

Analiza wibroakustyczna silników do samochodów osobowych i dostawczych

Streszczenie. W artykule przedstawiono analizy wibroakustyczne nowoczesnych silników synchronicznych z magnesami trwałymi. Analizowane silniki są wykorzystywane w napędach elektrycznych pojazdów osobowych oraz dostawczych, w których dopuszczalna masa całkowita (DMC) nie przekracza 3.5 t. Ze względu na specyficzne wymagania napędów trakcyjnych takie jak: wysoki moment maksymalny, praca przy wysokich prędkościach obrotowych oraz duża moc w stosunku do masy i objętości silnika, może dochodzić do nadmiernego hałasu generowanego przez napęd. Dążenie do minimalizacji masy oraz podnoszenia parametrów elektromechanicznych napędu powoduje zmniejszenie sztywności konstrukcji mechanicznej silnika, co może powodować nadmierny wzrost poziomu hałasu. Projektowanie napędów trakcyjnych pracujących w szerokim zakresie prędkości obrotowych wymaga przeprowadzania analizy wibroakustycznej już na etapie projektu silnika oraz jego modyfikacji, tak aby spełniał zarówno parametry elektromechaniczne, jak również wibroakustyczne, co zostało przedstawione w poniższym artykule.

Abstract. The article presents vibroacoustic analyses of modern permanent magnet synchronous motors. The analyzed motors are used in the electric drive systems of passenger vehicles and vans in which the GVW does not exceed 3.5 t. Due to the specific requirements of traction drives such as high maximum torque, operation at high speeds and high power in relation to the mass and volume of the motor, there can be excessive noise generated by the drive. The efforts to minimize weight and increase electromechanical performance of the traction drive result in a reduction in the rigidity of the motor's mechanical structure, which can cause excessive noise. Designing traction drives operating over a wide range of speeds requires vibroacoustic analysis already at the stage of motor design and its modification, to satisfy both electromechanical and vibroacoustic parameters, which is presented in the following article. (**Vibroacoustic analysis of motors for cars and vans**).

Słowa kluczowe: napędy elektryczne, silniki elektryczne, PMSM, hałas.

Keywords: electric drives, electric motors, PMSM, noise.

Wstęp

Elektromobilność w Europie i na świecie rozwija się szybko i dynamicznie, szczególnie ta związana z napędami do pojazdów osobowych, dostawczych oraz autobusów miejskich. Wynika to zarówno z wymogów prawnych [1], jak i środowiskowych [2]. Porównując pojazdy z napędami elektrycznymi do spalinowych, to etap produkcji pojazdów elektrycznych jest bardziej energochłonny i czasochłonny. Wynika to z faktu, że koszt produkcji akumulatorów trakcyjnych jest jeszcze bardzo wysoki, w stosunku do kosztów produkcji samego silnika. Natomiast pojazdy elektryczne są pozbawione wielu wad przypisywanych pojazdom z napędem spalinowym, które oprócz emisji szeregu zanieczyszczeń, są również źródłem hałasu. Poziom emisji hałasu ma szczególnie duże znaczenie w centrach miast i aglomeracjach miejskich, w których następuje kumulacja hałasu, powodując tym samym negatywne oddziaływanie na otoczenie jak również mieszkańców. W przeciwieństwie do silników spalinowych, silniki elektryczne mogą być bardzo ciche, muszą być jednak prawidłowo zaprojektowane. Źle zaprojektowany silnik elektryczny potrafi generować bardzo duży hałas, dodatkowo częstotliwość tego hałasu pokrywa się z częstotliwością wrażliwości ucha ludzkiego [3]. Silniki elektryczne potrafią być tak ciche, że z powodu potencjalnego zagrożenia bezpieczeństwa pieszych, producenci pojazdów elektrycznych zmuszeni zostali przez regulacje prawne do zamontowania w nich specjalnych generatorów hałasu [4]. Ich zadaniem jest ostrzeganie pieszych przed pojazdami elektrycznymi, poruszającymi się z niskimi prędkościami. Mogłoby się wydawać, że z tego powodu nie należy ograniczyć hałasu silników elektrycznych, jednak takie stwierdzenie jest błędne. Silniki elektryczne wykorzystywane w napędach pojazdów zwykle hałasują przy wyższych prędkościach obrotowych, a są ciche przy małych prędkościach obrotowych. W obszarze wyższych prędkości obrotowych silnika napędowego, w których źródłem hałasu staje się już nie tylko sam silnik, ale również inne elementy mechaniczne układu przeniesienia napędu pojazdu, ograniczenie hałasu jest jeszcze bardziej istotne. Wysokie prędkości obrotowe osiągnane przez silniki

napędowe wynikają ze stosowania w pojazdach z napędem elektrycznym przekładni mechanicznej najczęściej o jednym lub czasami o dwóch przełożeniach [5]. Praca napędu w szerokim zakresie prędkości obrotowych może powodować również inne niekorzystne zjawiska, tj. drgania czy wibracje, które poprzez konstrukcje mogą wpływać na komfort podróżowania użytkowników. Jako szczególny przypadek napędu elektrycznego należy tutaj wskazać silniki z magnesami trwałymi, które ze względu na swoją wysoką sprawność są bardzo często używane jako napędy trakcyjne [6–11]. W nowoczesnych konstrukcjach silników trakcyjnych dąży się do zwiększania współczynnika generowanej mocy w stosunku do masy, w związku z czym, często redukowana jest masa obudowy oraz części czynne stojana. W wyniku zmniejsza się sztywność całej konstrukcji, a duże siły magnetyczne mogą prowadzić do okresowych odkształceń stojana oraz kadłuba [12], wskutek czego generowane są wibracje i hałas. Pasma częstotliwości tak generowanego hałasu mieści się zwykle w zakresie średnich tonów, które są bardzo dobrze słyszalne przez człowieka, dodatkowo charakter generowanego hałasu sprawia, że jest on nieprzyjemny dla człowieka [3]. W związku z tym, analiza oraz próba minimalizacji generowanego hałasu, już na etapie projektowania silników trakcyjnych do pojazdów elektrycznych, jest koniecznością.

Źródłami hałasu najczęściej występującymi w silnikach elektrycznych z magnesami trwałymi są:

- elementy mechaniczne, tj. łożyska, przekładnie, komutatory, asymetrie wirnika,
- zjawiska aerodynamiczne, tj. okresowa zmiana ciśnienia,
- siły wytworzone przez pale magnetyczne, które dla silników tego typu pochodzą od magnesów trwałych. Mają one charakter sił promieniowych i osiowych.

Podczas projektowania silnika możemy próbować minimalizować hałas wytworzony przez siły promieniowe lub styczne pochodzące od magnesów trwałych. Pozostałe składowe źródła hałasu można natomiast minimalizować na etapie produkcji silnika lub doboru elementów mechanicznych.

Metody analizy

Można wyróżnić cztery podstawowe metody analizy źródeł hałasu w silnikach trakcyjnych. Pierwsza to metoda analityczna, która jest jedną z najstarszych, ale również najbardziej skomplikowanych metod. Wyznaczenie podstawowych częstotliwości drgań własnych, amplitudy odkształceń, czy też wybór harmonicznych do obliczenia poziomu hałasu, następuje z wykorzystaniem wzorów i zależności analitycznych. Opracowanie analitycznego modelu konkretnego silnika do obliczeń wibroakustycznych jest skomplikowane i wymaga od konstruktora bardzo dobrej znajomości mechaniki, jak również zagadnień związanych z polem magnetycznym oraz działaniem sił elektrodynamicznych. Metody analityczne, oprócz wielu opisywanych powyżej wad, mają również swoje zalety, podstawową (również największą), jest szybkość przeprowadzania obliczeń, które przy obecnej mocy obliczeniowej komputerów trwają poniżej sekundy. Wynik taki jest nieosiągalny dla żadnej innej metody.

Drugą bardzo często wykorzystywaną metodą analizy wibroakustycznej silników elektrycznych jest metoda hybrydowa z wykorzystaniem analizy MES 2D. Metoda ta jest połączeniem metody analitycznej oraz wyników obliczeń sił i naprężeń z wykorzystaniem metody elementów skończonych, dla dwuwymiarowego modelu silnika. Łączy w sobie takie zalety jak szybkość obliczeń metody analitycznej oraz łatwość tworzenia modelu 2D przy względnie krótkim czasie obliczeń. Wykorzystanie metody elementów skończonych do obliczeń elektromagnetycznych oraz do obliczeń sił promieniowych i sił osiowych działających w szczeliny silnika, wymusza przygotowania odpowiedniego modelu 2D. Przygotowanie takiego modelu zazwyczaj jest wykonywane automatycznie, po podaniu wymiarów geometrycznych oraz innych danych konstrukcyjnych silnika (typ, umiejscowienie magnesów, wymiarów oraz liczby żłobków). W związku z tym przygotowanie prostego modelu jest szybkie i bezproblemowe. Wykorzystując metodę hybrydową można w prosty sposób wyliczyć częstotliwości modalne pakietu stojana. Częstotliwości te nie zależą od źródła wzbudzenia, a jedynie od geometrii i własności mechanicznych materiału stojana. Obliczenia częstotliwości modalnych oraz trybów przestrzennych pozwalają przewidzieć oraz uniknąć rezonansów z częstotliwościami pochodzącymi od wzbudzenia silnika magnesami trwałymi [12,13].

Kolejnymi metodami analizy wibroakustycznej są metody z wykorzystaniem analizy MES 3D. Wykorzystanie metody trójwymiarowych elementów skończonych do obliczeń wibroakustycznych daje możliwość analizy skomplikowanych konstrukcji silników bez konieczności budowania prototypu. Jednak metoda ta nie nadaje się do wstępnej analizy wibroakustycznej silnika. Wynika to z tego, że przy wstępnych analizach nie znamy jeszcze konstrukcji kadłuba, jak również mocowania silnika. W takim przypadku budowanie skomplikowanego modelu 3D oraz długotrwałe obliczenia silnika przyniosą efekt porównywalny z metodami hybrydowymi MES 2D, przy znaczącym wydłużeniu czasu obliczeń. Ponadto wyniki w znaczącym stopniu zależą od dokładności odwzorowania modelu oraz zadania właściwych parametrów mechanicznych elementów składowych silnika. Zdaniem autorów znacznie lepszą metodą do wstępnej analizy wibroakustycznej jest metoda hybrydowa z wykorzystaniem obliczeń MES 2D, daje ona porównywalne wyniki, a nie ma wad metody analizy MES 3D.

Jako czwartą metodę weryfikacji parametrów wibroakustycznych napędów należy traktować badania laboratoryjne. Metoda ta pomimo tego, że wymaga wykonania prototypu silnika, daje jednoznaczne wyniki oraz

uwzględnia wszelkie niuanse konstrukcyjne i mechaniczne. Największą wadą tej metody jest konieczność wykonania prototypu silnika, co wiąże się zarówno z dużym kosztem, jak również czasem, który konieczny jest do wykonania silnika. Zgodnie z polskimi normami, badania hałasu silnika wykonuje się na biegu jałowym przy prędkości znamionowej. Jednak dla napędów trakcyjnych takie badanie jest zbyt ogólne. Aby w pełni ocenić poziom hałasu silników pracujących w szerokich zakresach prędkości obrotowych, badania należy wykonać przynajmniej dla kilku punktów prędkości obrotowych, dla których możemy się spodziewać podwyższonego poziomu hałasu. Zasadne jest również wykonanie obliczeń również dla parametrów znamionowych obciążenia i kilku prędkości obrotowych. Szczegóły dotyczące metod analizy wibroakustycznej zostały przekrojowo opisane w publikacji [14].

Parametry analizowanych napędów

Do przeprowadzenia analizy wibroakustycznej wytypowano dwa silniki trakcyjne zaprojektowane i wykonane w Łukasiewicz - Górnośląskim Instytucie Technologicznym, Centrum Napędów i Maszyn Elektrycznych. Przeznaczone są one do pojazdów o dopuszczalnej masie całkowitej nieprzekraczającej 3.5 t. Pierwszym z analizowanych silników był silnik, który został zaprojektowany zgodnie z następującymi założeniami w zakresie wymagań dotyczących charakterystyk elektromechaniczno - trakcyjnych napędu:

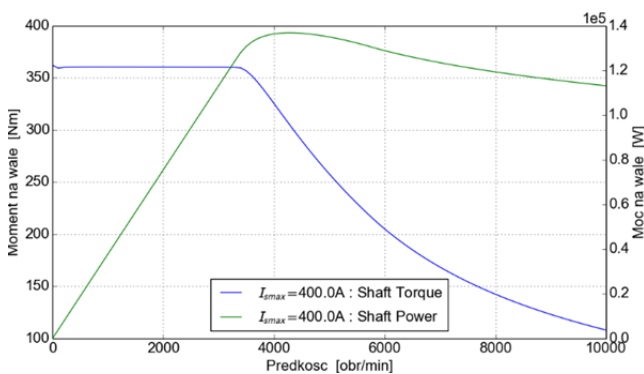
- moment maksymalny na wale $T_{max} \geq 350$ N.m;
 - prędkość obrotowa maksymalna silnika $n_{max} \geq 9000$ obr/min (optymalnie 10000 obr/min);
 - moc maksymalna chwilowa silnika ≥ 120 kW;
 - moc znamionowa ciągła silnika ≥ 75 kW.
- Ponadto, przyjęto następujące ogólne założenia techniczne i konstrukcyjne dla napędu:
- silnik IPMSM (skrót od ang. Interior Permanent Magnet Synchronous Motor) z magnesami zagłębionymi w wirniku, co wynika z zalet tych silników przedstawionych w [6–11];
 - silnik o wirniku wewnętrznym;
 - silnik i falownik energoelektroniczny chłodzone ciecżą;
 - zakres napięcia baterii trakcyjnej $350 \div 400$ VDC, znamionowo 375 VDC;

Prototypowy silnik IPMSM dla napędu trakcyjnego wg powyższych założeń zaprojektowano w wielkości mechanicznej 132 mm. Pakietowany rdzeń obwodu elektromagnetycznego silnika, zarówno po stronie stojana, jak i wirnika, wykonano z blach elektrotechnicznych prądnicowych o grubości 0,27 mm, z uwagi na wysokie częstotliwości podstawowej harmonicznej prądu zasilania (do 670 Hz) i wynikającą stąd konieczność ograniczenia strat mocy w rdzeniu magnetycznym. Podstawowe dane mechaniczne oraz parametry elektromechaniczne silnika SMKwsK132L-8Ck zamieszczono w tabeli 1.

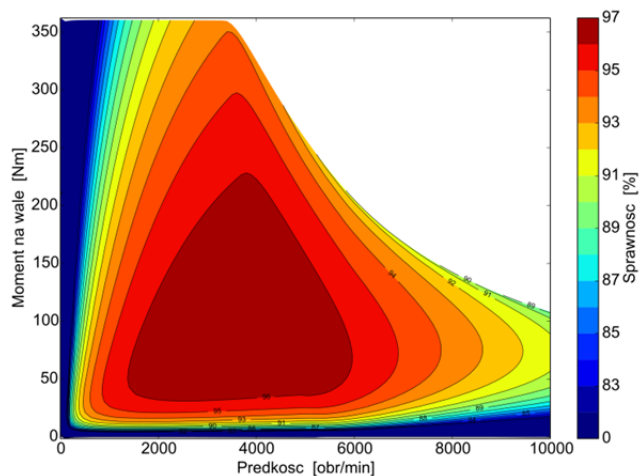
Tabela 1. Podstawowe dane mechaniczne oraz parametry elektromechaniczne silnika SMKwsK132L-8Ck

Parametr	Jednostka	Wartość
Średnica zewnętrzna stojana	mm	208
Średnica wewnętrzna stojana	mm	135
Długość pakietu stojana i wirnika	mm	164
Wznios mechaniczny	mm	132
2p	-	8
Skos	wirnik	dwa segmenty
Moc znamionowa, PN (S2-30)	kW	100
Moc maksymalna	kW	140
Moment maksymalny	Nm	360
Prędkość maksymalna	obr/min	10000
Sprawność przy PN (S2-30)	%	95,6
Masa	kg	65

Na rysunku 1 przedstawiono charakterystykę mechaniczną silnika oraz charakterystykę mocy na wale w funkcji prędkości obrotowej, przy pracy z maksymalnym obciążeniem, natomiast na rysunku 2 przedstawiono mapę sprawności w całym zakresie obciążenia silnika oraz w całym zakresie przewidzianych prędkości obrotowych.



Rys 1. Charakterystyka mechaniczna silnika SMKwsK132L-8Ck przy pracy z maksymalnym przeciążeniem.



Rys 2. Mapa sprawności silnika typu SMKwsK132L-8Ck.

Wymagania dotyczące charakterystyk elektromechaniczno – trakcyjnych napędu dla drugiego z analizowanych silników były następujące:

- moment maksymalny na wale $T_{max} \geq 1200$ N.m;
- prędkość obrotowa maksymalna silnika $n_{max} \geq 6000$ obr/min;
- moc maksymalna chwilowa silnika ≥ 200 kW;
- moc znamionowa przy pracy ciągłej S1 silnika ≥ 130 kW.

Ponadto przyjęto następujące ogólne założenia techniczne i konstrukcyjne dla napędu:

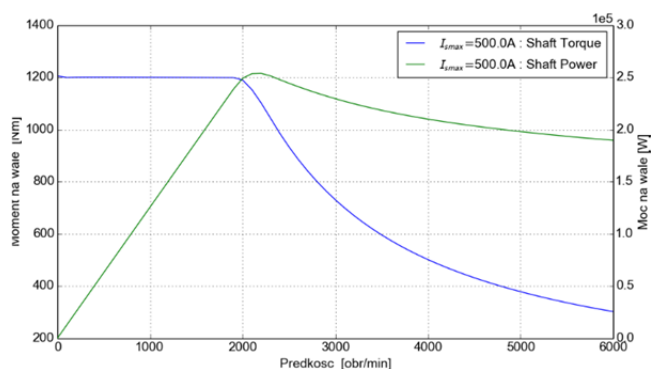
- silnik IPMSM z magnesami zagłębionymi w wirniku,
- silnik o wirniku wewnętrznym;
- silnik i falownik energoelektroniczny chłodzone cieczą;
- zakres napięcia baterii trakcyjnej $650 \div 800$ VDC, znamionowo 700 VDC;

Prototypowy silnik IPMSM, spełniający powyższe wymagania, zaprojektowano w wielkości mechanicznej 160 mm. Pakietowany rdzeń obwodu elektromagnetycznego silnika, zarówno po stronie stojana, jak i wirnika, wykonano z blach elektrotechnicznych prądnicowych o grubości 0,27 mm. Podstawowe dane mechaniczne oraz parametry elektromechaniczne silnika SMKwsK160-10 zamieszczono w tabeli 2.

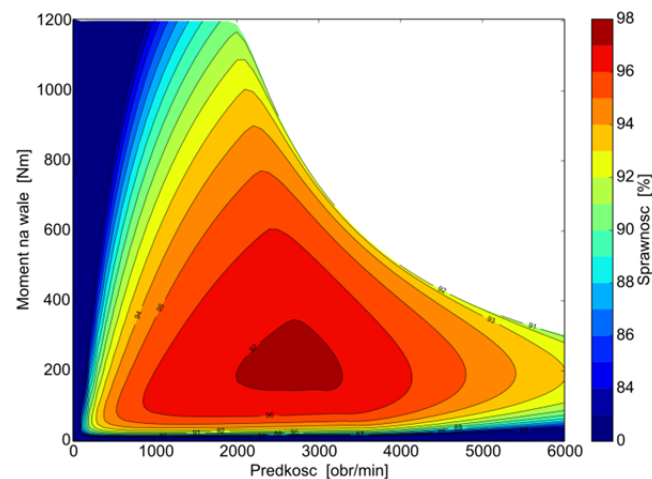
Tabela 2. Podstawowe dane mechaniczne oraz parametry elektromechaniczne silnika SMKwsK160-10

Parametr	Jednostka	Wartość
Średnica zewnętrzna stojana	mm	260
Średnica wewnętrzna stojana	mm	182
Długość pakietu stojana i wirnika	mm	246
Wznios mechaniczny	mm	160
2p	-	10
Skos	wirnik	dwa segmenty
Moc znamionowa, P_N (S1)	kW	130
Moc maksymalna	kW	250
Moment maksymalny	Nm	1200
Prędkość maksymalna	obr/min	6000
Sprawność przy P_N (S1)	%	96,3
Masa	kg	100

Na rysunku 3 przedstawiono charakterystykę mechaniczną silnika SMKwsK160-10 przy pracy z maksymalnym chwilowym obciążeniem, a na rysunku 4 jego mapę sprawności w pełnym zakresie obciążenia oraz prędkości obrotowych.



Rys 3. Charakterystyka mechaniczna silnika SMKwsK160-10 przy maksymalnym przeciążeniu.



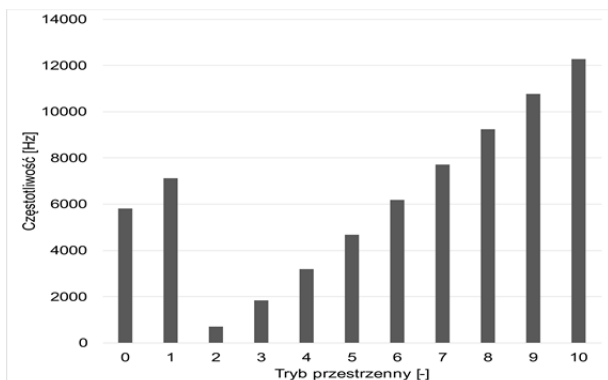
Rys 4. Mapa sprawności silnika SMKwsK160-10.

Analizowane silniki, pomimo znaczących różnic w wielkości mechanicznej, jak również w parametrach elektromechanicznych, posiadają cechy wspólne, którymi są:

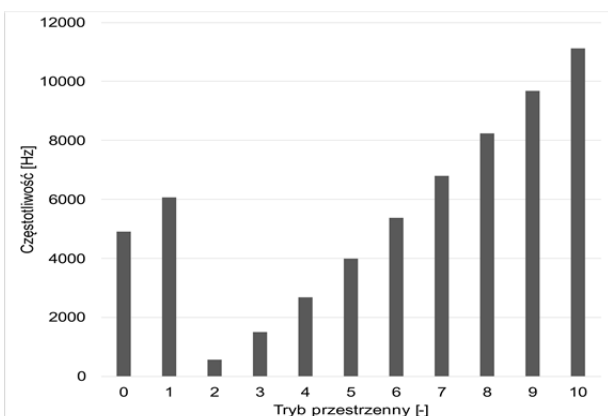
- ten sam typ zastosowanego silnika (IPMSM);
- ten sam sposób rozmieszczenia magnesów trwałych w wirniku (w obrębie każdej z podziałek biegunowych wirnika magnesy rozmieszczone w kształcie odwróconej litery delta) i takie same wymiary magnesów w przekroju poprzecznym wirnika;
- ten sam rodzaj chłodzenia (płyn);
- ten sam materiał wykorzystany do wykonania kadłuba (odlew aluminiowy).

Analiza metodą hybrydową silników

W tej części artykułu przedstawiono wyniki analizy wibroakustycznej obu wyżej opisanych silników prototypowych. W pierwszej kolejności wykonano analizę częstotliwości drgań własnych (modalną) pakietów żelaza silników razem z kadłubami. W obliczeniach została również uwzględniona masa uzwojenia stojana. W wyniku (rys. 5 oraz rys. 6) otrzymano częstotliwości drgań własnych pakietu stojana dla różnych trybów przestrzennych. Tryb oddechowy ($m=0$) z łatwością odkształca stojan silnika, jak również jego kadłub. Kolejne tryby przestrzenne $m=1$ - mimośród, $m=2$ - owalizacja silnika, również oddziałują na stojan i kadłub silnika, jednak ze względu na charakter sił, nie mają one takiego wpływu na hałas jak tryb $m=0$ - oddechowy. Na podstawie przeprowadzonej analizy modalnej możemy zauważyć, że dla silnika wzniosu mechanicznego 132 mm, częstotliwość drgań własnych dla trybu oddechowego wynosi około 5,8 kHz. Jest to już poza zakresem największej czułości ucha ludzkiego. Dla silnika wzniosu mechanicznego 160 mm, częstotliwość drgań własnych spada do 4,9 kHz i znajduje się w paśmie, na które wrażliwe jest ludzkie ucho, może to potęgować odczucia nieprzyjemnego (drażniącego) dźwięku silnika. Tryb oddechowy jest trybem, który nawet przy niewielkich siłach może znacząco odkształcić stojan i kadłub silnika. Dla silników trakcyjnych pracujących w szerokim zakresie prędkości obrotowych, tryb zerowy ($m=0$) jest podstawowym źródłem hałasu [5,15]. Najniższe rzędy trybów przestrzennych mają wyższą skuteczność promieniowania [16], co dodatkowo potęguje hałas silnika.



Rys 5. Analiza modalna pakietu stojana w silniku typu SMKwsK132L-8Ck.

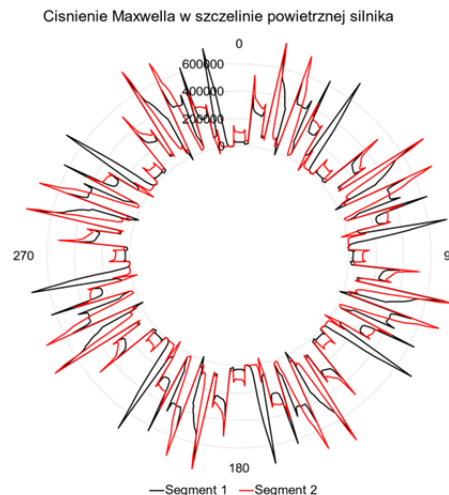


Rys 6. Analiza modalna pakietu stojana w silniku typu SMKwsK160-10.

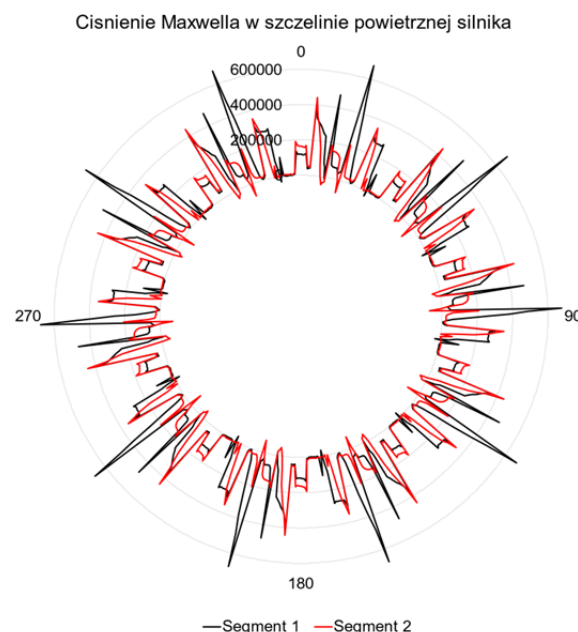
Siły naprężeniowe o trybie przestrzennym $m=0$ muszą być uwzględniane w analizie silników trakcyjnych, szczególnie w napędach pracujących w szerokim zakresie prędkości obrotowych oraz maszynach wielobiegunowych

[5,15]. Analizowane silniki to maszyny odpowiednio 8- i 10-biegunowe, w związku z tym należy się spodziewać dużego udziału sił trybu oddechowego ($m=0$) w generowanym hałasie.

W kolejnym etapie analizy wykonano obliczenia sił promieniowych działających na powierzchnię wewnętrzną pakietu stojana. Na rysunku 7 oraz rysunku 8 przedstawiono wykresy ciśnienia Maxwella dla analizowanych silników IPMSM.



Rys 7. Przebiegi ciśnienia (Pa) Maxwella wzdłuż szczeliny powietrznej wywołane siłami promieniowymi, obliczone dla silnika typu SMKwsK132L-8Ck.



Rys 8. Przebiegi ciśnienia (Pa) Maxwella wzdłuż szczeliny powietrznej wywołane siłami promieniowymi, obliczone dla silnika typu SMKwsK160-10.

W wielu publikacjach ciśnienie Maxwella jest nazywane nieprężeniami Maxwella, ponieważ są to główne siły, które powodują określone deformacje pakietu stojana jak również kadłuba silnika. W związku z tym, w większości przypadków, to one są odpowiedzialne za hałas generowany przez silnik. W obu analizowanych silnikach, w celu minimalizacji tzw. momentu zaczepowego, wirnik był wykonany ze skosem schodkowym magnesów, dlatego dla każdego analizowanego przypadku, wzdłuż szczeliny powietrznej pokazane są dwa przebiegi ciśnienia Maxwella.

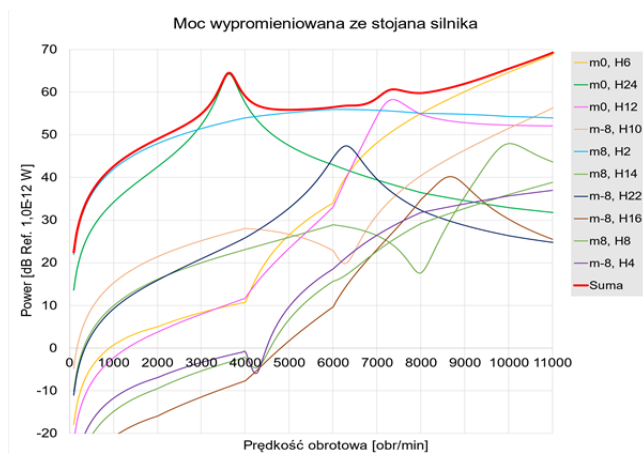
W dalszym etapie obliczeń przeprowadzono analizę harmoniczną uzyskanych przebiegów ciśnienia Maxwella w szczelinie powietrznej. Analiza sił działających w szczelinie powietrznej pozwala określić korelację pomiędzy hałasem akustycznym, a wyższymi harmonicznymi gęstości siły wypromieniowej. Naprężenia Maxwella można rozłożyć na elementarne fale harmoniczne o częstotliwości f siły oraz liczbie falowej m opisującej częstotliwość przestrzenną fali naprężeń [16]. Fale naprężeniowe o liczbie falowej $m=0$ są tzw. falami oddechowymi (pulsującymi), skierowanymi głównie na rozciąganie pakietu stojana [5,16], fale naprężeniowe o liczbie falowej $m \neq 0$ są falami wirującymi, znak + lub - przy m określa kierunek wirowania fal naprężeniowych.

W symetrycznych silnikach synchronicznych występują tylko nieliczne fale naprężeniowe [5], wartość kolejnej najmniejszej liczby falowej można wyliczyć na podstawie wzoru (1) [5] i jest to najczęściej liczba biegunów silnika.

$$(1) \quad m = \text{GCD}\left(\frac{Q_s}{n_f}, 2p\right)$$

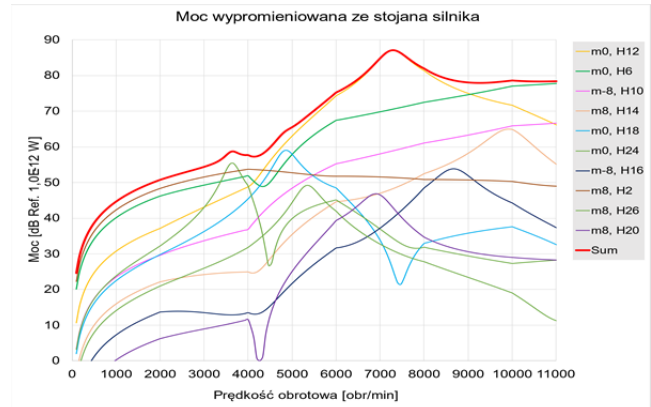
Gdzie: GCD - największy wspólny dzielnik, Q_s - liczba łótek stojana, n_f - liczba faz silnika, p - liczba par biegunów.

Dla analizowanych silników liczba biegunów wynosi odpowiednio 8 i 10. W związku z tym, w analizie mocy wypromieniowanej znajdują się fale naprężeniowe o liczbach falowych $m=0$, $m=8$ lub dla silnika 10-biegunowego $m=10$. Na rysunku 9 oraz rysunku 10 przedstawiono wynik analizy wibroakustycznej silnika SMKwsK132L-8Ck. Dla pracy na biegu jałowym występuje zwiększony hałas przy prędkości obrotowej 3600 obr/min, pochodzący od trybu zerowego, częstotliwość generowanego hałasu jest równa 24-krotności częstotliwości zasilania silnika (H24) przy tej prędkości obrotowej. Częstotliwość ta wynosi 5,8 kHz i równa się częstotliwości drgań własnych kadłuba i silnika. Jest to niekorzystna sytuacja z punktu widzenia hałasu, ponieważ występuje rezonans częstotliwości, który może powodować niepożądany wzrost generowanych drgań i hałasu silnika.

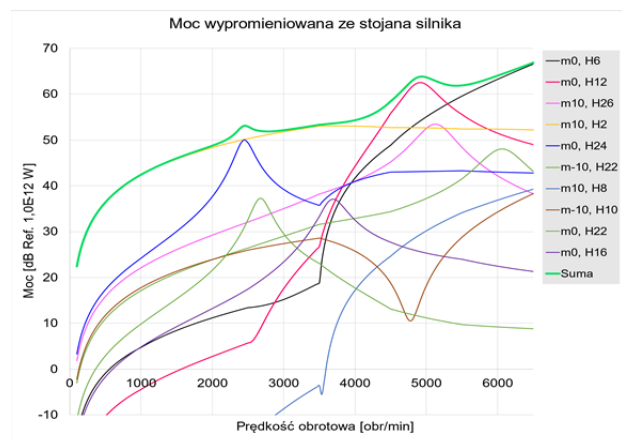


Rys 9. Analiza mocy akustycznej wypromieniowanej ze stojana dla stanu jałowego silnika SMKwsK132L-8Ck.

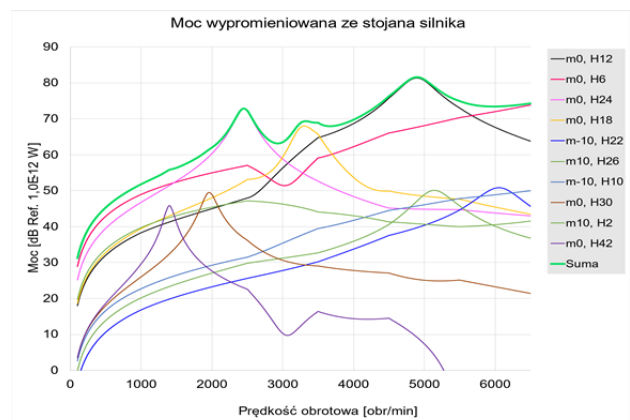
Dalsza analiza silnika (rysunek 10) przy obciążeniu znamionowym wskazuje, że rezonans przy prędkości 3600 obr/min nie jest główną przyczyną zwiększonego hałasu silnika. Dla silnika pracującego pod obciążeniem główną przyczyną hałasu jest rezonans częstotliwości drgań własnych stojana i kadłuba z kolejnym trybem zerowym. Występuje on przy prędkości obrotowej równej 7330 obr/min. Częstotliwość tego hałasu jest równa 12-krotności (H12) częstotliwości zasilania.



Rys 10. Analiza mocy akustycznej wypromieniowanej ze stojana dla obciążenia znamionowego silnika SMKwsK132L-8Ck.



Rys 11. Analiza mocy akustycznej wypromieniowanej ze stojana dla stanu jałowego silnika SMKwsK160-10.



Rys 12. Analiza mocy akustycznej wypromieniowanej ze stojana dla obciążenia znamionowego silnika SMKwsK160-10.

Dla drugiego analizowanego silnika typu SMKwsK160-10 częstotliwość drgań własnych stojana i kadłuba wynosi około 4,9 kHz (rysunek 6). Pomimo tego, że częstotliwość ta leży w zakresie zwiększonej czułości ucha ludzkiego, silnik zarówno dla obciążenia znamionowego (rysunek 12), jak również przy pracy na biegu jałowym (rysunek 11) jest cichszy od silnika analizowanego w pierwszej kolejności. W przedstawionej analizie wibroakustycznej silnika typu SMKwsK160-10 tryb oddechowy ($m=0$) widoczny jest w dwóch lokalnych maksimach poziomu hałasu, zarówno dla pracy na biegu jałowym, jak i przy obciążeniu, dla prędkości obrotowej 2450 obr/min ($m=0$, H24) oraz dla prędkości obrotowej 4900 obr/min ($m=0$, H12), przy której występuje rezonans z częstotliwościami drgań własnych kadłuba i stojana. Dla obu tych prędkości obrotowych lokalne

maksyma poziomu hałasu są jednak na akceptowalnym przez normy poziomie.

Podsumowanie i wnioski

Szybki rozwój elektromobilności powoduje, że analiza wibroakustyczna silników trakcyjnych jest koniecznością już na etapie projektowania napędu. Można ją przeprowadzić jedną z trzech przedstawionych metod. Autorzy, na podstawie swojego doświadczenia, proponują metodę hybrydową MES 2D, która już z samych założeń obciążona jest znacznie mniejszymi błędami obliczeniowymi w porównaniu do metody analitycznej i można ją z powodzeniem stosować do nowo projektowanych napędów elektrycznych. Problemem przy tej metodzie staje się odpowiednie uwzględnienie w analizach kadłuba silnika elektrycznego, który w nowoczesnych napędach jest zwykle wyposażony w skomplikowany układ chłodzenia płynem, jak również często stanowi element przenoszący znaczne siły i momenty (element konstrukcyjny). W takim wypadku należy przygotować model trójwymiarowy i wykonać pełne obliczenia wibroakustyczne z zastosowaniem metody hybrydowej MES 3D lub wykonać dodatkowe obliczenia częstotliwości drgań własnych na modelu trójwymiarowym i wykorzystać ich wyniki w obliczeniach dwuwymiarowych.

Dla obu analizowanych silników zachodził rezonans z częstotliwościami drgań własnych stojana i kadłuba. Silniki były różnych wzniosów mechanicznych, o różnej liczbie biegunów magnetycznych i z różną liczbą żłobków stojana, jednak nie udało się uniknąć rezonansów. Jedną z przyczyn wystąpienia rezonansów w silniku są założenia projektowe przyjmowane dla nowoczesnych silników trakcyjnych, wg których dąży się do minimalizacji masy obwodu elektromagnetycznego stojana, jak również minimalizacji masy kadłuba, co powoduje, że zarówno stojan, jak i kadłub tracą sztywność oraz mają niższe częstotliwości drgań własnych, wchodzące w zakresy największej czułości ucha ludzkiego. Kolejnymi punktami założeń, które skutkują zwiększonym hałasem silników trakcyjnych, są: wymóg osiągnięcia jak najwyższej gęstości momentu obrotowego (związane z tym są wysokie nasycenia w rdzeniu magnetycznym silnika), szerokie zakresy regulacji prędkości obrotowej, wymóg wysokiej sprawności silnika, co często skutkuje koniecznością zwiększenia powierzchni żłobka dostępnej dla miedzi kosztem zwężenia zębów w tworniku silnika (zmniejszenie strat w miedzi). Minimalizacja masy silnika oraz podnoszenie parametrów elektromechanicznych silników powoduje, że bardzo trudno jest uniknąć rezonansów. Dlatego, przy projektowaniu silników trakcyjnych, należy dążyć do takiego dobru parametrów konstrukcyjnych kadłuba i obwodu elektromagnetycznego silnika, aby niepożądane rezonanse występowały w takich zakresach częstotliwości, które nie są uciążliwe dla ludzi i środowiska, a równocześnie by silniki spełniały normy hałasu określone w prawie.

Autorzy: mgr. inż. Emil Król, dr inż. Robert Rossa, Sieć Badawcza Łukasiewicz Gornośląski Instytut Technologiczny, ul. Karola Miarki 12-14, 44-100 Gliwice, E-mail: emil.krol@git.lukasiewicz.gov.pl; dr hab. inż. Marcin Maciążek, prof. PŚ, Politechnika Śląska, Wydział Elektryczny, Katedra Ergoelektroniki, Napędu Elektrycznego i Robotyki, ul. B. Krzywoustego 2, 44-100 Gliwice, E-mail: marcin.maciazek@polsl.pl.

LITERATURA

1. DIRECTIVE (EU) 2019/ 1161 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL - of 20 June 2019 - Amending Directive 2009/ 33/ EC on the Promotion of Clean and Energy-Efficient Road Transport Vehicles. 15.

2. *Night noise guidelines for Europe*; Hurlley, C., World Health Organization, Eds.; World Health Organization Europe: Copenhagen, Denmark, 2009; ISBN 978-92-890-4173-7.
3. Fastl, H.; Zwicker, E. *Psychoacoustics: Facts and Models*; Springer series in information sciences; 3rd. ed.; Springer: Berlin; New York, 2007; ISBN 978-3-540-23159-2.
4. COMMISSION DELEGATED REGULATION (EU) 2019/ 839 - of 7 March 2019 - Amending Regulation (EU) No 540 / 2014 of the European Parliament and of the Council on the Sound Level of Motor Vehicles and of Replacement Silencing Systems. 4.
5. Hofmann, A.; Qi, F.; Lange, T.; De Doncker, R.W. The Breathing Mode-Shape 0: Is It the Main Acoustic Issue in the PMSMs of Today's Electric Vehicles? In Proceedings of the 2014 17th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS); IEEE: Hangzhou, China, October 2014; pp. 3067–3073.
6. Woo, J.-H.; Jung, D.-H.; Choi, J.; Kim, H.; Lee, J. A Study on IPMSM Design, as the Load Motor for the Motor Driving Test of Urban Railway Vehicle through HILS, for Achieving High Power Density. *2016 19th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), 2016 4.*
7. Jung, Y.-H.; Park, M.-R.; Kim, K.-O.; Chin, J.-W.; Hong, J.-P.; Lim, M.-S. Design of High-Speed Multilayer IPMSM Using Ferrite PM for EV Traction Considering Mechanical and Electrical Characteristics. *IEEE Trans. on Ind. Applicat.* **2021**, *57*, 327–339, doi:10.1109/TIA.2020.3033783.
8. Chen, B.; Wu, J.; Sun, Q.; Wu, H.; Zhang, L. FEA-Based Mathematical Modeling and Simulation for IPMSM Drive with Consideration of Saturation and Cross-Coupling Influence. In Proceedings of the 2019 22nd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS); IEEE: Harbin, China, August 2019; pp. 1–5.
9. Hwang, Y.-H.; Lee, J. HEV Motor Comparison of IPMSM With Nd Sintered Magnet and Heavy Rare-Earth Free Injection Magnet in the Same Size. *IEEE Trans. Appl. Supercond.* **2018**, *28*, 1–5, doi:10.1109/TASC.2018.2807377.
10. Król, E.; Wolnik, T. Silniki PMSM Do Zastosowań Trakcyjnych – Właściwości Układu Zasilania Ograniczające Parametry Silnika.
11. Rossa, R. Napęd Elektryczny Ekit – Kształtowanie Charakterystyk Elektromechanicznych Wybranymi Zabiegami Konstrukcyjnymi.
12. Le Besnerais, J. Fast Prediction of Variable-Speed Acoustic Noise Due to Magnetic Forces in Electrical Machines. In Proceedings of the 2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM); IEEE: Lausanne, Switzerland, September 2016; pp. 2259–2265.
13. La Delfa, P.; Hecquet, M.; Gillon, F.; Le Besnerais, J. Analysis of Radial Force Harmonics in PMSM Responsible for Electromagnetic Noise. In Proceedings of the 2015 Tenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER); IEEE: Monte Carlo, March 2015; pp. 1–6.
14. Król, E. Metody analizy wibroakustycznej silników z magnesami trwałymi. *Przegląd Elektrotechniczny* **2022**, *1*, 220–225, doi:10.15199/48.2022.11.45.
15. Andresen, J.; Vip, S.; Mertens, A.; Paulus, S. Theory of Influencing the Breathing Mode and Torque Pulsations of Permanent Magnet Electric Machines with Harmonic Currents. In Proceedings of the 2020 22nd European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'20 ECCE Europe); IEEE: Lyon, France, September 2020; p. P.1-P.9.
16. Devillers, E.; Gning, P.; Besnerais, J.L. Effect of Uneven Magnetization on Magnetic Noise and Vibrations in PMSM – Application to EV HEV Electric Motor NVH. In Proceedings of the 2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM); IEEE: Gothenburg, Sweden, August 23 2020; pp. 1786–1792.
17. Devillers, E.; Hecquet, M.; Devillers, E.; Le Besnerais, J. A New Hybrid Method for the Fast Computation of Airgap Flux and Magnetic Forces in IPMSM. In Proceedings of the 2017 Twelfth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER); IEEE: Monte-Carlo, Monaco, April 2017; pp. 1–8.