

Automatyczna ocena stanu vibracyjnego i technicznego zębów rdzenia stojana turbogeneratora

Streszczenie. Przedstawiono metodę automatycznej oceny stanu vibracyjnego i technicznego zębów rdzenia turbogeneratora. W metodzie wykorzystano wyniki badań przyspieszenia wibracji w paśmie częstotliwości $1 \text{ kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$ punktów korpusu podobnie położonych do elementów zębów rdzenia. Zaproponowano i omówiono kryteria (i ich wartości graniczne) dla ciągłej automatycznej oceny stanu technicznego. Zaprezentowano algorytmy obliczeniowe oraz diagnostyczny program komputerowy.

Abstract. A diagnostics method for technical condition of turbogenerator core's teeth has been presented. The method uses research results of vibration acceleration in a high band of frequencies $1 \text{ kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$ of housing's points similarly placed to the core's teeth. Criteria and boundary values have been presented for continuous automatic estimation of the technical condition. Algorithms and a software application have been presented as well. **Automatic Diagnostics of Vibration and Technical Condition of Turbogenerator Stator Core's Teeth.**

Słowa kluczowe: turbogenerator, zęby, stojan, diagnostyka, wibracje.

Keywords: turbogenerator, stator, teeth, diagnostics, vibrations.

Wstęp

Dokładna ocena stanu vibracyjnego i technicznego skrajnych zębów rdzenia stojana jest niezmiernie trudna, ponieważ w większości dużych turbogeneratorów nie można instalować w tym obszarze odpowiednich czujników pomiarowych (problemy konstrukcyjno-technologiczne oraz bezpieczeństwa).

Z publikacji [1; 2] wynika, że można wykorzystać do tego celu wyniki pomiarów wibracji w paśmie wysokich częstotliwości ($1 \text{ kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$) na powierzchni korpusu stojana. W niektórych widmach przyspieszeń wibracji skrajnych części korpusu wykrywano znaczące ich wartości przy wysokich częstotliwości ($f > 1 \text{ kHz}$), które nie występują przy uszkodzeniach w węźle zawieszenia rdzenia w korpusie. Stwierdzono, że są one generowane przez wibrujące blachy zębów pakietów skrajnych stojana.

Wibracje blach wywoływane uderzeniami mechanicznymi doprowadzają do miejscowych deformacji materiałów konstrukcyjnych i rozprzestrzenianiu się fali deformacji wzdłuż stalowych konstrukcji turbogeneratorskich. Spektrum takiej fali jest liniowe i przedstawia sobą zbiór narastających harmonicznych z częstotliwościami, które są całkowitymi krotnościami częstotliwości 0.1 kHz siły wymuszającej wibrację. Te spostrzeżenia wyniknęły z badań modelowych (matematyczno-fizycznych) adekwatnych procesów uderzeniowych występujących w rozwarstwionych blachach skrajnych zębów rdzenia stojana turbogeneratorskiego [1; 3]. W badaniach wykorzystywano konkretne defekty węzłów aktywnej stali zębów rdzenia stojana dla modelowania procesu uderzeniowego. Rozwarstwiony ząb pobudzano do wibracji periodycznym impulsem mechanicznym o częstotliwości $0,1 \text{ kHz}$ (przy wyjętym wirniku podczas remontu turbogeneratorskiego), a odpowiedź na zadane wymuszenie rejestrowano na powierzchni korpusu. Pozwoliło to odtworzyć wibroakustyczny sygnał rozprzestrzeniający się w elementach konstrukcyjnych turbogeneratorskiego oraz badać prawidłowości związane z transformacją impulsów uderzeniowych na powierzchnię zewnętrzną korpusu stojana.

Istotną rolę w procesach degradacyjnych elementów skrajnych zębów rdzenia stojana odgrywają zjawiska elektromagnetyczne związane ze skojarzonymi strumieniami rozproszenia połączeń czołowych uzwojeń stojana i wirnika turbogeneratorskiego. Prace naukowe dotyczące tych zjawisk prowadzone – w latach 80-tych ubiegłego wieku – przez Prof. Władysława Latka [4] stały się fundamentem i inspiracją do dalszych ich badań,

szczególnie w zakresie udoskonalania konstrukcji oraz poprawnej (właściwej) eksploatacji turbogeneratorów [5].

W opracowywanej metodzie oceny stanu vibracyjnego i technicznego zębów rdzenia stojana wykorzystano przyspieszenia wibracji – w paśmie częstotliwości $1 \text{ kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$ – na korpusie stojana w obszarze odpowiednio związanym z zębami, przy wszystkich obciążeniach elektrycznych (P; Q) turbogeneratorskiego. Są one najbardziej istotne w tej ocenie, bowiem odzwierciedlają zmiany wartości parametrów mechanicznych stojana związanych z degradacją elementów.

Założono, że metoda ta umożliwi wykrywanie rozwijających się uszkodzeń w zębach pakietów rdzenia, co pozwoli wyznaczać optymalne warunki pracy turbogeneratorów dla spowalniania procesów degradacyjnych oraz planowanie zakresu i terminów ich remontów.

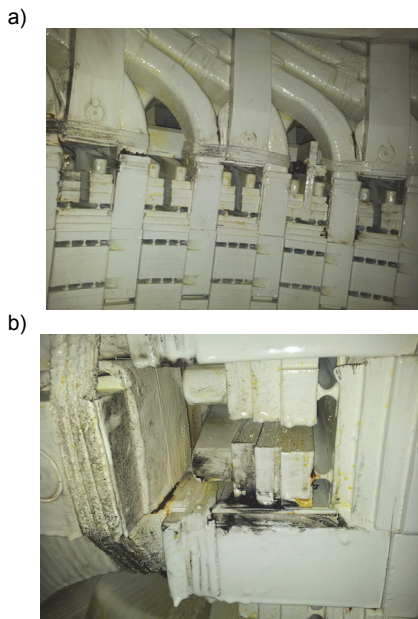
W niniejszym artykule przedstawiono, najbardziej istotne wyniki badań wibracji adekwatnych elementów stojana turbogeneratorskiego, które umożliwiły opracowanie metody ciągłej diagnostyki stanu vibracyjnego i technicznego jego zębów rdzenia stojana. Automatyzacja tej metody jest również początkiem – planowanego przez autorów – udoskonalania opracowanej i wdrożonej już diagnostyki dla innych części stojana turbogeneratorskiego [6] zgodnie z oczekiwaniami użytkowników.

Najistotniejsze wyniki badań procesów wibracyjnych w elementach stojana turbogeneratorów

Wyniki oględzin stanu technicznego zębów rdzenia stojana

W formie przykładu pokazano stany techniczne niektórych zębów rdzenia stojana turbogeneratorów po kilkuletniej eksploatacji, w warunkach zmiennych dobowych ich obciążeń elektrycznych P; Q. Stwierdzono bardzo dobry stan techniczny zębów położonych od str. turbiny (T); godz. 12:00 i znacznie pogorszony od str. T; godz. 9:00 turbogeneratorów o mocy 230 MW kolejno ocenianych; TG1 oraz TG2 (rys.1).

Z analizy wyników pomiarów wynikało, że średnie przyspieszenie wibracji odpowiednio położonych (i) elementów korpusu tych maszyn, w całym obszarze zmiennych obciążeń P;Q (podobnych), wynosiły $4,13 \text{ ms}^{-2}$ oraz $13,7 \text{ ms}^{-2}$.



Rys. 1. Zęby rdzenia stojana turbogeneratorów o mocy 230 MW
a) od str. T; godz. 12:00; TG1, b) od str. T; godz. 9:00; TG2

Analiza zmian wartości przyspieszenia wibracji elementów korpusu stojana

Okazuje się, że najbardziej istotnymi – w ocenie stanu technicznego zębów rdzenia – są charakterystyki wibracji:

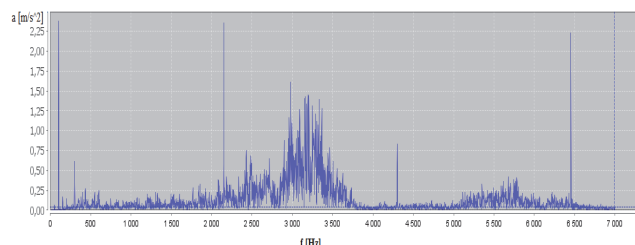
- przyspieszenia wibracji korpusu stojana, pasmie częstotliwości $1 \text{ kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$, w funkcji mocy czynnej turbogeneratorsa $a = f(P)$,
- przyspieszenia wibracji korpusu stojana, pasmie częstotliwości $\text{kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$, w funkcji prądu uzwojenia stojana turbogeneratorsa $a = (I)$,
- przyspieszenia wibracji korpusu stojana, pasmie częstotliwości $\text{kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$, w funkcji częstotliwości $a = f(f)$ przy różnych obciążeniach turbogeneratorsa P; Q.

Obniżanie się wartości sumarycznej (średniokwadratowej) przyspieszenia korpusu – w paśmie wysokich częstotliwości – ze wzrostem obciążenia czynnego P turbogeneratorsa, świadczy o obniżonym ciśnieniu prasowania zębów rdzenia w analizowanym obszarze stojana. Przy zmniejszonym ciśnieniu prasowania zębów rdzenia, największe wartości przyspieszenia wibracji występują przy małej mocy czynnej, zaś najmniejsze – przy dużej (zwykle maksymalnej) mocy czynnej turbogeneratorsa. Wynika to ze sztywności zębów rdzenia, która zależy jest od położenia wirnika względem osi faz uzwojenia stojana, czyli od kąta obciążenia maszyny, przy istniejącym stanie sprasowania rdzenia. Przy dobrze sprasowanych zębach wartości przyspieszenia wibracji są podobne przy różnych wartościach obciążenia P. Wynika to z działania momentu synchronicznego przenoszonego z wirnika na elementy czynne w obszarze rdzenia stojana. W większości przypadków duży moment synchroniczny (adekwatny do mocy P) przenoszony z wirnika na stojan powoduje zwiększenie sztywności rdzenia, co w konsekwencji zmniejsza wartości wibracji jego zębów.

Dużą rolę w zmianach sztywności zębów rdzenia odgrywają siły dylatacyjne występujące w żłobkowym węźle konstrukcyjnym, które zależą od sił klinowania uzwojenia w żłobkach oraz sił mocowania jego połączeń czołowych. Wzrost wartości przyspieszenia wibracji korpusu, w wysokim paśmie częstotliwości, ze wzrostem prądu stojana jest związany ze złym mocowaniem prętów uzwojenia w tym obszarze stojana (w żłobkach lub na połączeniach czołowych).

Symptodem występującego rozwarstwienia zębów rdzenia są zgromadzone (grupa) harmoniczne przyspieszenia wibracji wokół harmonicznych rezonansowych i ich krotności w widmie częstotliwościowym przyspieszenia wibracji korpusu stojana.

W widmach częstotliwościowych przyspieszenia wibracji korpusu (odzwierciedlających widma częstotliwościowe przyspieszenia odpowiednio położonych zębów rdzenia) mogą występować harmoniczne o krotności przyspieszenia o częstotliwości 100 Hz ($k f_{(100 \text{ Hz})}$), harmoniczne łopatkowe ($f_{(l)}$) i ich krotności ($k f_{(l)}$), zębowe ($f_{(z)}$) i ich krotności ($k f_{(z)}$) – rysunek 2.



Rys. 2. Przyspieszenia wibracji w paśmie częstotliwości $0.01 \text{ Hz} \leq f \leq 7 \text{ kHz}$ (i) elementu korpusu stojana od str. pierścieni (P); godz. 3:00; turbogeneratorsa o mocy 560 MW przy $P = 524 \text{ MW}$; $Q = 136 \text{ Mvar}$

Algorytmy dla diagnostyki stanu wibracyjnego i technicznego zębów rdzenia stojana

Ogólne założenia

Poniżej sformułowano podstawowe założenia do opracowywanej metody ciągłej automatycznej diagnostyki zębów rdzenia stojana:

- 1) Automatyczna ocena stanu technicznego wybranego (i) elementu zębów rdzenia stojana powinna być prowadzona każdorazowo na zadeklarowane żądane użytkownika systemu pomiarowo-diagnostycznego. Dla oceny zębów wystarczy wybierać niewielkie przedziały czasowe (kilkudniowe, tygodniowe lub wielotygodniowe).
- 2) W automatycznej diagnostyce należy wykorzystywać zbiory wyników pomiarów wibracyjnych zgromadzonych – w trybie online – w bazie danych (w zadanym okresie czasu) oraz tworzone wykresy wartości parametrów wibracji w funkcji wartości istotnych parametrów elektrycznych (zgromadzone na planszy zestawieniowej). Wykresy wartości parametrów wibracji (i) elementów stojana funkcji czasu można również tworzyć od charakterystycznych terminów pracy maszyny (np. od pierwszego uruchomienia, po remoncie kapitalnym itp.). Dla przedstawionych na wykresach danych, powinna być możliwość prowadzenia szczegółowych operacji analitycznych, umożliwiające automatyczną odpowiedź na sformułowane pytania uzupełniające.
- 3) Dla bieżącej oceny zębów należy tworzyć wykresy dwuwymiarowe („Mapy”) – ocena jakościowa stanu wibracyjnego i technicznego (i) elementu zębów funkcji obciążenia P; Q turbogeneratorsa.

Wskaźniki kryterialne i ich wartości dla oceny stanu wibracyjnego i technicznego zębów rdzenia

Z przeprowadzonych badań wynika, że stan techniczny zębów rdzenia stojana jest dobry, gdy wartości przyspieszenia wibracji w paśmie częstotliwości $1 \text{ kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$ – odpowiednio położonego (i) elementu korpusu – są na poziomie 4 ms^{-2} w całym obszarze praktycznych stosowanych obciążeń elektrycznych P; Q, a wartości sumaryczne przyspieszenia wibracji tego elementu – przy minimalnej i maksymalnej mocy czynnej turbogeneratorsa – są podobne.

Stan wibracyjny i techniczny zębów rdzenia można określić przez odniesienie wyników pomiarów wibracyjnych (i) elementu korpusu do wartości wskaźników kryterialnych. Dla diagnostyki stworzono wskaźniki kryterialne: dopuszczalnej wartości wibracji (i) zębów rdzenia $\Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ (podstawowy), sztywności (i) zębów rdzenia $\alpha a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ (uzupełniający I) oraz mocowania prętów uzwojenia $\beta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ (uzupełniający II).

Definicje wskaźników kryterialnych.

$$(1) \quad \Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} = \frac{a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}}{a_b}$$

gdzie: $a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ – wartość bieżąca (średnia) przyspieszenia wibracji (i) elementu korpusu (odpowiednio położonego w stosunku do (i) elementu zęba) w wysokim paśmie częstotliwości – przy danym obciążeniu P;Q (w zadanym przedziale czasu przy wszystkich obciążeniach P;Q) turbogeneratora, a_b – empiryczna dopuszczalna wartość przyspieszenia wibracji korpusu. Dla turbogeneratorów o mocy 230 MW i 560 MW; a_b jest równa odpowiednio 3,43 i 4,17 ms⁻².

$$(2) \quad \alpha a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} = \frac{a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} P_{min}}{a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} P_{max}}$$

gdzie: $a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ (średnie) – wartości bieżące (średnie) przyspieszenia wibracji (i) elementu korpusu (odpowiednio położonego w stosunku do (i) elementu zęba) w wysokim paśmie częstotliwości – przy minimalnej (maksymalnej) mocy czynnej P w zadanym przedziale czasu pracy P;Q turbogeneratora.

$$(3) \quad \beta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} = \frac{a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} I_{max}}{a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} I_{min}}$$

gdzie: $a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ (średnie) – wartości bieżące (średnie) przyspieszenia wibracji (i) elementu korpusu (odpowiednio położonego w stosunku do (i) elementu zęba) w wysokim paśmie częstotliwości – przy maksymalnym (minimalnym) I prądzie stojana w zadanym przedziale czasu pracy turbogeneratora.

W zależności od charakteru zmian przyspieszenia wibracji w funkcji mocy czynnej $a = f(P)$ wyznacza się wartość odpowiedniego wskaźnika I (narastający) lub II (malejący) oraz średnią wartość wskaźnika podstawowego. Z rozważań analitycznych wynika, że najbardziej adekwatną wartością średnią przyspieszenia wibracji przy różnych obciążeniach P;Q – w zadanym przedziale czasu pracy turbogeneratora – jest wartość kwadratowa. Natomiast przy wyznaczaniu wartości przyspieszenia wibracji przy minimalnych i maksymalnych wartościach mocy czynnej (prądu w uzwojeniu stojana) – w zadanym przedziale czasu pracy turbogeneratora przy różnych obciążeniach P;Q – może być postać wykładnicza trendu narastania wartości średniej przyspieszenia a.

Na podstawie licznych pomiarów wibracyjnych odnośnych (i) elementów korpusu stojana oraz oględzin odnośnie położonych (i) elementów zębów rdzenia (po wyjęciu wirnika) – w wielu turbogeneratorach – wyznaczono wartości kryterialne dla oceny stanu technicznego zębów (tab. 1).

Wskaźnik uzupełniający I $\alpha a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ zwiększa lub zmniejsza końcową wartość podstawowego wskaźnika oceny $\Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ o $\pm 10\%$ (korekta) początkowej wartości podstawowego wskaźnika $\Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ dla każdego innego najbliższego poziomu wspólnej skali ocen.

Tabela 1. Wibracyjne wartości kryterialne dla oceny stanu technicznego zębów rdzenia

Wartość wibracyjnego wskaźnika oceny	Stan techniczny zębów
$\Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} < 1$	b. dobry
$\alpha a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} P_{min}/P_{max} < 1$	
$\beta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} I_{max}/I_{min} < 1$ (0 %)	
$1 \leq \Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} < 2$	dobry
$1 \leq \alpha a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} P_{min}/P_{max} < 1,5$	
$1 \leq \Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} I_{max}/I_{min} < 1,5$ (-10 %)	
$2 \leq \Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} < 3$	przejściowo dopuszczalny
$1,5 \leq \alpha a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} P_{min}/P_{max} < 3$	
$1,5 \leq \beta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} I_{max}/I_{min} < 3$ (-20 %)	
$\Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} \geq 3$	zły [b. zły]
$\alpha a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} P_{min}/P_{max} \geq 3$	
$\beta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} I_{max}/I_{min} \geq 3$ (-30 %); ≥ 9 (-80 %)	

Wskaźnik uzupełniający II $\beta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ zmniejsza końcową wartość podstawowego wskaźnika oceny $\Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ o wartość % (korekta) początkowej wartości podstawowego wskaźnika $\Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ dla każdego poziomu wspólnej skali ocen i tak: stan: b. dobry (0 %), dobry (-10 %), przejściowo – dopuszczalny (-20 %), zły (-30 %), b. zły (-80 %).

Procedury dla automatycznej oceny stanu wibracyjnego i technicznego zębów rdzenia stojana

Poniżej podano kolejne procedury dla wyznaczania stanu wibracyjnego i technicznego (i) elementu zębów rdzenia.

1. Stworzyć, w oparciu o bazę danych, wykresy $a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} = f(P)$ w zadanym przedziale czasu pracy z różnymi obciążeniami P;Q turbogeneratora.

2. Wyznaczyć wartości wskaźnika podstawowego $\Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ ze wzoru (1).

3. Wyznaczyć wartość wskaźnika uzupełniającego I $\alpha a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ ze wzoru (2), gdy przyspieszenie wibracji na wykresie funkcji $a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} = f(P)$ ma charakter malejący lub wskaźnika uzupełniającego II $\beta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ ze wzoru (3), gdy $a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} = f(P)$ ma charakter rosnący.

4. Z tablicy 1 wyznaczyć poziom oceny i odpowiednią korektę dla wskaźnika I lub II.

5. Wyznaczyć końcową wartość wskaźnika podstawowego zgodnie z zależnością

$$(4) \quad \Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)K} = \Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} (1 \pm m)$$

lub

$$(5) \quad \Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)K} = \Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} (1 - n)$$

gdzie: $\Delta a_{(i)kz;d(\dot{s}r)}$ – wartość bieżąca (średnia) przyspieszenia wibracji (i) elementu korpusu (odpowiednio położonego w stosunku do (i) elementu zęba) – w wysokim paśmie częstotliwości – przy danym obciążeniu P;Q (w zadanym przedziale czasu przy wszystkich obciążeniach P;Q) turbogeneratora, m lub n – wyznaczone wartości korekty z poziomu oceny wskaźnika I lub wskaźnika II w tab. 1.

Dla wyznaczenia wartości wskaźników uzupełniających I lub II z wykresów $a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} = f(P)$ lub $a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} = f(I)$ – w przypadku, gdy $a_{(i)kz;d(\dot{s}r)} = f(P)$ ma charakter rosnący – zaleca się przyjęcie regresji o równaniu $y = kx + b$ lub $y = A \exp(kx) + b$. Obliczana jest ona metodą minimalizacji odchylenia średniokwadratowego.

Program komputerowy analizy do automatycznej oceny stanu technicznego zębów rdzenia stojana turbogeneratora

Wprowadzenie

Zgodnie z opracowanym algorytmem został stworzony program komputerowy do automatycznej oceny stanu technicznego zębów rdzenia stojana turbogeneratora o nazwie „Analityzer”.

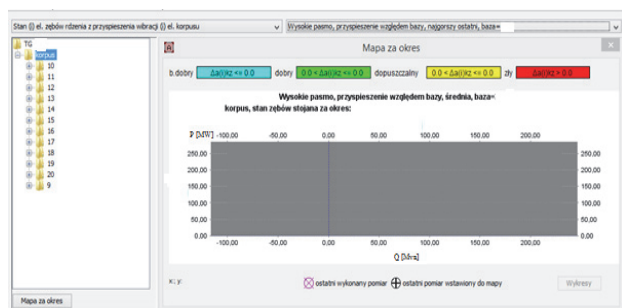
Program ten wymaga systemu operacyjnego z rodziny Microsoft Windows lub Linux i co najmniej 2 GB pamięci RAM, 30 MB wolnego miejsca na dysku twardym oraz zainstalowania środowiska uruchomieniowego java w wersji co najmniej 8.

Dane przetwarzane przez program przechowywane są w dedykowanej bazie danych udostępnianej przez serwer PostgreSQL.

Program uruchamiany jest poprzez menu systemowe (jeśli podczas instalacji taka opcja została wybrana) lub poprzez plik analityzer.jar z katalogu bin, który znajduje się w katalogu instalacji oprogramowania (jeśli rozszerzenie „jar” nie jest skojarzone z poleceniem java, należy z katalogu bin w linii zgłoszenia interpretera poleceń wydać polecenie „java-jar analityzer.jar”).

Obsługa programu

Funkcje sterowania programem Analityzer są zawarte w jego oknie głównym (rys.3) Baza danych zawiera parametry sygnałów wibracji wyznaczone na etapie gromadzenia danych z czujników pomiarowych. Parametry te wykorzystywane są przez program Analityzer do określenia stanu technicznego zębów stojana.



Rys. 3. Zawartość okna głównego programu Analityzer.

Drzewo punktów pomiarowych

Program w czasie uruchamiania łączy się z domyślną bazą danych i ładuje z niej dane dla domyślnego (oceniającego) turbogeneratora. Z lewej strony okna głównego znajduje się drzewo położenia punktów pomiarowych, którego korzeniem jest badany turbogenerator (TG), a gałęzią – gałąź „korpus” grupująca jego punkty pomiarowe 3D położone na jego korpusie (np. 10..12..17..9) – rysunek. 3. Gałąź ta związana jest z zębami rdzenia położonymi w tym samym przekroju poprzecznym i na obwodzie, wyznaczonym podziałką zegarowa, co punkty pomiarowe na korpusie. W liściach drzewa znajdują się czujniki zamocowane w punktach pomiarowych 3D (np. 11p – jest zainstalowany czujnik jednokierunkowy – promieniowy).

Mapy

Z prawej strony okna głównego znajdują się mapy dla wybranego elementu drzewa. Dla każdego jego elementu jest generowana „mapa stanu wibracyjnego (technicznego)” (i) elementu zębów, skojarzonego z danym (i) elementem korpusu drzewa. Barwne prostokąty mapy określają ogólny stan wibracyjny (techniczny) zębów dla danego punktu pracy (mocy czynnej P i biernej Q) turbogeneratora (rys. 4.). Mapy budowane są dla całego założonego okresu pracy

maszyny. Wartości punktów mapy obliczane są dla przyjętych bazowej wartości dopuszczalnego przyspieszenia wibracji korpusu a_b (np. 3,43 ms^{-2}) i progów granicznych wskaźnika podstawowego $\Delta a_{(i)kz;d}$ (np. 1,0; 2,0; 3,0).

W zależności od wybranego elementu drzewa dostępne są cztery rodzaje map przyspieszeń wibracji. Istnieje możliwość wyboru rodzaju mapy wibracji (za pomocą przycisku wyboru na pasku narzędziowym rys. 3.) dla (i) elementów zębów związanych z (i) punktem pomiarowym korpusu w kierunku:

1D (x;y;z)

- wysokie pasmo, przyspieszenie względem bazy, stan średni, baza = a_b ;

- wysokie pasmo, przyspieszenie względem bazy, stan najgorszy ostatni, baza = a_b ;

- wysokie pasmo, przyspieszenie względem bazy, stan najgorszy, baza = a_b ;

- wysokie pasmo, przyspieszenie względem bazy, stan najlepszy, baza = a_b ,

3D (wypadkowej dla x; y; z)

- wysokie pasmo, przyspieszenie względem bazy, stan średni, baza = a_b ;

- wysokie pasmo, przyspieszenie względem bazy, stan najgorszy ostatni, baza = a_b ;

- wysokie pasmo, przyspieszenie względem bazy, stan najgorszy, baza = a_b ;

- wysokie pasmo, przyspieszenie względem bazy, stan najlepszy, baza = a_b .

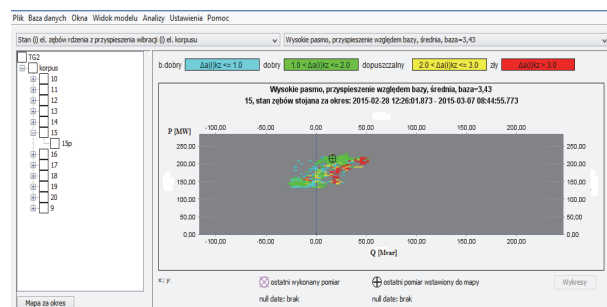
Stan techniczny (i) elementu zębów jest określany bezpośrednio z przyspieszenia wibracji – w wysokim paśmie częstotliwości – (i) elementu korpusu maszyny w punkcie pomiarowym (i).

Określenia o rodzaju mapy oznaczają na pasku narzędziowym:

- wysokie pasmo – częstotliwość $1 \text{ kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$,

- baza odniesienia – empiryczna wartość dla różnych typów maszyn (np. 3,43 dla GTHW-230),

- najgorszy; najlepszy, ostatni – wybrane przyspieszenia, w wysokim paśmie, (i) elementów korpusu ze zbioru przetworzonych danych pomiarowych.



Rys.4. Mapa wibracji piętnastego elementu zębów związanego z odpowiednim elementem korpusu w założonym okresie czasu pracy turbogeneratora

Program może tworzyć również mapy wypadkowe dla wszystkich ww. rodzajów map. W przypadku map wypadkowych zgodnie z definicją najgorszy, najlepszy itd. oznacza tworzenie takich mapy ze wszystkich najgorszych, najlepszych, itd. wartości map ich gałęzi - „dzieci”.

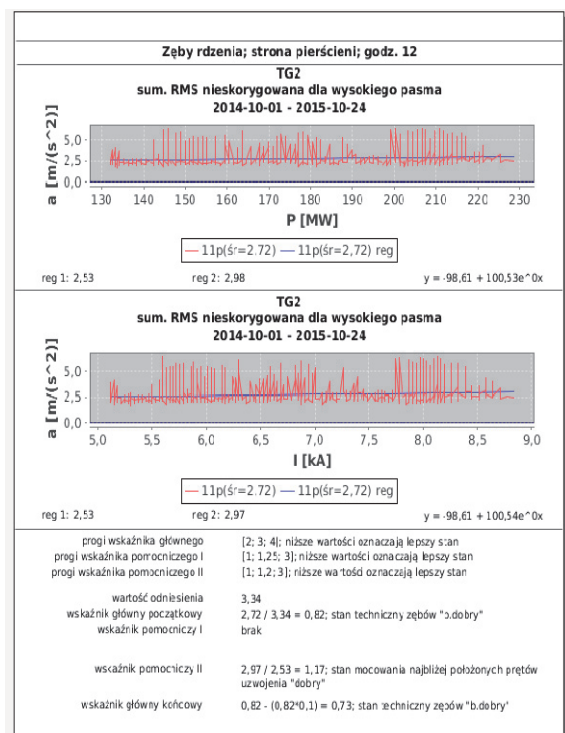
Podczas pomiarów wibracji korpusu program systematycznie tworzy i weryfikuje wszystkie rodzaje map, przy różnych obciążeniach P; Q, bez polecenia operatora, ale przy zadanych wartościach (przed pomiarami) bazy i wszystkich wskaźników oceny. Umożliwia to b. szybką ekspozycję map, co jest szczególnie ważne przy długotrwałych pomiarach, ponieważ ich generacja – na polecenie – zabiera bardzo dużo czasu.

Generowanie raportu stanu technicznego zębów

Po wybraniu z menu okna głównego "Analizy" → "Stan techniczny zębów rdzenia" pojawia się okno parametrów dla wygenerowania raportu.

Rys. 5. Okno parametrów dla analizy stanu technicznego zębów

Na rysunku 5 pokazano okno z kontrolkami, do których wprowadza się dane początkowe (startowe) do analizy: daty okresu badań, wartości progów wskaźników podstawowego, uzupełniającego I i II oraz forma raportu końcowego. Po wciśnięciu przycisku „Generuj raport” zostanie on stworzony.



Rys. 6. Przykład szczegółowego raportu oceny stanu technicznego zębów rdzenia stojana turbogeneratora o mocy 230 MW

Na rysunku 6 pokazano raport szczegółowy oceny stanu technicznego zębów rdzenia, położonych w obszarze godz. 12:00 podziałki zegarowej od str. P, jednego z turbogeneratorów o mocy 230 MW. Przedstawione są tu wartości przyspieszenia wibracji ocenianego elementu zębów w funkcji mocy czynnej jego mocy czynnej.

Na jego podstawie program wyznacza wartość wskaźnika podstawowego (głównego) oraz podejmuje decyzję dotyczącą wyznaczania wskaźnika uzupełniającego I lub II (pomocniczego). W tym przypadku wartość przyspieszenia wibracji rosła z mocą czynną i dlatego został wyznaczony wskaźnik uzupełniający II z tworzonego dodatkowo wykresu – wartość przyspieszenia wibracji w funkcji prądu stojana. Na tym rysunku podano założone wartości progów dla wszystkich wskaźników oceny oraz, wyliczone przez program, wartości wskaźnika podstawowego (głównego) początkowego i końcowego) i uzupełniającego II – korygującego wartość początkową wskaźnika podstawowego. W wierszach opisujących wartości parametrów wskaźników, program podaje ocenę stanu mocowania najbliższych położonych prętów uzwojenia – wskaźnik uzupełniający II oraz stan techniczny zębów – wskaźnik podstawowy końcowy. Może być również stworzony skrócony raport oceny stanu technicznego dla wszystkich (i) zębów rdzenia wraz z oceną ich ciśnienia prasowania oraz mocowania najbliższych położonych prętów uzwojenia stojana. Uzyskuje się to po zaznaczeniu kursorem kwadratu – z opisem „krótka forma raportu” – na planszy pokazanej na rysunku 5.

Wnioski

Metoda automatycznej oceny stanu wibracyjnego i technicznego zębów rdzenia stojana umożliwia:

- eliminowanie obciążeń elektrycznych P; Q turbogenerators (podczas jego eksploatacji), które mogą mieć istotny wpływ na poziom degradacji tej części konstrukcyjnej – na podstawie obrazu map,
- planowanie remontów stojana turbogenerators i ich zakresu – na podstawie raportów oceny.

Autorzy: dr hab. inż. Andrzej Bytnar prof. IEn, Instytut Energetyki W-wa, ul. Mory 8, 01-330 Warszawa, E-mail: Andrzej.Bytnar@ien.com.pl; dr inż. Sławomir Wróblewski, Ericsson Ericpol, ul. Sienkiewicza 175, 90-363 Łódź, E-mail: Slawomir.Wroblewski@ericsson.com

LITERATURA

- [1] Atamanov V.V. i drug.: Kontrol' sostojanija krajnich paketov aktivnoj stali turbogeneratorsa pod nagruzkoj. Električeskie Stancii, nr 6, s. 69, 2005.
- [2] Nazolin A. L., Poljakov V.I.: Osobiennosti raboty uzlov kreplenija serdecznika statora turbogeneratorsa. Električeskie Stancii nr 6, s. 62, 2007.
- [3] Nazolin A. L.: Matematičeskaja model' vibroudarnogo processa v sisteme konsol' mnogo-slojnoe uprugoe ocnovanie s frikcionnymi svojstvami. Vestnik MGUT im. Bauman. Ser. Estestviennye nauki, nr 4, 2004.
- [4] Latek W. et al.: New operating chart for large power turbogenerators. CIGRÉ 1990 Session, 26 th August – 1 st September, 11–101, s. 1, 1990.
- [5] Bytnar A.: Analiza zjawisk cieplnych i magnetycznych w częściach skrajnych stojana dużego turbogeneratorsa. Zeszyty Problemowe Maszyny Elektryczne Wyd. BOBR-ME KOMEL, Nr 92, s. 45, 2011.
- [6] Wróblewski S., Bytnar A.: Wybrane zagadnienia budowy systemu monitoringu i diagnostyki wibracyjnej turbogeneratorsów. Przegląd Elektrotechniczny nr 09a, s. 171, 2011.