



## **BADANIA PILOTAŻOWE DRGAŃ NA WLOCIE DO SPRĘŻARKI TURBINY GAZOWEJ GTD 350**

**Jacek Frost  
Norbert Ochał  
Jacek Rudnicki  
Marek Dzida**

*Politechnika Gdańska,  
Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa,  
ul. Narutowicza 11/12  
80-233 Gdańsk,*

### **Streszczenie**

*Podstawą diagnostyki maszyn wirnikowych są pomiary drgań ze względu na to że prawie wszystkie uszkodzenia maszyn powodują istotne zmiany wielkości je opisujących np. prędkości drgań. W eksploatacji maszyn wirnikowych najważniejsza jest ocena drgań obiektu na podstawie pomiarów wykonywanych na częściach niewirujących. Badania, których wyniki przedstawiono w referacie zostały przeprowadzone na stanowisku turbinowego silnika spalinowego katedry Automatyki i Energetyki Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Stanowisko dydaktyczno-badawcze zostało zbudowane w ramach projektu "Stworzenie nowoczesnej infrastruktury technicznej dla realizacji programu kształcenia Inżynierów Przyszłości w Politechnice Gdańskiej" współfinansowanego przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Programu Infrastruktura i Środowisko (Priorytet XIII Infrastruktura Szkolnictwa Wyższego). Badania miały na celu określenie referencyjnego poziomu przyspieszeń drgań na wlocie do sprężarki wirnikowej. Analiza zmian ich wartości prowadzona w dłuższym okresie będzie mogła być podstawą wnioskowania diagnostycznego w odniesieniu do obiektu badań.*

*Podczas badań wykorzystano akcelerometr trójosiowy model 356B firmy PCB Piezotronics, przymocowany do obudowy sprężarki oraz kartę pomiarową DT9837 firmy DataTranslation wraz z dedykowanym oprogramowaniem.*

*Badania drgań będą wykonywane cyklicznie w celu określenia stanu technicznego silnika.*

**Słowa kluczowe:** turbinowy silnik spalinowy, badania diagnostyczne, przyspieszenie drgań

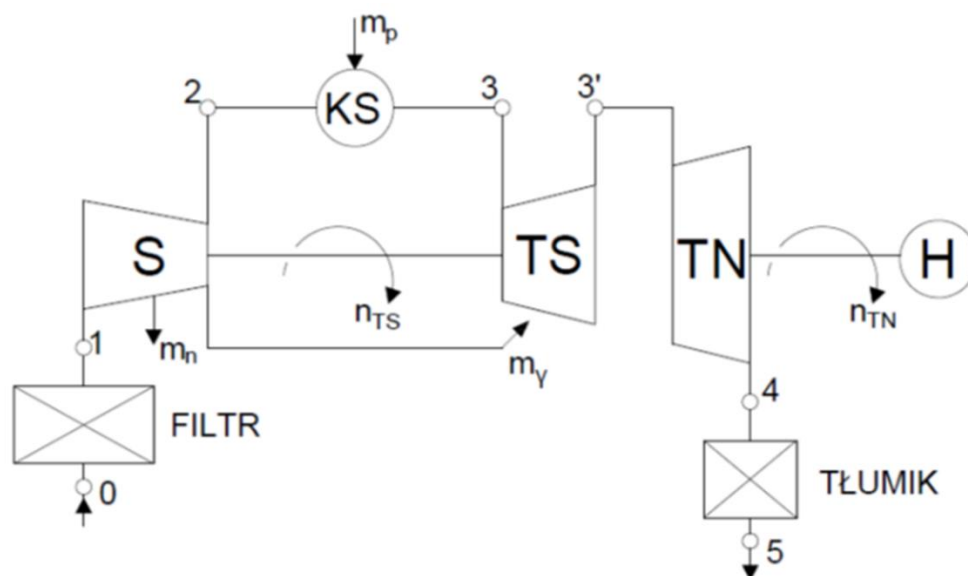
### **1. Wstęp**

Diagnostyka maszyn zajmuje się bezdemontażową oceną stanu technicznego maszyn i urządzeń. Istota diagnostyki maszyn wirnikowych polega na określaniu stanu maszyny w sposób pośredni, bez demontażu, w oparciu o pomiar sygnałów diagnostycznych i porównaniu ich z wartościami nominalnymi. W praktyce eksploatacji maszyn wirnikowych najważniejsza jest ocena drgań obiektu na podstawie pomiarów wykonanych na częściach nie wirujących. Do analizy bieżącego stanu maszyn i urządzeń często wykorzystuje się analizę sygnału drganiowego. Do badań wibrodiagnostycznych stosuje się częstotliwościową analizę sygnału FFT (szybka transformacja Fouriera – FFT), która bazuje na analizie widma drgań. Siły oddziałujące na kadłub silnika, siły gazowe oddziałują na elementy wirnika sprężarki i turbiny silnika poprzez reakcję na energię kinetyczną czynnika gazowego tj.

sprężanego powietrza i spalin oraz ciśnienia statycznego, oddziałują na łopatki sprężarki i turbiny obciążając wirnik momentem obrotowym i siłą wzdłużną. Zakres oddziaływania siły na wirnik jest bardzo szeroki i wynika zarówno ze zmiany ciśnień wewnątrz kanałów przepływowych silnika związanej ze zmianami prędkości obrotowej, mocy lub ciągu oraz oddziaływania otoczenia [1, 4].

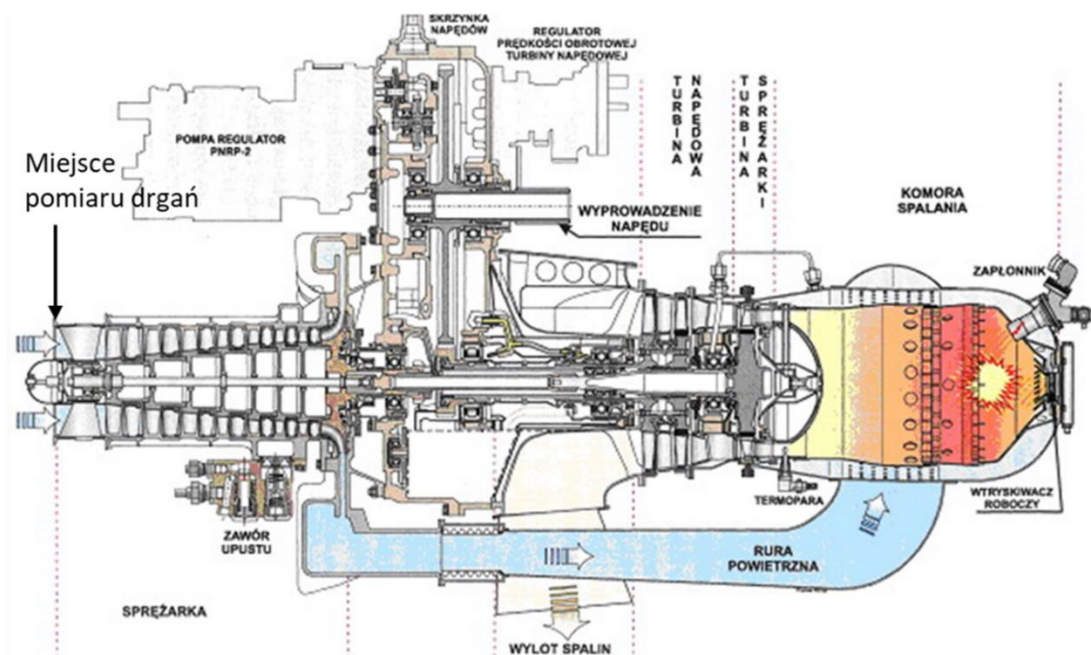
## 2. Stanowisko badawczo – dydaktyczne

Badania drgań zostały przeprowadzone w laboratorium napędów turbinowych należącym do Katedry Automatyki i Energetyki Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Obiektem badań jest turbina gazowa dwuwałowa typu lekkiego GTD 350, turbiny tego typu znalazły zastosowanie w lotnictwie do napędu helikopterów. Na rysunku 1 przedstawiono ogólny schemat turbiny dwuwałowej. Silnik śmigłowiec GTD-350 jest zbudowany w układzie dwuwirnikowym. Wirniki sprężarki, turbiny sprężarki oraz oddzielnej turbiny napędowej są oddzielnie łożyskowane na pięciu podporach. Wirnik sprężarki jest zamocowany na dwóch łożyskach. Przednie łożysko rolkowe wirnika sprężarki jest zamontowane w środkowej części osłony wewnętrznej. Przenosi reakcje od sił poprzecznych i umożliwia wzdłużne przemieszczanie się przedniego czopa wału wynikające z rozszerzania się wirnika w wyniku obciążenia cieplnego. Szczegółowy opis wielkości mierzonych na stanowisku został przedstawiony w artykule [2].



Rys. 1. Schemat turbiny gazowej dwuwałowej; S – sprężarka; KS – komora spalania; TS – turbina sprężarkowa; TN – turbina napędowa;  $n_{TS}$  – prędkość obrotowa turbiny sprężarkowej;  $n_{TN}$  – prędkość obrotowa turbiny napędowej; H – hamulec;  $m_p$  – strumień paliwa.[2]

Na rysunku 2 pokazano miejsce zamontowania akcelerometru trójosiowego model 356B firmy PCB Piezotronics. Akcelerometr został umieszczony na wlocie do sprężarki wirnikowej składającej się z 7 stopni osiowych i jednego promieniowego.



Rys. 2. Przekrój przez turbinę gazową GTD 350 z zaznaczonym miejscem zamontowania acetometru trójosiowego.[3]

### 3. Pomiary drgań

W ocenie stanu technicznego maszyn wirnikowych niezwykle ważnym elementem jest ocena stanu referencyjnego, w celu określenia wielkości bazowych drgań maszyny. Kiedy pojawiają się usterki, wówczas ulegają zmianie procesy dynamiczne w maszynie, co doprowadza do zmiany niektórych sił działających na części maszyny, a tym samym do zmiany poziomu wibracji i kształtu widma wibracji. Fakt, że sygnał wibracji niesie wiele informacji związanych ze stanem mechanicznym maszyn, jest podstawą do wykorzystywania wyników regularnych pomiarów i analizy wibracji jako wskaźnika trendu stanu maszyny i potrzeby remontu. Okresy międzyremontowe często są określane statystycznie jako okres, podczas którego producent spodziewa się, iż nie więcej jak 2% maszyn nowych lub w pełni wyremontowanych ulegnie awarii. W wyniku przeprowadzania remontów w tak wyznaczonych terminach ogólnie oczekuje się, że 98% maszyn przetrwa bez awarii okres międzyremontowy, a awaria będzie zdarzeniem rzadkim. Doświadczenie wykazuje, że w większości przypadków remont warunkowany czasem jest nieekonomiczny. Olbrzymie znaczenie ma fakt, że wskaźnik awaryjności wielu maszyn nie ulega zmniejszeniu w wyniku regularnej wymiany zużywających się części. Wprost przeciwnie, niezawodność świeżo wyremontowanych maszyn jest często zmniejszona przez początkowy czas w wyniku ingerencji człowieka. Ponieważ nie można przewidzieć rzeczywistego przebiegu uszkodzenia się każdej pojedynczej maszyny, warunkowany czasem remont zapobiegawczy nie może być stosowany w sposób efektywny. Każdą maszyną powinna być traktowana w sposób indywidualny. Poprzez regularne pomiary wibracji można wykryć początek pojawiania się uszkodzenia i śledzić ich rozwój. Wyniki pomiarów można ekstrapolować w celu przewidzenia, kiedy osiągnięte zostaną niedopuszczalne poziomy wibracji i kiedy maszynę należy poddać remontowi. Podejście takie nazywane jest monitorowaniem trendu i pozwala ono inżynierowi remontowemu na zaplanowanie wszystkich operacji naprawczych z wyprzedzeniem czasowym. Podczas gdy czujniki względnych przemieszczeń są najlepsze w pewnych specyficznych przypadkach monitorowania ruchu wałów, dla celu kontroli stanu

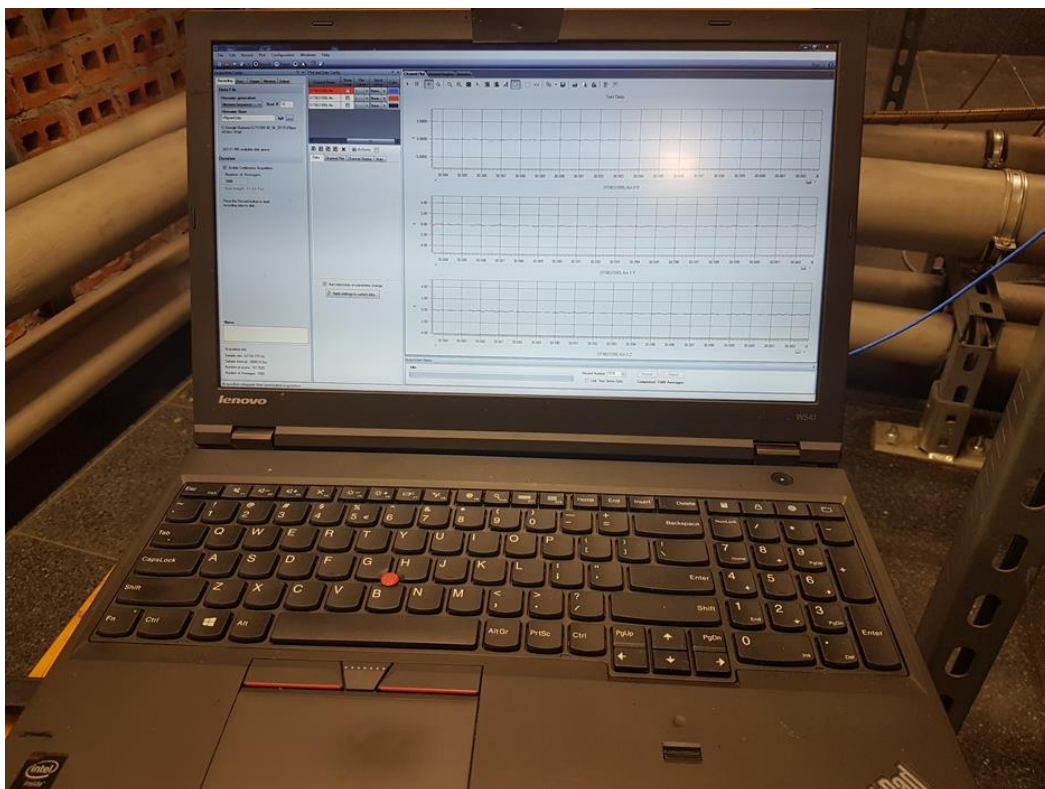
maszyn najbardziej użyteczne okazały się przetworniki sejsmiczne. Chociaż czujniki względnych przemieszczeń, takie jak czujniki prądów wirowych, mają zakres częstotliwości pomiarowych sięgający aż do 10000 Hz, to jednak umożliwiają one efektywną detekcję tylko składowych o niskich częstotliwościach, ponieważ wyższe harmoniczne zwykle nie mieszczą się w ograniczonym zakresie dynamicznym tych przetworników.

Powszechnie używanymi przetwornikami sejsmicznymi są czujnik prędkości oraz akcelerometr piezoelektryczny. W ostatnich latach akcelerometry piezoelektryczne stały się najszerzej używanym typem przetwornika do pomiaru wibracji maszyn i to ze względu na jego znacznie szersze zakresy częstotliwości i dynamiki, jego znacznie mniejsze rozmiary, długoterminową niezawodność (nie zawiera ruchomych części) oraz ogólną wytrzymałość.

Ponieważ w wielu sytuacjach kontrola wibracji wymaga zwiększenia zakresu częstotliwości znacznie powyżej 1000 Hz oraz konieczna jest detekcja amplitud wibracji w znacznie szerszym zakresie amplitud względnych niż 1000:1, zastosowanie akcelerometru piezoelektrycznego jest praktycznie jedyną możliwością. Możliwości współczesnego oprogramowania stwarzają dodatkowo sytuację, w której używając przyrządów pomiarowych współpracujących z akcelerometrem, użytkownik ma pełną możliwość wyboru mierzonej wielkości: przyspieszenia, prędkości bądź przemieszczenia drgań.

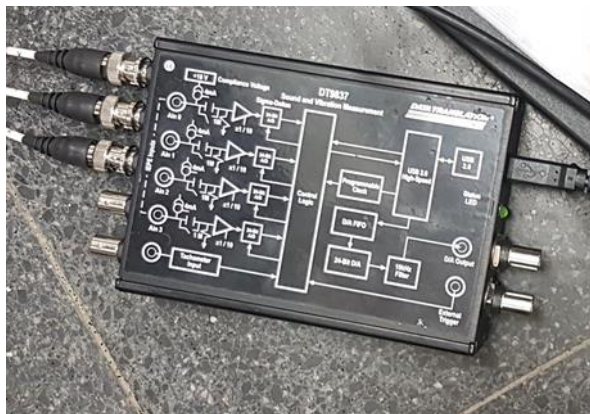
#### 4. Pomiary

Podczas badań wykorzystano akcelerometr trójosiowy model 356B firmy PCB Piezotronics, przymocowany do obudowy sprężarki oraz kartę pomiarową DT9837 firmy DataTranslation wraz z dedykowanym oprogramowaniem QuickDaq umożliwiające akwizycję danych, zapis na dysku oraz prostą wizualizację zaprezentowana na zdjęciu 1.



Zdjęcie 1. Widok interfejsu użytkownika oprogramowanie QuickDaq użytego do akwizycji danych pomiarowych.

DT-9837 jest serią precyzyjnych modułów kontrolno-pomiarowych, które idealnie nadają się do zastosowań związanych z pomiarami wibracji. Cztery 24-bitowe wejścia obsługujące standard IEPE są zsynchronizowane z wejściem tachometrycznym w celu zapewnienia odpowiedniego dopasowania w czasie. Solidny, niewielkich rozmiarów moduł jest zasilany bezpośrednio z portu USB, co czyni go idealnym przenośnym systemem pomiarowym [10]. Moduł zaprezentowano na zdjęciu 2.



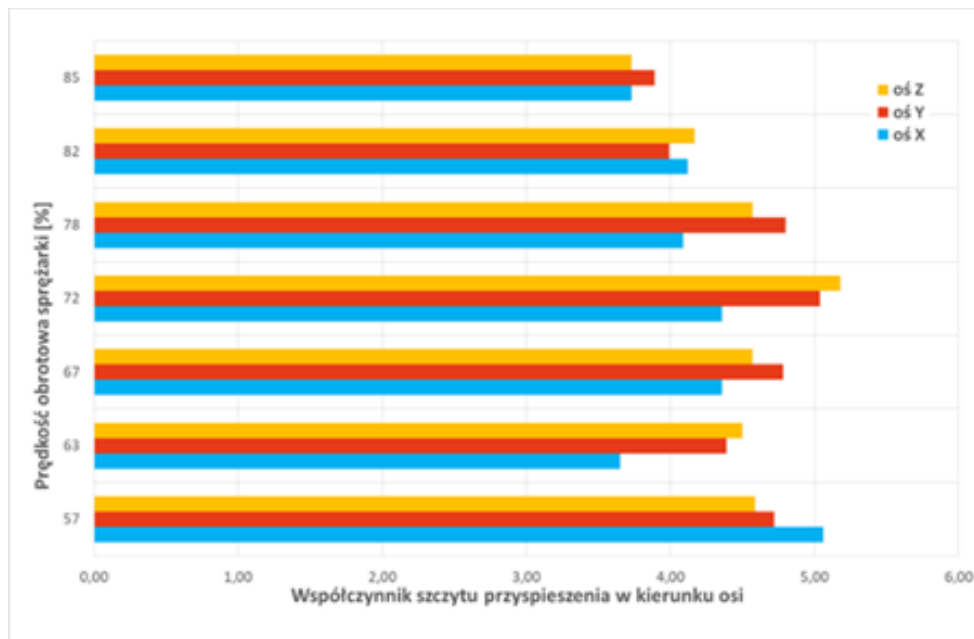
Zdjęcie 2. Karta pomiarowa DT9837

Akcelerometr trójosiowy zaprezentowany na zdjęciu 3, to model 356B firmy PCB Piezotronics o zakresie pomiarowy:  $\pm 100000$  g pk ( $\pm 981000$  m / s<sup>2</sup> pk), czułości 0,05 mV / g (0,005 mV / (m / s<sup>2</sup>) oraz zakresie częstotliwości 4 do 10000 Hz ( $\pm 1$ dB). Częstotliwość narażna filtra elektrycznego 21 kHz. Częstotliwość rezonansowa filtra mechanicznego 35 kHz [11].

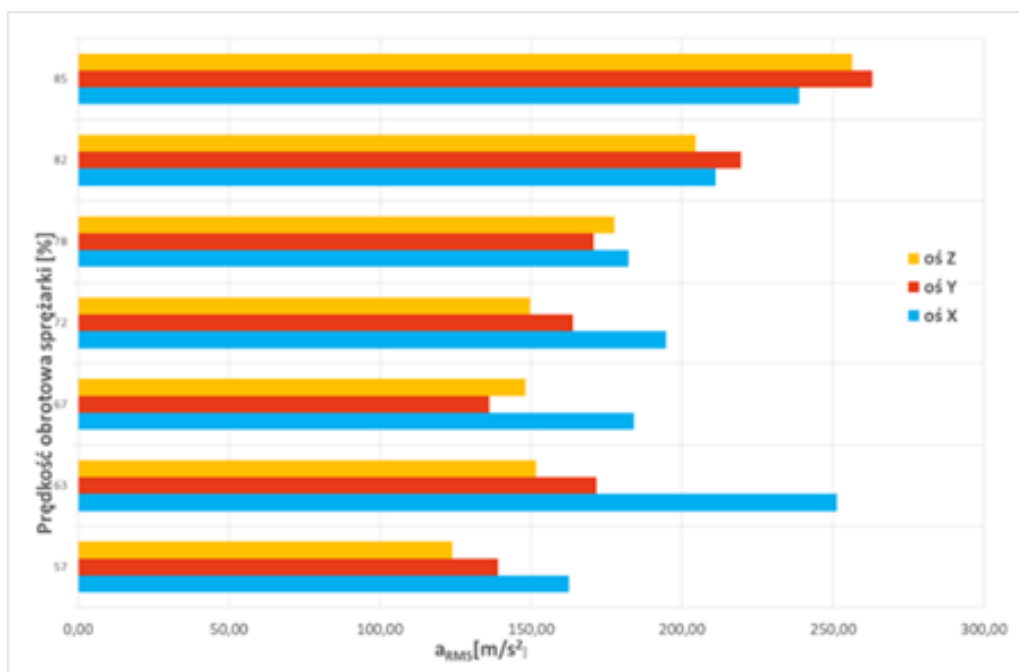


Zdjęcie 3. Akcelerometr trójosiowy użyty do pomiarów zamontowany na wlocie do sprężarki.

Badania zostały przeprowadzone przy 40% otwarciu przepustnicy paliwa dla prędkości obrotowej sprężarki równej 57%, 63%, 67%, 72%, 78%, 82% i 85% wartości prędkości nominalnej. Na wykresie 1 przedstawiono wyniki pomiarów współczynnika szczytu przyspieszenia w kierunku poszczególnych osi. Na wykresie 2 zaprezentowano średnią wartość skuteczną  $a_{rms}$  w poszczególnych kierunkach dla różnych prędkości obrotowych.

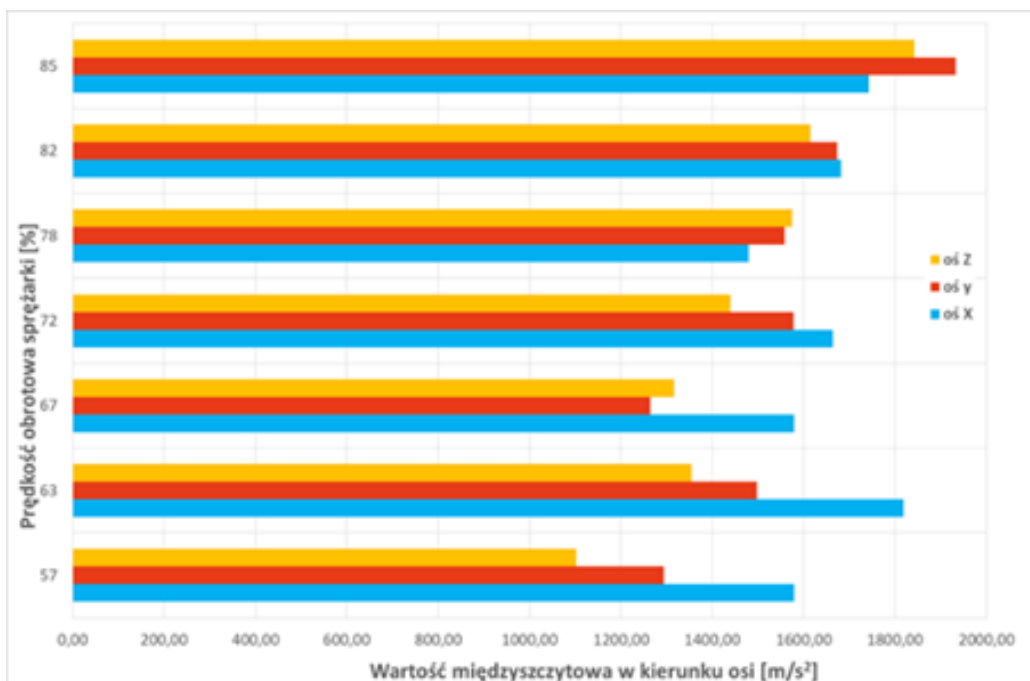


Wykres 1. Wartość współczynnika szczytu przyspieszenia względem wszystkich osi.

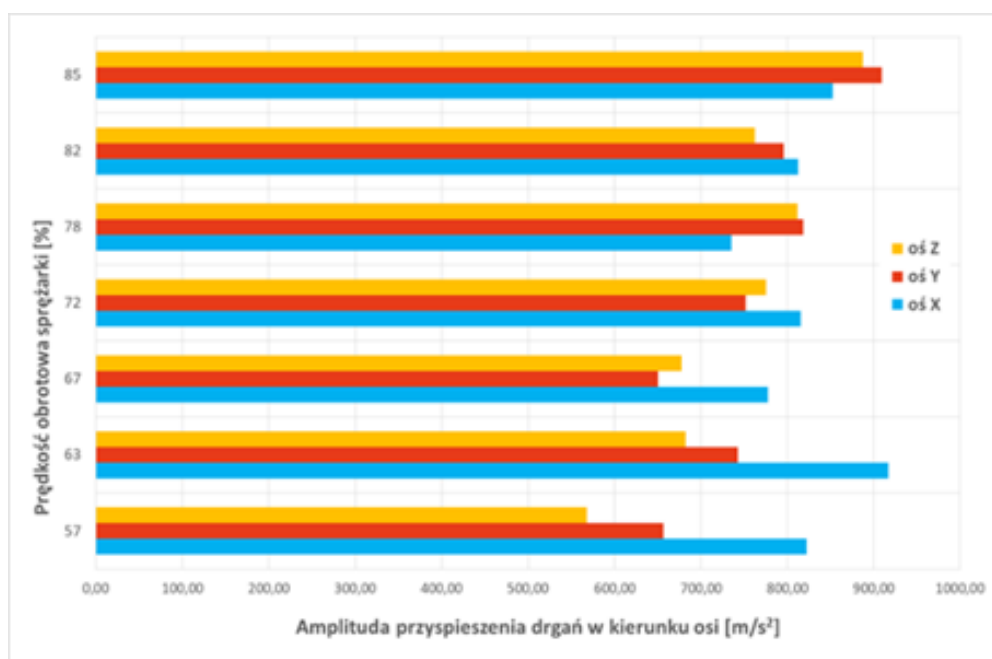


Wykres 2. Średnia wartość skuteczną  $a_{rms}$  względem wszystkich osi.

Kolejnym wyznaczony parametrem była wartość międzyszczytowa (wykres 3) zdefiniowana jako różnica pomiędzy wielkością minimalną a wartością maksymalną przyspieszenia drgań. Ostatnim wyznaczonym parametrem jest wartość amplitudy przyspieszenia określająca jego maksymalną wartość (wykres 4).

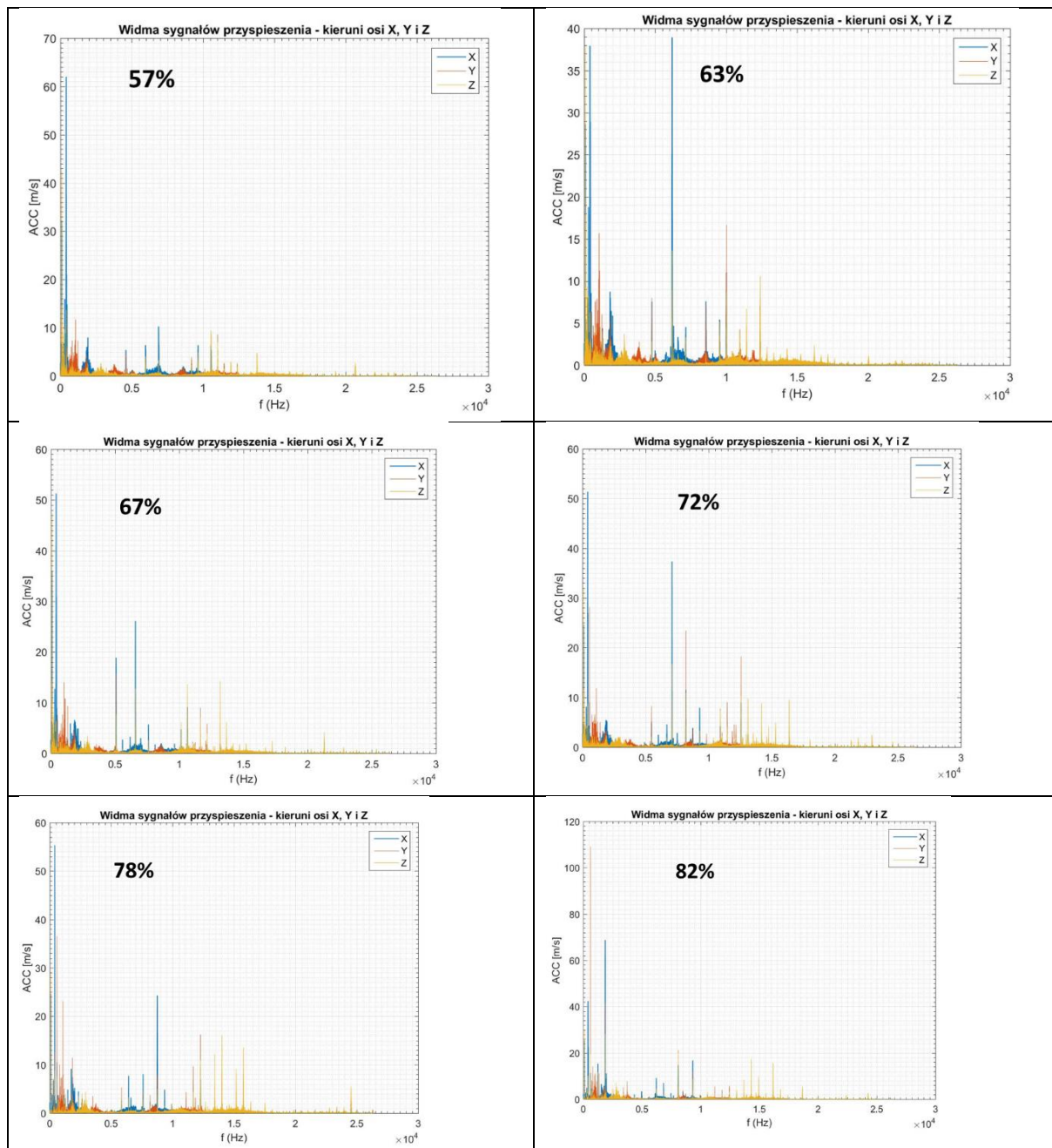


Wykres 3. Wartość międzyszczytowa w kierunku wszystkich osi.



Wykres 4. Wartość amplitudy przyspieszenia drgań w kierunku wszystkich osi.

Dla potrzeb późniejszych analiz porównawczych, oprócz rejestracji wartości dotyczących wielkości opisujących obserwowane procesy drganiowe wyznaczone zostały również widma sygnałów drganiowych dla różnych prędkości obrotowych sprężarki. Uzyskane wyniki przedstawione zostały na wykresie 5.



Wykres 5. Zestawienie widm sygnałów przyspieszenia dla różnych prędkości obrotowych sprężarki.

## 5. Wnioski

Przeprowadzone badania miały na celu określenie stanu referencyjnego turbiny gazowej. Zgromadzone wyniki stanowią w chwili obecnej swego rodzaju załączek diagnostycznej bazy danych, która w zamierzeniach poszerzać będzie się o kolejne rekordy uzyskane podczas cyklicznych badań i umożliwi stosowne analizy zmian wartości i ich trendów poszczególnych parametrów diagnostycznych. Otrzymane wyniki, w miarę zwiększania się mocy ich zbioru oraz odpowiedniego ich opracowania niewątpliwie będą mogły stanowić podstawę wnioskowania diagnostycznego dotyczącego rozpatrywanego silnika.



## Bibliografia

- [1] Rowiński A. „Dynamiczne obciążenia kadłubów silników turbinowych i ich zamocowanie na płatach”, Prace Instytutu Lotnictwa 211, 2011 r.
- [2] Dzida M., Frost J., „Two-shaft gas turbine teaching and testing station”, Journal of Polish CIMAC 2016
- [3] Kotlarz W. i in., Turbinowe silniki spalinowe źródłem skażeń powietrza na lotniskach wojskowych, red. W. Kotlarz, WSOSP, Dęblin 2003.
- [4] Grządziela A. „Nowoczesne metody pomiaru drgań w identyfikacji błędów technologicznych maszyn wirujących”, Zeszyty naukowe akademii marynarki wojennej rok XLX NR 2 (177) 2009
- [5] Cioch W. Krzyworzeka P., „Badanie drgań rozruchowych silnika turbinowego GTD-350”, Diagnostyka’ 4(44)/2007
- [6] Lindstedt P. „Kompleksowa diagnostyka w procesie oceny jakości silnika śmigłowego w inżynierji – lotniczym otoczeniu”, Diagnostyka’ 4(39)/2006
- [7] Cempel Cz.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań, 1985
- [8] Dżygadło Z., i in., „Zespoły wirnikowe silników turbinowych. WKŁ, Warszawa, 1982.
- [9] Bruel&Kjaer „Monitorowanie Maszyn” 1984
- [10] <https://www.mccdaq.com/Data-Translation/vibration>
- [11] [http://www.ects.pl/files/uploader/Producenci/PCB/PCB\\_SFC\\_2008\\_pl.pdf](http://www.ects.pl/files/uploader/Producenci/PCB/PCB_SFC_2008_pl.pdf)