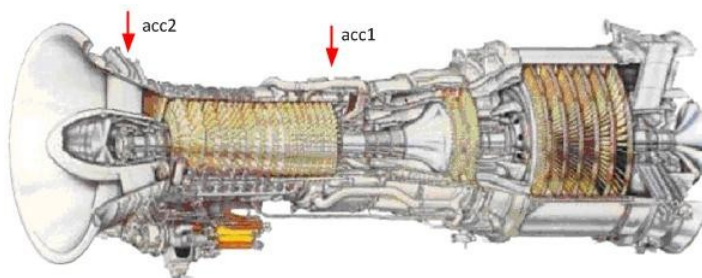
$$M\ddot{x} + C\dot{x} + kx = P(t) \quad (1)$$

Na tym etapie prac autorzy zrealizowali pomiary w czasie wybiegu zimnego silnika, co zapewnia w przybliżeniu stałą temperaturę całego układu wirnikowego. Przed przystąpieniem do pomiarów oraz

At this stage of the work the authors performed measurements in the course of the coasting of the cold engine, which ensures the approximately constant temperature of the whole rotor system.

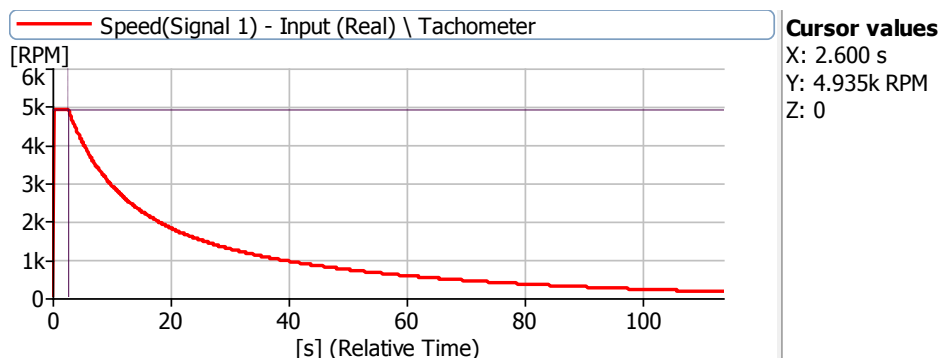
po ich zakończeniu obydwie tory pomiarowe zostały skalibrowane. Sygnały drganiowe rejestrowano w paśmie od 0,7 Hz do 12,8 kHz przy częstotliwości próbkowania wynoszącej 32,768 kHz. Informacja o prędkości obrotowej wirnika sprężarki pochodziła z zamontowanej na silniku prądniczki tachometrycznej. Zmiany prędkości wirnika sprężarki w czasie wybiegu przedstawiono na rysunku 11.

Before the measurements and after their completion both measuring paths were calibrated. Vibration signals were recorded in the band from 0.7 Hz to 12.8 kHz at sampling frequency 32.768 kHz. The data relating to the rotation speed of the compressor rotor came from a tachometric generator installed on the engine. The changes in compressor rotor speed during coasting is shown in figure 11.



Rys. 10. Rozmieszczenie akcelerometrów na kadłubie silnika LM 2500

Fig. 10. The array of accelerometers on the crankcase of the LM 2500 engine



Rys. 11. Przebieg prędkości obrotowej wirnika sprężarki silnika turbinowego wykorzystany do analizy rzędów

Fig. 11. The distribution of the rotor rotation speed magnitudes in the turbine engine compressor used for analysis of orders

Najczęstszym sposobem analizy i identyfikacji składowych sygnałów drganiowych jest analiza Fouriera, której podstawowe ograniczenie to wymóg stacjonarności sygnału. Sygnały rejestrowane w czasie

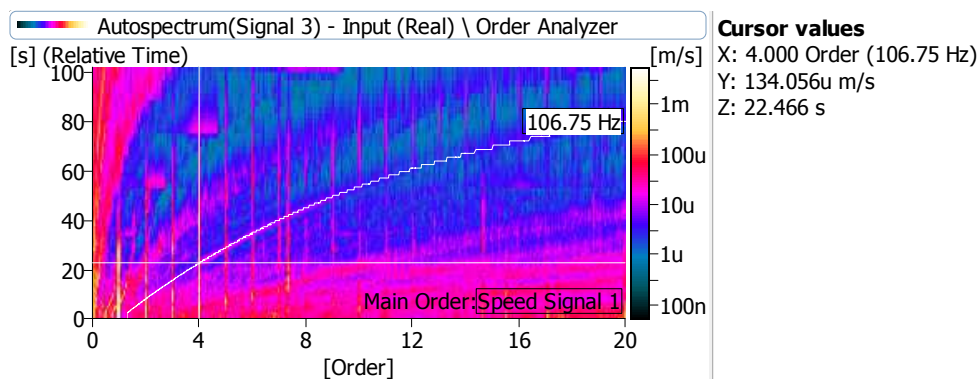
The most often used method for analysis and identification of vibration signal components is the Fourier analysis, whose main limitation is the requirement that signals are when stationary. The

wybiegu silnika turbinowego są niestacjonarne, stąd potrzeba sięgnięcia po inne narzędzie analizy sygnałów — w tym przypadku analizę rzędów (*order analysis*) [1, 2, 3]. W ogólnym ujęciu umożliwia ona przejście z dziedziny czasu do dziedziny prędkości obrotowej. Główną jej zaletą jest fakt, że uzyskujemy dzięki niej widma, gdzie składowe powiązane z prędkością obrotową silnika znajdują się w tym samym rzędzie [4]. W wyniku takiej analizy stosunkowo łatwo wykrywalne są składowe, których częstotliwość występowania jest stała i niezwiązana z prędkością obrotową, na przykład rezonanse.

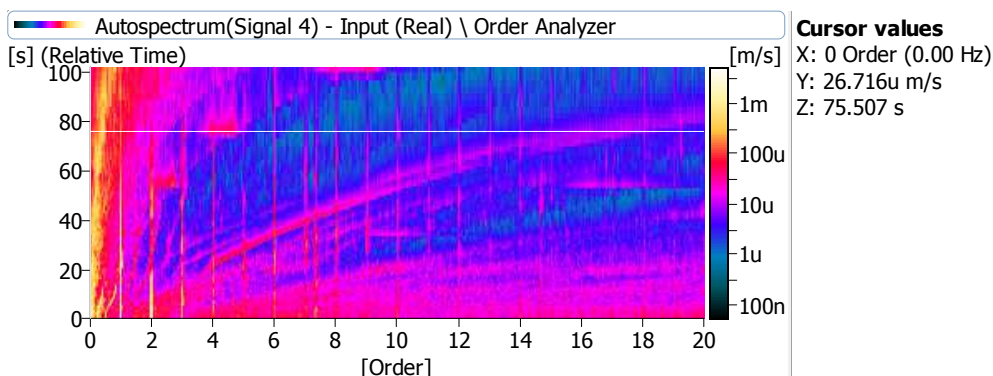
Na rysunku 12. przedstawiono wynik analizy rzędów sygnału zarejestrowanego w punkcie 1. (acc1 na rys. 10.), natomiast na rysunku 13. wynik tej analizy dla sygnału pochodzącego z punktu 2. (acc2 na rys. 10.). Dalsza analiza pod kątem poszukiwania rezonansów polega na wytypowaniu rzędów, w których amplituda drgań (w tym przypadku prędkości) nie maleje proporcjonalnie do zmniejszającej się prędkości obrotowej silnika. Należy również zwracać uwagę na rozkład amplitud niezależny od prędkości obrotowej, ponieważ są to obszary potencjalnego wystąpienia rezonansów.

signals recorded during the turbine engine coasting are non-stationary, hence the need to use other tools to analyze signals — in this case the order analysis [1, 2, 3]. Generally it allows transferring from the time domain to the rotation speed domain. Its main advantage is the fact that, owing to it, we obtain spectra where components linked to the engine rotation speed are in the same order [14]. As a result of such analysis it is relatively easy to discover the components whose occurrence frequency is constant and not linked to the rotation speed, e.g. resonances.

Figure 12 shows the results of an analysis of signal orders recorded at point 1 (acc1 in fig. 10), whereas figure 13 shows the result of this analysis for a signal coming from point 2 (acc2 in fig. 10). Further analysis aimed at looking for resonances involves choosing orders in which the vibration amplitude (speed in this case) do not decrease proportionally to the decreasing engine rotation speed. Attention must also be paid to the amplitude distributions which is independent of the rotation speed, as these are the areas of the potential occurrence of resonances.



Rys. 12. Widmo rzędów dla 1. punktu pomiarowego
Fig. 12. The spectrum of orders for the measuring point 1



Rys. 13. Widmo rzędów dla 2. punktu pomiarowego

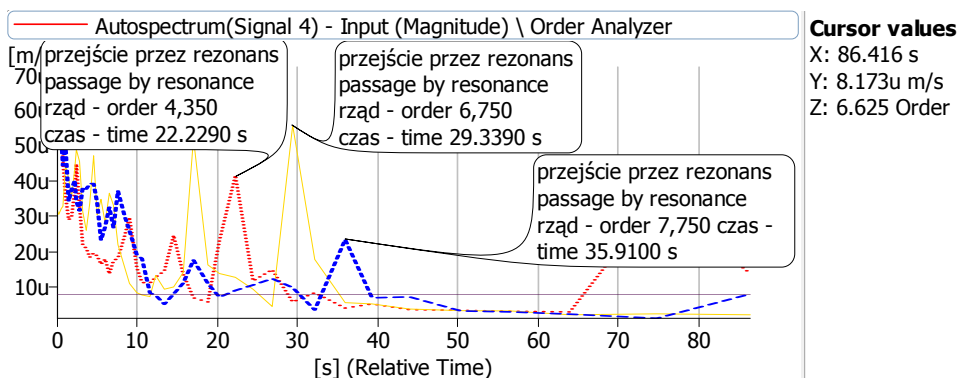
Fig. 13. The spectrum of orders for the measuring point 2

Analizie poddano dwadzieścia pierwszych rzędów z rozdzielczością 800 linii, co pozwoliło uzyskać minimalny odstęp między rzędami wynoszący $d_{\text{order}} = 0,025$.

Na rysunkach 12. i 13. oznaczono obszary częstotliwościowo zgodne z drugą postacią częstotliwości własnej wirnika wytwornicy spalin wyznaczonej podczas analizy MES. Dla 1. punktu pomiarowego (rys. 10.), którego widmo rzędów przedstawiono na rysunku 14., początek rezonansu występuje przy 112,5 Hz i objawia się wzrostem amplitudy z 4 $\mu\text{m/s}$ do 27,6 $\mu\text{m/s}$, a strefa rezonansu kończy się przy 106,09 Hz. W przypadku 2. punktu pomiarowego początek interesującego pasma rezonansowego rozpoczyna się przy 113,5 Hz i objawia się wzrostem amplitudy prędkości drgań z poziomu 3,8 μm do 42 μm , a kończy przy około 98 Hz. Pokazane widma rzędów przedstawiają więcej zakresów rezonansowych. Część z nich to kolejne postacie drgań badanego układu wirnikowego, natomiast pozostałe pochodzą od innych elementów silnika. Autorzy poddadzą je identyfikacji w kolejnych swoich pracach. W celu wyraźnego określenia

The first twenty orders with resolution of 800 lines were analyzed, which allowed reaching minimum spaces between orders equal to $d_{\text{order}} = 0.025$.

In figures 12 and 13 marked are the areas conformed partially, in relation to frequency, with the second form of the combustion gas generator rotor own frequency determined during the finite elements method analysis. The beginning of resonance for the measuring point 1 (fig. 10), whose spectrum of orders is shown in figure 14, occurs at 112.5 Hz and it is characterized by an increase in amplitude from 4 $\mu\text{m/s}$ to 27,6 $\mu\text{m/s}$, and the resonance zone ends at 106.09 Hz. As for the measuring point 2 the resonance band, in concern, starts at 113.5 Hz and is characterized by an increase in vibration speed amplitude from the level of 3,8 μm to 42 μm , and ends at approximately 98 Hz. The presented order spectra show more resonance ranges. Some of them are next vibration forms in the investigated rotor system, whereas the other ones derive from other the engine elements. The authors



Rys. 14. Przekroje przez wybrane rzędy znajdujące się w zakresie rezonansu

Fig. 14. The cross-sections through chosen orders being within the resonance range

Wybrane rzędy przedstawiają wyraźny wzrost amplitudy prędkości drgań w zakresie rezonansu oznaczonego na rysunkach 12. i 13. żółtą linią. Różnice w czasie wystąpienia wzrostu amplitudy dla poszczególnych rzędów wynikają z różnych czasów, w których rzędy te osiągną przedział rozpatrywanej częstotliwości rezonansowej.

WNIOSKI

Autorzy zaprezentowali w artykule trudności związane z modelowaniem urządzeń, do których użytkownicy nie mają pełnej dokumentacji. Pomimo tak znaczących utrudnień udowodniono, że stworzony głównie w oparciu o pomiary na obiekcie rzeczywistym o ograniczonej dostępności model MES może w wystarczającym stopniu oddać geometrię i rozkład mas niezbędne do obliczenia postaci drgań własnych. Otrzymana w wyniku symulacji wartość drugiej postaci drgań własnych wynosząca 110,54 Hz zawiera się we wskazanych na widmach przedziałach częstotliwości rezonansowej. Przedstawione widma umożliwiają także odnalezienie pasm rezonansowych,

The chosen orders show clear increase in the vibration speed amplitude within the resonance range marked in figures 12 and 13 with the yellow line. The differences in the moment of increase in amplitude occurrence for the particular orders result from different moments in which these orders reach the range of the resonance frequency under consideration.

CONCLUSIONS

In this article the authors present difficulties relating to modeling devices whose users do not have full documentation. Despite such obstacles it has been proved that the finite elements method model developed mainly on the basis of measurements performed on the real object of limited accessibility can, in a sufficient degree, represent geometry and mass distribution necessary to calculate own vibration forms. The value of the second own vibration form equal to 110.54 Hz, obtained as a result of the simulation, is within the resonance frequency ranges presented in the spectra. The spectra presented

które zawierają uzyskane w czasie symulacji częstotliwości 120,39 Hz oraz 252,61 Hz. Ze względu na zastosowanie w czasie pomiarów filtra górnoprzepustowego o częstotliwości odcięcia 0,7 Hz nie można wskazać pierwszej postaci drgań własnych. Nie udało się też wskazanie częstotliwości 195,54 Hz, 201,23 Hz oraz 205,23 Hz. Przedstawione widma zawierają również inne pasma rezonansowe. Część z nich to kolejne postacie drgań badanego układu wirnikowego, natomiast pozostałe pochodzą od innych elementów silnika. Na tym etapie prac niemożliwe jest wskazanie na widmie wszystkich wartości częstotliwości uzyskanych w czasie modelowania, ponieważ zamodelowano element wirujący w postaci wytwornicy spalin, natomiast pomiary drgań rejestrowano na obudowie silnika. W przyszłości autorzy rozbudują model o pozostałe elementy składowe (np. obudowę, mechanizmy podwieszane czy turbinę napędową), co po uwzględnieniu wpływu temperatury na sztywność materiałów silnika powinno umożliwić przeprowadzenie dokładniejszej analizy porównawczej. Możliwe będzie również powiązanie widocznych na widmach pasm rezonansowych z konkretnymi elementami składowymi badanego silnika.

Przeprowadzona analiza potwierdza użyteczność uproszczonych metod modelowania do właściwego określania wartości częstotliwości rezonansowych tak skomplikowanych układów jak wirniki silników turbinowych. Warunkiem uzyskania prawdziwych wyników w czasie modelowania jest zachowanie właściwej geometrii uproszczonego modelu

make it possible to discover resonance bands which contain, obtained during the simulation, frequencies 120.39 Hz and 252.61 Hz. As during the measurements a high-pass filter was used, having the cut-off frequency of 0.7 Hz, it is not possible to indicate the first form of own vibrations. Neither was it possible to indicate frequencies 195.54 Hz, 201.23 Hz and 205.23 Hz. The spectra presented also contain other resonance bands. Some of them are the successive vibration forms of the investigated rotor system, whereas the other derive from other engine elements. At this stage of work it is impossible to indicate, in a spectrum, all the frequency values obtained in the course of modeling because the rotation element was modeled in the form of a gas generator, and the vibrations were measured on the engine crankcase. In the future the authors will add the other elements to the model (e.g. the casing, suspended mechanisms, and the driving turbine), which, after taking into account the effect of temperature on the stiffness of the engine materials should make it possible to do a more accurate comparative analysis. It will also be possible to link the resonance bands visible in the spectra to specific component elements of the investigated engine.

The partially performed analysis proves the usefulness of the simplified modeling methods for appropriately determining resonance frequency values in such complicated systems as turbine engine rotors. The condition to meet to obtain the right results in the course of modeling is maintaining appropriate geometry of

oraz prawidłowy rozkład mas względem osi obrotu.

Kolejnym etapem realizowanych przez autorów prac będą pomiary w czasie wybiegu „gorącego”, w którym należy uwzględnić zmiany sztywności wynikające ze zmiany wartości modułu Younga dla temperatur rzędu 500°C. Zmianie ulegnie również tłumienie w węzłach łożyskowych.

the simplified model and correct mass distribution in relation to the axis of rotation.

The next stage of the work being done by the authors will be measurements performed in the course of ‘hot’ engine coasting where changes in stiffness resulted from a change in the value of the Young module for temperatures of the 500°C order must be taken into account.

BIBLIOGRAFIA / REFERENCES

- [1] Deuszkiewicz P., Dobrociński S., Dziurdź J., Flis L., Grządziela A., Pakowski R., Specht C., *Diagnostyka wibroakustyczna okrętowych turbinowych silników spalinowych*, Wydawnictwo ITeE, Radom 2009 [*Vibroacoustic diagnostics of marine turbine engines — available in the Polish*].
- [2] Grządziela, A., Kluczyk, M., *An application of order tracking procedure to diagnosis technical state of rotor system in shut-down process*, ‘Journal of Kones’, 2013, Vol. 20, No 1.
- [3] Korbziel T., *Analiza rzędów w diagnostyce niestacjonarnych procesów wibroakustycznych*, ‘Diagnostyka’, 2007, No 3 (43) [*Order analysis in diagnostics of non-stationary processes vibroacoustic — available in the Polish*].
- [4] Krzyworzeka P., Adamczyk J., Cioch W., Jamro E., *Monitoring of nonstationary states in rotation machinery*, Wydawnictwo ITeE, Radom 2007.
- [5] Rządkowski R., Sokołowski J., *Natural frequencies and modes shapes of two rigid bladed discs on the shaft*, ‘Task Quarterly’, 2004, Vol. 8, No 1, pp. 51–69.
- [6] Szturomski B., *MES — podstawy metody elementów skończonych*, Akademia Marynarki Wojennej, Gdynia 2011 [*Fundamentals of the finite elements method — available in the Polish*].