

## Pomiarowo-numeryczna metoda monitorowania stanu technicznego hydrogeneratorów

**Streszczenie.** Artykuł dotyczy oceny stabilności pracy maszyny synchronicznej sprzężonej z turbiną wodną. Opracowano model numeryczny hydrozespołu oraz przeprowadzono obliczenia umożliwiające wizualizację deformacji badanej konstrukcji. Deformacje konstrukcji występujące podczas eksploatacji zespołu określono metodą ODS. Umożliwia ona badanie zachowań obiektów opisanych nieliniowym układem równań różniczkowych, a jej istotną zaletą jest zachowanie rzeczywistych warunków brzegowych. Zaproponowana metodyka oceny stanu technicznego stanowi bardzo efektywne sprzężenie metod pomiarowych z metodami modelowania cyfrowego.

**Abstract.** The paper is about rating of stability of working synchronous machine coupled with water turbine. A numerical model of the unit has been prepared. Calculation that provides data for visualization of deflections of unit during operation have been made. For this purpose the ODS method have been chosen. This method rather than on theoretically determined physical parameters of examined unit operates on measured vibrations and displacement. Proposed methodology of technical condition assessment is an effective combination of numerical methods that as input takes real measured data. **Measurement and numerical method of monitoring technical condition of hydro-generators**

**Słowa kluczowe:** hydrogenerator, analiza modalna, drgania własne, modelowanie numeryczne.

**Keywords:** : hydro-generator, modal analysis eigenfrequencies, numerical modeling.

### Wstęp

Własności eksploatacyjne współczesnych maszyn elektrycznych, w szczególności zespołów hydrogeneratorów, są określone poprzez szereg parametrów konstrukcyjnych oraz czynników wynikających ze sposobu użytkowania. Bardzo istotnym zagadnieniem zarówno ze względów ekonomicznych jak i bezpieczeństwa obsługi jest zapewnienie i utrzymanie prawidłowych parametrów pracy. W tym celu przeprowadza się szereg prac o charakterze analitycznym i pomiarowym, zmierzających do oceny stanu technicznego oraz warunków pracy maszyny. W układach hydrogeneratorów jedną z ważniejszych wielkości monitorowanych jest poziom drgań mechanicznych konstrukcji. Zapewnienie podczas różnych stanów pracy poziomu drgań o wartościach mniejszych niż dopuszczalne ma decydujący wpływ na czas bezawaryjnej eksploatacji układu turbina - generator.

W pracy przedstawiono autorską metodę oceny stabilności pracy maszyny synchronicznej o mocy 75 MW sprzężonej z turbiną wodną, przystosowanej zarówno do pracy generatorowej jak i pompowej. Rozważania modelu analitycznego przeprowadzono zakładając: symetrię obwodu elektromagnetycznego maszyny, symetrię napięć po stronie systemu elektroenergetycznego oraz poprawnie wykonane układy doprowadzające i odprowadzające wodę z turbiny. Nawet przy spełnieniu takich założeń w warunkach normalnej eksploatacji, w układzie występują drgania. Poziom drgań wybranych elementów konstrukcyjnych hydrozespołu powinien być monitorowany. W poddanych rozważaniach obiektem krytycznymi elementami są maszyna elektryczna (generator), turbina wodna, układ łożyskowania, armatura sterująca i rurociąg. Do oceny warunków pracy układu turbina-generator zaproponowana została metoda będąca połączeniem metod dotyczących cyfrowego prototypowania i modelowania obiektu technicznego z metodami pomiarowymi. Wyniki uzyskane na etapie modelowania numerycznego umożliwiają określenie miejsc mocowania czujników pomiarowych na fizycznym obiekcie. Wyniki pomiarów umożliwiają weryfikację wcześniejszych wyników symulacji oraz doprecyzowanie modelu numerycznego. Dokładny model numeryczny hydrozespołu może być wykorzystany do przeprowadzenia szeregu wirtualnych badań dla różnych warunków pracy, w tym awaryjnych; bez zagrożenia bezpieczeństwa obsługi i ryzyka uszkodzenia

maszyn. Wyniki zachowań modelu numerycznego mogą być wykorzystane do polikryterialnego zoptymalizowania warunków eksploatacji hydrozespołu.

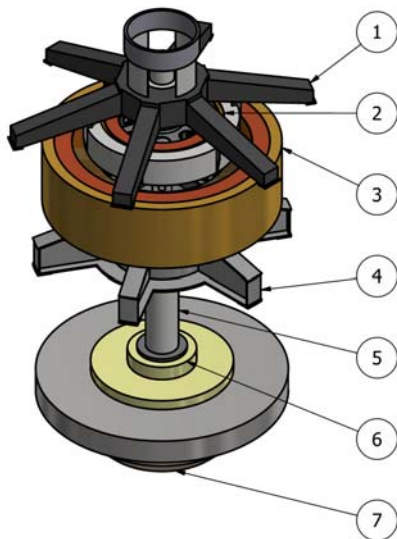
### Model numeryczny

Prototypowanie cyfrowe jest współcześnie wykorzystywane jako metoda numerycznego modelowania obiektów technicznych. W zakresie zrealizowanych prac został wykonany parametryczny model numeryczny analizowanego hydrozespołu. Wykorzystano do tego celu komercyjny pakiet oprogramowania INVENTOR firmy Autodesk. Cyfrowy model konstrukcji hydrozespołu zaimplementowany został do profesjonalnego środowiska obliczeniowego COMSOL. Zastosowane oprogramowanie umożliwia przypisanie poszczególnym elementom cyfrowego modelu analizowanej struktury geometrycznej rzeczywistych parametrów materiałowych [5]. Model taki umożliwia przeprowadzenie szeregu obliczeń analitycznych opisujących przebieg zjawisk fizycznych zachodzących w rzeczywistym układzie. Utworzone w środowisku COMSOL modele umożliwiają analizę zachowań konstrukcji zarówno w warunkach nominalnych jak również w warunkach odbiegających od typowych. Model obliczeniowy zweryfikowany pomiarowo jest szczególnie przydatny do symulacji stanów pracy urządzenia w warunkach awaryjnych lub niezalecanych dla rzeczywistego obiektu.

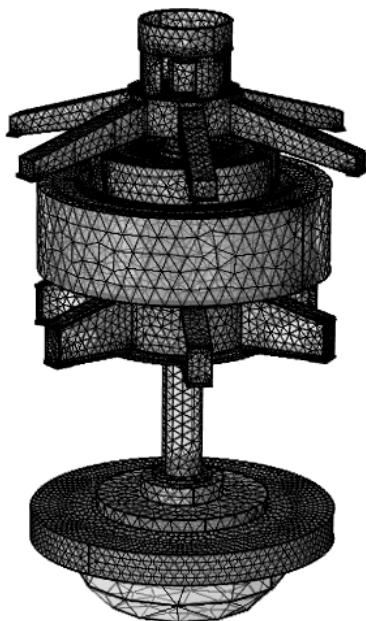
Opracowany model hydrozespołu zawiera część wirującą, na którą składają się wirnik maszyny synchronicznej, wirnik silnika rozruchowego, turbina i elementy wirujące układów łożyskowania oraz część nieruchomą, którą stanowią stojan silnika rozruchowego, części nieruchome łożysk krzyżownicze mocujące. W modelu poszczególne elementy składowe zostały odwzorowane jako obiekty trójwymiarowe, zgodnie z dokumentacją techniczną oraz po uzupełnieniu zdjęciami wykonanymi podczas oględzin obiektu. W celu uniknięcia nadmiernej złożoności obliczeniowej modelu struktura geometryczna niektórych elementów została uproszczona. Przyjęte uproszczenia dotyczą głównie obszaru obwodu elektromagnetycznego generatora oraz silnika rozruchowego. W obszarach tych nie odwzorowano dokładnie struktury uzwojenia oraz rdzenia, przyjęte zostały uśrednione wartości wymiarów oraz parametrów materiałowych, tak aby pomimo uproszczeń zachować dużą dokładność obliczeń. Geometria hydrozespołu w obszarze

łożyska nośnego oraz łożysk prowadzących została również uproszczona.

Na rysunkach 1 i 2 przedstawiono odpowiednio wizualizację opracowanego trójwymiarowego modelu hydrozespołu oraz siatkę dyskretyzującą rozpatrywaną konstrukcję. Siatka dyskretyzacyjna składała się z ponad 206 tys. elementów.



Rys.1. Trójwymiarowy model hydrozespołu: 1- krzyżownica łożyska górnego, 2 - silnik rozruchowy, 3 - wirnik generatora, 4 - krzyżownica łożyska oporowego, 5 - wał hydrozespołu, 6 - układ dolnego łożyska prowadzącego, 7 - turbina

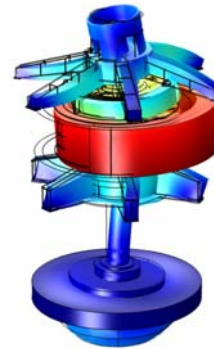


Rys.2. Siatka dyskretyzacyjna modelu hydrozespołu

### Wyniki obliczeń numerycznych

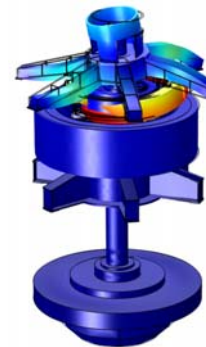
Dla opracowanego modelu przeprowadzono obliczenia mające na celu określenie częstotliwości drgań własnych układu. Obliczenia symulacyjne przeprowadzono dla różnych sposobów zamocowania elementów wsporczych do podłoża. W wyniku obliczeń otrzymano wartości częstotliwości drgań własnych kompletnego wirnika hydrozespołu wraz z krzyżownicą mocującą łożysko prowadzące górne i układem fundamentowania łożysk prowadzącego dolnego i nośnego.

Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono wizualizację odkształceń analizowanej konstrukcji dla wybranych częstotliwości.



Rys.3. Deformacje hydrozespołu dla częstotliwości ok. 17Hz

Obliczenia wykonano dla częstotliwości z przedziału od 2 do 60Hz. Deformacje przedstawione na rysunku 3 prezentują przemieszczenia poszczególnych elementów. Dla przeprowadzonych badań szczególnego znaczenia nabierają deformacje krzyżownicy górnej oraz częściowo środkowej. Przemieszczenia obydwóch wskazanych elementów mogą być mierzone w warunkach eksploatacji hydrozespołu, a zatem pomiary takie pozwalają na bieżącą ocenę stanu technicznego urządzenia. Obliczenia wykazały, że dla częstotliwości ok. 17Hz deformacje konstrukcji wsporczych spowodowane są drganiami własnymi wirnika generatora.



Rys.4. Deformacje hydrozespołu dla częstotliwości ok. 34Hz

Deformacje zachodzące przy częstotliwości drgań 34Hz pochodzą od wirnika silnika rozruchowego (rys. 4), a deformacje o częstotliwości ok. 48Hz wymuszane są turbiną (rys.5).

W obliczeniach zwrócono szczególną uwagę na częstotliwości wywołujące reakcje krzyżownicy górnej oraz krzyżownicy wspierającej łożysko nośne (pozycje 1 i 4 na rysunku 1). Pomiary drgań tych elementów wsporczych nie nastroją trudności (łatwy dostęp do większej części elementów).

### Wyniki eksperymentu pomiarowego

Pomiary zmierzające do potwierdzenia poprawności wyników eksperymentu obliczeniowego przeprowadzono stosując jedną z odmian analizy modalnej - modalną analizę eksploatacyjną tzw. metodę ODS (ang. operating deflection shape) [1, 3, 6, 7].

Metoda ta polega na określeniu odpowiedzi konstrukcji na wymuszenia występujące podczas jej normalnej eksploatacji; ruch badanego obiektu wywołany jest wymuszeniami rzeczywistymi.

Podstawową jej zaletą jest wykorzystywanie odpowiedzi układu na rzeczywiste wymuszenia. Metoda ta nie wymaga znajomości sił wymuszających, ani ich rozkładu czasowego

i przestrzennego; konieczna jest jedynie znajomość odpowiedzi układu. Ponadto umożliwia ona badanie zachowań obiektów opisanych nieliniowym układem równań różniczkowych, a jej istotną zaletą jest zachowanie rzeczywistych warunków brzegowych [2].

Metoda ta jest szczególnie przydatna do identyfikowania reakcji obiektów o znacznych wymiarach liniowych (praktycznie nieograniczonych).

W praktyce pomiarowej bardzo często wystarczające jest określenie dynamicznego odkształcenia konstrukcji. Ważnym jest, aby obserwowane odkształcenia wynikały nie tylko z właściwości wybranego modelu, ale również ze sposobu jego obciążenia siłami zewnętrznymi.

Metoda ODS umożliwia monitorowanie odkształceń konstrukcji dla wybranej częstotliwości lub rzadziej w wybranej chwili czasowej, wywołanych siłami wewnętrznymi i zewnętrznymi działającymi na badany obiekt. Jest oparta na wykorzystaniu wielokanałowego pomiaru drgań badanej konstrukcji (sygnały odpowiedzi) wykonywanego w węzłowych punktach badanej maszyny. Danymi wejściowymi do obliczeń są przebiegi drgań wybranych punktów konstrukcji rejestrowane w funkcji czasu i odniesione do drgań punktu określonego jako punkt referencyjny (punkt odniesienia).

Analizowane przemieszczenia, rozumiane jako względny ruch wybranego punktu odniesiony do punktu referencyjnego, muszą obejmować minimum dwa punkty materialne. Ponieważ ruch punktu materialnego może być zdefiniowany przez wektor o ustalonym punkcie zaczepienia, określonym kierunku i zwrocie, a także o wartości (amplitudzie) przyspieszenia, prędkości lub przemieszczenia, zbiór takich wektorów, odpowiednio złożony w przestrzeni trójwymiarowej utworzy przestrzenny obraz odkształceń (przemieszczeń) badanej konstrukcji. Powszechnie przyjmuje się, że opisywana metoda służy przede wszystkim do oceny dynamicznych zachowań konstrukcji o relatywnie dużych wymiarach liniowych.

Analizę modalną można przeprowadzić, poszukując rozwiązań w dziedzinie czasu lub częstotliwości. W badaniach diagnostycznych szczególnego znaczenia nabiera rozwiązanie drugiego typu. Pozwala ono przeanalizować zmiany zachodzące w badanej konstrukcji w wybranych chwilach czasowych dla wybranych częstotliwości.

Aby przeprowadzić takie badanie w jak najprostszy sposób, należy wykorzystać dwa źródła sygnału. Jak wcześniej wspomniano, jedno służy jako źródło sygnału odniesienia – ten czujnik (sensor) drgań w czasie badań nie będzie przemieszczany – a drugie do pomiaru drgań w wyznaczonych wcześniej punktach (węzłach). Podczas badań obiekt powinien pracować stabilnie (stan quasi-ustalony). Zastosowany w badaniach analizator sygnałów powinien umożliwić wyznaczenie i zapamiętanie gęstości widma mocy obu sygnałów, a dokładniej – funkcji autokorelacji  $G_{xx}(\omega)$  dla sygnału referencyjnego i funkcji autokorelacji  $G_{yy}(\omega)$  dla sygnału pochodzącego z czujnika przemieszczanego oraz wyznaczyć funkcję korelacji wzajemnej  $G_{xy}(\omega)$  obu sygnałów. Na tej podstawie można wyznaczyć funkcję przeniesienia definiowaną jako [3, 4]:

$$(1) \quad T_{xy} = \frac{G_{xy}(\omega)}{G_{xx}(\omega)},$$

lub funkcję koherencji:

$$(2) \quad Y_{xy}^2 = \frac{|G_{xy}(\omega)|^2}{G_{xx}(\omega) \cdot G_{yy}(\omega)}.$$

Funkcja przeniesienia  $T_{xy}$  jest stosowana w sytuacjach, gdy siły wymuszające nie są mierzone. Występuje to zawsze, gdy wymuszeniem są siły wewnętrzne np. siły magnetomotoryczne w maszynie elektrycznej. Gdy wymuszenia są znane i mierzalne w obliczeniach wykorzystuje się funkcję przejścia FRF (ang. *frequency response function*).

Dynamikę układu można opisać zależnością:

$$(3) \quad \{\mathbf{X}(j\omega)\} = [\mathbf{T}(j\omega)] \cdot \{\mathbf{F}(j\omega)\},$$

przy czym:

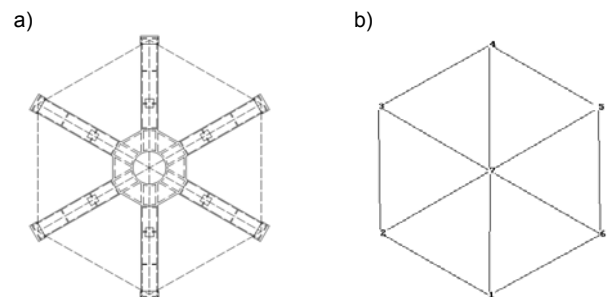
$\mathbf{X}(j\omega)$  – wektor odpowiedzi (przemieszczeń) układu,  $\mathbf{T}(j\omega)$  – macierz charakterystyk przejścia,  $\mathbf{F}(j\omega)$  – wektor widm sił wymuszających.

Dla wybranej chwili czasowej wektor odpowiedzi  $\mathbf{X}_f(j\omega)$  przyjmuje postać:

$$(4) \quad \{\mathbf{X}_f(j\omega)\} = \mathbf{FFT}^{-1}[\mathbf{T}(j\omega)] \cdot \{\mathbf{F}(j\omega)\} \dots$$

przy czym  $\mathbf{FFT}^{-1}$  jest to odwrotna transformata Fouriera.

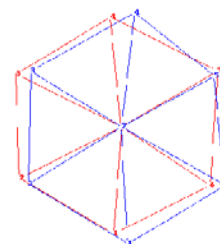
Proponowana metoda oceny zachowań konstrukcji wymaga zatem opracowania modelu węzłowego badanego obiektu z zachowaniem skali wymiarów liniowych oraz możliwości wykonania pomiarów drgań w punktach odpowiadających węzłom modelu. W rozpatrywanym przypadku model węzłowy krzyżownicy górnego łożyska przedstawiono na rysunku 5.



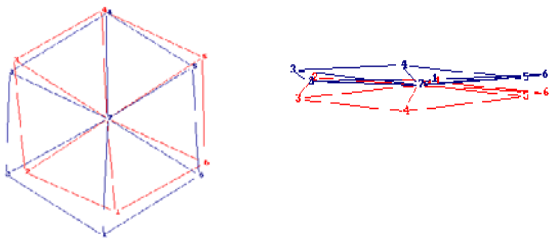
Rys. 5. Model krzyżownicy łożyska górnego (a); model węzłowy opracowany dla metody ODS (b)

Wykonanie modelu węzłowego wirujących elementów konstrukcji oraz badanie ich deformacji też jest możliwe lecz wymaga przesłania sygnałów z części wirującej do nieruchomego analizatora lub rejestratora.

Wyniki analizy zachowań krzyżownicy górnego łożyska dla wybranych częstotliwości przedstawiono na rysunkach 6 i 7. Na rysunkach tych kolorami czerwonym i niebieskim przedstawiono modele węzłowe dla skrajnych deformacji krzyżownicy. Badania przeprowadzono dla kilku stanów pracy hydrozespołu (różne wartości mocy czynnej przy pracy generatorowej i pompowej).



Rys. 6. Deformacje krzyżownicy wyznaczone dla częstotliwości 3,125 Hz (wartość częstotliwości wynikająca z prędkości obrotowej turbiny)



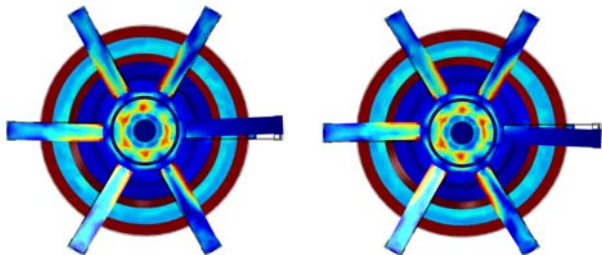
Rys. 7. Deformacje krzyżownicy wyznaczone dla częstotliwości ok. 28 Hz

Częstotliwość deformacji prezentowanych na rysunku 7 pokrywa się z wartością częstotliwości wynikającej z liczby łopatek turbiny i prędkości wirowania. Ponadto jest to wartość zbliżona do wartości drgań własnych wyznaczonych dla modelu numerycznego układu z rys. 1.

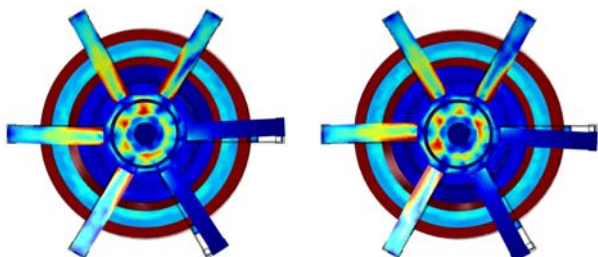
Deformacje modelu węzłowego wyznaczone pomiarowo dla częstotliwości pobudzeń odpowiadającej pierwszej harmonicznej ruchu wirowego turbiny pokazują znaczne przemieszczenia ramion krzyżownicy w miejscach posadowienia (rys. 6 - węzły 1, 3, 4).

### Podsumowanie

Obliczenia numeryczne wykazały, że częstotliwości drgań własnych części wirującej hydrozespołu w zakresie rozpatrywanych wartości w zasadzie nie pokrywają się z częstotliwościami wymuszeń. Wyjątkiem jest przedział częstotliwości 28-31Hz. Ponieważ dla częstotliwości odpowiadającej pierwszej harmonicznej prędkości obrotowej przemieszczenia niektórych węzłów (metoda ODS) były szczególnie duże, wykonano dodatkowy eksperyment numeryczny polegający na wyznaczeniu deformacji rozważanego układu w przypadku, gdy jedno lub kilka ramion krzyżownicy łożyska górnego nie jest zamocowane do fundamentu. Wyniki eksperymentu przedstawiają rysunki 8 i 9.



Rys. 8. Skrajne deformacje ramion krzyżownicy wyznaczone dla przypadku gdy jedno z ramion jest swobodne



Rys. 9. Skrajne deformacje ramion krzyżownicy wyznaczone dla przypadku gdy dwa ramiona są swobodne

Otrzymane wyniki obliczeń numerycznych dla częstotliwości wymuszającej 3,125 Hz są zbieżne z wynikami pomiarów. Wskazuje to na potrzebę sprawdzenia mocowania krzyżownicy.

Prezentowane wyniki uzyskano przy znacznym nakładzie pracy. Zbieżność rezultatów obliczeń i bezinwazyjnych pomiarów potwierdza poprawność i skuteczność autorskiej synergicznej metody oceny stanu technicznego układów kinematycznych dużych mocy. Wspomniany nakład pracy związany jest głównie z opracowaniem dokładnego modelu numerycznego obiektu i analizą wyników pomiarów. Wykonanie pomiarów - według opracowanego algorytmu - nie zakłada warunków eksploatacji badanego obiektu.

**Autorzy:** dr hab. inż. Paweł Idziak, Politechnika Poznańska, Instytut Elektrotechniki i Przemysłowej, ul. Piotrowo 3a, 60-965 Poznań, E-mail: [Pawel.Idziak@put.poznan.pl](mailto:Pawel.Idziak@put.poznan.pl);

dr inż. Krzysztof Kowalski, Politechnika Poznańska, Instytut Elektrotechniki i Przemysłowej, ul. Piotrowo 3a, 60-965 Poznań E-mail: [Krzysztof.Kowalski@put.poznan.pl](mailto:Krzysztof.Kowalski@put.poznan.pl).

### LITERATURA

- [1] Idziak P., Dembiński M.: The use of the ODS method for the estimation of the influence of external forces on the vibrations of chosen objects, *Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej*, seria Elektryka nr 49 2006 s. 64-68
- [2] McHargue P. L., Richardson M. H.: Operating Deflection Shapes From Time Versus Frequency Domain Measurements, *Proceedings of XXII IMAC* January 26-29, 2004
- [3] Richardson, M.: Is It A Mode Shape Or An Operating Deflection Shape?, *Sound and Vibration Magazine*, February, 1997, (Vibrant Tech. Paper No. 10)
- [4] Schwarz, B., Richardson, M.: Modal Parameter Estimation from Ambient Response Data, *International Modal Analysis Conf. (IMAC XXII)*, February 5-8, 2001. (Vibrant Tech. Paper No. 33)
- [5] Technical documentation COMSOL v.4.0 2012 COMSOL A.B. Stockholm 2017
- [6] Uhl T., Lisowski W.: Eksploatacyjna analiza modalna, Wydawnictwa Katedry Robotyki i Dynamiki Maszyn AGH, Kraków 1999
- [7] Vold H., Schwarz B., Richardson M.: Measuring operating deflection shapes under non-stationary conditions, *Proceedings of the International Modal Analysis Conference – IMAC 2000* Vol. 2, pp. 1655-1660