

Analiza konstrukcji modelowego elektrowibratora z magnesami trwałymi

Bartłomiej Będkowski

1. Wstęp

W latach 2015–2018 w Sieci Badawczej Łukasiewicz – Instytucie Napędów i Maszyn elektrycznych KOMEL oraz w firmie DEMETRIX Sp. z o.o. Sp. k. realizowano prace badawcze nad nowym typem wysokosprawnych napędów elektrycznych dla przemysłowych maszyn elektrowibracyjnych. Prace te były dofinansowane przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach trzeciej edycji Programu Badań Stosowanych. W wyniku realizacji projektu opracowano modelowy dwusilnikowy napęd elektrowibracyjny, generujący drgania liniowe, charakteryzujący się szeregiem zalet w stosunku do dostępnych obecnie na rynku rozwiązań [1].

W dotychczasowych rozwiązaniach napędów elektrowibracyjnych dla przemysłu stosowane są elektrowibratory z silnikami indukcyjnymi. W nowym rozwiązaniu napędu zastosowano wysokosprawne silniki synchroniczne z magnesami trwałymi (PMSM), zasilane z dedykowanego przemiennika częstotliwości.

Istotnymi zaletami wynikającymi z zastosowania w urządzeniach elektrowibracyjnych nowych napędów z silnikami PMSM są [1]:

- zdecydowanie poprawiona kultura pracy napędu elektrowibracyjnego, poprzez wyeliminowanie lub ograniczenie niepożądanych, niekontrolowanych drgań i hałasu urządzeń wibracyjnych w trakcie ich rozruchu i zatrzymania, z uwagi na zapewnienie, dzięki pełnemu sterowaniu, w pełni przeciwbieżnej pracy napędu dwusilnikowego od startu aż do zatrzymania;
- poprawione bezpieczeństwo użytkownika i obsługi urządzeń wibracyjnych;
- zwiększona trwałość napędzanych urządzeń wibracyjnych;
- nowa funkcjonalność napędów elektrowibracyjnych z silnikami PMSM:
 - możliwość zmiany kierunku generowanych drgań liniowych,
 - możliwość regulacji prędkości obrotowej napędu wibracyjnego w szerokim zakresie (zmiana częstotliwości drgań i tym samym parametrów przesiewania, szybkości transportu materiału),
 - możliwość zadawania cyklu pracy napędu wibracyjnego, z uwzględnieniem zmian prędkości napędu i kierunku generowanych drgań, możliwość zaprogramowania i wywoływania z pamięci sterownika różnych wcześniej zaprogramowanych cykli pracy napędu;
- możliwość zmniejszenia gabarytu i masy napędzanych przemysłowych urządzeń wibracyjnych;

Streszczenie: Praca prezentuje analizę konstrukcji modelowego elektrowibratora z magnesami trwałymi. Analiza została przeprowadzona na przygotowanych przestrzennych modelach obliczeniowych z wykorzystaniem narzędzi do obliczeń MES i CFD firmy Autodesk. W wyniku przeprowadzonych badań symulacyjnych określono trwałość łożyskowania, wytrzymałość wału, konstrukcji wirnika i kadłuba, wyznaczono częstotliwości drgań własnych wirnika i kadłuba oraz przeprowadzono analizę termiczną maszyny. Wykonana analiza pozwoliła na ocenę nowej konstrukcji elektrowibratora na etapie modelu, przed wykonaniem rzeczywistej maszyny.

Słowa kluczowe: MES, CFD, obliczenia mechaniczne, obliczenia cieplne, analiza modalna, elektrowibrator

THE STRUCTURE ANALYSIS OF THE PERMANENT MAGNETS ELECTRO VIBRATOR MODEL

Abstract: The structure analysis of the permanent magnet electro vibrator model is presented in the work. The analysis was carried out on prepared spatial computational models using Autodesk's MES and CFD calculation tools. As a result of the simulation tests, bearing durability, shaft, rotor and body structure strength, the rotor and body vibrations frequencies, and thermal analysis of the machine was carried out. The analysis made possible to evaluate the new design of the electro vibrator at the model stage before the actual machine was made.

Keywords: FEM, CFD, mechanical calculations, thermal calculations, modal analysis, electro vibrator

- znaczące zmniejszenie energochłonności urządzeń wibracyjnych, zwłaszcza pracujących w ruchu ciągłym;
- możliwość zastosowania nowych funkcjonalności napędu wibracyjnego (wymienionych wyżej) dla materiałów trudno odsiewalnych, gdzie klasyczne napędy wibracyjne są mało efektywne (zwiększenie wydajności przesiewania dla pewnej grupy materiałów).

Opisane rozwiązanie napędu wibracyjnego dwusilnikowego, bazujące na zastosowaniu silników PMSM zasilanych z dedykowanego przemiennika częstotliwości, jest przedmiotem zgłoszenia patentowego. W oparciu o to rozwiązanie instytut Łukasiewicz – KOMEL wraz z z firmą DEMETRIX mogą opracować i wykonać przemysłowe urządzenia wibracyjne

dostosowane do specyficznych wymagań klienta, charakteryzujące się lżejszą konstrukcją i zmniejszonymi wymiarami gabarytowymi oraz znacznie wyższą sprawnością napędu elektrowibracyjnego w stosunku do rozwiązań dostępnych obecnie na rynku.

Aby opracować taki napęd, na etapie prac projektowych silnika wykorzystano najnowocześniejsze metody i narzędzia obliczeniowe. Poniżej przedstawiono wybrane aspekty konstrukcji mechanicznej, które zostały poddane analizie na etapie projektowym, poprzedzającym wykonanie modelowego napędu.

2. Konstrukcja mechaniczna prototypu elektrowibratora

Konstrukcja mechaniczna modelowego elektrowibratora oparta została w dużej mierze na sprawdzonych podzespołach pracujących w rozwiązaniach konkurencyjnych. Dodatkowo ideą było opracowanie takiej konstrukcji, która byłaby zamienna z dostępnymi na rynku urządzeniami, a charakteryzowała się mniejszą masą. Dzięki zastosowaniu silnika PMSM, który oferuje większą gęstość mocy niż standardowy silnik klatkowy [5, 6], możliwe było skrócenie długości obwodu elektromagnetycznego. Modelowy elektrowibrator (rys. 1) składa się ze standardowych tarcz łożyskowych, typowych mas wirujących wraz z osłonami i nowo opracowanego skróconego wirnika oraz spawanego lżejszego kadłuba. Na etapie projektowym, dzięki zaawansowanym narzędziom obliczeniowym, nowe elementy (wirnik, kadłub) oraz obciążenie termiczne poddano wnikliwej analizie.

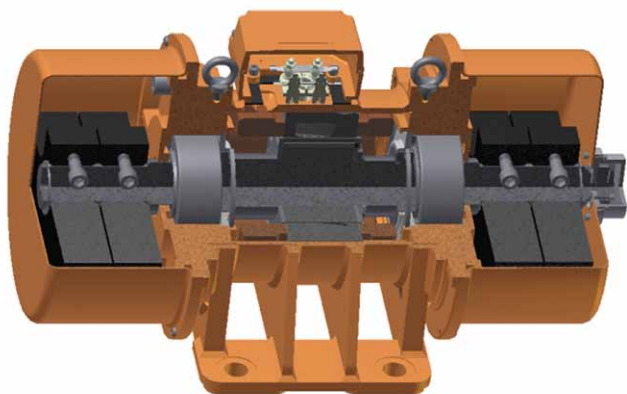
3. Analiza mechaniczna wirnika modelowego elektrowibratora

Na rysunku 2 przedstawiono widok wirnika modelowego elektrowibratora. Składa się on z wału, na którym osadzony jest pakiet blach elektrotechnicznych z umieszczonymi wewnątrz magnesami, łożysk i mas wirujących.

3.1. Analiza łożyskowania

Łożyskowanie do elektrowibratora zostało dobrane na podstawie konstrukcji łożyskowania elektrowibratora, z którego wykorzystano gotowe podzespoły (tarcze łożyskowe, masy wirujące) pozwalające na budowę elektrowibratora modelowego. Trwałość dobranej łożyskowania została obliczona przy wykorzystaniu kreatora łożysk dostępnego w programie Autodesk Inventor i porównana z wartościami podanymi przez producenta dla elektrowibratora, z którego pochodzą główne elementy konstrukcyjne. W kreatorze została użyta metoda obliczeń zgodna z SKF AG.

W programie podano wartości obciążeń łożyskowania, które pochodzą od wirujących mas (19275N – siła odśrodkowa pochodząca od mas). Łożyska użyte w konstrukcji klasycznej oraz w elektrowibratorze modelowym to łożyska walcowe typu SKF NJ2311/NUP2311 o deklarowanej przez producenta elektrowibratora żywotności: 100%: 13 635 h, 80%: 28 687 h, 50%: >100 000 h. Żywotność obliczona w kreatorze łożysk to 98%: 15 428 h. Obliczenia trwałości przeprowadzono dla łożysk o podwyższonej trwałości (typu EXPLORER – do zastosowań w maszynach pracujących z dużym obciążeniem łożyskowania),



Rys. 1. Konstrukcja modelowego elektrowibratora typu SMwsk112S6



Rys. 2. Widok wirnika modelowego elektrowibratora typu SMwsk112S6



Rys. 3. Widok blachy wirnika modelowego elektrowibratora

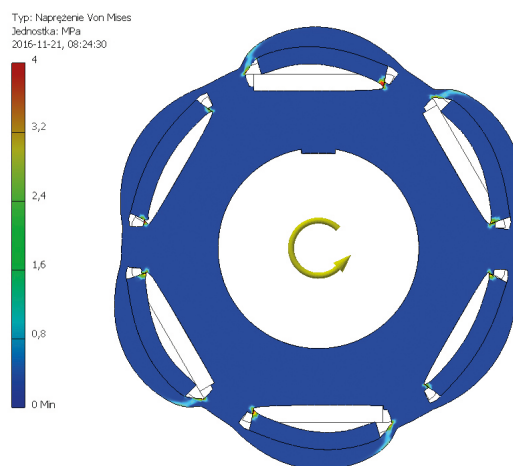
ponieważ tylko taki typ łożyskowania jest stosowany przez czołowych producentów elektrowibratorów i – co potwierdzają obliczenia – tylko taki typ łożyskowania pozwala zapewnić 2-letni okres bezawaryjnej pracy urządzeń przy założeniu ciągłej pracy i niezawodności powyżej 90%.

3.2. Analiza wytrzymałości blach wirnika

W opracowywanym innowacyjnym rozwiązaniu elektrowibratora budowa wirnika różni się tym, że w konwencjonalnym rozwiązaniu (klatkowy silnik indukcyjny) wirnik ma budowę monolityczną, natomiast w maszynie z magnesami trwałymi wirnik również jest zwarty, jednak jego konstrukcja nie jest monolitem, lecz składa się z pakietu blach, w których są otwory pod magnesy trwałe, które osłabiają konstrukcję (rys. 3).



Rys. 4. Model dyskretny

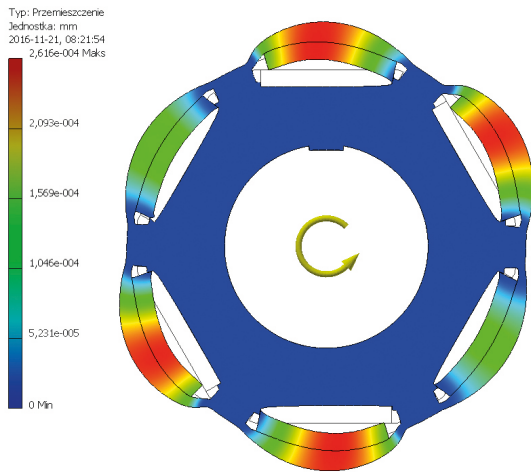


Rys. 5. Otrzymane naprężenia zredukowane dla założonego obciążenia

W tym celu rozkrój blach dobrano tak, aby zapewnić odpowiednią wytrzymałość przy optymalnym doborze otworów pod magnesy trwałe, co zapewni ich optymalną objętość. Wytrzymałość blach obliczano za pomocą Metody Elementów Skończonych przy użyciu oprogramowania Autodesk Inventor. Do tego typu obliczeń zastosowano analizę statyczną 2D. Wykorzystano powtarzalność modelu i analizie poddano wycinek zamiast całego pakietu, dyskretyzacji modelu dokonano za pomocą elementów tarczowych trójkątnych z uwzględnieniem płaskiego stanu odkształcenia (PSO). W otworach blachy uwzględniono dodatkowe objętości odpowiadające magnesom trwałym, jako obciążenie zadano prędkość obrotową wirnika (1500 obr./min). Do obliczeń przyjęto własności wytrzymałościowe blachy elektrotechnicznej M400-50A użytej do budowy wirnika modelowego elektrowibratora. Model dyskretny pokazano na rysunku 4.

Analizując wyniki obliczeń, możemy stwierdzić, że konstrukcja wirnika posiada bardzo dużą wytrzymałość, co potwierdza rozkład naprężeń (rys. 5), oraz sztywność, co obrazuje rys. 6.

Osiągnięty współczynnik bezpieczeństwa równy 15 znacznie przekracza założony na początkowym etapie projektu bezpieczny współczynnik wynoszący 3. Wartości te potwierdzają spełnienie wymagań odnośnie do wytrzymałości analizowanego rozkroju blach wirnika.



Rys. 6. Otrzymane przemieszczenia dla założonego obciążenia

3.3. Analiza wytrzymałości wału wirnika

W elektrowibratorach głównym źródłem obciążenia jest siła odśrodkowa pochodząca od wirujących mas. Obciążenie to musi przenieść wał, łożyskowanie oraz kadłub. Poniżej przedstawiono obliczenia sprawdzające wału wirnika. W tym celu przygotowano uproszczony model geometryczny (rys. 7), który następnie poddano dyskretyzacji (rys. 8). Następnie,



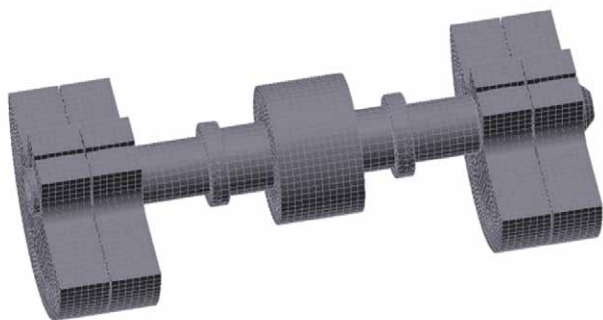
Rys. 7. Uproszczony model do analizy wytrzymałościowej wirnika modelowego elektrowibratora typu SMwsk112S6

przeprowadzając analizę statyczną, obliczono naprężenia (rys. 9) i przemieszczenia (rys. 10) wału modelowego elektrowibratora przy prędkości 1500 obr./min i utwierdzeniu w węzłach łożyskowych.

Analizując wyniki obliczeń, możemy stwierdzić, że wał wirnika posiada wystarczającą wytrzymałość (co potwierdza rozkład naprężeń – rys. 9) oraz sztywność (maksymalne przemieszczenie 0,12 mm), co obrazuje rysunek 10. Osiągnięte naprężenia maksymalne wynoszące 103 MPa są poniżej dopuszczalnych naprężeń na gięcie obustronne (k_{go}) w wale wirnika wynoszących 130 MPa dla stali 40HM-T. Wartości te potwierdzają spełnienie wymagań odnośnie do wytrzymałości analizowanego wału wirnika.

reklama

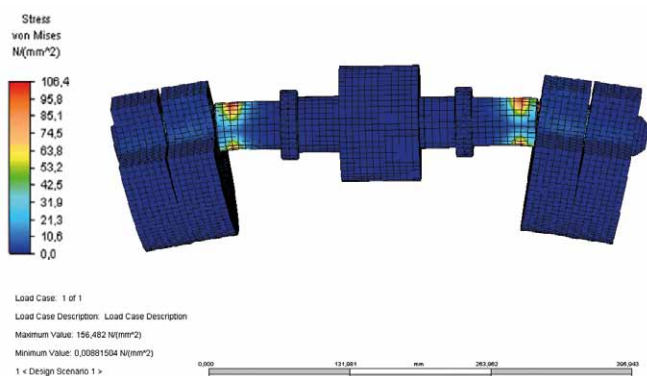
reklama



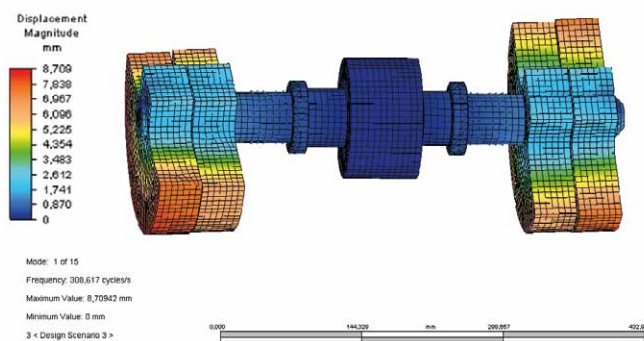
Rys. 8. Dyskretny model do analizy modalnej i wytrzymałościowej wirnika przygotowany w programie Autodesk Multiphysics



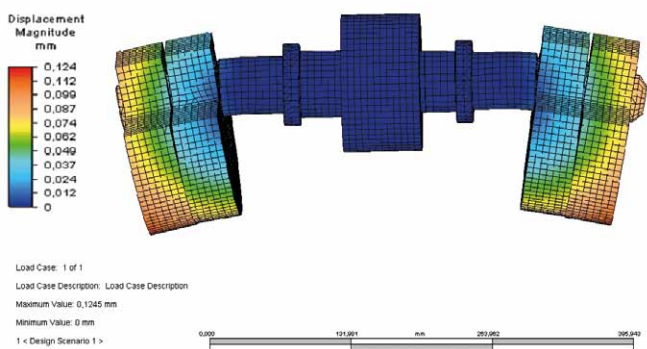
Rys. 11. Model do analizy modalnej wirnika przy konfiguracji mas dla największej siły wymuszającej elektrowibratora



Rys. 9. Naprężenia zredukowane otrzymane dla prędkości obrotowej 1500 obr./min



Rys. 12. Postać drgań własnych wirnika przy 308 Hz



Rys. 10. Przemieszczenia otrzymane dla prędkości obrotowej 1500 obr./min

3.4. Analiza modalna wirnika

Większość wirujących maszyn elektrycznych działa w ustalonych warunkach działania. Zmienne warunki występują zwykle wtedy, gdy zmianie ulega obciążenie maszyny lub prędkość obrotowa, co najczęściej ma miejsce w trakcie rozruchu lub wybiegu maszyny. Podobnie jest w elektrowibratorach. Podczas działania maszyny w zmiennych warunkach występują wymuszenia o zmiennym charakterze, przy czym źródłem wymuszenia jest sama maszyna, a siły wymuszające pochodzą od wirujących mas szczałkowego niewyrównoważenia wirnika,

zatem główne składowe częstotliwości wymuszających odpowiadają częstotliwości obrotów wirnika i jej harmonicznych. Pojawienie się destrukcyjnych drgań związane jest z wystąpieniem rezonansu, który pojawi się w chwili, gdy częstotliwość obrotowa wirnika pokryje się z częstotliwością drgań własnych układu wirnik – łożyska – podpora [4]. Częstotliwość ta nazywana jest też częstotliwością krytyczną wirnika. Należy unikać tej częstotliwości, w tym celu należy sprawdzić częstotliwości drgań własnych wirnika i ewentualnie skorygować konstrukcję maszyny lub zmienić jej prędkość obrotową. Poniżej (rys. 11) przedstawiono model do analizy modalnej przy konfiguracji mas dla największej siły wymuszającej elektrowibratora. Rysunek 12 przedstawia natomiast postać drgań własnych wirnika dla częstości 308 Hz. Pierwsze 15 częstotliwości drgań własnych wirnika pokazano na rysunku 13.

Analogiczne obliczenia przeprowadzono także dla pozostałych konfiguracji mas. Analizując wyniki obliczeń, możemy stwierdzić, że częstotliwości własne wirnika dla badanych konfiguracji mas nie pokrywają się z częstotliwością 25 Hz wynikającą z prędkości obrotowej elektrowibratora, zatem nie ma zagrożenia wystąpienia niebezpiecznego zjawiska rezonansu.

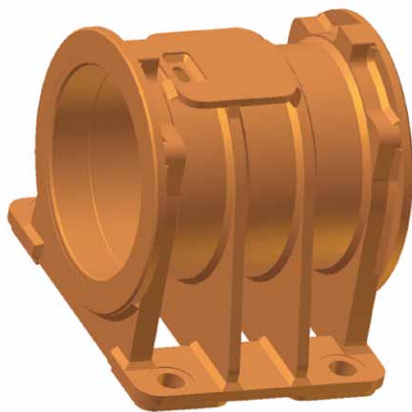
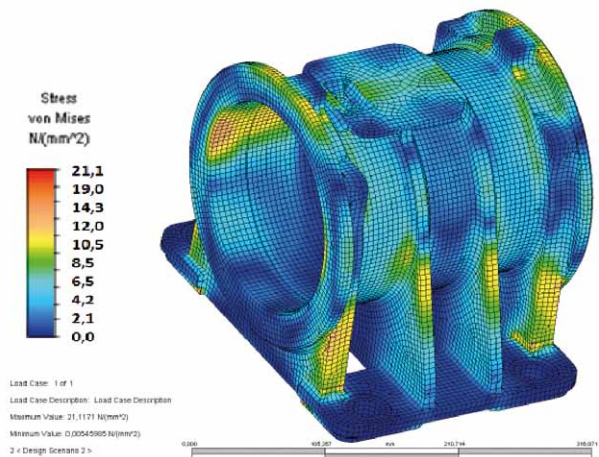
4. Analiza mechaniczna kadłuba modelowego elektrowibratora

4.1. Analiza wytrzymałości kadłuba

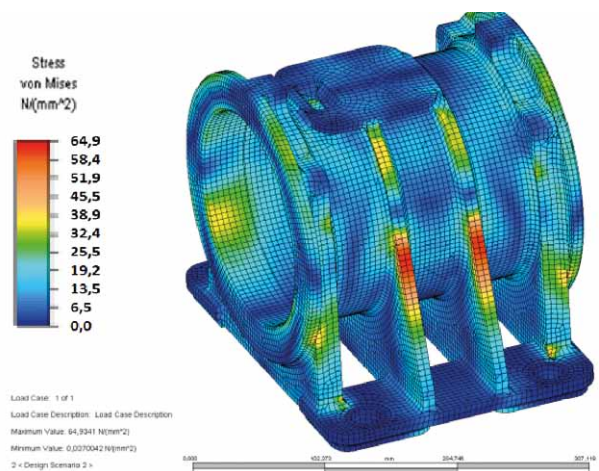
W elektrowibratorach kadłub musi przenieść obciążenie od siły odśrodkowej pochodzącej od wirujących mas na konstrukcję, do której elektrowibrator jest mocowany. Poniżej

Frequencies = 15			
mode number	circular frequency (rad/sec)	frequency (Hertz)	period (sec)
1	1.9391E+03	3.0862E+02	3.2402E-03
2	2.8837E+03	4.5895E+02	2.1789E-03
3	2.8873E+03	4.5953E+02	2.1761E-03
4	3.0390E+03	4.8368E+02	2.0675E-03
5	3.2040E+03	5.0993E+02	1.9611E-03
6	6.3497E+03	1.0106E+03	9.8952E-04
7	7.1755E+03	1.1420E+03	8.7565E-04
8	7.7249E+03	1.2294E+03	8.1337E-04
9	7.7894E+03	1.2397E+03	8.0663E-04
10	7.8518E+03	1.2497E+03	8.0022E-04
11	7.9764E+03	1.2695E+03	7.8772E-04
12	8.5100E+03	1.3544E+03	7.3833E-04
13	1.2170E+04	1.9369E+03	5.1629E-04
14	1.2201E+04	1.9419E+03	5.1496E-04
15	1.3923E+04	2.2160E+03	4.5127E-04

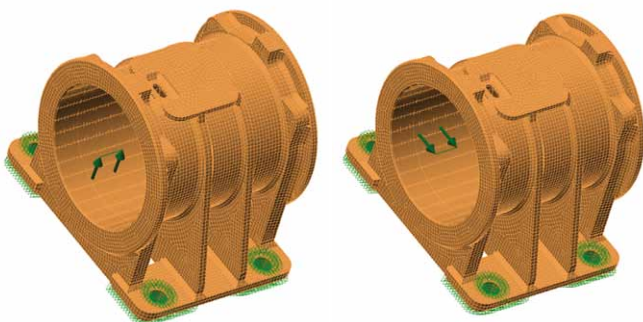
Rys. 13. Pierwsze 15 częstotliwości drgań własnych wirnika



Rys. 14. Uproszczony model kadłuba modelowego elektrowibratora



Rys. 16. Naprężenia zredukowane przy obciążeniu siłą pochodzącą od wirujących mas



Rys. 15. Model dyskretny kadłuba modelowego elektrowibratora z zaznanymi warunkami brzegowymi obciążenia i utwierdzenia

przedstawiono obliczenia sprawdzające kadłuba wirnika. W tym celu przygotowano uproszczony model geometryczny (rys. 14), który następnie poddano dyskretyzacji (rys. 15).

Następnie, przeprowadzając analizę statyczną, obliczono naprężenia (rys. 16) i przemieszczenia (rys. 17) kadłuba modelowego elektrowibratora przy obciążeniu pochodzącym od wirujących mas z prędkością 1500 obr./min (19 275 N od pary obciążników). Obciążenie to przyłożono w 2 kierunkach, jak pokazano na rysunku 15.

Analizując wyniki obliczeń, możemy stwierdzić, że kadłub wirnika posiada wystarczającą wytrzymałość, co potwierdza rozkład naprężeń (rys. 16), oraz sztywność, co obrazuje rysunek 17. Osiągnięte naprężenia maksymalne wynoszące 65 MPa są poniżej dopuszczalnych naprężeń na rozciąganie i ściskanie obustronnie tętniące (k_{rc}), wynoszących (0,35 Re) 125 MPa dla stali S355JR. Wartości te potwierdzają spełnienie wymagań odnośnie do wytrzymałości analizowanego kadłuba.

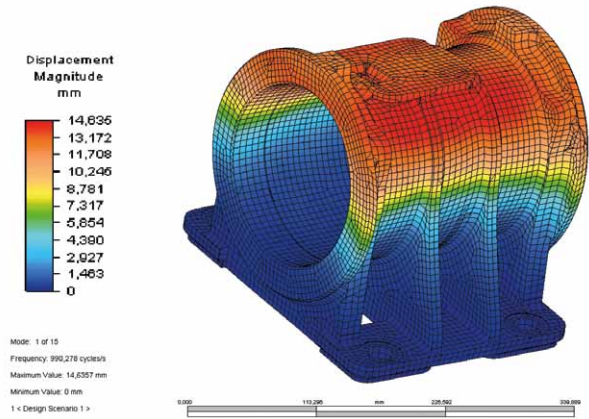
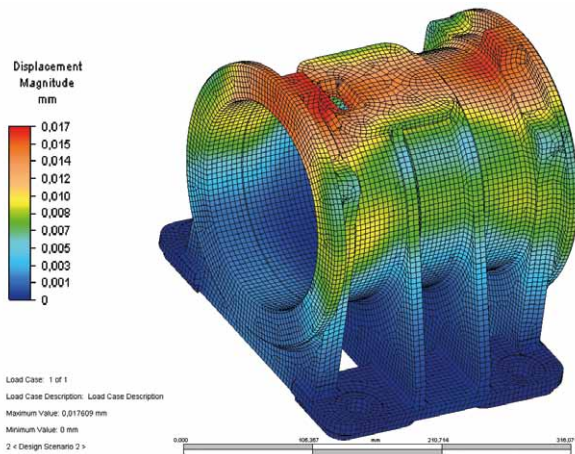
4.2. Analiza modalna kadłuba

Poniżej (rys. 20) podobnie jak dla wirnika przedstawiono model do analizy modalnej kadłuba modelowego elektrowibratora. Rysunek 19 przedstawia natomiast postać drgań własnych wirnika dla częstości 990 Hz. Obliczone częstotliwości drgań własnych kadłuba pokazano na rysunku 20.

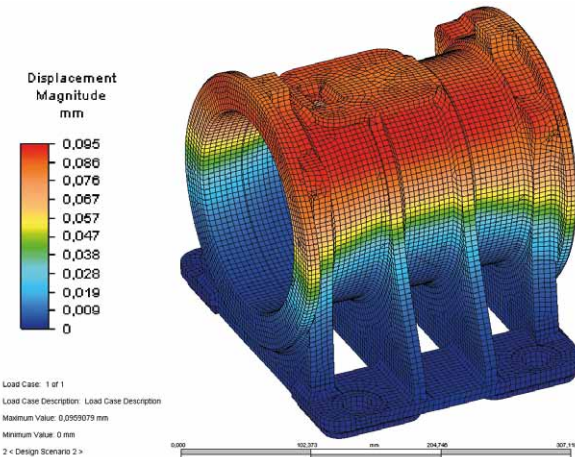
Analizując wyniki obliczeń, możemy stwierdzić, że częstotliwości własne kadłuba modelowego elektrowibratora nie pokrywają się z częstotliwością 25 Hz wynikającą z prędkości obrotowej elektrowibratora, zatem nie ma zagrożenia wystąpienia niebezpiecznego zjawiska rezonansu.

5. Obliczenia cieplne modelowego elektrowibratora

Wybrany rodzaj maszyny (magnesy trwałe) wymaga bardzo wnikliwej analizy cieplnej maszyny. Spowodowane jest to dużą



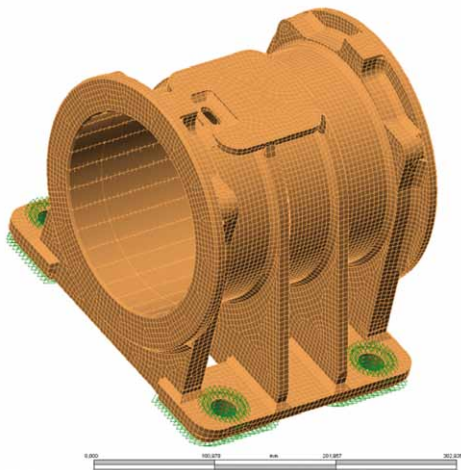
Rys. 19. Przykładowa postać drgań własnych kadłuba przy 990 Hz



Frequencies = 5				
mode number	circular frequency (rad/sec)	frequency (Hertz)	period (sec)	
1	6.2221E+03	9.9027E+02	1.0098E-03	
2	6.7154E+03	1.0688E+03	9.3563E-04	
3	1.0151E+04	1.6155E+03	6.1899E-04	
4	1.2350E+04	1.9656E+03	5.0875E-04	
5	1.2807E+04	2.0383E+03	4.9061E-04	

Rys. 20. Częstotliwości drgań własnych wirnika w zakresie do 3000 Hz

Rys. 17. Przesunięcia przy obciążeniu siłą pochodzącą od wirujących mas



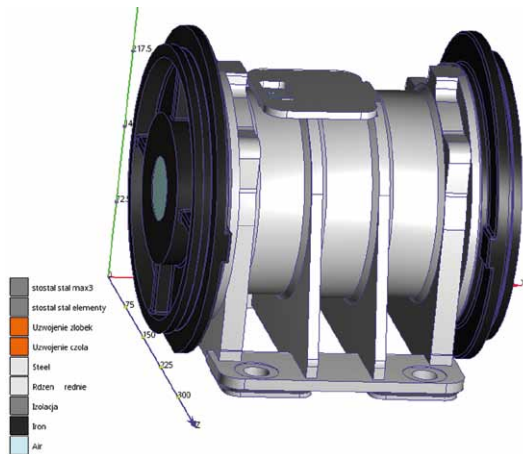
Rys. 18. Model dyskretny kadłuba modelowego elektrowibratora

wrażliwością jej komponentów na podwyższoną temperaturę. Przede wszystkim na magnesy trwałe, trwałość izolacji uzwojenia czy możliwość zbyt dużego obciążenia cieplnego elementu sterującego pracą maszyny (enkoder).

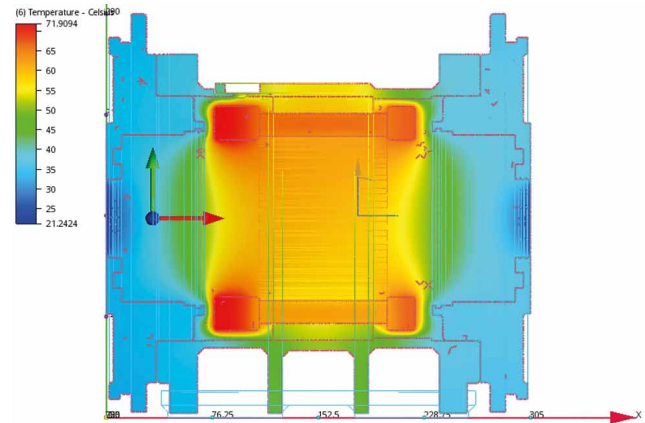
Podczas analizy cieplnej wykorzystano uproszczone modele geometryczne przygotowane w programie Autodesk Inventor.

Do zamodelowania uzwojenia została użyta metoda homogenizacji uzwojenia. Zostało ono zastąpione jedną bryłą o zastępczej przewodności cieplnej wyznaczonej metodą Richtera. Zamiast modelu izolacji żłbkowej wprowadzono parametr zastępczej rezystancji cieplnej (określony na podstawie doświadczeń instytutu Łukasiewicz – KOMEL) [3]. Model geometryczny zaimportowano do środowiska obliczeniowego Autodesk Multiphysics (rys. 21). Następnie w modelu wprowadzono własności materiałowe (przewodności cieplne) poszczególnych elementów [2] maszyny i wartości przewidywanych strat wyznaczonych z obliczeń obwodu elektromagnetycznego. Przy uwzględnieniu warunków pracy ustawiono odpowiednie wartości brzegowe modelu (temperatura w przestrzeni pracy maszyny równa 20°C). Dla przygotowanego modelu przeprowadzono symulację typu *steady-state*, na jej podstawie określono temperaturę poszczególnych regionów maszyny (rys. 22–24). Ten typ analizy jest odpowiedni dla urządzeń do pracy ciągłej. Zakłada się, aby temperatura wnętrza nie przekraczała 80°C ze względu na magnesy trwałe i możliwość zastosowania enkodera we wnętrzu maszyny, a temperatura uzwojenia nie przekraczała 180°C ze względu na klasę izolacji uzwojenia (H).

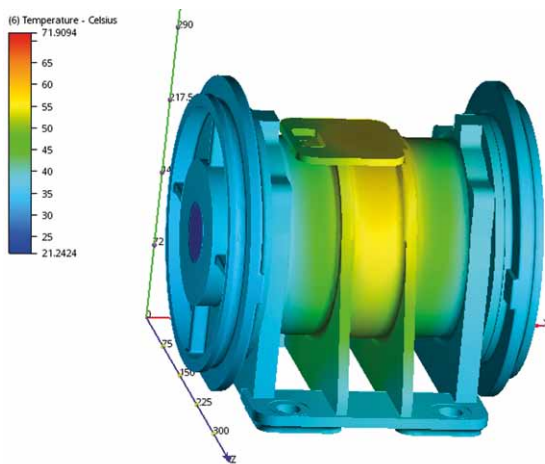
Analizując wyniki obliczeń cieplnych, można zauważyć, że temperatura uzwojenia sięga maksymalnie 72°C, natomiast temperatura wnętrza sięga 60°C. Temperatury te nie przekraczają założonych dopuszczalnych temperatur, zatem kadłub nie wymaga zmian poprawiających wymianę ciepła z otoczeniem np. przez zastosowanie dodatkowego uźebrowania powierzchni zewnętrznej.



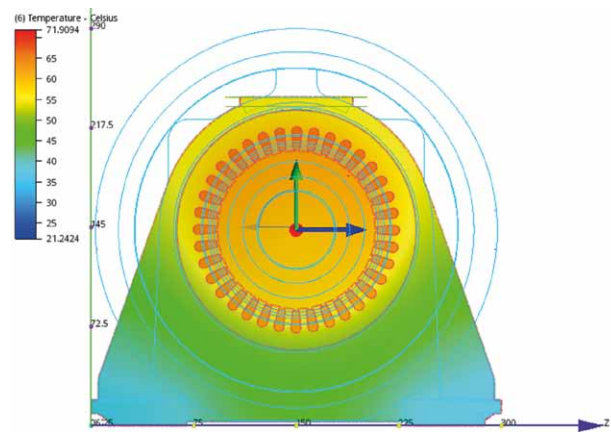
Rys. 21. Model geometryczny zaimportowany do środowiska obliczeniowego Autodesk Multiphysics



Rys. 23. Obliczona temperatura wnętrza modelowego elektrowibratora dla pracy ciągłej - przekrój osiowy



Rys. 22. Obliczona temperatura kadłuba modelowego elektrowibratora dla pracy ciągłej



Rys. 24. Obliczona temperatura wnętrza modelowego elektrowibratora dla pracy ciągłej - przekrój poprzeczny

6. Podsumowanie

Nowoczesne narzędzia wspomagające projektowanie pozwalają na szerokie spektrum analiz nowo opracowywanych konstrukcji maszyn elektrycznych, jak również mogą służyć do analizy już istniejących rozwiązań. Stosując specjalistyczne pakiety obliczeniowe, takie jak np. Autodesk Multiphysics, możemy szczegółowo przeanalizować konstrukcję pod względem wytrzymałości, drgań własnych czy wydajności układu chłodzenia. Dzięki tego typu analizom możemy uniknąć wielu błędów konstrukcyjnych już na etapie projektowania i przyspieszyć proces powstania finalnego urządzenia.

Literatura

- [1] ROSSA R.: *Nowa generacja wysokosprawnych elektrowibratorów do urządzeń wibracyjnych*. „Napędy i Sterowanie” 12/2018.
- [2] BĘDKOWSKI B., MADEJ J.: *Własności cieplne pakietu blach elektrotechnicznych – badania i symulacje*. „Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne” 2/2015.
- [3] BĘDKOWSKI B., MADEJ J.: *Wyznaczenie zastępczej rezystancji cieplnej izolacji żłobkowej – badania i symulacje*. „Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne” 2/2015.

- [4] MADEJ J., SITEK M.: *Modal and frequency analysis of electrovibrator kit for different configuration of activators*. „Acta Mechanica et Automatica”, Vol. 5, No. 3, 2011.
- [5] GLINKA T.: *Electric motors with permanent magnets*. „Przegląd Elektrotechniczny” 7/2008.
- [6] BERNATT J.: *Silniki trakcyjne z magnesami trwałymi i nowa jakość w napędach trakcyjnych*. „Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne” 74/2006.

Projekt „Nowa generacja wysokosprawnych elektrowibratorów do urządzeń wibracyjnych”, współfinansowany ze środków NCBiR w ramach Programu Badań Stosowanych, zgodnie z umową: PBS3/B4/15/2015.

dr inż. Bartłomiej Będkowski
e-mail: bartlomiej.bedkowski@komel.lukasiewicz.gov.pl
Sieć Badawcza Łukasiewicz – Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL

artykuł recenzowany