

## CHARAKTERYSTYKI DRGANIOWE SPRĘŻAREK TŁOKOWYCH POWIETRZA STOSOWANYCH DLA CELÓW HIPERBARYCZNYCH

Marcin Kluczyk

Instytut Budowy i Eksploatacji Okrętów, Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni

### STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono problemy związane z diagnostyką drganiową sprężarek tłokowych napędzanych silnikami o mocach poniżej 100 kW. Żadne z obowiązujących obecnie norm dotyczących zagadnień diagnostyki drganiowej nie poruszają tej problematyki, w związku z czym diagnozy nie mają poziomu odniesienia dla zmierzonych parametrów drganiowych. W pracy skupiono się na diagnostyce dwóch typów sprężarek przeznaczonych dla celów nurkowych i technik hiperbarycznych. Zaproponowano tok postępowania w czasie pomiarów. Wskazano dalsze kierunki służące opracowaniu spójnych procedur dotyczących diagnostyki sprężarek tłokowych o mocach poniżej 100 kW. .

**Słowa kluczowe:** Sprężarki tłokowe, diagnostyka drganiowa.

---

### ARTICLE INFO

---

PolHypRes 2015 Vol. 52 Issue 3 pp. 17-28

ISSN: 1734-7009 eISSN: 2084-0535

DOI: 10.1515/phr-2015-0013

Strony: 12, rysunki: 11, tabele: 1

page **www** of the periodical: [www.phr.net.pl](http://www.phr.net.pl)

**Typ artykułu: oryginalny**

**Termin nadesłania:** 07.07.2015r.

**Termin zatwierdzenia do druku:** 11.08.2015r.

**Publisher**

Polish Hyperbaric Medicine and Technology Society

## WSTĘP

Z zasady działania wszystkich maszyn tłokowych wynika, że w czasie ich pracy powstają niezrównoważone siły wywołujące drgania cyklostacjonarne, czyli okresowe w funkcji obrotu wału korbowego. Drgania te są nieuniknione nawet w sprawnie działającym urządzeniu. Za zasadę można przyjąć że wraz z pogorszeniem stanu technicznego maszyny tłokowej zmieniają się jej charakterystyki dynamiczne – zazwyczaj na gorsze, należy to interpretować jako wzrost wibroaktywności urządzenia. Problemy związane z diagnostyką drganiową maszyn tłokowych z racji złożoności ich działania są zagadnieniami dość skomplikowanymi. Prawdopodobnie jest to przyczyną nie pełnego unormowania wszystkich zagadnień związanych z diagnostyką maszyn o mocach poniżej 100 kW.

Z punktu widzenia diagnostyki technicznej najlepsze rezultaty dają ciągłe pomiary parametrów drganiowych i obserwacja ich trendu. Takie rozwiązania stosowane są w przypadku diagnostyki maszyn krytycznych w przemyśle. Do maszyn krytycznych zaliczane są właściwie wszystkie hiper-kompresory stosowane powszechnie w przemyśle petrochemicznym. Ciągły pomiar parametrów drganiowych oraz ich archiwizacja wiąże się dla użytkownika ze znacznymi kosztami ponoszonymi na etapie montażu urządzenia i późniejszymi zwiększonymi kosztami związanymi z utrzymaniem personelu diagnostycznego niezbędnego do obsługi systemu. Oczywiście koszty te są niwelowane przez oszczędności wynikające z wydłużenia okresów między naprawczych a także przez oszczędności związane z uniknięciem nieoczekiwanych przestoju urządzeń [12].

W przypadku mniejszych urządzeń nie posiadających cech maszyn krytycznych stosowanie pomiarów parametrów drganiowych w trybie on-line zazwyczaj nie jest uzasadnione. Alternatywą są tutaj pomiary okresowe a w szczególnych przypadkach pomiary prowadzone okazjonalnie. W przypadku pomiarów okresowych możliwe jest sporządzenie krzywych trendu wybranych parametrów (mniej dokładnych niż w przypadku pomiarów on-line), natomiast w przypadku pomiarów jednokrotnych najlepszym wyjściem wydaje się odwołanie do norm.

W aspekcie pomiarów sprężarek tłokowych o małych mocach brak jest jednak jednoznacznych wytycznych dotyczących dopuszczalnych poziomów parametrów drganiowych. W takich przypadkach diagnosta musi polegać na własnym doświadczeniu. Autor w dalszej części pracy skupił się na analizie parametrów drganiowych dwóch sprężarek tłokowych znajdujących się Zakładzie Technologii Prac Podwodnych Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni.

## PRZEGLĄD OBOWIĄZUJĄCYCH NORM

Wszystkie normy i zalecenia związane z pomiarami maszyn tłokowych są zgodne co do minimalnych wymagań odnośnie używanej w czasie pomiarów aparatury, sposobów montażu czujników a także wzajemnego ich położenia [2,3,7,9,10]. Niezgodności występują w zakresie miejsc montażu przetworników stąd jako miejsca pomiarowe wybrano głowice sprężarek czyli miejsca o teoretycznie największej wibroaktywności. Miejsca montażu są również w najbliższym sąsiedztwie zaworów ssawnych i tłocznych co sprzyja uzyskaniu sygnałów umożliwiających diagnostykę zaworów.

Normami traktującymi o problematyce diagnostyki drganiowej są normy serii ISO 10816-(1-9). Większość z nich nie posiada odpowiedników w Polskich Normach (wyjątek stanowi norma „PN-ISO-10816-1 Drgania mechaniczne – ocena drgań maszyny na podstawie pomiarów na częściach niewirujących). Bezpośrednio tematyki pomiarów parametrów drganiowych maszyn tłokowych dotyczy norma “ISO 10816-6: Mechanical vibration-Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts- Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW” [3].

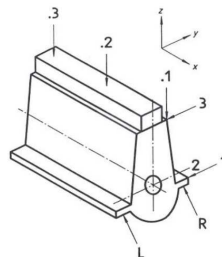
Norma ta jest niemal identyczna ze normą niemiecką VDI 2056, jednak posiada ona 11 poziomów intensywności zamiast 13 które posiada VDI 2056. Moce sprężarek poddanych badaniom są znacząco niższe od 100 kW, jednak zasadnym wydaje się przytoczenie wartości odniesienia podanych dla prędkości drgań w wymienionej normie. Dopuszczalne wartości parametrów drganiowych zawartych w ISO 10816-6 przedstawiono w tabeli 1.

Wartości parametrów drganiowych na podstawie ISO 10816-6 [9].				Grupa do której zakwalifikowano maszynę						
Stopień Surowości wibracji	Wartość maksymalna			Wyznaczone strefy						
	Przemieszczenie $\mu\text{m}$	Prędkość $\text{mm/s}$	Przyspieszenie $\text{mm/s}^2$	1	2	3	4	5	6	7
1,1	17,8	1,12	1,76							
1,8	28,3	1,78	2,79	A/B						
2,8	44,8	2,82	4,42	A/B	A/B					
4,5	71,0	4,46	7,01		A/B	A/B				
7,1	113	7,07	11,1	C						
11	176	11,2	17,6	C						
18	283	17,8	27,9			C				
28	448	28,2	44,2				C			
45	710	44,6	70,1	D				C		
71	1125	70,7	111		D				C	
112	1784	112	176			D			D	C
180									D	D

- Strefa A – maszyny nowe,
- Strefa B – maszyny w których występują drgania nie przeszkadzające w długoterminowej eksploatacji,
- Strefa C – maszyny w których poziom drgań przekracza wartości graniczne, jednak mogą one być warunkowo eksploatowane do momentu przeprowadzenia naprawy,
- Strefa D – maszyny w których występują tak intensywne drgania, że ich dalsza eksploatacja doprowadzi do ich zniszczenia.

Zakwalifikowanie maszyny do odpowiedniej strefy (A-D) odbywa się po określeniu poziomu jednego z parametrów drganiowych w zakresie częstotliwości od 10 Hz do 1kHz. W treści normy nie podano wytycznych dotyczących zasad kwalifikacji maszyn do poszczególnych grup (od 1 do 7). Przyjmuje się że silniki tłokowe należy kwalifikować do grup 5-7, natomiast sprężarki tłokowe do grup 4-5. Wszelkie bardziej szczegółowe kwalifikacje należy wprowadzać po konsultacjach z użytkownikiem.

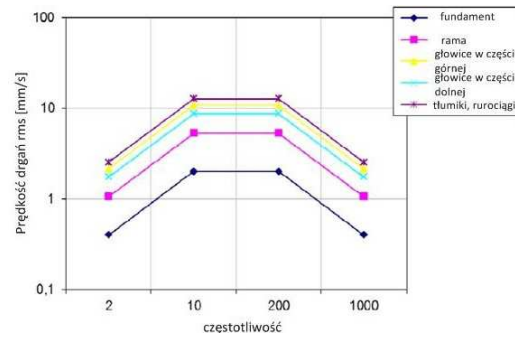
Rysunek 1 przedstawia zalecane rozmieszczenie punktów pomiarowych na maszynach tłokowych o osi pionowej. W treści normy ISO 10816-1 możemy również odnaleźć zapisy dotyczące maszyn tłokowych, jednak w klasyfikacji grup maszyn dla których podano wartości odniesienia maszyny tłokowe już nie występują w związku z czym w dalszej części pracy norma ta nie będzie już przytaczana.



Rys. 1. Przykład rozmieszczenia punktów pomiarowych na maszynie tłokowej w oparciu o ISO 10816-6 [9].

Wadą normy ISO 10816-6 jest to że została stworzona głównie na potrzeby silników tłokowych. Standard ten nie określa klasyfikacji sprężarek tłokowych i nie rozróżnia wartości przewodnich dla różnych części sprężarki podaje tylko lokalizację punktów pomiarowych wskazanych na rysunku 1.

Nieco dokładniejsze wytyczne interpretacji wyników otrzymanych w czasie pomiarów drgań sprężarek tłokowych podają wytyczne EFRC (European Forum Reciprocating Compressors) [2]. Należy tutaj jednak podkreślić, że organizacja ta zajmuje się jedynie największymi stosowanymi w przemyśle sprężarkami stosowanymi głównie w przemyśle petrochemicznym.



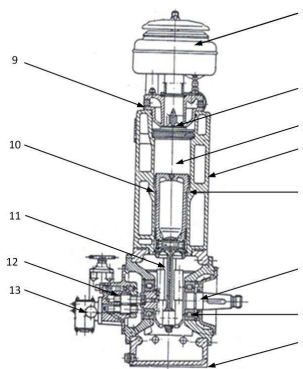
Rys. 2. Krzywe określające dopuszczalne wartości rms prędkości drgań elementów sprężarek pionowych które można zakwalifikować do stref A/B.

Niewątpliwą zaletą wytycznych EFRC jest podanie wartości granicznych dla poszczególnych elementów sprężarek. Wytyczne są rozwinięciem normy ISO 10816-6 w związku z czym autor nie podaje ponownie opisów stref [A-D – tabela 1].

Ostatnim dokumentem normatywnym o którym należy wspomnieć jest Norma Obronna NO-20-A500-3 [11]. Norma nie rozróżnia urządzeń ze względu na moc w związku z czym badane sprężarki można zakwalifikować do grupy B – zespoły z silnikami elektrycznymi. Norma podaje wartości graniczne dla pasm 1/3 oktawowych o częstotliwościach środkowych od 1 do 500 Hz, w związku z czym pozwala na dokładniejsze porównanie widma w przedziałach wąskopasmowych niż wymienione uprzednio normy uwzględniające jedynie jedno pasmo w przedziale od 10 do 1 kHz.

## OBIEKTY BADAŃ

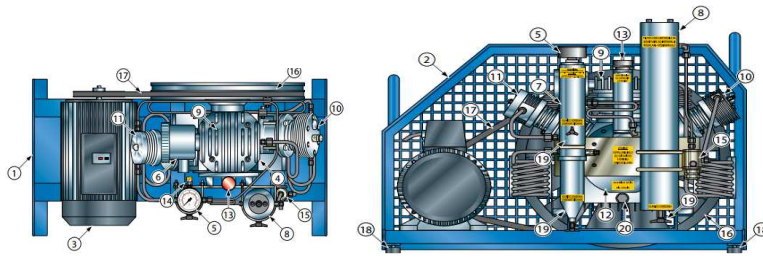
Podczas realizacji pomiarów przebadano dwa odmienne typy sprężarek. Pierwszą z nich była sprężarka serii SC1-115 o maksymalnym ciśnieniu tłoczenia 3 MPa i wydajności 48 m<sup>3</sup>/h, wyprodukowana przez zakłady Cegielski-Sulzer. Rysunek 1 przedstawia przekrój sprężarki. Nominalna prędkość obrotowa sprężarki wynosi 970 obr/min. Sprężarki tego typu są konstrukcją dość starą jednak nadal powszechnie stosowaną.



Rys. 3. Przekrój sprężarki SC1-115 z oznaczeniem najważniejszych elementów. 1 – filtr powietrza, 2 – zawór ssawno-tłoczny I stopnia, 3 – tłok różnicowy, 4 – blok cylindrowy, 5 – zawór tłoczny II stopnia, 6 – wał korbowy, 7 – łożyska toczne, 8 – skrzynia korbową, 9 – głowica, 10 – zawór ssawny II stopnia, 11 – korbwód, 12 – pompa oleju obiegowego, 13 – pompa lubrykatorowa.

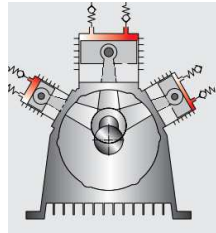
Prezentowana sprężarka jest sprężarką tłokową, dwustopniową, jednostronnego działania o pionowym układzie cylindrów i tłokiem różnicowym. Napędzana jest silnikiem elektrycznym za pomocą sprzęgła kłowego. Wyposażona jest samoczynny ssawno-tłoczny zawór płytkowy na pierwszym stopniu oraz dwa samoczynne zawory płytkowe na drugim stopniu jeden tłoczny drugi ssący. Zawory tego typu są najbardziej wrażliwymi na uszkodzenia elementami sprężarek i to na nie diagnosta powinien zwracać szczególną uwagę [1,4,5,6].

Nie należy jednak całkowicie zaniedbywać pozostałych elementów pracujących na sprawne działanie całego urządzenia. Drugim obiektem badań była sprężarka MCH-13/ET STANDARD firmy Aertotecnica Coltri – rysunek 3. Ta sprężarka została skonstruowana konkretnie do celów hiperbarycznych dokładniej do napełniania butli nurkowych. Sprężarka SC1-115 została jedynie zaadaptowana do zabezpieczenia pracy komór hiperbarycznych. Sprężarka MCH jest sprężarką trójstopniową trójtłokową napędzaną przez silnik elektryczny za pomocą przekładni pasowej. Prędkość silnika elektrycznego wynosi 2840 [obr/min], natomiast sprężarki 1350 [obr/min]. Wszystkie stopnie sprężarki posiadają po jednym zaworze ssawnym i jednym tłocznym.



Rys. 3. Elementy sprężarki MCH-8 -11/EM STANDARD. 1 – rama, 2 – pokrywa, 3 – silnik napędowy, 4 – sprężarka, 5 – manometr, 6 – filtr powietrza, 7 – separator, 8 – filtr węglowy, 9 – pierwszy stopień, 10 – drugi stopień, 11 – trzeci stopień, 12 – monoblok, 13 – korek spustowy oleju, 14 – zawór bezpieczeństwa, 15 – zawór obsługowy, 16 – wentylator, 17 – pas napędowy, 18 – amortyzator, 19 – zawór dekompresyjny, 20 – korek spustu oleju [11].

Nietypowym rozwiązaniem omawianej sprężarki jest jej układ korbowo-tłokowy przedstawiony na rysunku 4. Zamianę ruchu obrotowego na ruch posuwisto zwrotny zrealizowano tutaj stosując układ korbowo-tłokowy typu W.



Rys. 4. Układ korbowo-tłokowy sprężarki MCH.

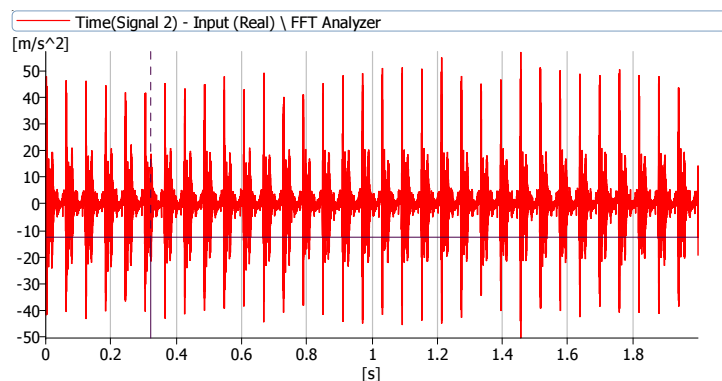
## PRZEBIEG POMIARÓW I WYNIKI BADAŃ

W czasie pomiarów rejestrowano przebiegi czasowe przyspieszeń drgań. Do tego celu zastosowano akcelerometry B&K typu 4514 B oraz pięciokanałową kasetę pomiarową typu 3650-B-120. Drgania mierzono w paśmie od 1 Hz do 12,8 kHz z częstotliwością próbkowania wynoszącą 32768 Hz. Wszystkie zastosowane elementy systemu pomiarowego spełniają wymagania norm traktujących o problematyce drganiowej.

Czujniki mocowano do badanych urządzeń za pomocą podstawy magnetycznej. Układ czujnik-podstawa magnetyczna charakteryzuje się częstotliwością rezonansową w zakresie 5-7 kHz, w związku z czym w czasie analiz tego zakresu nie rozpatrywano. Istnieją wprawdzie metody analizy opierające się na zmianach amplitud pasma rezonansowego czujnika i podstawy jednak w tym celu konieczna jest znajomość wyników wcześniejszych pomiarów oraz impulsowa charakterystyka sygnału [9,10], w tej sytuacji dysponowano jedynie własnymi nagraniami.

Analiza literatury wskazuje że najczęściej występującymi uszkodzeniami sprężarek tłokowych są uszkodzenia zaworów samoczynnych [1,8,12]. W związku z powyższym jako miejsca pomiarowe wybrano głowice sprężarek w pobliżu miejsc montażu zaworów poszczególnych stopni. Pomiary realizowano w czasie normalnej pracy urządzeń, nie symulowano żadnych uszkodzeń ani zakłóceń.

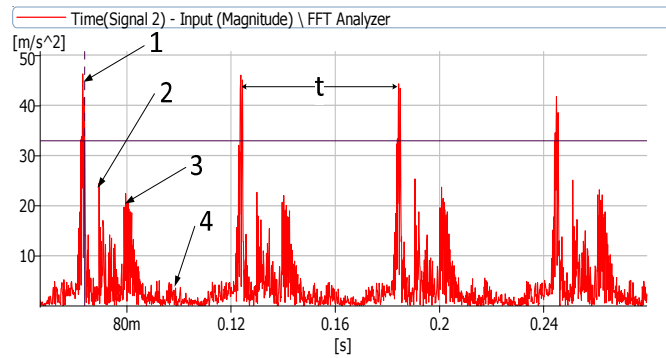
Analizy wyników badań przeprowadzono w środowisku Pulse LabShop oraz Pulse Reflex. W pierwszej kolejności zarejestrowane dane poddano w analizie w dziedzinie czasu. Przykładowy przebieg czasowy przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Przebieg czasowy przyspieszeń drgań sprężarki SC1.

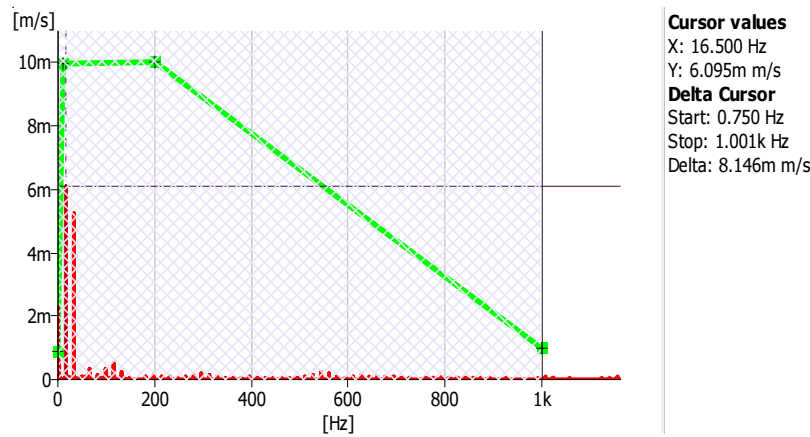
Zawężając przedział czasu obserwacji oraz uwzględniając wartość bezwzględną przyspieszeń drgań otrzymujemy przebieg przedstawiony na rysunku 6. Na tak przygotowanym przebiegu jesteśmy w stanie wskazać prążki powiązane z poszczególnymi zdarzeniami wynikającymi z pracy sprężarki.

Czas pomiędzy poszczególnymi zdarzeniami odpowiada czasowi jednego obrotu wału korbowego sprężarki co dla prędkości 970 obr/min odpowiada  $t=0,062$  s. Porównując tak przygotowane przebiegi czasowe uzyskane w ustalonych okresach diagnostycznych jesteśmy w stanie określić stan techniczny zaworów (np. zużycie sprężyn zaworowych).



Rys. 6. Wartości bezwzględne przyspieszeń drgań sprężarki SC-1. 1 – otwarcie zaworu tłocznego, 2 – zamknięcie zaworu tłocznego, górny martwy punkt, 3 – otwarcie zaworu ssawnego, 4 – zamknięcie zaworu ssawnego, dolny martwy punkt, t – czas pełnego obrotu wału korbowego.

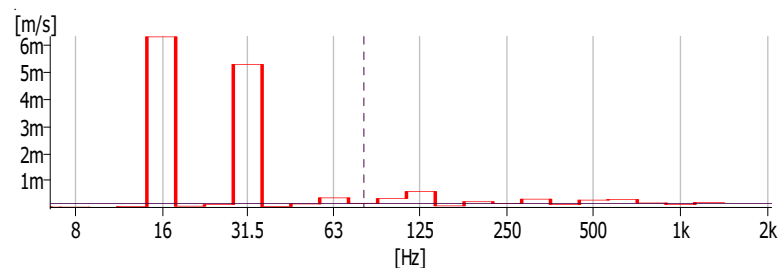
Kolejnym etapem analiz była zmiana dziedziny przebiegów drganiowych z dziedziny czasu na dziedzinę częstotliwości. W tym celu zastosowano krótkookresowe przekształcenie Fouriera (FFT) z okienkowaniem Hanninga i jednokrotnym całkowaniem. Dzięki temu uzyskano przebiegi amplitudowo częstotliwościowe prędkości drgań – rysunek 7.



Rys. 7. Widmo prędkości drgań głowicy sprężarki SC1.

Na rysunku 7 kolorem czerwonym oznaczono widmo prędkości drgań. Wyraźnie widoczne są prążki I i II harmonicznej prędkości drgań typowe dla tego typu urządzenia, wynikające z pracy układu korbowo tłokowego – I harmoniczna, oraz zastosowania dwustopniowego tłoka różnicowego obustronnego działania – II harmoniczna.

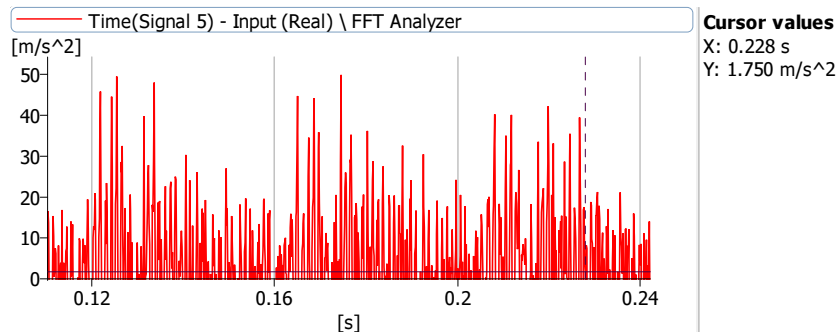
Kolorem zielonym oznaczono krzywą tolerancji dla prędkości drgań rejestrowanych na głowicach sprężarek wynikającą z zaleceń EFRC (rysunek 2). Pole zakresowane to przedział częstotliwości 10 Hz – 1 kHz z którego obliczono średnią wartość skuteczną prędkości drgań  $v_{rms}=8,146$  mm/s. Wartość  $v_{rms}$  odniesiono do wartości w normie ISO 10816-6 – tabela 1.



Rys. 8. Widma 1/3 oktawowe prędkości drgań sprężarki SC1.

Ostatnim etapem analiz sygnałów drganiowych było zastosowanie do widma amplitudowo-częstotliwościowego prędkości drgań metody CPB (Constant Percentage Bandwidth), czyli metody polegającej na podziale widma na przedziały o stałej względnej szerokości. Wybrano widma 1/3 oktawowe gdzie szerokość pasma w stosunku do jego częstotliwości dla wszystkich przedziałów wynosi 0,232. Tak otrzymane wartości odniesiono do wartości podanych dla pasm 1/3 oktawowych w normie NO-20-A500-3.

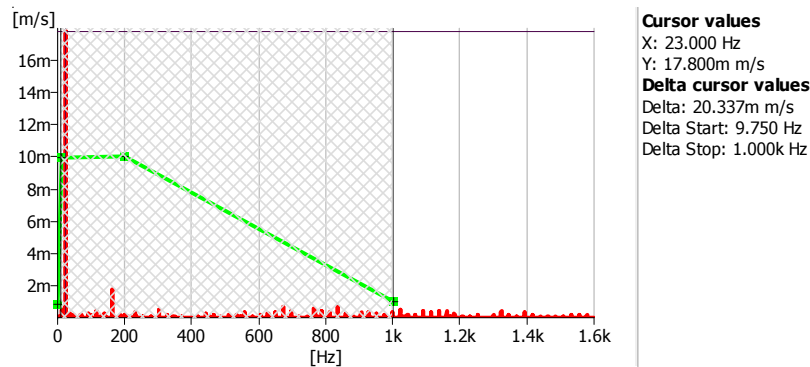
Uzyskane w wyniku analiz wartości parametrów drganiowych z dużym zapasem spełniają kryteria dla maszyn nowych lub po remoncie w odniesieniu do wszystkich przedstawionych w pracy aktów normatywnych. Sytuacja ta dotyczy jednak jedynie sprężarki SC-1. Wynika to z diametralnie innej konstrukcji obu sprężarek, a przed wszystkim innego ich posadowienia. Przebieg czasowy wartości bezwzględnych przyspieszeń drgań sprężarki MCH przedstawiono na rysunku 9.



Rys. 9. Przebieg czasowy przyspieszeń drgań sprężarki MCH zarejestrowany na głowicy trzeciego stopnia sprężania.

Wyraźnie widoczne jest większe zaszumienie sygnału drganiowego sprężarki MCH wynika ono nie tylko z większego stopnia skomplikowania sprężarki, ale również z rozwiązania jej napędu za pomocą przekładni pasowej. Największy wpływ na taki przebieg drganiowy ma jednak podatne posadowienie maszyny na fundamencie spawanym z blach stalowej. Sprężarka SC-1 jest znacznie cięższa i posadowiona na sztywnym fundamencie.

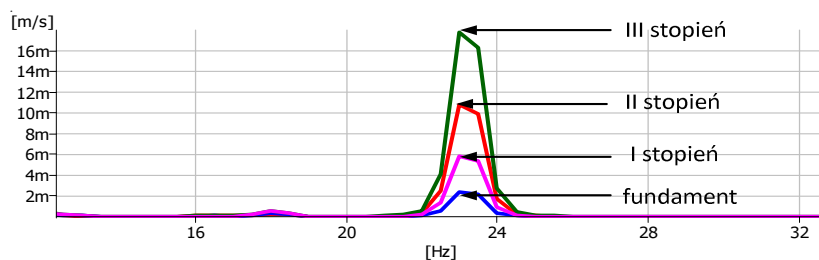
Na przebiegu jak rysunku 9 niemożliwe jest wskazanie charakterystycznych punktów pracy sprężarki bez uprzedniej filtracji sygnału i wprowadzenia sygnału synchronizującego pochodzącego np. z rejestracji prędkości obrotowej wału korbowego. Nie filtrowany przebieg (rysunek 9) poddano analizie częstotliwościowej według takich samych reguł jak przy sprężarce SC-1. Wynik przedstawiono na rysunku 10.



Rys. 10. Widmo prędkości drgań głowicy trzeciego stopnia sprężarki SC1.

W przypadku sprężarki MCH w odniesieniu do wytycznych EFRC (zielona krzywa) wyraźnie przekroczona jest wartość amplitudy odpowiadająca pierwszej harmonicznej prędkości obrotowej wału korbowego, wynika to jak już wcześniej wspomniano z jej podatnego posadowienia na fundamencie. Również średnia wartość skuteczna prędkości drgań w przedziale 10 Hz do 1 kHz  $v_{rms}=20.337$  mm/s jest ponad dwukrotnie wyższa niż w przypadku tej samej wartości zarejestrowanej na głowicy sprężarki SC-1.

Znacząco większe wartości parametrów drganiowych w przypadku sprężarki MCH spowodowane są również jej większym ciśnieniem roboczym. Wpływ ciśnienia w cylindrze na wartość prędkości drgań zarejestrowanej na głowicy widoczny jest na rysunku 11.



Rys. 11. Wartości amplitudy pierwszej harmonicznej prędkości obrotowej rejestrowane w na kolejnych stopniach sprężania oraz na fundamencie sprężarki MCH.

## WNIOSKI

Brak jasno określonych poziomów dopuszczalnych parametrów drganiowych w znacznym stopniu utrudnia diagnostom szybkie określenie stanu technicznego w oparciu o jednokrotne pomiary. Sytuacja ta dotyczy jedynie sprężarek o mocach poniżej 100 kW.

W toku realizacji pracy wykonano szereg pomiarów na dwóch typach sprężarek o mocy 10 kW i 4 kW. Różnią się one budową, wydajnością, maksymalnym ciśnieniem roboczym a także sposobem posadowienia na fundamencie.

Opracowanie jednolitych wytycznych dla wszystkich sprężarek o mocach poniżej 100 kW wydaje się niemożliwe. Wskazaniem wydaje się podział na urządzenia sztywno posadowione na fundamentach o maksymalnych ciśnieniach roboczych do 5 MPa oraz urządzenia posadowione podatnie i ciśnieniach maksymalnych wyższych od 5 MPa.

Podanie konkretnych wartości dla poszczególnych punktów pomiarowych wymaga wykonania szeregu dalszych badań na większej populacji urządzeń znajdujących się w różnych stanach technicznych. Aktualnie za najbardziej wskazane można uznać stosowanie wytycznych EFRC, przy zachowaniu daleko idącej ostrożności w czasie oceny widma ze szczególnym uwzględnieniem składowych wysokoczęstotliwościowych (powyżej 200 Hz). Składowe takie w sprawnie działającej sprężarce powinny mieć znikome wartości. Dominującymi składowymi widma amplitudowo częstotliwościowego sprawnego zespołu sprężarkowego napędzanego silnikiem elektrycznym powinny być pierwsza harmoniczna oraz jej wielokrotności. Liczba wielokrotności odpowiadać będzie liczbie stopnie sprężania.

Należy tutaj podkreślić że odnoszenie się w czasie analiz parametrów drganiowych jedynie do ich wartości określonych w normach jest niewłaściwe. Takie postępowanie można zakwalifikować jako monitoring stanu technicznego maszyny a nie diagnostykę.

Diagnosta każdorazowo musi identyfikować niepokojące składowe sygnału odwołując się do konstrukcji i zasady badanego urządzenia. Znane są przypadki maszyn mimo nie przekroczenia parametrów drganiowych określonych w normach. Z drugiej strony wielokrotnie występują sytuacje kiedy parametry drganiowe w odniesieniu do norm są przekroczone mimo to urządzenie jest w pełni sprawne technicznie (np. rysunek 10 – sprężarka MCH).

**AUTOR JEST LAUREATEM IV KONKURSU O STYPENDIUM NAUKOWE IM. ANTONIEGO DĘBSKIEGO.**

## **BIBLIOGRAFIA**

1. Białek P., Bielawski P., Vibration signals of reciprocating compressor valves, Journal of Polish CIMAC, vol. 8, no. 1, 2013, ISSN 1231-3998,
2. European Forum Reciprocating Compressors (EFRC), Guidelines for Vibrations in Reciprocating Compressor Systems, Third Edition May 2012,
3. ISO 10816-6: Mechanical vibration-Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts- Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW. First edition 1995-12-15,
4. Górski, Z., Perepeczko, A., Okrętowe maszyny i urządzenia pomocnicze, tom I, Trademar, Gdynia 1997,
5. Listewnik K., Polanowski S., Dereszewski M., Zukowski J., Preliminary evaluation of effective vibration analysis for the fault diagnosis of natural gas engine-driven compressor, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 4 2011,
6. M Ahmed, F Gu and A D Ball, Fault Detection of Reciprocating Compressors using a Model from Principles Component Analysis of Vibrations, Journal of Physics: Conference Series 364 (2012) 012133,
7. Norma Obronna NO-20-A500-3, Wymagania techniczne i badania urządzeń i mechanizmów okrętowych Drgania Pomiary i kryteria oceny,
8. Shelley D. Greenfield, Luis de la Roche, Introduction to Vibration & Pulsation in Reciprocating Compressors, Beta Machinery Analysis Ltd., Calgary, AB, Canada, T3C 0J7,
9. [www.emerson.com](http://www.emerson.com),
10. [www.bentlynvada.com](http://www.bentlynvada.com),
11. [www.coltrisub.it](http://www.coltrisub.it),
12. Yih-Hwang Lin a , Wen-Sheng Lee , Chung-Yung Wu, Automated Fault Classification of Reciprocating Compressors from Vibration Data: A Case Study on Optimization using Genetic Algorithm, Procedia Engineering 79 ( 2014 ) 355 – 361, 1877-7058.

**mgr inż. Marcin Kluczyk**  
Instytut Budowy i Eksploatacji Okrętów, Akademia Marynarki Wojennej  
ul. Śmidowicza 69, Gdynia  
tel: 261 262 654  
e-mail: [m.kluczyk@amw.gdynia.pl](mailto:m.kluczyk@amw.gdynia.pl)