

**Damian ZIELIŃSKI, Łukasz ŁUDZIŃSKI, Dariusz KARKOSIŃSKI**

POLITECHNIKA GDAŃSKA,  
ul. G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk

## Pomiary drgań i obliczenia akustyczne tarcz łożyskowych silników asynchronicznych zasilanych przekształtnikowo

**Mgr inż. Damian ZIELIŃSKI**

Absolwent Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej z 2008 roku. W roku 2011 wykładowca na macierzystym wydziale. Od 2008 roku słuchacz studiów doktoranckich Politechniki Gdańskiej. Zajmuje się głównie zagadnieniami wibroakustyki maszyn i urządzeń elektrycznych zasilanych przekształtnikowo.



e-mail: dzielin@ely.pg.gda.pl

**Mgr inż. Łukasz ŁUDZIŃSKI**

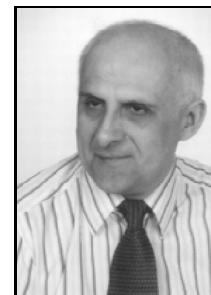
Absolwent Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej z 2006 roku. Od 2008 roku słuchacz studiów doktoranckich Politechniki Gdańskiej. Zajmuje się głównie zagadnieniami wibroakustyki maszyn i urządzeń elektrycznych.



e-mail: lukasz\_ludzinski@wp.pl

**Dr hab. inż. Dariusz KARKOSIŃSKI**

Absolwent Wydziału Elektrycznego Politechniki Gdańskiej (1997). W roku 1986 uzyskał stopień doktora nauk technicznych. Przez 3 lata pracował przy rozruchu automatyki elektrowni jądrowej. Od 1990 roku pracuje na stanowisku adiunkta w Katedrze Energoelektroniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej. Zajmuje się głównie badaniami i modelowaniem zjawisk wibroakustycznych w maszynach elektrycznych, diagnostyką maszyn i napędów elektrycznych.



e-mail: d.karkosinski@ely.pg.gda.pl

### Streszczenie

W artykule omówiono procedurę badań wibracyjnych tarcz łożyskowych silnika asynchronicznego zasilanego przekształtnikowo. Przeprowadzono identyfikację i analizę eksploatacyjnych postaci drgań. Zidentyfikowane zostały główne naprężenia składowe pochodzenia magnetycznego. Wskazano miejsca przenoszenia się wibracji z kadłuba silnika na tarczę łożyskową silnika. Wyprowadzono zależności pozwalające wyznaczyć wielkości akustyczne z uzyskanych przebiegów prędkości drgań. Wskazano główne powiązania mocy akustycznej z odkształceniami eksploatacyjnymi, prędkością drgań tarczy i częstotliwością.

**Słowa kluczowe:** silnik elektryczny, tarcza łożyskowa, drgania, hałas.

### Vibration measurements and acoustic calculations of bearing shields of asynchronous motors powered by an inverter

#### Abstract

Bearing shields may have a significant impact on the level of noise generated by induction motors [1, 2]. Additionally, when the electric motor is powered from a voltage inverter, the noise level is often higher than that for AC sinusoidal supply. The paper discusses the vibration test procedure for asynchronous motor end shields powered from a voltage inverter under no load condition. Analysis of the operating deflection shape of vibrations determined by the RORO method (Section 2) is presented. There were identified the major components of the magnetic stress caused by higher harmonics of the supply current, reluctance forces and components resulting from a given type of modulation (1-4). Identification was carried out according to [3, 4]. Indicated the vibration transmissibility of the frame motor on an end shield motor. There were derived dependences allowing determining the size of the resulting acoustic quantity from the measured velocity waveforms (5-8). An example of the calculation result of the sound intensity distribution on the surface parallel to the operating deflection shapes a  $m = 0$  and  $n = 1$  (Fig. 4) using the model ADMotorNoise created in MATLAB [2] is given. There are shown the main links with acoustic power, operating deflection shapes, vibration velocity of end shields and frequency.

**Keywords:** electrical motor, end shield, vibrations, acoustic noise.

## 1. Wprowadzenie

Ponieważ silniki asynchroniczne są powszechnie wykorzystywane w wielu gałęziach gospodarki, zwraca się szczególną uwagę na poziom i uciążliwość emitowanego hałasu, który jest skutkiem drgań elementów silnika. Przy zasilaniu silnika z falownika napięcia poziom emitowanego hałasu jest często wyższy od poziomu hałasu przy zasilaniu napięciem sinusoidalnym. Dodatkowo większa jest wrażliwość słuchu ludzkiego na hałasy z zakresu częstotliwości generowanych przez zniekształcony prąd falownikowy.

Jak pokazują badania wibroakustyczne silników indukcyjnych prowadzone przez autora w [1, 2], decydujący wpływ na poziom hałasu mają tarcze łożyskowe. Wskazuje się, że odkształcenia tarcz są czasami większe od odkształceń korpusu. W głównej mierze decyduje o tym kształt i budowa tarcz łożyskowych, która zapewnia znacznie większą skuteczność emitowania hałasu niż korpus maszyny. Dodatkowo istotna jest również forma ich odkształceń oraz sposób deformacji, ponieważ mniejszy poziom drgań przy mniej złożonej formie może skutkować większą wartością mocy akustycznej. Zwraca się również uwagę na wyższe częstotliwości składowe drgań w funkcji prędkości, gdyż wraz ze wzrostem częstotliwości maleje poziom odkształceń, jednak poziom mocy akustycznej nie obniża się proporcjonalnie. Decydujący wpływ na ich powstawanie mają składowe napięcia charakterystyczne dla zasilania falownikowego, które bezpośrednio wpływają na zjawiska magnetyczne silnika, w efekcie współtworząc złożone postacie drgań kadłuba, a przez to także tarcz silnikowych.

Przeprowadzono więc badania, które mają potwierdzić występowanie składowych pochodzenia magnetycznego w odniesieniu do tarcz łożyskowych silnika indukcyjnego zasilanego z przeziennika częstotliwości.

## 2. Metodyka badań drgań tarczy

Do badań wykorzystano silnik asynchroniczny klatkowy o mocy 2,2kW, prądzie znamionowym 5,03A, usytuowanym na cienkiej gumie i przymocowanym do sztywnego stołu za pomocą pasów. Silnik został pozbawiony przewietrznika oraz skrzynki zaciskowej. Zasilanie jednostki odbywa się z falownika napięcia.

W celu zobrazowania wibracji powierzchni tarcz łożyskowych powstających w rzeczywistych warunkach pracy wyznaczono eksploatacyjne formy odkształceń (ODS – ang. Operational Deflection Shapes) [1]. Pomiary wykonane zostały za pomocą jednego przetwornika odniesienia i jednego wędrującego przetwornika pomiarowego, tzw. metodą RORO (- ang. Roving-Output Reference-Output).

Pomiary przyspieszeń drgań tarczy potrzebne do wyznaczenia eksploatacyjnych form odkształceń wyznacza się za pomocą skanującego wibrometru laserowego przy trzech uśrednieniach. Sygnał referencyjny w postaci akcelerometru piezoelektrycznego posłużył do synchronizowania pomiarów. Zakładając sinusoidalny

kształt drgań dla poszczególnych częstotliwości wykonano animacje obrazów eksploatacyjnych dla tarczy łożyskowej.

Funkcję ODS wyznaczono podczas biegu jałowego silnika, zamocowanego sprężycie przy zasilaniu z falownika napięcia 50 Hz z częstotliwością modulacji 4, 6 oraz 8 kHz. Na powierzchni każdej tarczy przyjęto 80 punktów pomiarowych. Wyniki pomiarów poddano interpolacji numerycznej w celu zwiększenia przejrzystości prezentacji graficznej i ułatwienia odczytu form odkształceń.

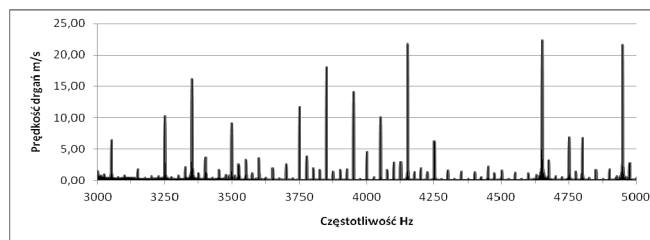
Jako przetwornik pomiarowy wykorzystany został wibrometr laserowy PSV-I-400 z kasetą pomiarową OFV-5000 firmy Polytec, natomiast do pomiaru sygnału odniesienia wykorzystano akcelerometr piezoelektryczny typu 4508 firmy Brüel&Kjær, który był mocowany do powierzchni tarczy za pomocą specjalnego wosku. Graficzną prezentację wyników wykonano przy użyciu aplikacji PSV Scanning Vibrometer Software.

Eksploatacyjne postacie drgań tarczy zostały sklasyfikowane w zależności od form odkształceń, przedstawionych na rys. 6 w pozycji [3]. Obrazem podstawowych form odkształceń są sinusoidy o częstotliwości wynikającej z liczby okresów na długości toru pomiarowego. Poprzez tor pomiarowy można rozumieć linie poprowadzone wzdłuż obwodu i promienia (średnicy). Formy odkształceń względem odvodu tarczy opisano liczbą modową „n”, natomiast odkształcenia względem promienia liczbą „m”.

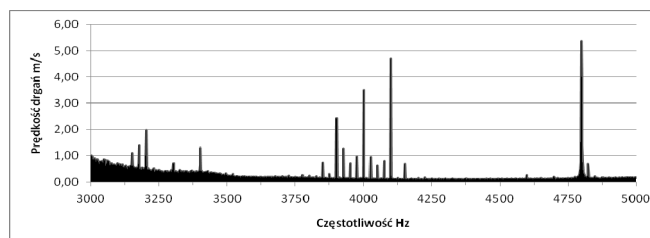
Badania wpływu wymuszeń magnetycznych na składowe harmoniczne drgań zostały wykonane ze zdemontowanym przewietrznikiem w celu wyeliminowania hałasu wentylacyjnego. Przeprowadzono próbę eliminacji wymuszeń pochodzenia magnetycznego poprzez obniżenie napięcia zasilania z 400 V do 111 V. Przyjęto, że wymuszenia magnetyczne są kwadratową funkcją indukcji i przez to ich wartości zależą w przybliżeniu od kwadratu napięcia zasilania. Czterokrotne obniżenie napięcia powoduje więc około 16-krotne obniżenie wartości tych wymuszeń.

### 3. Wyniki badań drgań tarczy

Wyniki badań dla trzech różnych częstotliwości kluczenia falownika (4 kHz, 6 kHz oraz 8 kHz) wykazują jednakowe zależności. Względnie jednakowe częstotliwości zostają wyeliminowane jak i pozostają w widmie prędkości drgań po obniżeniu napięcia. Na rysunku 1 pokazano fragment widma przy częstotliwości kluczenia 4 kHz dla napięcia znamionowego 400 V. Na rysunku 2 ten sam fragment dla napięcia obniżonego do 111 V.



Rys. 1. Fragment widma drgań tarczy dla napięcia zasilania 400 V, 50 Hz  
Fig. 1. Fragment of the vibration end shield spectrum for power supply 400 V



Rys. 2. Fragment widma drgań tarczy dla napięcia zasilania 111 V, 50 Hz  
Fig. 2. Fragment of the vibration end shield spectrum for power supply 111 V

Przyłożone napięcie międzyprzewodowe powoduje wyeliminowanie prawie wszystkich dominant w widmie drgań tarczy oprócz częstotliwości związanej z obrotami silnika 25 Hz.

W tabeli 1 zestawienie dominant wyeliminowanych dla wszystkich badanych częstotliwości kluczenia falownika.

Tab. 1. Zestawienie wszystkich dominant wyeliminowanych przy obniżeniu napięcia zasilania do 111 V dla częstotliwości kluczenia 4, 6 oraz 8 kHz  
Tab. 1. All dominants eliminated by reducing the supply voltage to 111 V for 4, 6 and 8 kHz switching frequency

$f = 4 \text{ kHz}$		$f = 6 \text{ kHz}$		$f = 8 \text{ kHz}$	
$f [\text{Hz}]$		$f [\text{Hz}]$		$f [\text{Hz}]$	
100	4150	100	5947	100	7850
150	4650	150	6047	150	7950
200	4950	200	6247	200	8050
800	7600	225	6645	225	8150
900	7700	800	6745	800	8250
3350	7800	900	7045	900	8650
3850	8300	5348		7050	8950
3950	8500	5747		7350	
4050		5847		7750	

Rozwinięcie rozkładu przestrzennego pola magnetycznego w szereg Fouriera harmonicznych przestrzennych umożliwia oddzielne rozpatrywanie oddziaływań każdej z harmonicznych przestrzennych pola. W przypadku kiedy pole magnetyczne w szczeliny powietrznej maszyny zawiera dodatkowe składowe o częstotliwościach  $f_k$  (wynikające ze zniekształcenia napięcia zasilającego), siła pochodzenia magnetycznego generowana na przyszczelinowych powierzchniach stojana i wirnika zawiera składowe o częstotliwościach określonych zależnością:

$$f = |(\pm f_k) - f_1|, \quad (1)$$

gdzie:  $f_k$  – częstotliwość składowej prądu zasilającego wymuszona przez zewnętrzne źródło napięcia,  $f_1$  – częstotliwość podstawowej prądu zasilającego. Znak + występuje gdy harmoniczna przestrzenna pola elektromagnetycznego o częstotliwości  $f_k$  wiruje zgodnie, natomiast znak – gdy przeciwnie [5, 6].

Obliczone w ten sposób składowe częstotliwości mają znaczne wielkości amplitud, co wyraźnie widać na rysunku 1 w postaci chociażby dominant 3850 Hz, 3950 Hz, 4050 Hz, 4150 Hz, 5747 Hz, 5847 Hz, itd.

Przy zasilaniu silników indukcyjnych za pośrednictwem przekształtników znaczne wartości uzyskują również naprężenia powstające ze współdziałania harmonicznych pola wywołanymi przez wyższe harmoniczne prądu zasilania z harmonicznymi żółbkowymi stojana i wirnika oraz harmonicznymi mimośrodowościami. Przyjmuje się, że największe amplitudy osiągają składowe naprężenia powstające w wyniku współdziałania fali głównej z harmonicznymi pola wywołanymi przez wyższe harmoniczne prądu. Naprężenia te mają rząd  $n=0$ .

Częstotliwość składowych drgań będących również podstawową przyczyną cyklicznych zmian przewodności magnetycznej szczeliny powietrznej wyraża się wzorem:

$$f = \left| f_k \pm \left( f_1 + \frac{Q_r}{p} (1-s) f_1 \right) \right| = |50 \pm 850|, \quad (2)$$

gdzie:  $f_k$  – częstotliwość składowej prądu zasilającego,  $f_1$  – częstotliwość podstawowej harmonicznej prądu zasilania,  $Q_r$  – liczba żółbków wirnika,  $p$  – liczba par biegunów,  $s$  – poślizg,  $q$  – liczba całkowita przyjmująca wartości  $\pm 1; \pm 2, \dots$

Tak obliczone składowe drgań o częstotliwościach  $f = 3350 \text{ Hz}, 4650 \text{ Hz}, 5350 \text{ Hz}, 6750 \text{ Hz}, 6850 \text{ Hz}, \text{ itd.}$ , gdzie częstotliwość przyczynowa składowej w widmie prądu wyniosła 4 kHz, 6 kHz, 8 kHz również została wyeliminowana z widma drgań tarczy łożyskowej.

W podobny sposób otrzymuje się częstotliwości składowe drgań i hałasu wywołane podstawową częstotliwością składową prądu.

$$f = \left| f_1 \pm \left( f_1 + \frac{Q_c}{P} (1-s)f_1 \right) \right| = |50 \pm 850|. \quad (3)$$

Wynikają stąd częstotliwości 800 Hz i 900 Hz.

Inną przyczyną zmian przewodności magnetycznej w silniku, a dzięki temu pojawieniem się dodatkowych składowych w widmie drgań silnika jest mimośrodowość statyczna i dynamiczna. Częstotliwości składowych mimośrodowości występują w widmie drgań nie tylko dla częstotliwości  $f_k=f_1$ , ale także dla częstotliwości wokół częstotliwości  $1:f_c$  dla zasilania z przemiennika częstotliwości.

Zasilanie silnika za pomocą przemiennika częstotliwości powoduje, że w widmie prądu obecne są również dodatkowe składowe o częstotliwościach  $f_k$ , wymuszone składowymi napięciami wynikającymi z własności danego rodzaju modulacji, napięcia oraz cech konstrukcyjnych falownika [7]. Częstotliwości dominujących składowych widma prądu  $I(f)$  silnika zasilanego z falownika opisane są zależnością [6]:

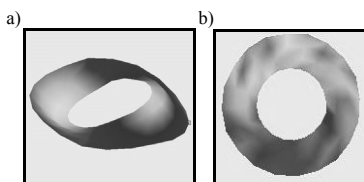
$$f_k = n_1 f_c \pm n_2 f_1, \quad (4)$$

gdzie:  $f_k$  - wartość częstotliwości dominanty w widmie prądu,  $f_c$  - wartość częstotliwości nośnej modulacji,  $f_1$  - wartość częstotliwości podstawowej składowej napięcia,  $n_1, n_2$  - liczby całkowite na przemian parzyste i nieparzyste.

Składowe widma opisane w ten sposób koncentrują się wokół częstotliwości nośnej  $1:f_c$  i wynoszą  $f_c \pm 2f_1, f_c \pm 4f_1, f_c \pm 8f_1 \dots$  oraz wokół krotności częstotliwości nośnej  $2:f_c$  i wynoszą  $2f_c \pm 1f_1, 2f_c \pm 5f_1, 2f_c \pm 7f_1 \dots$  itd. W naszym przypadku wynoszą one 3900 Hz, 4100 Hz, 5900 Hz, 6100 Hz, itd.

W silnikach oprócz wymienionych głównych mechanizmów generujących drgania tarczy łożyskowej należy wymienić naprężenia spowodowane działaniem zjawiska magnetostrykcji. Ponieważ częstotliwości składowych odkształceń magnetycznych pokrywają się z częstotliwościami reluktancyjnych naprężeń powierzchniowych, wyodrębnienie zjawiska magnetostrykcji jest wykonalne tylko na specjalnie budowanych modelach obwodu magnetycznego [8].

Na podstawie analizy eksploatacyjnych form odkształceń tarczy, dominujące wzdłuż promienia są odkształcenia rzędu 0 i 1, natomiast wzdłuż obwodu nie można jednoznacznie określić (od 0 do 3). Na rys. 3 przedstawione zostały dominanty z widma prędkości drgań i ich charakterystyczne formy odkształceń eksploatacyjnych.



Rys. 3. Przykładowe eksploatacyjne odkształcenia struktury tarczy łożyskowej:  
a) forma  $m=0$  i  $n=1$  dla częstotliwości 4150 Hz i  $f_c=4$  kHz,  
b) forma  $m=0$  i  $n=0$  dla częstotliwości 25 Hz i  $f_c=4$  kHz

Fig. 3. Examples of operational deflection end shield structure:  
a) form  $m=0$  and  $n=1$  for 4150 Hz and  $f_c=4$  kHz,  
b) form  $m=0$  and  $n=0$  for 25 Hz and  $f_c=4$  kHz

Oprócz przedstawionych tutaj form odkształceń, które można w łatwy sposób sklasyfikować według kryteriów podanych w [3] i [4], większość składowych prezentuje jednak złożone formy. Ustalenie promieniowych i obwodowych odkształceń możliwe jest po wykonaniu dekompozycji za pomocą transformaty Fouriera.

We wszystkich przypadkach, przy różnych częstotliwościach kluczowania, należy zwrócić uwagę na składowe dominujące 25 Hz (przypadek b), odkształcenie (120-260) nm oraz 46,9 Hz odkształcenie (150-180) nm – które pojawiają się w widmie w efekcie obniżenia napięcia do 111 V. Analiza eksploatacyjnych form odkształceń pokazuje że nie występują tutaj żadne węzły drgań struktury zarówno wzdłuż promienia jak i wzdłuż obwodu. Skuteczność emitowania hałasu dla tych częstotliwości jest więc znacznie większa. Źródłem powstawania wspomnianych dominant

częstotliwości są drgania związane z prędkością obrotową silnika oraz ze składową podstawową wirowania pola.

#### 4. Metodyka obliczeń akustycznych

Eksploatacyjne formy odkształceń powierzchni struktury drgającej są dobrze skorelowane z emitowanym przez nią hałasem [9]. Uzyskane wyniki w postaci przebiegów prędkości drgań w funkcji częstotliwości tarczy łożyskowej stanowią dobry materiał wejściowy dla obliczeń akustycznych.

Korzystając z zależności trzech praw fizycznych: drugiego prawa Newtona, zależności termodynamicznej między ciśnieniem a objętością środowiska oraz równania ciągłości strugi można dojść do równania fal dźwiękowych, które określa zachowanie się fali dźwiękowej. W tym celu należy posłużyć się pojęciem potencjału prędkości  $\Phi$  wprowadzonym przez Lagrange'a, lapsjanem  $\nabla^2$  oraz prędkością rozchodzenia się fali. W układzie ortogonalnym równanie fal dźwiękowych można przedstawić:

$$\frac{\delta^2 \Phi}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 \Phi}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 \Phi}{\delta z^2} = \nabla^2 \Phi. \quad (5)$$

Wszystkie wielkości pola akustycznego tj. ciśnienie akustyczne, prędkość cząstek, przesunięcie cząstek środowiska otrzymujemy w wyniku różniczkowania potencjału prędkości. Ponieważ obliczenia akustyczne wykonywane będą w polu bliskim źródła dźwięku, można przyjąć że tarcza łożyskowa jest rozpatrywana jako zbiór drgających punktów, które tworzą falę kulistą. W stanie ustalonym część rzeczywistą ciśnienia akustycznego wytworzonego wokół tarczy łożyskowej można obliczyć w dowolnym punkcie w przestrzeni w czasie  $t=0$  według wzoru:

$$p(f, R) = \rho_0 f \cdot \sin(2\pi f) \int_{R_g}^{R_s} \int_0^{2\pi} \frac{rV(\varphi, r) \cdot \cos(\beta R(\varphi, r))}{R(\varphi, r)} d\varphi \cdot dr, \quad (6)$$

gdzie  $f$  – częstotliwość wibracji w punkcie.

Natężenie dźwięku określone jako część energii akustycznej wypromieniowanej na jednostkową powierzchnię nad tarczą łożyskową można przedstawić jako:

$$I = \underline{u} \cdot \underline{p}^*, \quad (7)$$

gdzie:  $\underline{u}$  - prędkość cząstek powietrza,  $\underline{p}^*$  - sprzężona liczba zespolona ciśnienia akustycznego. Otrzymany w ten sposób wynik wyrażony jest w  $W/m^2$ .

Znając wartość natężenia dźwięku można obliczyć moc akustyczną, całkując natężenie dźwięku po powierzchni  $S$ .

$$W(f) = \int_S I(\vec{f}) \cdot d\vec{S}, \quad (8)$$

gdzie  $S$  musi stanowić zamknięty obszar zawierający źródło dźwięku.

Z uwagi na kierunkowość emitowanej fali w stosunku do równoległej płaszczyzny pomiarowej należy pamiętać o odpowiednim zwiększeniu jej rozmiarów. Uzyskane w ten sposób wyniki mogą być oszacowane z odpowiednio dużym przybliżeniem [2, 3, 4].

#### 5. Wyniki obliczeń akustycznych

Skuteczne okazuje się wsparcie oprogramowaniem MATLAB z odpowiednio stworzonym modelem ADMotorNoise, który na podstawie wyników wibracji tarczy łożyskowej silnika automatycznie wykonuje obliczenia akustyczne na podstawie przedstawionych w punkcie 4 zależności [2].

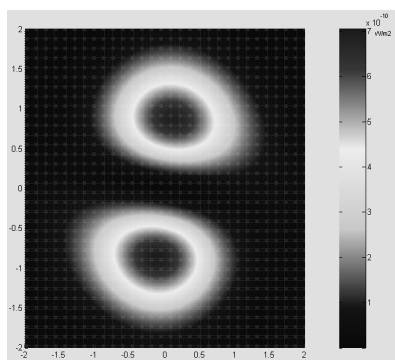
Wyniki badań akustycznych tarczy silnika zostały wykonane dla składowych dominujących widma prędkości drgań. W tabeli 1 przedstawiono częściowe wyniki obliczeń mocy akustycznej dla dominant w widmie prędkości drgań przy napięciu 400 V dla przedniej tarczy łożyskowej badanego silnika.

Tab. 2. Wyniki obliczeń wielkości akustycznych oraz formy odkształceń  
Tab. 2. The calculation results of acoustic and operational deflection shapes

Częstotliwość $f$ [Hz]	Obliczony poziom mocy akustycznej $W$ [dB]	Prędkość drgań $V$ [m/s]	Forma od- kształcenia	
			$m$	$n$
25	20,6	21,64	0	0
47	46,6	52,48	0	0
3900	9,0	2,43	0	1
4000	11,4	3,49	0	1
4100	12,9	4,68	0	1
4800	2,4	5,36	0	1

Należy zauważyć, że dla niższych częstotliwości, gdy forma odkształcenia tarczy jest prostsza, efektywność emitowania dźwięku z powierzchni jest większa. Dzieje się tak nawet wtedy gdy poziom odkształceń jest znacznie mniejszy. Tak więc poziom mocy akustycznej nie jest proporcjonalny do poziomu odkształceń tarczy i zależy zarówno od częstotliwości, poziomu odkształceń jak i eksploatacyjnej formy odkształcenia.

Dla dominant widma prędkości drgań wyznaczono także rozkłady natężenia dźwięku na powierzchni prostopadłej i równoległej do tarczy silnika. Na rys. 4 przedstawiony został wynik obliczenia rozkładu natężenia dźwięku dla częstotliwości 4150 Hz, na powierzchni równoległej do tarczy w odległości 1 metra.



Rys. 4. Obliczony rozkład natężenia dźwięku na powierzchni równoległej dla odkształceń eksploatacyjnych o formie  $m=0$  i  $n=1$

Fig. 4. The calculated sound pressure distribution on the surface parallel to the strain of operational deflection shape  $m=0$  and  $n=1$

Gradient koloru skali natężenia dźwięku na płaszczyźnie pozwala zobrazować sposób i kierunek rozchodzenia się dźwięku w otoczeniu tarcz pracującego silnika. W przedstawionym przykładzie eksploatacyjna forma odkształceń o  $m=0$  i  $n=1$ , wskazuje na dwa epicentra hałasu i dominujący udział tych części tarczy łożyskowej na której występują strzałki. Forma odkształcenia eksploatacyjnego ma więc znaczący wpływ na sposób rozchodzenia się fali dźwiękowej, a w szczególności jej natężenia i zakresu występowania.

Zgodność wyników zastosowanej metody obliczeń z badaniami eksperymentalnymi została potwierdzona i opisana w pracy [2]. Należy zwrócić jednak uwagę, że wynik obliczeń był zawsze niedoszacowany, co jest słuszne ze względu na dodatkowe źródła hałasu, które nie biorą udziału w pomiarach akustycznych.

## 6. Podsumowanie

W artykule przedstawiono sposób eliminacji wpływu składowych pola magnetycznego na poziom generowanych drgań i hałasów przez tarcze silnika indukcyjnego zasilanego przekształtnikowo z różną częstotliwością kluczkowania. W tej samej próbie silnik został również pozbawiony przewietrznika, przez co wyklucza się składowe pochodzenia aerodynamicznego. Powstałe w ten sposób widma prędkości drgań posłużyły do identyfikacji poszczególnych składowych oraz zjawisk je wywołujących. Ustalono, że drgania silnika powodowane są głównie przez oddziaływanie sił magnetycznych. Zidentyfikowane zostały główne naprężenia składowe pochodzenia magnetycznego. Wyeliminowanie

większości składowych pochodzenia magnetycznego wpływa także pośrednio na zmniejszenie istotnych składowych pochodzenia mechanicznego. Jednym z przykładów jest siła osiowa pochodząca od wysunięcia pakietu wirnika lub jego stożkowości, która w sposób ciągły oddziałuje na łożysko i generuje w nim drgania.

W silnikach małej mocy wartości sił osiowych są zazwyczaj pomijane, natomiast promieniowa skupiona siła jednostronnego naciągu magnetycznego, wywołana niesymetrią szczeliny powietrznej, działająca na przyszczelinową powierzchnię wirnika i stojana, osiąga znaczne wartości. Kierunek w którym działa siła jednostronnego naciągu jest prostopadły do tarcz łożyskowych i oddziałuje na nie jedynie poprzez zwiększony nacisk promieniowy na łożyska lub poprzez zamki tarcz łożyskowych na stojanie. Podejrzewa się natomiast, że siła magnetostrykcji, która również oddziałuje pośrednio za pomocą kadłuba na tarcze łożyskowe, może mieć wpływ na poziom wibracji i w związku z czym konieczne są dalsze prace w celu jego identyfikacji.

Prowadzone badania potwierdzają przekonanie o tym, że w miarę wzrastania częstotliwości składowych drgań maleją ich amplitudy, jednak formy drgań uzyskują coraz bardziej złożone formy. Pojawiają się coraz częściej strzałki i węzły na jednym torze pomiarowym względem promienia i obwodu. Oprócz przedstawionych form odkształceń należy uwzględniać także ich rotacyjny charakter. Analityczne podejście do obliczania wielkości akustycznych poprzez pomiar wielkości wibracyjnych zaprezentowane w artykule jest skuteczne i zostało udowodnione eksperymentalnie. Stosując tą metodę możemy bezpośrednio uzyskać narzędzie do obrazowania wyników interesujących składowych widma drgań w otaczającym je środowisku. Powyższe działanie służyć może zarówno do badania poszczególnych składowych zjawisk zachodzących w silniku, a także sprawdzać sposób obciążenia hałasem środowiska w którym się on znajduje.

Generowanie mocy akustycznej przez proste formy odkształceń jest znacznie bardziej efektywne, co jest związane z większą powierzchnią uczestniczącą w drganiu będącej strzałką lub w jej pobliżu. Należy zwrócić uwagę że moc akustyczna zależy nie tylko od odkształceń, ale również od częstotliwości, dzięki czemu dla zdecydowanie mniejszych poziomów odkształceń przy większych częstotliwościach nie można się spodziewać spadku mocy akustycznej wyemitowanej do otoczenia. Zarówno poziom jak i subiektywna uciążliwość hałasu, zależą od właściwości zasilania silnika, które są kształtowane przez modulację impulsową wykorzystywaną do sterowania odkształconym napięciem wyjściowym falownika. Kluczową rolę odgrywa tutaj identyfikacja i interpretacja drgań i hałasów pochodzących od tarcz łożyskowych.

## 7. Literatura

- [1] Karkosiński D.: Zjawiska wibroakustyczne w asynchronicznych silnikach klatkowych. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, vol. 69, 2006.
- [2] Karkosiński D.: Computational investigations of acoustic radiation from end shields of of small-power electrical motor. Archives of Electrical Engineering, vol. 16, nr 3-4, 2007.
- [3] Karkosiński D.: Pomiarowa analiza właściwości wibroakustycznych tarcz łożyskowych silników elektrycznych, PAK nr 4, 2007.
- [4] Żyszkowski Z.: Podstawy elektro-akustyki. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1984.
- [5] Lo W. C., Chan C. C., Zhu Z. Q., Lie Xu, Howe D., Chau K. T.: Acoustic Noise Radiated by PWM Controlled Induction Machine Drives. IEEE Trans. On Ind. Electr., vol. 47 nr 4, 2000.
- [6] Zhu Z. Q.: Noise and vibration In variable-speed electric al machine driver, Aalborg University, Denmark 2002.
- [7] Holmes D. G., Lipo T. A.: Pulse Width Modulation for Power Converters. IEEE Press series on Power engineering, 2003.
- [8] Garvey S. D., Glew C. N.: Magnetostrictive excitation of vibration in machines – a modal approach. IEE Conference Proc., 1999.
- [9] Thrane N., Gade S.: Use of operational deflection shapes for noise control of discrete tones, Brüel&Kjær, nr 1, 1988.