

Rafał Maniara, Damian Kardas  
TurboCare Poland S. A.

## POSTACIE DRGAŃ WŁASNYCH CZÓŁ UZWOJENIA STOJANA GENERATORA

### STATOR END WINDING VIBRATION MODES

**Abstract:** In the article numerical calculation results of natural frequencies for end-winding of synchronous of generator stator are presented. The numerical model was draw up using the finite element methods. This calculations allow for designing the end-winding out of work scope in the resonance and for extending the of electric machines life.

#### 1. Wstęp

Jednym z ważnych zagadnień techniki są drgania elementów konstrukcji maszyn i urządzeń elektrycznych, wynikające bezpośrednio z własności sprężystych materiału. Szczególnie ważny jest specjalny przypadek, gdy działające na konstrukcję niewielkie, okresowo zmienne siły zewnętrzne w warunkach rezonansu mogą wywołać groźne skutki, aż do zniszczenia konstrukcji włącznie.

Teoretyczna i eksperymentalna analiza drgań rzeczywistych konstrukcji nie jest możliwa bez pominięcia pewnych czynników i uproszczenia niektórych związków fizycznych. Otrzymujemy w ten sposób wyidealizowany model fizyczny, który nazywany jest układem zastępczym. Ma on własności dynamiczne zbliżone do własności układu rzeczywistego.

Przejsie od układu rzeczywistego do zastępczego polega na ograniczeniu liczby stopni swobody, uproszczeniu związków konstytutywnych między siłami sprężystymi a odkształceniem, pominięciu pewnych oporów ruchu oraz uproszczeniu schematów działania sił zewnętrznych. Wymaga to przeprowadzenia szczegółowej analizy charakteru rzeczywistych obciążeń układu, jego odkształceń, sił wewnętrznych oraz własności dynamicznych. Tylko w ten sposób można dobrać prawidłowy układ zastępczy, którego własności nie będą odbiegały znacząco od własności układu rzeczywistego [1]÷[4].

Częstotliwości własne oraz odpowiadające im postacie drgań własnych są istotnymi parametrami charakteryzującymi konstrukcję maszyny elektrycznej. W badaniach częstotliwości drgań własnych, jednym z podstawowych celów jest określenie charakterystyk amplitudowo – częstotliwości-

wych. Struktura widma wyznaczana podczas badań drganiowych określa indywidualne cechy konstrukcji maszyny elektrycznej oraz obrazuje dyssypację energii drganiowej.

Z teorii drgań wiadomo, że gdy częstotliwość wymuszeń sił zewnętrznych zbliża się do częstotliwości własnej konstrukcji, to amplituda drgań bardzo stromo narasta. Zachodzi zjawisko rezonansu. Zadaniem konstruktora jest takie zaprojektowanie własności sprężystych lub bezwładnościowych konstrukcji, by częstotliwość drgań własnych konstrukcji ( $f_n$ ) była odpowiednio oddalona od częstotliwości oddziaływań sił zewnętrznych ( $f$ ). Jeżeli jest to możliwe, stosunek  $\frac{f}{f_n}$  powinien wynosić mniej niż 0.5 lub więcej 2.0 [8].

Ze względu na stopień komplikacji konstrukcji usztywnień połączeń czołowych bardzo ważne jest, aby już w fazie projektowania wyznaczyć z dużą dokładnością częstotliwości własne konstrukcji, a usztywnienie połączeń czołowych odstroić od  $n$ -wielokrotności podwójnej amplitudy sił wymuszających.

W pracy zaprezentowano metodykę badań i symulacji częstotliwości własnych połączeń czołowych generatorów synchronicznych średniej mocy.

#### 2. Analiza drgań własnych metodą MES

Model numeryczny konstrukcji w metodzie elementów skończonych stanowi układ dyskretny o skończonej liczbie stopni swobody. Równanie różniczkowe opisujące drgania układu dyskretnego o  $n$  stopniach swobody można przedstawić w postaci macierzowej jako:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\}, \quad (1)$$

gdzie:

$\{x\}$  wektor stopni swobody układu,  
 $\{F(t)\}$  wektor sił zewnętrznych,  
 $[M]$  macierz bezwładności (masowa),  
 $[C]$  macierz tłumienia,  
 $[K]$  macierz sztywności.

Równanie (1) stanowi układ  $n$  równań różniczkowych zwyczajnych drugiego rzędu. Równania te są sprzężone, jeżeli macierze  $[M]$ ,  $[C]$  i  $[K]$  nie są macierzami diagonalnymi. Macierz  $[K]$  równania (1) zależy od własności sprężystych układu i stanowi macierz sztywności określającą energię sprężystą dla dowolnego wektora przemieszczeń uogólnionych  $\{x\}$ :

$$V = \frac{1}{2} [x][K]\{x\}, \quad (2)$$

Macierz bezwładności  $[M]$  zależy od rozkładu mas modelu, a jej współczynniki definiują energię kinetyczną układu  $T$ :

$$T = \frac{1}{2} [\dot{x}][M]\{\dot{x}\}, \quad (3)$$

Wyznaczenie macierzy tłumienia wymaga zazwyczaj skomplikowanych badań eksperymentalnych. W najprostszym przypadku macierz tłumienia jest kombinacją liniową macierzy bezwładności i macierzy sztywności:

$$[C] = \alpha_t [M] + \beta_t [K], \quad (4)$$

gdzie:

$\alpha_t$  - współczynnik tłumienia zewnętrznego,  
 $\beta_t$  - współczynnik tłumienia wewnętrznego.

W analizie drgań własnych na układ działają jedynie wewnętrzne siły sprężystości wywołane przemieszczeniem oraz siły masowe, zazwyczaj pomijane jest tłumienie. W takim przypadku równanie (1) przyjmuje postać:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\}, \quad (5)$$

Ogólne rozwiązanie tego równania ma postać:

$$\{x(t)\} = \{x\}_A \cos \omega t + \{x\}_B \sin \omega t, \quad (6)$$

Wektory stałych  $\{x\}_A$  oraz  $\{x\}_B$  można wyznaczyć z warunków początkowych. Druga pochodna wektora przemieszczeń po czasie jest równa:

$$\{\ddot{x}\} = -\omega^2 \{x\}_A \cos \omega t - \omega^2 \{x\}_B \sin \omega t = -\omega^2 \{x\}, \quad (7)$$

Podstawiając równanie (7) do (5) otrzymujemy

$$-\omega^2 [M]\{x\} + [K]\{x\} = \{0\}, \quad (8)$$

Po prostych przekształceniach równanie (8) zwane w matematyce równaniem własnym przyjmuje postać:

$$([K] - \omega^2 [M])\{x\} = \{0\}, \quad (9)$$

Równanie (9) można sprowadzić do typowego związku  $[A]\{x\} = \lambda\{x\}$ , którego oczywiste rozwiązanie jest rozwiązaniem trywialnym:  $\{x\} = 0$ . Jednakże jeśli macierz  $([K] - \omega^2 [M])$  równania (9) jest macierzą osobliwą to posiada rozwiązanie [2], [4], [9], [8]

$$\det([K] - \omega^2 [M]) = 0, \quad (10)$$

Równanie (10) jest wielomianem  $n$ -tego stopnia ze względu na zmienną  $\omega^2$ . Częstości kątowe  $\omega_i$ , dla których istnieją nieznane rozwiązania  $\{x\}_i$  nazywamy częstościami własnymi, a odpowiadające wektory  $\{x\}_i$  wektorami własnymi. Każdy wektor własny  $\{x\}_i$  reprezentuje postać drgań własnych dla częstości  $\omega_i$ . Rozwiązanie równania (10) nie zawiera informacji o amplitudzie drgań.

Równanie drgań własnych (10) w praktyce rozwiązywane jest przez podstawienie  $\psi_i = i\omega_i^2$  metodami iteracyjnymi. Najczęściej stosuje się algorytmy Block Lanczos, Redukcyjny, LanPCG. Częstość kątową układu określamy jako:

$$\omega_i = \sqrt{|\psi_i|}, \quad (11)$$

a częstotliwość jest równa:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}, \quad (12)$$

W MES macierz sztywności  $[K]$  określa energię sprężystą układu. Równanie (2) można dla elementu skończonego przedstawić w postaci:

$$V_e = \frac{1}{2} \int_{\Omega_e} [\varepsilon] [\sigma] d\Omega_e, \quad (13)$$

gdzie:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{x\}_e, \quad (14)$$

$$\{\sigma\} = [D][B]\{x\}_e$$

Podstawiając równania (14) do (13) otrzymujemy równanie macierzowe charakteryzujące energię sprężystą elementu skończonego:

$$V_e = \frac{1}{2} \int_{\Omega_e} [x]_e [B]^T [D] [B] \{x\}_e d\Omega_e, \quad (15)$$

Przyrównując równanie (15) do (2) łatwo zauważyć że macierz sztywności elementu skończonego jest równa:

$$[k]_e = \int_{\Omega_e} [B]^T [D] [B] d\Omega_e, \quad (16)$$

Jest to zawsze symetryczna macierz kwadratowa o wymiarze równym liczbie stopni swobody elementu. Współczynnik macierzy  $[B]$  opisuje współrzędne węzłów, a macierz  $[D]$  jest macierzą stałych sprężystych. Na przykład dla zagadnienia trójwymiarowego macierz  $[D]$  jest równa:

$$[D] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \times \begin{pmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{pmatrix} \quad (17)$$

Macierz bezwładności konstruowana jest w podobny sposób jak macierz sztywności  $[K]$  Macierz masową całego modelu  $[M]$  budujemy składając odpowiednie macierze masowe  $[m]_e$  wszystkich elementów skończonych. Odpowiada to obliczeniu energii kinetycznej całego modelu (3) jako sumy energii kinetycznej poszczególnych elementów:

$$T_e = \frac{1}{2} [\dot{x}]_e [x]_e \{\dot{x}\}_e, \quad (18)$$

Energia kinetyczna skończonej  $d\Omega_e$  objętości elementu  $\Omega_e$  jest równa:

$$dT_e = \frac{1}{2} [\dot{x}]_e [N]^T \rho [N] \{\dot{x}\}_e d\Omega_e, \quad (19)$$

gdzie:

$[N]$  funkcja kształtu elementu skończonego. Zatem energia kinetyczna elementu skończonego jest równa:

$$T_e = \frac{1}{2} [\dot{x}]_e \int_{\Omega_e} [N]^T \rho [N] d\Omega_e \{\dot{x}\}_e, \quad (20)$$

Porównując równania (20) z (18) łatwo zauważyć, że macierz bezwładności jest równa:

$$[m]_e = \int_{\Omega_e} [N]^T \rho [N] d\Omega_e, \quad (21)$$

W praktyce wektory własne  $\{x\}_i$  przedstawiane są po unormowaniu w stosunku do macierzy bezwładności, co sprowadza się do odpowiedniego przeskalowania współczynników wektora  $\{x\}_i$  [2], [8], [9].

W systemie Ansys skala wektorów własnych przedstawia postacie własne wyskalowane jako:

$$\phi = \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^{LE} [m]_e}}, \quad (22)$$

### 3. Metodyka badań

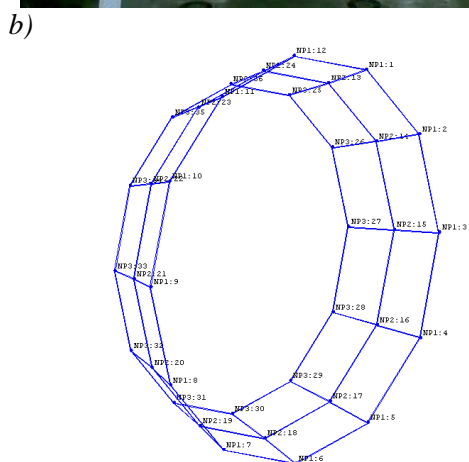
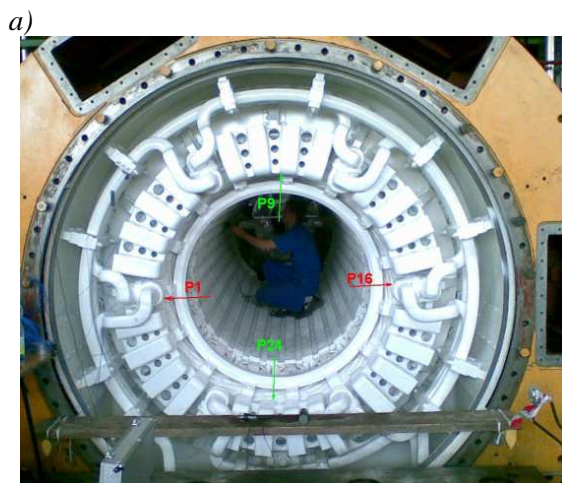
Ze względu na skomplikowaną budowę oraz różnorodność zastosowanych materiałów, obliczenia częstotliwości drgań własnych połączeń czołowych metodami numerycznymi są zagadnieniem trudnym.

Opracowanie prawidłowej metodologii obliczania częstotliwości drgań własnych czoł uzwojenia generatora poprzedzone było serią badań doświadczalnych, na podstawie których dokonywano odpowiedniej kalibracji modelu numerycznego.

Przeprowadzone badania eksperymentalne polegały na wyznaczeniu globalnych i lokalnych częstotliwości oraz postaci drgań własnych różnych konfiguracji usztywnienia połączeń czołowych. Badania te służyły nie tylko do odpowiedniej kalibracji modelu numerycznego, ale także do bieżącej oceny stanu technicznego maszyn oraz oceny poprawności montażu połączeń czołowych.

#### 3.1. Badania modalne

Badania modalne przeprowadzane były z wykorzystaniem sprzętu do analizy modalnej firmy LMS International. W skład badań wchodzi klasyczna analiza modalna, która w klasycznym sformułowaniu wymaga wymuszenia impulsowego za pomocą znanych sił oraz pomiaru odpowiedzi układu w sieci punktów pomiarowych rozłożonych na badanym obiekcie (Rys. 1, b)). Na podstawie zmierzonych sygnałów wymuszających i odpowiedzi układu wyznacza się model funkcjonalny w postaci charakterystyk czasowych lub częstotliwościowych i na ich podstawie dokonuje się estymacji parametrów modelu modalnego.



Rys. 1. Usztywnienie połączeń czołowych  
a) konstrukcja rzeczywista, b) konfiguracja punktów pomiarowych

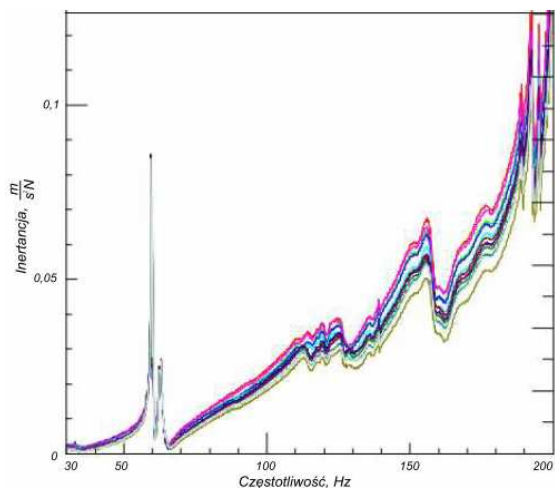
Podstawowymi parametrami wyznaczanymi podczas badań modalnych usztywnienia czoł uzwojenia są:

- częstotliwości drgań własnych,
- postacie drgań własnych,
- współczynniki tłumienia.

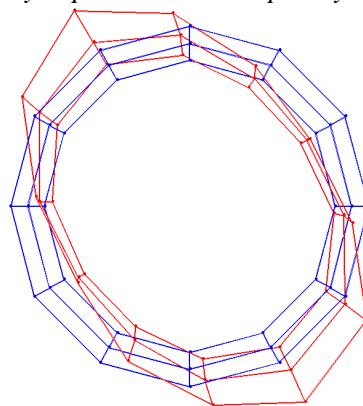
Parametry te są wyznaczone na podstawie rejestrowanej Widmowej Funkcji Przejścia (WFP, Rys. 2) za pomocą algorytmu PolyMax zaimplementowanego w programie LMS TestLab.

Podczas analizy modalnej wyznaczano globalne częstotliwości i postacie drgań własnych (Rys. 3) na pierścieniach usztywniających. Siatkę punktów pomiarowych przedstawiono na Rys. 1, b).

Dodatkowo podczas badań modalnych wyznaczano częstotliwości drgań własnych oraz współczynnik tłumienia cewek generatora. Częstotliwości te wyznaczone są w miejscu połączenia prętów dolnej warstwy z górną warstwą.



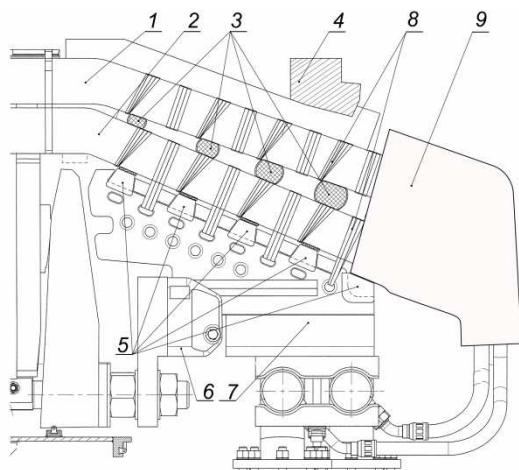
Rys. 2. Przebiegi widmowej funkcji przejścia dla punktów pomiarowych umieszczonych na zewnętrznych pierścieniach wsporczych



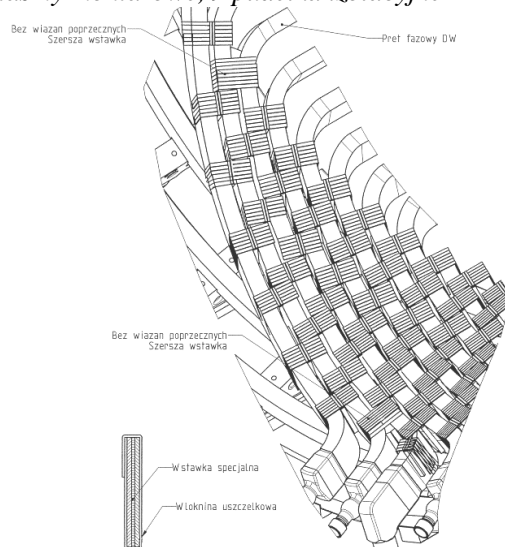
Rys. 3. Dwuwęzłowa postać własna dla częstotliwości 115 Hz

### 3.2. Model numeryczny usztywnienia czoł uzwojenia stojana

Podstawowym problem w budowaniu modelu MES usztywnienia czoł uzwojenia stojana jest skomplikowana budowa wewnętrzna rozpatrywanych elementów. Na Rys. 4 przedstawiono elementy składowe czoł uzwojenia. W skład usztywnienia czoł wchodzi trzy rodzaje pierścieni usztywniających. Są to pierścienie mocujące (Rys. 4 poz. 5), międzywarstwowe (Rys. 4 poz. 3) oraz pierścienie dosztywniające (Rys. 4 poz. 4). Pierścienie są wykonane z kompozytu epoksydowego. Dla lepszego dopasowania pierścieni do prętów uzwojenia, pomiędzy nimi montowane są podkładki wykonane z filcu nasączonego żywicą. Pręty uzwojenia są przymocowane do pierścieni mocujących za pomocą odpowiednio wiązanych taśm (Rys. 4 poz. 8). Pomiedzy dolną a górną warstwą znajdują się pierścienie międzywarstwowe,



Rys. 4. Usztywnienie czół uzwojenia generatora, 1 pręt dolnej warstwy, 2 pręt górnej warstwy, 3 pierścienie międzywarstwowe, 4 pierścień dosztywniający, 5 pierścienie mocujące, 6 podstawa wspornika, 7 wspornik uzwojenia, 8 taśmy montażowe, 9 pudełka izolacyjne



Rys. 5. Schemat montażu prętów dolnej warstwy do pierścieni mocujących

których właściwości materiałowe mają charakter anizotropowy. Dla zapewnienia odpowiednich odstępów pomiędzy montowane są specjalne wkładki dystansowe (Rys. 5). Położenie pierścieni montażowych ustalane jest za pomocą wsporników uzwojenia (Rys. 4 poz. 7), które umożliwiają poosiowy ruch uzwojenia np. na skutek różnej rozszerzalności cieplnej uzwojenia i rdzenia.

W analizie modalnej usztywnienia czół można wyróżnić trzy rodzaje modelowania numerycznego:

- złożone, uwzględniające połączenia kontaktowe, wpływ obciążenia wstępnego

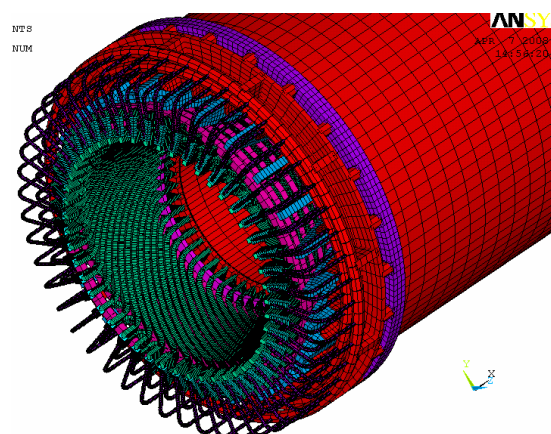
oraz parametry materiałowe wszystkich elementów,

- uproszczone, wykorzystujące zastępcze parametry materiałowe,
- hybrydowe, wykorzystujące liniowe połączenia kontaktowe oraz zastępcze parametry materiałowe.

W pierwszym przypadku podstawową trudnością jest prawidłowe określenie par kontaktowych pomiędzy elementami oraz zmiany parametrów pod wpływem obciążenia wstępnego [9]. Złożoność takich modeli numerycznych prowadzi do znacznego wydłużenia czasu obliczeń oraz zwiększa ryzyko wystąpienia błędów.

Modele uproszczone wykorzystują zastępcze parametry materiałowe, jednakże występuje tu trudność w określeniu wartości tych parametrów. Dlatego konieczna jest kalibracja modeli numerycznych z modelami rzeczywistymi.

Na rys. 6 przedstawiono model MES analizowanego usztywnienia czół uzwojenia.



Rys. 6. Model MES usztywnienia czół uzwojenia

W modelowaniu usztywnienia czół uzwojenia wykorzystano metodę hybrydową. Model dyskretny zbudowano w programie Ansys. W skład modelu dyskretnego wchodzi następujące elementy:

- belkowe, z których zamodelowano pręty uzwojenia, pierścienie mocujące, łączniki prądowe, szyny prądowe, kolektory wodne,
- powłokowe, z których zamodelowano płyty dociskowe, palce dociskowe, wsporniki uzwojenia, pierścienie międzywarstwowe,
- bryłowe, z których wykonany jest rdzeń stojana,
- elementy specjalne (kontaktowe, sprężynowe), za pomocą których

zamodelowano taśmy montażowe oraz wstawki dystansowe,

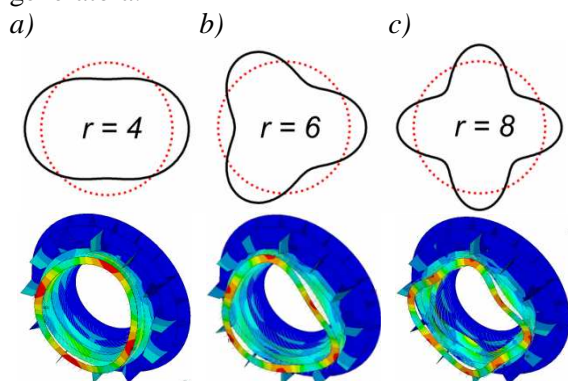
Model dyskretny składa się z 4790 elementów skończonych połączonych w 19769406 węzłach co odpowiada 98847030 stopniom swobody.

### 3.3 Kalibracja modelu numerycznego

Własności materiałowe (E, G,  $\nu$ ) dla prętów uzwojenia, wsporników, pierścieni usztywniających międzywarstwowych oraz pierścienia wzmacniającego wyznaczono na drodze doświadczalnej, analizując rzeczywistą krzywą rozciągania i skręcania. Dla elementów wykonanych z elementów kompozytowych badania przeprowadzono dla każdego kierunku wzmocnienia. W wyniku tego otrzymano rzeczywiste ortotropowe modele materiałowe wykorzystywane w obliczeniach mechanicznych.

Wyznaczenie rzeczywistych własności materiałowych stosu taśm montażowych (Rys. 4) dla obecnie stosowanej technologii montażu jest niemożliwe. Dlatego przyjęto zastępcze własności materiałowe, których poszukiwano w procesie kalibracji modelu.

Kalibrację wykonano metodami iteracyjnymi poszukując odpowiedniej sztywności elementów kontaktowych. Analizowano trzy postacie modalne, cztero, sześć i ośmio węzłowe (Rys. 7) usztywnienia czół uzwojenia generatora.



Rys. 7. Schemat przedstawiający analizowane postacie modalne

Do porównania postaci drgań własnych otrzymanych w wyniku badań modalnych oraz wyznaczonych za pomocą MES wybrano kryterium oparte na ocenie zgodności wektorów własnych – Modal Assurance Criterion (MAC):

$$MAC_i = \frac{|\{x_m\}_i^T \{\overline{x}_{MES}\}_i|^2}{\{x_m\}_i^T \{\overline{x}_m\}_i \{x_{MES}\}_i^T \{\overline{x}_{MES}\}_i}, \quad (23)$$

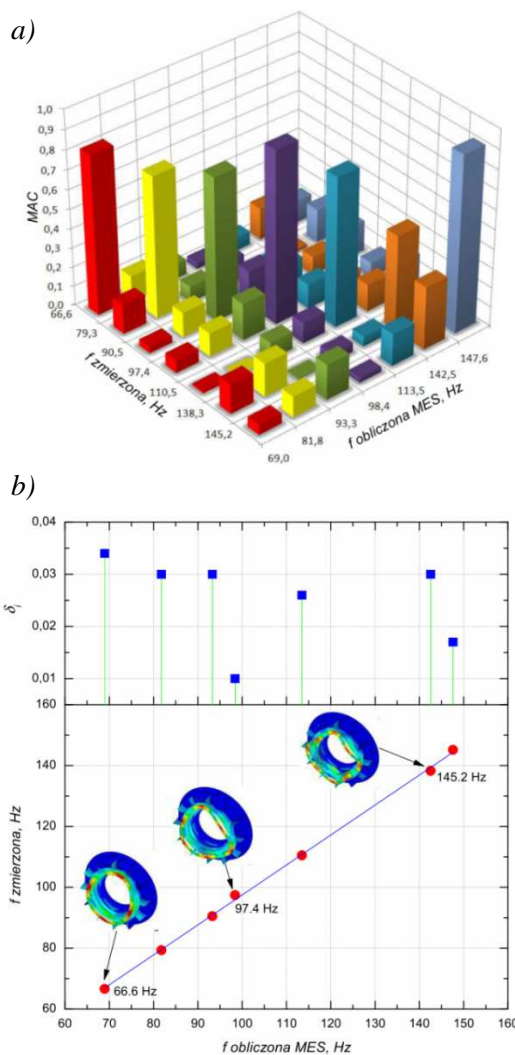
gdzie:

$\{x_m\}_i$  wektor własny wyznaczony w badaniach modalnych,

$\{x_{MES}\}_i$  wektor własny wyliczony za pomocą MES.

Model numeryczny przyjęto za poprawny jeżeli dla danej postaci modalnej  $MAC \geq 0.75$  oraz różnica bezwzględna (24) między częstotliwościami wyliczonymi MES  $\omega_{MES_i}$ , a wyznaczonymi eksperymentalnie  $\omega_{m_i}$  jest mniejsza od 0.04 (Rys. 8).

$$\delta_i = \frac{|\omega_{MES_i} - \omega_{m_i}|}{\omega_{MES_i}}, \quad (24)$$



Rys. 8. Porównanie wyników badań modalnych z wynikami obliczonymi za pomocą MES  
a) MAC, b) częstotliwości własnych

### 4. Wpływ konstrukcji usztywnienia czół na częstotliwości własne

Podczas prowadzonych prac modernizacyjno – remontowych spotykane są różne warianty usztywnienia czół. Konstrukcje różnią się liczbą

zastosowanych pierścieni mocujących, międzywarstwowych, rodzajem zastosowanych wsporników uzwojenia oraz liczbą zastosowanych połączeń taśmowych. Różnice te wpływają na częstotliwości oraz amplitudy drgań.

Dla generatorów średniej mocy (200÷600 MW) rozróżnia się następujące konstrukcje usztywnienia czół uzwojenia:

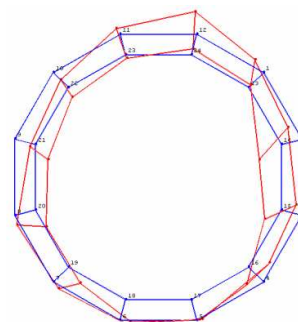
- z trzema pierścieniami mocującymi i wspornikami umożliwiającymi poosiowy ruch uzwojenia,
- z trzema pierścieniami mocującymi i wspornikami przymocowanymi na sztywno do płyty dociskowej,
- z trzema pierścieniami mocującymi i wspornikami umożliwiającymi poosiowy ruch uzwojenia z wkładkami dystansowymi między pudełkami izolacyjnymi,
- z pięcioma pierścieniami mocującymi i wspornikami umożliwiającymi poosiowy ruch uzwojenia z wkładkami dystansowymi między pudełkami izolacyjnymi,
- z pięcioma pierścieniami mocującymi i wspornikami przymocowanymi na sztywno do płyty dociskowej.

Poszczególne, wyżej wymienione rozwiązania techniczne występują w różnych wariantach liczby zastosowanych taśm montażowych i wkładek dystansowych. Analizując różne konfiguracje usztywnienia czół zauważono, że duży wpływ na częstotliwości drgań własnych ma liczba taśm mocujących oraz zastosowanie wstawek usztywniających pudełka izolacyjne. Zmieniając liczbę taśm montażowych zmianie ulega podatność dynamiczna czół uzwojenia. Zastosowanie większej liczby taśm mocujących oraz wkładek dystansowych między pudełkami izolacyjnymi powoduje podwyższenie częstotliwości drgań własnych. Średnio, po zwiększeniu liczby wiązań prętów uzwojenia częstotliwość drgań o postaci czterowęzłowej wzrasta o 10÷15%. Dodatkowe usztywnienie pudełek izolacyjnych powoduje dalszy wzrost drgań własnych o postaci czterowęzłowej o 14÷19%. Dla generatorów, które charakteryzują się pierwszą czterowęzłową postacią drgań własnych poniżej 100 Hz, podczas prac modernizacyjnych polegających na dosztywnieniu czół uzwojenia należy optymalnie dobrać liczbę dodatkowych wiązań i wkładek dosztywniających. Liczba ta powinna być tak dobrana aby po dosztywnieniu uzwojenia nie

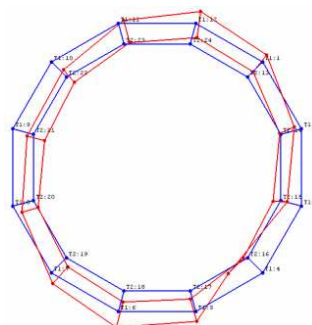
wystąpiło zjawisko rezonansu, które dla tej postaci drgań doprowadzi w szybkim tempie do uszkodzenia.

Dla generatorów 200 MW produkcji rosyjskiej pierwsza czterowęzłowa postać drgań własnych występuje dla ok. 120 Hz. Jednakże zastosowanie sztywnego połączenia wsporników uzwojenia z płytą dociskową oraz sztywne przymocowanie szyn prądowych do korpusu powoduje przedwczesne uszkodzenie czół uzwojenia. Jedną z czynności wydłużenia czasu pracy takiego generatora jest dosztywnienie pudełek izolacyjnych. Wpływa to na zmniejszenie amplitudy drgań oraz powoduje oddalenie się od częstotliwości rezonansowej. Na rys. 10 przedstawiono przykładowe, wyznaczone podczas badań modalnych postacie czterowęzłowe. Pierwsza postać czterowęzłowa występuje przy częstotliwości 118.7 Hz. Usztywnienie pudełek izolacyjnych spowodowało podwyższenie tej częstotliwości do 137.5 Hz. Dla porównania na rys. 10 przedstawiono czterowęzłowe postacie drgań własnych obliczone za pomocą MES.

a)

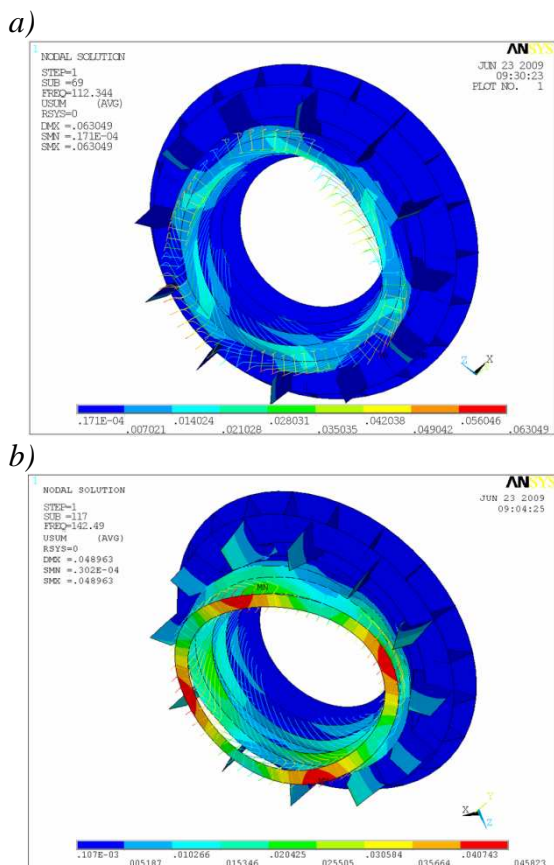


b)



Rys. 9. Kształt postaci modalnych czół uzwojenia wyznaczonych podczas badań modalnych a) przed dosztywnieniem,  $f_m=118.7$  Hz b) po dosztywnieniu  $f_m=137.5$  Hz

Przeprowadzone prace modernizacyjne pozwoliły podwyższyć częstotliwość drgań własnych czół uzwojenia o ok. 20 Hz, oddalając je tym samym od wartości krytycznej – 100 Hz.



Rys. 10. Postacie modalne czoł uzwojenia  
a) przed dosztywnieniem, b) po dosztywnieniu

## 5. Wnioski

Obliczenia częstotliwości drgań własnych usztywnienia czoł uzwojenia stojana generatora z wykorzystaniem MES jest możliwe z dużą dokładnością. Potwierdza to porównanie badań eksperymentalnych z wynikami obliczeń numerycznych, których różnica wyniosła 4-6%. Pewną niedogodnością stosowanej metodyki jest używanie uproszczonych modeli MES, gdyż wymaga to kalibrowania modeli dla nowych rozwiązań usztywnienia czoł uzwojenia.

Obecnie trwają prace nad opracowaniem procedur obliczeniowych umożliwiających obliczanie zastępczych własności materiałowych dla uzwojenia oraz wyznaczaniu odpowiedniej sztywności elementów kontaktowych w zależności od rodzaju i liczby taśm mocujących oraz zastosowanych wkładek montażowych.

## Literatura

- [1] Allemag R.J.: *The Modal Assurance Criterion – twenty years of use and abuse*, Sound and Vibration, No 8, pp, 14÷20, 2003.
- [2] Bijak-Żakowski M., Jaworski A., Krześciński G., Zagrajek T.: *Mechanika materiałów i konstrukcji*, T. 2, Oficyna Wydawnicza Politechnik Warszawskiej, Warszawa, 2006.
- [3] Bytnar A., Stawarz T.: *Harmoniczne wibracji stojana turbogenerators*, Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej, Nr 48, Wrocław, 2000.
- [4] Dobrociński S., Flis L., Szturowski B.: *Określenie postaci drgań własnych układu wirnikowego okrętowego turbinowego silnika spalinowego*, Przegląd Mechaniczny, nr 4, 2009.
- [5] Drak B.: *Obciążenia i naprężenia w wybranych elementach turbogeneratorów*, XIV Konferencja Energetyki, 2005.
- [6] Drubel O., Kulig S., Senske K.: *End winding deformations in different turbo generators during 3-phase short circuit and full load operation*, Electrical Engineering, No 82, pp.145÷152, 2000.
- [7] Grünin A., Kulig S.: *Electromagnetic forces and mechanical oscillations of the stator end winding of turbo generators*, Conference Proceedings CIGRE, October 1997, Yokohama.
- [8] MacDuff J. N., Curreri J. R.: *Vibration Control*, McGraw-Hill Book Company, Inc, New York 1958.
- [9] Maniara R., Kardas D.: *Wpływ naprężeń wstępnych na wybrane obliczane parametry drganiowe maszyn elektrycznych*, Energetyka, Nr 9, p. 592÷598, 2009.

## Autorzy

Dr inż. Rafał Maniara, tel.: (34) 357 22 21,  
[rafal.maniara@turbocare.pl](mailto:rafal.maniara@turbocare.pl),

Dr inż. Damian Kardas, tel.: (34) 357 24 71,  
[damian.kardas@turbocare.pl](mailto:damian.kardas@turbocare.pl),

TurboCare Poland S.A. ul. Powstańców Śląskich 85,  
42-701 Lubliniec.

## Recenzent

Prof. dr hab. inż. Bronisław Drak