

dr hab. inż. Jerzy Czmochowski, prof. PWr

Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn
Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław
e-mail:jerzy.czmochowski@pwr.wroc.pl,

dr inż. Przemysław Moczko

Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn
Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław
e-mail:przemyslaw.moczko@pwr.wroc.pl,

mgr inż. Piotr Odyjas

Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn
Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław
e-mail:piotr.odijas@pwr.wroc.pl,

dr inż. Damian Pietrusiak

Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn
Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław
e-mail:damian.pietrusiak@pwr.wroc.pl,

**Badania drgań maszyn wirnikowych
w stanach ustalonych oraz nieustalonych na przykładzie
wentylatorów promieniowych dużych średnic**

Słowa kluczowe: *maszyny obrotowe, stany nieustalone, drgania*

Streszczenie: Problem występowania stanów nieustalonych maszyn obrotowych jest powszechnie spotykany. Pojawia się on głównie podczas rozruchu i wywołany jest „przechodzeniem” przez prędkość krytyczną, która wzbudza drgania obiektu w bardzo szerokim zakresie. Ponadto problemy z drganiami maszyn obrotowych wywoływane są przez takie czynniki jak niewyważenie, niewyosiowanie, defekty łożysk i wiele innych. W pracy przedstawiono wyniki badań drgań zarówno w stanach ustalonych jak i nieustalonych przykładowych wentylatorów promieniowych. Za pomocą widm STFT przeanalizowano zarejestrowane przebiegi drgań niestacjonarnych. Dzięki temu możliwe było zidentyfikowanie głównych parametrów mających wpływ na poziom drgań podczas rozruchu oraz pracy normalnej. Badania przeprowadzono na czterech obiektach, co umożliwiło dodatkowe porównanie i wyciągnięcie wniosków odnośnie parametrów eksploatacyjnych całego układu przepływowego.

1. Wstęp

W niemalże wszystkich przypadkach pracy maszyn wirnikowych spotykamy się z drganiami w stanach ustalonych oraz nieustalonych [18]. W przypadku pierwszym, drgania występują podczas nominalnej pracy maszyny i z reguły, o ile jest ona w dobrym stanie technicznym, nie stanowią znaczącego problemu eksploatacyjnego. Z drugim typem drgań mamy głównie do czynienia w trakcie rozruchu (rozbiegu) i zatrzymywania (wybiegu) maszyny nadkrytycznej. Jeśli uruchomienie maszyny wirnikowej odbywa się sprawnie i jest kontrolowane, drgania pojawiające się w jego trakcie nie stanowią również poważnego

zagrożenia. Należy jednak zwrócić szczególną uwagę, aby płynnie i szybko „przechodzić” przez prędkości krytyczne maszyny wirnikowej. Prędkość krytyczna odpowiadająca częstotliwości rezonansowej, może stać się przyczyną uszkodzeń i awarii obiektu, jeśli rozruch nie został odpowiednio przeprowadzony. W trakcie wirowania elementów maszyny z ich prędkością krytyczną, dochodzi do wzbudzenia dużą ilością energii w bardzo szerokim paśmie. Powoduje to występowanie drgań rezonansowych układu. Należy zwrócić uwagę, że prędkość krytyczna wirnika, często odpowiadająca częstotliwości jego drgań własnych, nie jest jedynym obszarem rezonansowym, w którym wentylator może pracować. W przypadku bardziej złożonych obiektów, należy brać pod uwagę częstotliwości drgań własnych poszczególnych elementów zespołu, takich jak np. obudowy. Dodatkowo, w przypadku wirników wentylatorów, należy pamiętać, że częstotliwość wzbudzenia odpowiada częstotliwości obrotowej wału, ale również częstotliwości łopatkowej, która jest iloczynem liczby łopatek i prędkości obrotowej wału [16]. Ponadto szereg zjawisk przepływowych powoduje niebezpieczne drgania elementów wentylatora w innych zakresach częstotliwości [7, 8, 25].

Na poziom energii wzbudzenia mają wpływ również bardzo ważne czynniki montażowe i eksploatacyjne jak wyważenie statyczne i dynamiczne elementów obrotowych, wyosiowanie połączeń, stan łożysk, zakłócenia elektromagnetyczne i wiele innych [3, 6, 8, 9]

Właściwa eksploatacja wentylatorów zwłaszcza dużych mocy i dużych średnic ma zasadniczy wpływ nie tylko na oszczędności związane z obniżeniem kosztów eksploatacji, ale również na bezpieczeństwo pracy. Ich prawidłowe działanie, zapewnia ciągłą wymianę powietrza i odsysanie niebezpiecznych gazów w korytarzach kopalnianych, co wraz z systemami bezpieczeństwa [14, 15] zapewnia kompleksową ochronę życia ludzi pracujących pod ziemią. W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań drgań wentylatorów promieniowych odpowiedzialnych za przewietrzanie kopalni. Regulacja przepływu tego rodzaju wentylatorów sprowadza się do poruszania po krzywej charakterystyki, gdzie zlokalizowane są obszary pracy niestabilnej co jest szczególnie niekorzystne dla obiektu. Badania w warunkach eksploatacyjnych pozwalają uzyskać kluczowe informacje przyczyniające się do prawidłowej eksploatacji. Przedstawione badania są szczególnie istotne ze względu na znikomą wiedzę na temat zachowania tego rodzaju obiektów w warunkach przemysłowych a prowadzone dotychczas badania odbywały się głównie na modelach mniejszej skali w warunkach laboratoryjnych [7, 25]. Zaprezentowano także analizę i interpretację uzyskanych wyników. Badania miały na celu ocenę parametrów pracy układu przepływowego i ocenę możliwości zwiększenia jego funkcjonalności oraz sprawności, co związane jest także z faktem, że układy te zostały zaprojektowane w latach 70 minionego wieku.

2. Analiza drgań w diagnostyce maszyn wirnikowych

Drgania maszyn i urządzeń są ważnym symptomem diagnostycznym. Dotyczy to szerokiego spektrum maszyn i urządzeń, pracujących w różnych warunkach i aplikacjach zarówno przemysłowych, cywilnych, jak i wojskowych [4, 12]. Analiza sygnałów drganiowych pozwala na ocenę stanu eksploatowanego urządzenia i jest stosowana w celu wczesnego wykrycia uszkodzeń elementów maszyn i urządzeń jak koła zębate, łożyska, elementy maszyn wirnikowych [1, 11, 17, 22]. Niemniej jednak ocena drgań maszyn przepływowych w wielu wypadkach może okazać się trudniejsza w porównaniu do pojedynczych elementów maszynowych, co jest spowodowane większą liczbą czynników wpływających na rejestrowany sygnał drganiowy. Można do nich zaliczyć zjawiska wynikające z przepływu medium i związanych z tym pulsacjami ciśnienia. Problemowi

wpływu zjawisk przepływowych na drgania i hałas maszyn przepływowych poświęconych jest wiele pozycji literaturowych jak np. [2, 7, 13, 22, 23, 25].

Wśród wielu metod analizy drgań w celach diagnostycznych [5, 10, 17, 21, 22] szerokie zastosowanie znajdują te oparte na analizie Fourier'a [10, 21, 24]. Umożliwia ona przejście z dziedziny czasu do dziedziny częstotliwości i opiera się na koncepcji, według której każdy sygnał można przedstawić jako sumę sygnałów sinusoidalnych o różnych amplitudach i częstotliwościach [21, 24]. Ze względu na powszechnie dziś stosowany cyfrowy zapis sygnału, w praktyce analiza Fourier'a sprowadza się do zastosowania dyskretnej transformaty Fouriera (DFT- Discrete Fourier Transform) [21]:

$$G(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} g(n) \exp(-j2\pi kn/N). \quad (1)$$

Algorytm umożliwiający szybkie obliczenie DFT jest tzw. szybka transformata Fouriera (FFT-Fast Fourier Transform) [21]. Uzyskany dzięki tym zabiegom przebieg amplitudy drgań w funkcji częstotliwości pozwala określić charakterystyczne częstotliwości występujące podczas pracy urządzenia.

W maszynach obrotowych, w których występują stany pracy nieustalonej, częstotliwości charakterystyczne ulegają zmianie w czasie, zwłaszcza podczas pracy w tym zakresie. W tym przypadku zastosowanie transformaty Fouriera, w której całkowanie odbywa się w całym odcinku czasu, nie wystarcza, aby uchwycić zmiany częstotliwości w czasie. Z tego względu w analizie drgań zasadne jest stosowanie tzw. krótkoczasowej transformaty Fourier'a (STFT-Short Time Fourier Transform), która polega na przeprowadzaniu analizy Fourier'a w wąskim oknie czasowym, które jest przesuwane jest zgodnie z przyjętym parametrami długości, rozdzielczości czy pokrywania się okien. Pozwala to uzyskać zależność częstotliwości od czasu i wychwycić stany przejściowe pracy urządzenia. Zależność opisująca metodę STFT przedstawia się w następujący sposób [21]:

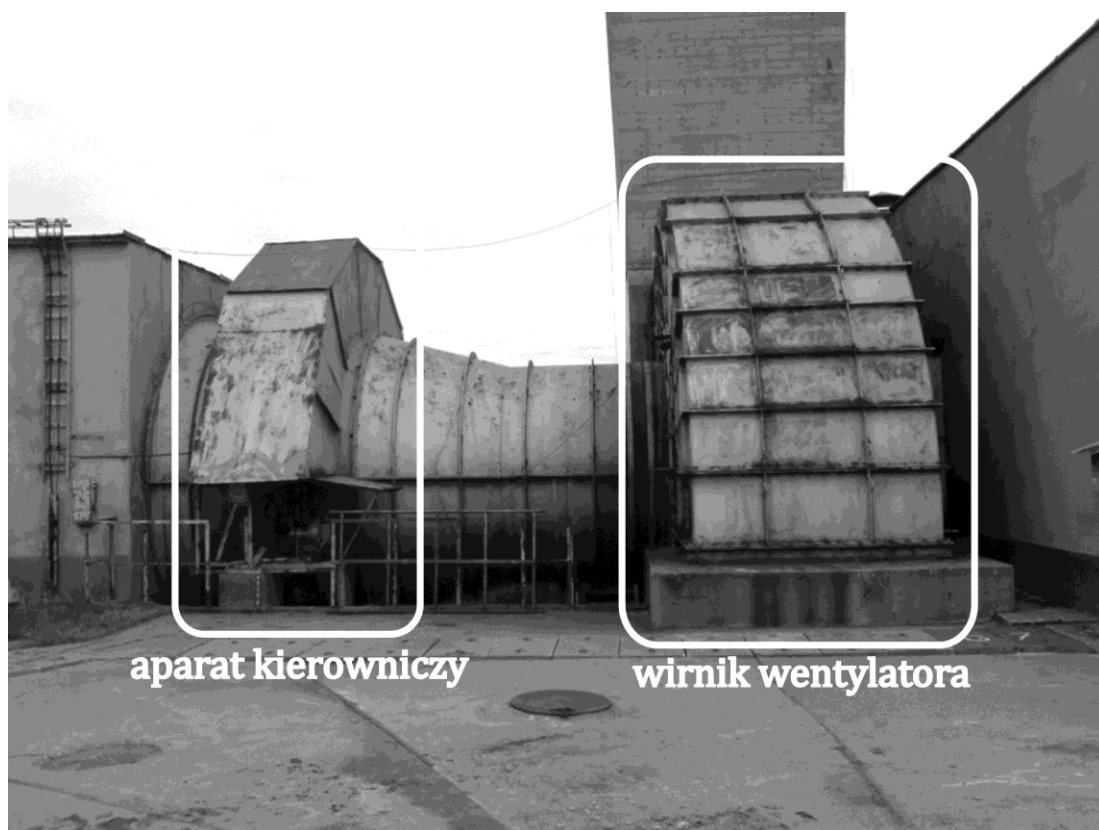
$$S(f, \tau) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \varpi(t - \tau) \exp(-j2\pi ft) dt, \quad (2)$$

gdzie $\varpi(t)$ jest oknem czasowym przesuwającym w czasie rejestracji danych.

Ze względu na swe zalety w diagnostyce maszyn obrotowych analiza danych przedstawionych w niniejszym artykule została przeprowadzona z wykorzystaniem STFT.

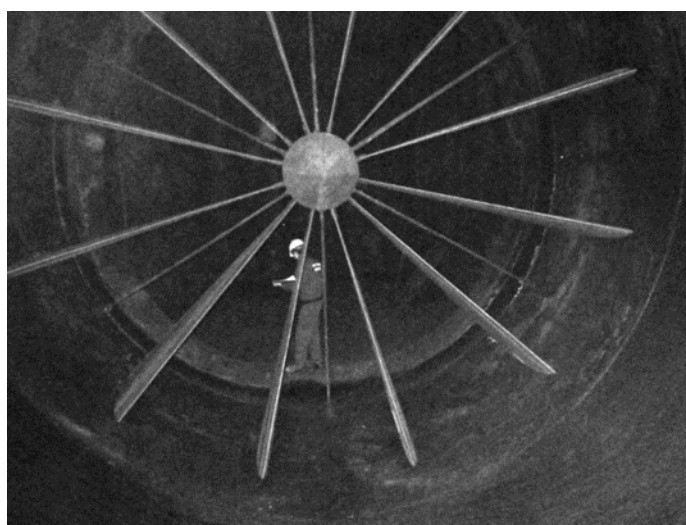
3. Obiekty badań

Układ głównego przewietrzania kopalni, który jest przedmiotem badań, opiera się na wentylatorach promieniowych typu WPK-5.35, które w połączeniu ze stacjami wentylatorowymi umożliwiają wentylację kopalni. Na rysunku 1 przedstawiono widok wentylatora WPK-5. 35.



Rys. 1. Wentylator WPK – 5.35

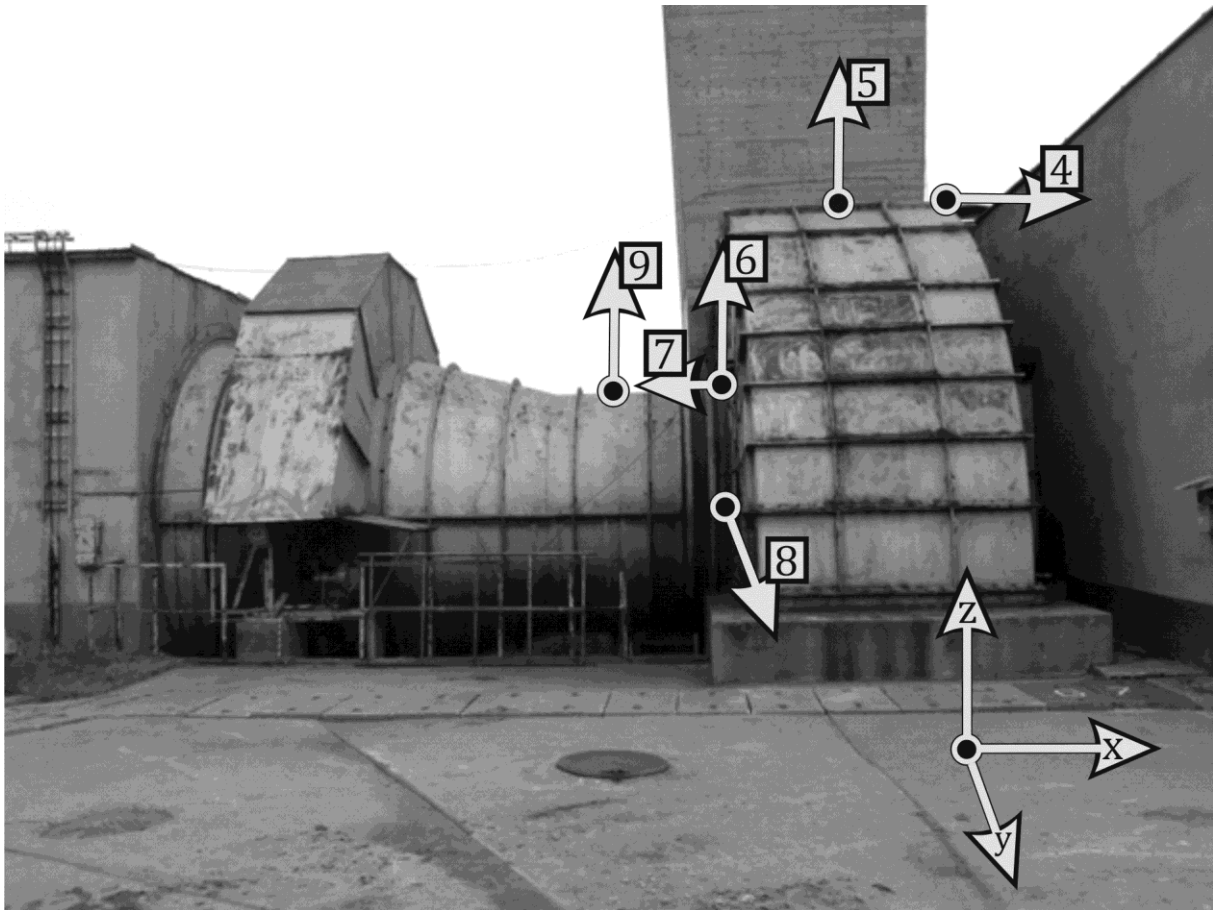
Podczas pracy wentylatorów obserwuje się drgania obudów, kanałów, aparatów kierowniczych i przepustnic. Zjawiska te niekorzystnie wpływają na warunki ich pracy. Aby precyzyjniej określić poziom drgań oraz ich przyczyny przeprowadzono pomiary podczas rozruchu na każdym z wentylatorów stacji. Dodatkowo, pomiary były wykonywane podczas otwierania aparatu kierowniczego (rys. 2), aby określić wpływ turbulencji i przepływów na poziom drgań wentylatorów.



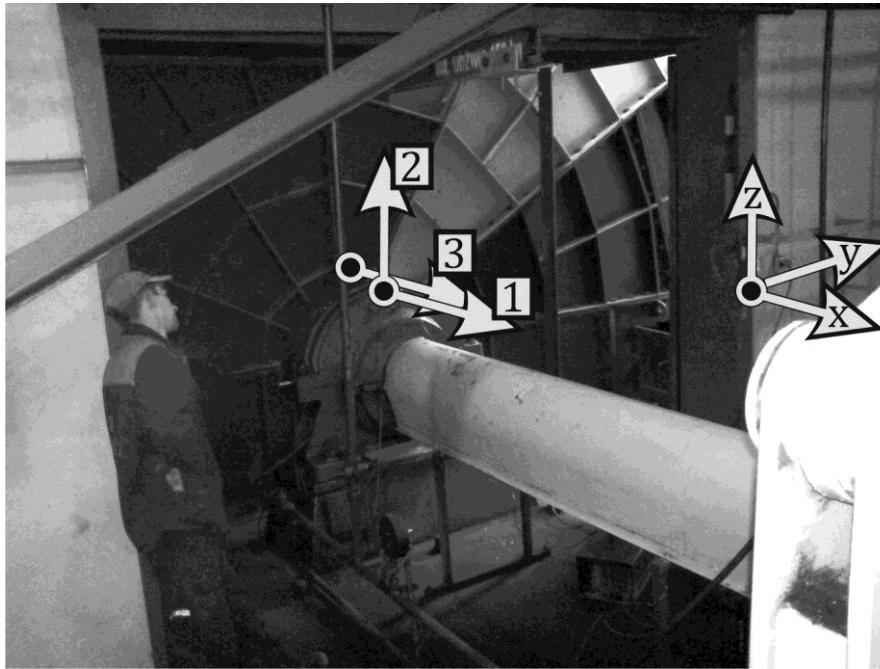
Rys. 2 Widok aparatu kierowniczego wentylatora

4. Badania doświadczalne

Przeprowadzone badania miały na celu zarejestrowanie poziomów prędkości drgań występujących w układach wentylacyjnych podczas stanów nieustalonych (rozruch, otwieranie aparatu kierowniczego) oraz w stanie ustalonym (praca normalna). Badania przeprowadzono na obudowach i kanałach dolotowych do wentylatorów oraz na łożyskach wałów wirników. Na wszystkich wentylatorach zastosowano ten sam układ rozmieszczenia czujników, który pokazano na rysunku 3 i 4. Do badań wytypowano cztery wentylatory WPK-5.35, które współpracują w ramach dwóch różnych typów stacji wentylacyjnych.



Rys. 3. Rozmieszczenie czujników pomiarowych na obudowie wentylatora



Rys. 4. Rozmieszczenie czujników pomiarowych na obudowie wentylatora

Czujniki na kanałach pomiarowym 1 i 2 umieszczone były na obudowie łożyska wału znajdującej się bliżej wirnika. Czujniki na pozostałych 7 kanałach były umiejscowione bezpośrednio na obudowie wirników i kanałach dolotowym. Dokładny opis kierunków i rozmieszczenie czujników na poszczególnych kanałach przedstawia tabela 1. Kierunki ustawienia czujników są zgodne z układem współrzędnych przedstawionym na rysunkach 3 i 4.

Tabela 1. Rozmieszczenie punktów pomiarowych

Numer kanału	Kierunek	położenie
1.	X	obudowa łożyska wału
2.	Z	obudowa łożyska wału
3.	X	obudowa wentylatora
4.	X	obudowa wentylatora
5.	Z	obudowa wentylatora
6.	Z	obudowa wentylatora
7.	X	obudowa wentylatora
8.	Y	obudowa wentylatora
9.	Z	obudowa wentylatora

Na rysunku 5 pokazano czujnik na kanale nr 2 oraz 3. Na rysunku 6 pokazano zestawiony cały układ pomiarowy w trakcie rejestracji.



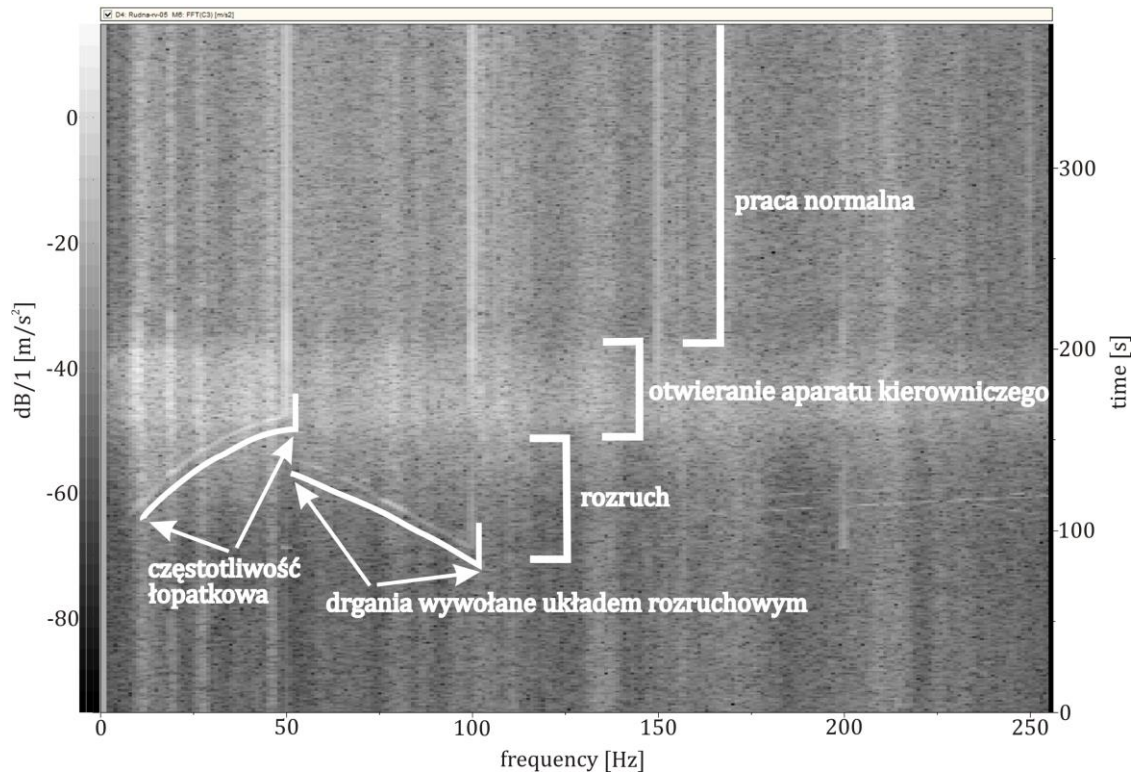
Rys. 5. Czujniki na kanale 2 i 3



Rys. 6. Podłączenie czujników i rejestracja

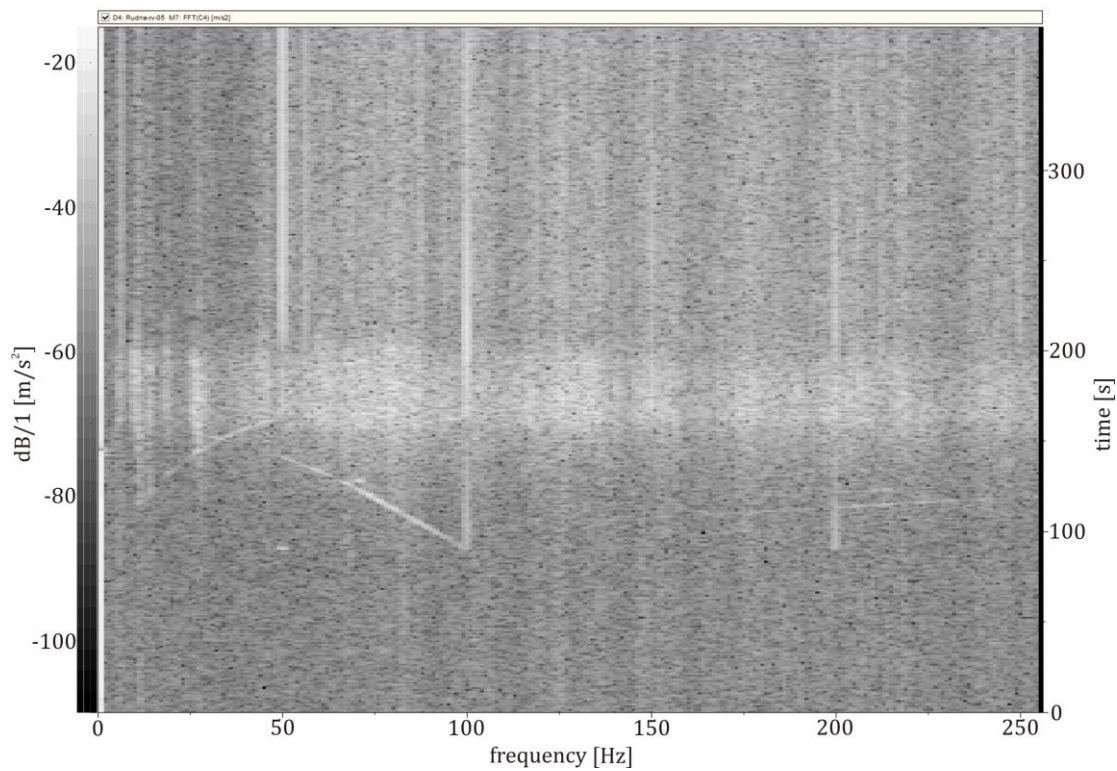
5. Wyniki badań

Na rysunkach od 7 do 10 przedstawiono wybrane diagramy STFT zarejestrowane na wybranym wentylatorze. Na wykresie 7 oznaczono charakterystyczne zmiany częstotliwości w poszczególnych fazach pracy wentylatora.

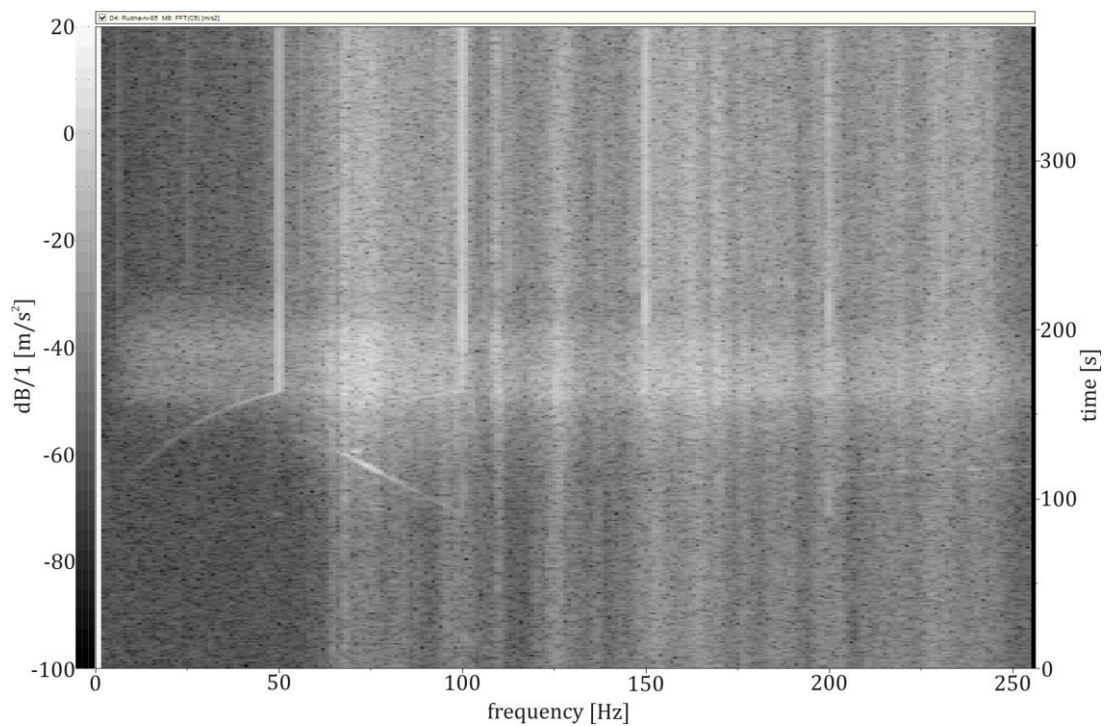


Rys. 7. Rozruch wentylatora W3 – kanał 3 (kierunek x, obudowa wentylatora)

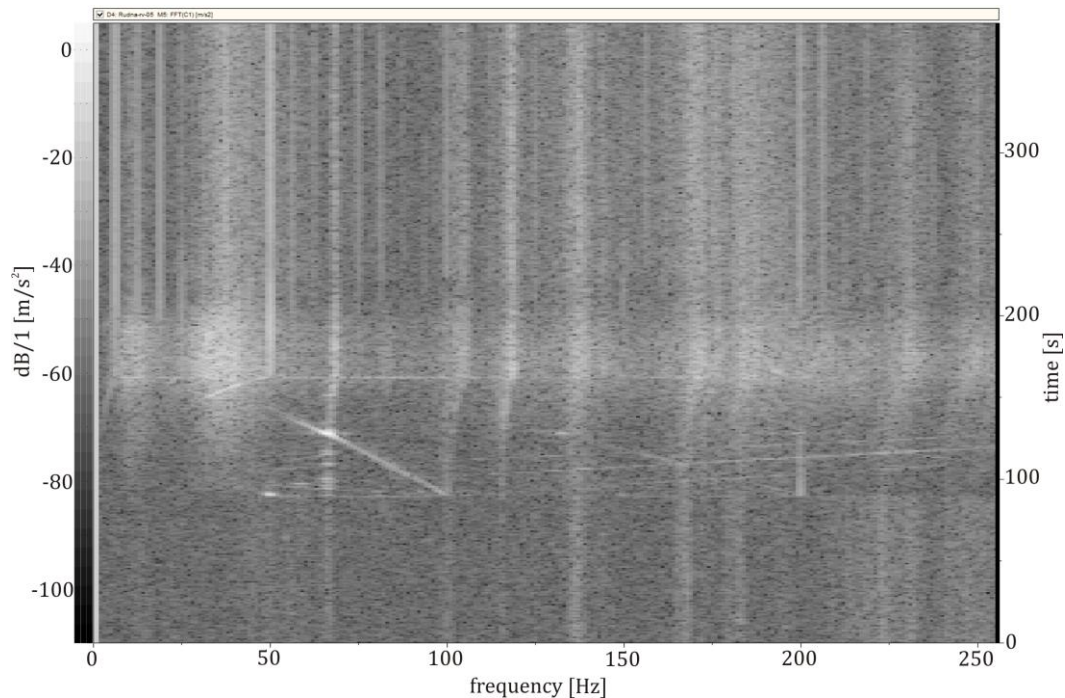
Wyraźnie zauważalna jest zmiana częstotliwości łopatkowej, która wzrasta podczas rozruchu. Mniej wyraźne, ale zauważalne są drżania pochodzące od układu rozruchowego. Ich częstotliwość spada do 50Hz wraz osiągnięciem przez wentylator obrotów nominalnych. Szczególną uwagę należy zwrócić na etap, w którym wentylator osiągnął już nominalną prędkość obrotową (375obr/min [19]) ale nie otwarto jeszcze aparatu kierowniczego. Wyraźnie widać, że jest to moment bardzo niekorzystny dla układu gdyż powoduje silne wzbudzenie drgań w całym zakresie. Po otwarciu aparatu kierowniczego, widać wyraźnie ustabilizowaną pracę wentylatora i związane z tym charakterystyczne częstotliwości drgań. Na wszystkich wykresach, przedstawiających widma drgań zarejestrowanych przez czujniki umiejscowione na obudowie (rys. 7-9) wyraźnie widoczna jest wspomniana częstotliwość łopatkowa wirnika wynosząca ok. 50Hz. Dość wyraźne są również jej dwie kolejne harmoniczne 100Hz oraz 150Hz. Dokładna interpretacja drgań widocznych na diagramach STFT możliwa będzie dopiero po przeprowadzeniu numerycznej bądź też eksperymentalnej lub eksploatacyjnej analizy modalnej. Dzięki temu zostaną określone postacie i częstotliwości drgań własnych, co pozwoli zidentyfikować je na przedstawionych diagramach.



Rys. 8. Rozruch wentylatora W3 – kanał 4 (kierunek x, obudowa wentylatora)



Rys. 9. Rozruch wentylatora W3 – kanał 5 (kierunek z, obudowa wentylatora)



Rys. 10. Rozruch wentylatora W3 – kanał 1 (kierunek x, obudowa łożyska)

Wyniki uzyskane z czujników rejestrujących drgania łożyska (na rys. 10 przedstawiono widmo drgań w kierunku x), silnie korelują z drganiami obudowy, lecz poziom przyspieszeń jest znacznie niższy. Niemniej jednak, obserwowalna jest istotna różnica w widmach podczas rozruchu i pracy wentylatora. W trakcie rozruchu, czujniki na łożyskach nie zarejestrowały zmian prędkości łopatkowej (drgania te wywołane są przepływem i działają wyraźnie tylko na obudowę wirnika). Zauważalne jest to dopiero po osiągnięciu prędkości nominalnej, kiedy pulsacje przepływu są na tyle silne, iż zaczynają działać na cały układ. Występuje również częstotliwość nie zarejestrowana na obudowie wentylatora równa ok. 6.25Hz. Odpowiada ona częstości obrotowej, a drgania są wywołane resztkowym niewyważeniem wału oraz wirnika.

W przypadku pozostałych wentylatorów widma drgań są podobne. To, co wyróżnia poszczególne wentylatory, to różnica w czasie trwania rozruchu i otwierania aparatu kierowniczego. W jednym z przypadków, rozruch wentylatora odbywał się na tyle sprawnie, że trudno na widmie STFT zauważyć zmieniającą się częstotliwość łopatkową i rozruchową, gdyż już po chwili zanikają one w drganiach całego układu spowodowanych nie otwartym jeszcze aparatem kierowniczym. Zbiorcze zestawienie poziomów drgań przedstawia tabela 2.

W tabeli przedstawiono poziomy drgań maksymalnych oraz wartości skutecznej drgań (RMS) dla stanu nieustalonego (rozruch i otwieranie aparatu kierowniczego) oraz dla stanu ustalonego (praca z nominalną prędkością obrotową przy otwartym aparacie kierowniczym). Aby ocenić, w którym przypadku (na którym wentylatorze) mamy najmniej korzystną sytuację, porównano poziomy drgań na poszczególnych kanałach. Wartości zapisane kolorową czcionką oznaczają wartość maksymalną prędkości drgań lub RMS na danym kanale (w danym punkcie pomiarowym) zarejestrowane w stanie nieustalonym z pośród wszystkich przebadanych wentylatorów. Wartości znajdujące się w oznaczonych kolorem polach, oznaczają odpowiednio wartość maksymalną prędkości drgań lub RMS na danym kanale (w danym punkcie pomiarowym) zarejestrowane w stanie ustalonym z pośród wszystkich przebadanych wentylatorów.

Tabela 2. Zbiorcze zestawienia parametrów mierzonych na poszczególnych wirnikach dla wszystkich kanałów pomiarowych

Wentylator	Kanał kierunek	1 x	2 z	3 x	4 x	5 z	6 z	7 x	8 y	9 z
W3	Stan nieustalony RMS [m/s ²]	0.208	0.114	1.440	0.100	1.590	1.321	0.632	0.341	0.622
	Stan nieustalony MAX[m/s ²]	2.826	9.279	13.361	0.915	13.015	9.259	5.015	1.535	9.744
	Stan ustalony RMS [m/s ²]	0.131	0.171	0.987	0.093	1.479	2.138	0.630	0.490	0.670
	Stan ustalony MAX[m/s ²]	0.527	9.288	3.787	0.396	9.968	10.837	2.463	1.763	10.287
W4	Stan nieustalony RMS [m/s ²]	0.155	0.120	1.323	0.192	2.411	0.787	1.024	0.329	0.707
	Stan nieustalony MAX [m/s ²]	1.488	9.252	12.349	1.816	17.564	9.287	7.592	4.190	9.497
	Stan ustalony RMS [m/s ²]	0.099	0.152	0.848	0.175	2.181	0.789	0.894	0.356	0.768
	Stan ustalony MAX [m/s ²]	0.406	9.319	3.692	0.874	10.539	9.272	3.290	1.276	10.144
W1	Stan nieustalony RMS [m/s ²]	0.290	0.152	1.218	0.257	1.801	1.298	1.394	0.775	0.777
	Stan nieustalony MAX [m/s ²]	3.149	9.308	7.919	1.327	13.261	9.297	7.410	2.518	9.547
	Stan ustalony RMS [m/s ²]	0.184	0.196	0.752	0.228	0.989	1.505	1.056	0.886	0.774
	Stan ustalony MAX [m/s ²]	0.688	9.299	2.627	0.699	10.313	11.695	3.518	2.400	9.958
W2	Stan nieustalony RMS [m/s ²]	0.210	0.132	1.665	0.141	1.910	0.346	0.829	0.296	0.441
	Stan nieustalony MAX [m/s ²]	4.008	9.281	13.425	1.107	16.413	9.422	5.851	1.710	9.572
	Stan ustalony RMS [m/s ²]	0.141	0.281	0.566	0.078	0.954	0.401	0.505	0.155	0.473
	Stan ustalony MAX [m/s ²]	0.721	9.386	2.111	0.538	10.760	9.259	1.890	0.857	9.737

6. Podsumowanie i wnioski

Badania przedstawione w niniejszym artykule zostały przeprowadzone w rzeczywistych warunkach eksploatacji. Pozwoliły one określić charakterystyczne częstotliwości oraz poziomy drgań wymuszonych elementów wentylatorów promieniowych o dużych gabarytach, mocy i wydajności.

Analizy drgań z wykorzystaniem krótkoczasowej transformaty Fourier'a wykazały zmiany w poziomie i częstotliwości drgań, które odpowiadają poszczególnym etapom sekwencji rozruchu wentylatorów. Zidentyfikowano dzięki temu silne niestacjonarności w procesie eksploatacji badanych obiektów. W wyniku oceny widma drgań poszczególnych kanałów pomiarowych, wyszczególniono charakterystyczne częstotliwości wzbudzenia: częstotliwość obrotową wirnika i częstotliwość łopatkową oraz ich częstotliwości harmoniczne. Wzbudzenie w szerokim zakresie częstotliwości, obserwowalne podczas otwierania aparatu kierowniczego wentylatora, jest wynikiem pracy wentylatora po lewej, niestabilnej stronie charakterystyki pracy wentylatora.

Oprócz zidentyfikowania warunków pracy wentylatorów dla różnych ich stanów możliwe było także porównanie charakterystycznych parametrów i wyciągnięcie wniosków

co do stanu technicznego badanych obiektów i możliwości podjęcia ewentualnych działań korygujących.

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono dosyć dużą rozbieżność poziomów drgań na poszczególnych wentylatorach. Najwyższym poziomem drgań zarówno w stanie nieustalonym jak i ustalonym cechuje się wentylator W1. Posiada on najwięcej wartości maksymalnych dla współczynnika RMS. Świadczy to o wysokim ogólnym poziomie drgań.

Podobnie przedstawia się wentylator W4 na stacji. Istotną różnicą jest jednak fakt, że najwięcej wartości skrajnych odnotowano dla poziomów maksymalnych przyspieszeń. Świadczy to o chwilowym występowaniu przyspieszeń o dużej wartości.

Poziomy drgań dwóch pozostałych wentylatorów są znacząco niższe w porównaniu do dwóch wyżej omówionych.

Zaobserwowane wyniki potwierdzają występowanie zróżnicowanych i nieodpowiednich (zbyt długich) czasów rozruchu wentylatorów. Ponadto na występowanie drgań mają również wpływ czynniki takie jak: zbędne przetrzymywania wentylatorów w ruchu przy zamkniętym aparacie kierowniczym, nieprawidłowe wyważenie układu wirującego czy nieprawidłowa regulacja aparatów kierowniczych.

Zauważalna jest także rozbieżność między poziomami drgań poszczególnych obudów wentylatorów. Można jednak wyszczególnić, że na kanale 3 oraz 7 obserwuje się poziomy drgań najbardziej odbiegające od średniej na danym kanale. Świadczy to o szczególnie dużym wzbudzeniu obudowy wentylatora w kierunku osiowym w okolicy środka obudowy. Wynika to z faktu, że są to najbardziej podatne rejony obudowy, które drgają z dużą amplitudą. We wszystkich obudowach udało się także zidentyfikować charakterystyczne częstotliwości drgań skorelowane z wymuszeniem oraz pozostałe mogące być postaciami drgań własnych wzbudzonymi pracą wirnika.

Takie charakterystyczne zachowania obudów wirników wentylatorów mogą świadczyć o występowaniu zjawiska dudnienia. Analiza poszczególnych przebiegów przyspieszeń pozwoliła również odnaleźć na niektórych kanałach, charakterystyczne „falowanie” amplitudy, co jest potwierdzeniem słuszności tej tezy. Istnieje więc prawdopodobieństwo pracy obudów stanie zbliżonym do drgań rezonansowych. Może to powodować zwiększenie amplitudy drgań a tym samym generować uszkodzenia obudów. Do ostatecznego stwierdzenia tego faktu niezbędne jest ustalenie częstotliwości i postaci drgań własnych obudów wentylatorów pod obciążeniem roboczym, metodami numerycznymi bądź doświadczalnymi [24]. Po potwierdzeniu tej tezy możliwe będzie wprowadzenie zmian konstrukcyjnych w celu przesunięcia częstotliwości własnych obudów w wyższe zakresy.

Przedstawione w artykule badania pozwalają na identyfikację warunków pracy złożonych układów mechaniczno-przepływowych jakimi są maszyny wirnikowe. Eksploatacja tego typu obiektów wiąże się z wieloma problemami, które w głównej mierze przejawiają się różnego rodzaju drganiami poszczególnych elementów lub całego zespołu. Prawidłowa interpretacja powodów ich występowania umożliwia podjęcie szybkich działań korygujących, które pozwalają na zwiększenie trwałości, zmniejszenie awaryjności czy też umożliwienie dalszej bezpiecznej eksploatacji. W przypadku maszyn wirnikowych dużej mocy, które były przedmiotem badań, skala tych obiektów determinuje szczególną uwagę na obserwowane nieprawidłowości, których symptomami są właśnie zwiększone poziomy drgań. Warto również w przypadku tego typu obiektów rozważyć instalacje systemów okresowego lub ciągłego monitorowania drgań zlokalizowanych nie tylko na podporach łożyskowych układu napędowego, jak to ma miejsce obecnie, ale również w rejonach, których drgania pozwolą na wczesną identyfikację potencjalnych problemów. Lokalizacje takie to na przykład aparaty kierownicze, obudowy wentylatorów itp. Dodatkowo celowe jest również monitorowanie parametrów przepływowych takich jak spiętrzenia, wydajności maszyny

przepływowej i korelowanie ich z sygnałami drganiowymi. Tylko takie podejście pozwala na pełną identyfikację zjawisk występujących w różnych stanach pracy urządzenia i ich prawidłową interpretację. Dalszym krokiem powinna być ocena zbadanych zjawisk na stan obiektu. Do tego celu mogą być wykorzystane metody numeryczne (MES, MEB, MRS), które pozwalają prowadzić symulacje odzwierciedlające rzeczywiste (zmierzone) warunki pracy i przewidywać ich wpływ na stan techniczny obiektu.

Literatura

1. Al-Badour F, Sunar M, Cheded L. Vibration analysis of rotating machinery using time-frequency analysis and wavelet techniques. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2011; 25: 2083-2101.
2. Baumgartner M, Kameier F, Hourmouziadis J. Non-Engine Blade Vibration in a High Pressure Compressor. ISABE-Twelfth International Symposium on Airbreathing Engines. Melbourne, Australia, September 10-15, 1995.
3. Białas K. Mechanical and electrical elements in reduction of vibrations. *Journal Of Vibroengineering* 2012; 14: 123-128.
4. Bošnjak S, Zrnić N, Dragović B. Dynamic Response of Mobile Elevating Work Platform under Wind Excitation *Strojniški Vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 2009; 55: 104-113.
5. Buchacz A, Płaczek M. Development of Mathematical Model of a Mechatronic System. *Solid State Phenomena* 2010; 164: 319-322.
6. Cory W. T. W. Fans & Ventilation – A Practical Guide, Elsevier, 2005.
7. Datong Qi, Yijun Mao, Xiaoliang Liu, Minjian Yuan. Experimental study on the noise reduction of an industrial forward-curved blades centrifugal fan. *Applied Acoustics* 2009; 70: 1041-1050.
8. Fortuna S. Wentylatory: podstawy teoretyczne, zagadnienia konstrukcyjno-eksploatacyjne i zastosowanie. Kraków: TECHWENT, 1999.
9. Gryboś R. Dynamika maszyn wirnikowych. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 1994.
10. He L. Fourier methods for turbomachinery applications. *Progress in Aerospace Sciences* 2010; 46: 329-341.
11. Jalan A. Kr, Mohanty A. R. Model based fault diagnosis of rotor-bearing system for misalignment and unbalance under steady-state condition. *Journal of Sound and Vibration* 2009; 327, 604-622.
12. Jamroziak K, Kosobudzki M. Determining the torsional natural frequency of underframe of off-road vehicle with use of the procedure of operational modal analysis. *Journal of Vibroengineering* 2012; 14: 472-476.
13. Kameier F. Rotating blade flow instability as a source of noise in axial turbomachines. *Journal of Sound and Vibration* 1997; 5: 833-853.
14. Karliński J, Ptak M, Działak P. Simulation tests of roll-over protection structure. *Archives of Civil and Mechanical Engineering* 2012; 13: 232-244.
15. Karliński J, Rusiński E, Smolnicki T. Protective structures for construction and mining machine operators. *Automation in Construction* 2008; 17: 232-244..
16. Kuczewski S. Wentylatory. Warszawa: WNT, 1978.
17. Łazarz B, Wojnar G, Czech P. Wykrywanie wczesnych faz uszkodzeń kół zębatach w warunkach eksploatacyjnych. *Eksplatacja i Niezawodność-Maintenance And Reliability* 2011; 1: 68-77.
18. Parszewski Z. Drgania i dynamika maszyn. Warszawa: WNT, 1982.

19. Pawiński J, Roszkowski J, Strzemiński J. Przewietrzanie kopalń. Katowice: Śląskie Wydawnictwo Techniczne, 1995.
20. Radkowski S. Use of vibroacoustical signal in detecting early stages of failures. *Eksploatacja i Niezawodność-Maintenance And Reliability* 2007; 3: 11-18.
21. Randall R. B., *Vibration-based Condition Monitoring*, A John Wiley and Sons, Ltd., 2011.
22. Rao A. Rama, Dutta B. K. Vibration analysis for detecting failure of compressor blade. *Engineering Failure Analysis* 2012; 25: 211,218.
23. Sarkar S, Bijl H. Nonlinear aeroelastic behavior of an oscillating airfoil during stall-induced vibration. *Journal of Fluids and Structures* 2008; 24: 757-777.
24. Uhl T. *Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych*. Warszawa: WNT, 1997.
25. Wolfram D. Carolus T. Experimental and numerical investigation of the unsteady flow field and tone generation in an isolated centrifugal fan impeller. *Journal of Sound and Vibration* 2010; 329: 4380-4397.