

Sławomir Wróblewski
Katedra Mikroelektroniki i Technik Informatycznych Politechniki Łódzkiej
Andrzej Bytnar
Instytut Energetyki w Warszawie

ANALIZA STANU TECHNICZNEGO ZAWIESZENIA RDZENIA W KORPUSIE STOJANA TURBOGENERATORA

TECHNICAL CONDITION ANALYSIS OF THE TURBOGENERATOR CORE SUSPENSION IN THE STATOR HOUSING

Streszczenie: Omówiono procesy wibracyjne w stojanie dużego 2-biegunowego turbogeneratora oraz rozwiązania konstrukcyjne dla ograniczania efektów degradacyjnych przez nie wywoływanych. Szczególną uwagę poświęcono elastycznemu zawieszeniu rdzenia w korpusie, które powinno znacznie zmniejszać generowane w rdzeniu wibracje przenoszone na fundament maszyny. Przedstawiono wyniki analiz pomiarów wibracyjnych tego elementu w maszynach o różnej kondycji technicznej.

Opracowano i zaimplementowano algorytmy oraz odpowiednie oprogramowanie dla określania ogólnego stanu technicznego zawieszenia rdzenia oraz poszczególnych jego węzłów konstrukcyjnych. Algorytmy wykorzystują wyniki analiz pomiarów wibracji na powierzchni zewnętrznej rdzenia i korpusu stojana turbogeneratora, przy uwzględnieniu zadanych wartości kryterialnych. Ocena stanu technicznego zawieszenia jest prowadzona automatycznie z wykorzystaniem wartości wibracyjnych gromadzonych w bazie danych urządzenia diagnostycznego. Podano trzy wartości kryterialne dla średniokwadratowej wibracji w paśmie częstotliwości $10 \text{ Hz} \leq f \leq 1000 \text{ Hz}$ dla oceny stanu technicznego elastycznego zawieszenia.

Przedstawione rozwiązanie jest elementem kompleksowej inteligentnej diagnostyki stanu technicznego turbogeneratorów tworzonej na potrzeby przemysłu energetycznego.

Abstract: The paper discusses vibration processes in the stator of a large 2-pole turbogenerator and design solutions for reducing the degradative effects caused by them. Particular attention was paid to the flexible suspension of the body core, which should greatly reduce the vibration generated in the core transferred to the foundation of the machine. The results of the vibration measurement analysis of that element in machines with different technical condition were presented.

Algorithms and software application for determining the overall technical condition of the suspension components and the design of its individual nodes were developed and implemented. The algorithms use the results of the analysis of vibration measurements on the outer surface of the stator core and the generator housing, taking into account the selected criteria values. Assessment of the suspension's technical state is carried out automatically, using vibration values collected in the diagnostic device database.

There were three-level alarm thresholds adopted for RMS value of $10 \text{ Hz} \leq f \leq 1000 \text{ Hz}$ frequency range to assess technical condition of the flexible suspension. The solution is a part of a comprehensive intelligent technical condition diagnostics created for the power industry.

Słowa kluczowe: *maszyny elektryczne, wibracje, turbogeneratory, diagnostyka, systemy pomiarowe, zawieszenie turbogeneratora*

Keywords: *electrical machines, vibration, turbogenerators, diagnostic, measurement systems, turbogenerator suspension*

1. Wstęp

W czasie pracy maszyn elektrycznych w ich stojanach generowane są wibracje wywoływane siłami naciągu magnetycznego (pomiędzy wirnikiem a rdzeniem) oraz elektromagnetycznymi (pomiędzy prętami uzwojenia w żłobkach rdzenia). Zjawisko to ma szczególne znaczenie w turbogeneratorach, gdzie w rdzeniu żelaza czynnego często występują wysokie poziomy

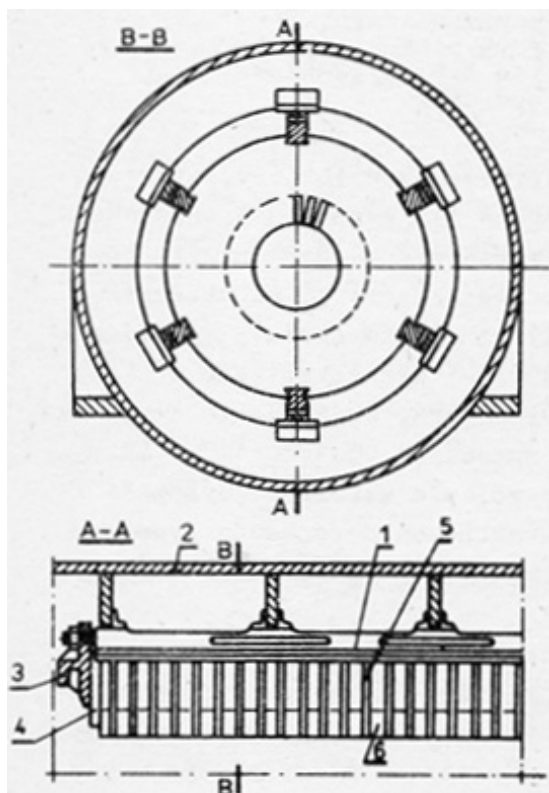
wibracji (głównie na skutek znaczącego obniżenie się jego ciśnienia prasowania), które mogą przenosić się na korpus stojana, a tym samym i na fundamenty turbozespołu i budynków (poważne zagrożenie).

We współczesnych konstrukcjach dużych turbogeneratorów 2-biegunowych, rdzeń jest zawieszony elastycznie w korpusie stojana. Ten typ zawieszenia stosowany jest w celu zmniej-

szenia wibracji przenoszonych na korpus stojana i fundament maszyny.

Stosowane są różnorodne rodzaje zawieszenia – pierścieniowe [1], belki poprzeczne [2], belki styczne [3].

Zasadę działania elastycznego zawieszenia rdzenia stojana przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Elastyczne zawieszenie rdzenia w korpusie stojana turbogenerators: 1 – belka ściągająca rdzeń z elementami elastycznego zawieszenia rdzenia w korpusie, 2 – korpus, 3 – pierścień dociskowy, 4 – płyta dociskowa, 5 – promieniowy kanał wentylacyjny, 6 – pakiet blach. [7]

Elastyczne zawieszenie jest tak zaprojektowane, aby wibracje między rdzeniem a korpusem stojana – wywoływane przez podstawową harmoniczną 100 Hz – były tłumione, co najmniej trzykrotnie (9,5 dB).

Maksymalny dopuszczalny poziom wibracji dla fundamentu określony jest w normach budowlanych [4].

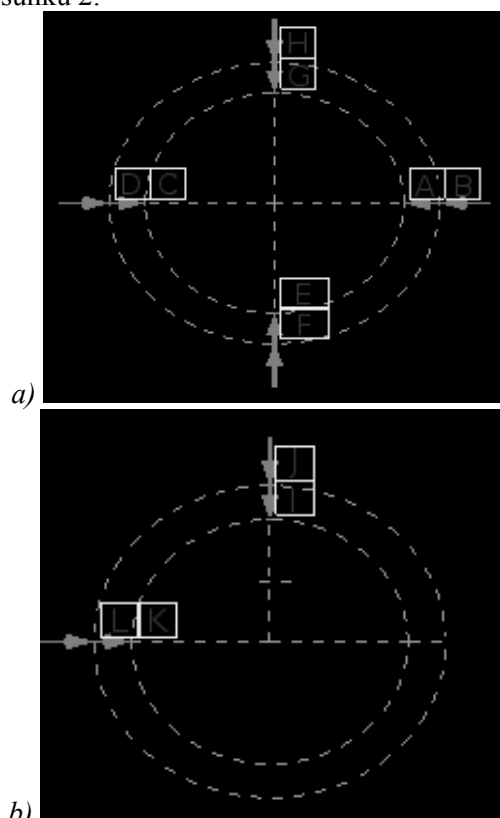
Głównym celem badań było opracowanie kryterium oceny stanu technicznego elementów zawieszenia stojana na podstawie tłumienia wibracji, przenoszonych z rdzenia na korpus, o częstotliwości $f = 100$ Hz i jej krotności oraz średniokwadratowej w paśmie $10 \text{ Hz} \leq f \leq 1000$ Hz.

2. Pomiary

Przeprowadzono pomiary wibracji na powierzchni zewnętrznej rdzenia i korpusów stojanów kilku dużych turbogeneratorów.

Przy odpowiednim rozmieszczeniu czujników (w kierunku promieniowym) na zewnętrznych powierzchniach rdzenia i korpusu stojana (w tych samych przekrojach poprzecznych i położeniach określonych podziałką zegarową) możliwe jest wyznaczenie wartości tłumienia wibracji między tymi punktami.

Punkty pomiarowe rozmieszczono, jak na rysunku 2.



Rys. 2. Rozmieszczenie czujników: a) turbogenerator I, b) turbogenerator II.

W turbogeneratorze I zainstalowano czujniki pomiarowe na zewnętrznej skrajnej powierzchni rdzenia i korpusu od strony turbiny (T); godz. 12:00; 9:00; 6:00; 3:00, zaś w turbogeneratorze II – w pobliżu połowy długości korpusu stojana; godz. 12:00; 3:00 (patrząc od strony T).

Pomiary przeprowadzono podczas eksploatacji turbogeneratorów, przy ich typowych zmiennych obciążeniach dobowych (mocą czynną i bierną).

W pomiarach wykorzystano czujniki przyspieszenia PCB 608A11 oraz system pomiarowo-diagnostyczny zaprojektowany i wykonany

w Katedrze Mikroelektroniki i Technik Informatycznych Politechniki Łódzkiej i Instytucie Energetyki w Warszawie [5, 6].

3. Przetwarzanie sygnału wibracji

Częstotliwość próbkowania sygnału wibracji ustawiona została na poziomie 16 kHz. Pojedynczy pomiar trwał 0,5 s.

W systemie pomiarowo–diagnostycznym zaimplementowano, dla analizy tłumienia, „parametryzowany automat przeliczeniowy”. Jego zadaniem było wyznaczanie, z przebiegu czasowego widma amplitudowego, tłumień wibracji, przenoszonych przez elastyczne zawieszenie rdzenia. Parametrami automatu były:

- przyspieszenie wibracji (harmoniczne częstotliwości $f = 100$ Hz i jej krotności oraz średniokwadratowe w paśmie częstotliwości $10 \text{ Hz} \leq f \leq 1000 \text{ Hz}$),
- okno czasowe (Hanning, Hamming, Flat Top, prostokątne)

Wynik był podawany w jednostkach względnych [dB; krotności].

Tłumienie dla 1 harmoniczej (100 Hz) wyznaczano zgodnie ze wzorem (1), dla pozostałych harmoniczych oraz dla wszystkich harmoniczych w rozważanym paśmie częstotliwości – zgodnie ze wzorem (2). W pomiarach nie uwzględniano opóźnienia przejścia sygnału między czujnikami.

$$T_{ph} = \frac{f_{100inner}}{f_{100outer}} \quad (1)$$

gdzie:

T_{ph} – wartość tłumienia podstawowej harmoniczej,
 $f_{100outer}$ – amplituda sygnału o częstotliwości 100 Hz zewnętrznego czujnika (umieszczonego na korpusie),
 $f_{100inner}$ – amplituda sygnału o częstotliwości 100 Hz wewnętrznego czujnika (umieszczonego na rdzeniu).

$$T_p = \sqrt{\sum_{k=10Hz}^{1000Hz} [f_{inner}(k) / f_{outer}(k)]^2}$$

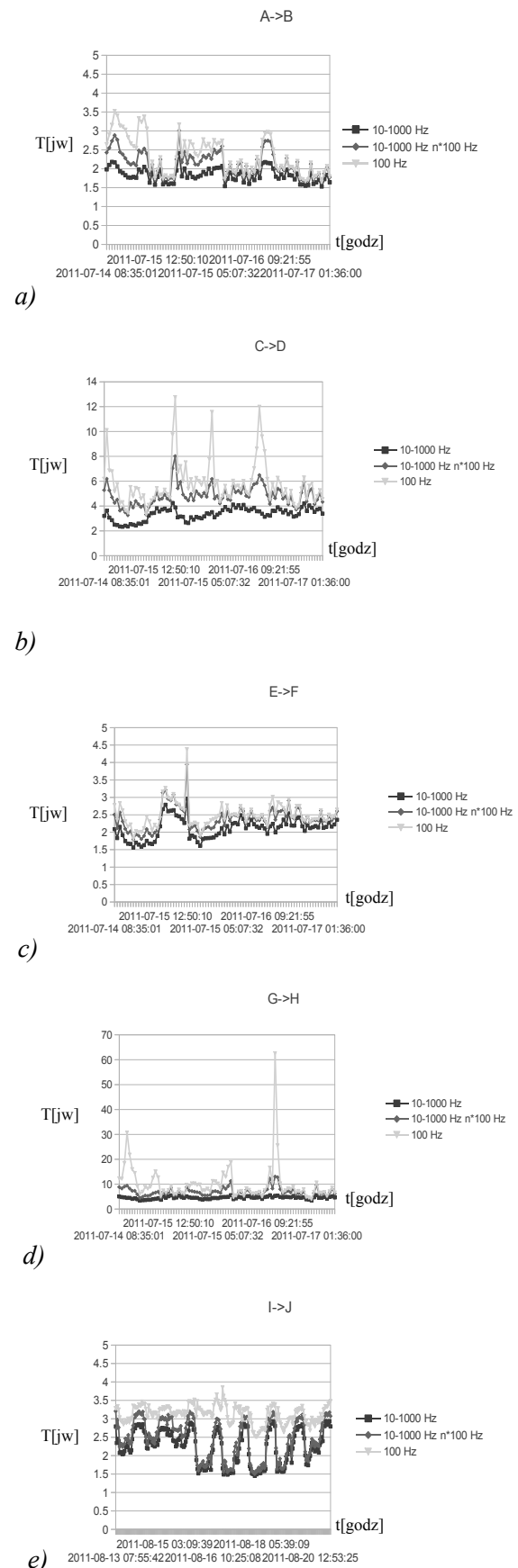
gdzie:

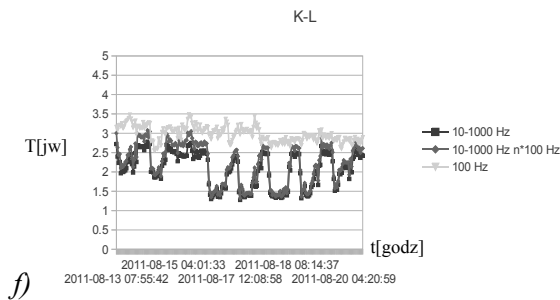
T_p – wartość tłumienia w paśmie $10 \text{ Hz} \leq f \leq 1000 \text{ Hz}$,
 f_{outer} – amplituda sygnału k-tej częstotliwości zewnętrznego czujnika (umieszczonego na stojanie),
 f_{inner} – amplituda sygnału k-tej częstotliwości wewnętrznego czujnika (umieszczonego na rdzeniu),
 k – numer składowej lub harmoniczej. (2)

4. Analiza sygnałów

4.1 Przebiegi tłumienia

Przebiegi tłumienia sygnałów w punktach pomiarowych zaprezentowano na wykresach rys. 3.

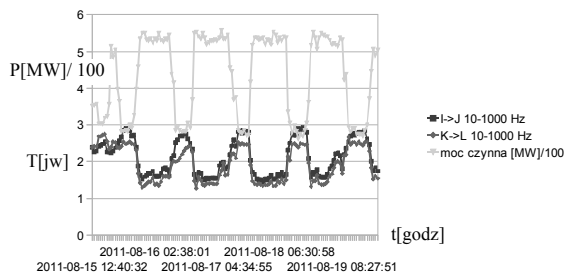




Rys. 3. Przebiegi tłumienia w punktach pomiarowych.

Z przeprowadzonej analizy wynika (rys. 3), że sumaryczne tłumienie pasmowe ($10 \text{ Hz} \leq f \leq 1000 \text{ Hz}$) jest przeważnie niższe niż tłumienie pierwszej harmonicznej i pozostałych harmonicznych w tym paśmie. Zbliżone wartości tłumienia całego pasma i harmonicznej 100 Hz (rys. 3 e, f – turbogenerator II) świadczą o małym udziale pozostałych harmonicznych w widmie wibracji, co oznacza poprawny stan węzłów zawieszenia stojana (jaskółczy ogon, belki zawieszenia, połączenie belki zawieszenia z żebrzem korpusu). Analizy przeprowadzono dla zakresów mocy biernej $-75 \div 220 \text{ Mvar}$ i czynnej $270 \div 560 \text{ MW}$.

W turbogeneratorach badanych stwierdzono istotne wahania (w funkcji czasu) współczynnika tłumienia elementów zawieszenia, przy zmianach wartości mocy czynnej i biernej (rys. 4).



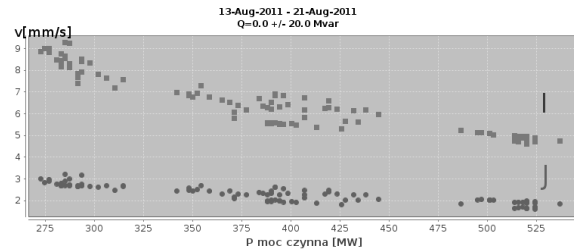
Rys. 4. Zależność przebiegów tłumienia zawieszenia od mocy czynnej i zmiennej mocy biernej turbogeneratora II.

Pasmowa analiza tłumienia (uwzględnienie wszystkich harmonicznych) umożliwia dokładną ocenę stanu technicznego elastycznego zawieszenia rdzenia stojana.

4.2 Wykresy parametryczne

W ramach badań przeprowadzono diagnostykę parametryczną.

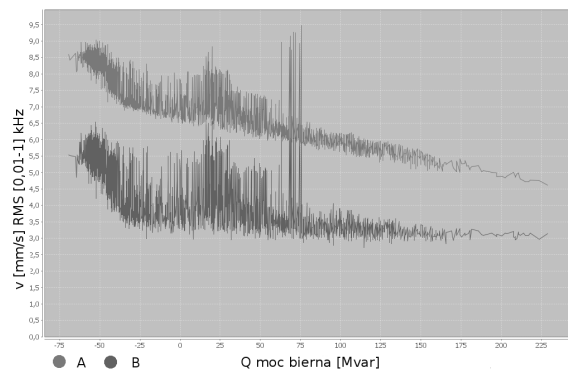
Dla punktów pomiarowych I->J wykreślono wartości wibracji w funkcji mocy czynnej przy zadanej mocy biernej (rys. 5).



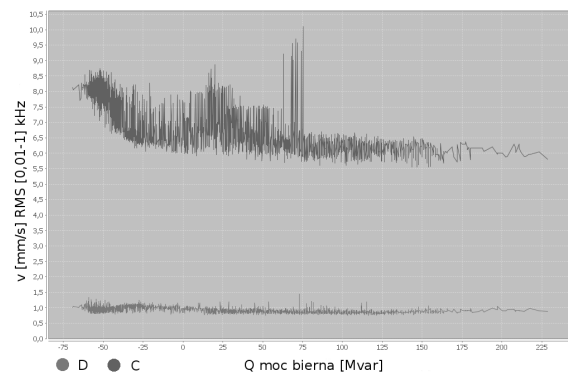
Rys. 5. Wartości wibracji w obszarze I->J w funkcji mocy czynnej turbogeneratora II.

Wykresy parametryczne zbudowano także dla dwóch obszarów pomiarowych (turbogenerator I).

a)



b)



Rys. 6. Wartości wibracji w funkcji mocy biernej turbogeneratora I w dwóch obszarach pomiarowych a) – punkty pomiarowe A i B b) – punkty pomiarowe C i D.

Z analiz wyników pomiarów wibracji rdzeni i korpusów stojanów wynika, że w węzłach konstrukcyjnych zawieszenia mogą być generowane wyższe harmoniczne wibracji (rys. 6). Odzwierciedlają one niekorzystne zmiany sztywności zawieszenia (np. nadmierne luzy pomiędzy współpracującymi elementami, pęknięcia w obszarze spawanych połączeń, zerwane połączenia śrubowe – rys.7).



Rys. 7. Zerwane połączenie śrubowe elastycznego zawieszenia rdzenia.

Stwierdzono, że częsta praca turbogeneratorsa przy identycznych wartościach mocy P ; Q może powodować – przy tych obciążeniach – znaczący wzrost wartości wibracji niektórych czynnych elementów stojana oraz zawieszenia elastycznego rdzenia (rys. 6). Pojawienia się nadmiernych luzów technologicznych w węzłach konstrukcyjnych („wybić”), pod wpływem sił magnetycznych i elektromagnetycznych wymuszających wibracje, związane jest z identycznym położeniem osi podłużnej wirnika w stosunku do osi faz uzwojenia stojana (długotrwałe podobne obciążenia $P:Q$ maszyny).

5. Wartości kryterialne dla oceny stanu technicznego zawieszenia rdzenia

Dla oceny stanu technicznego zawieszenia rdzenia w korpusie stojana turbogeneratorsa proponuje się stosować poniżej podane wibracyjne wartości kryterialne. Sformułowano je dla podobnie położonych elementów zewnętrznych jarzma rdzenia i korpusu (w przekroju poprzecznym stojana).

Stan dobry

Średniokwadratowe wartości prędkości wibracji częstotliwości $0,01 \text{ kHz} \leq f \leq 1 \text{ kHz}$, na powierzchni zewnętrznej korpusu v_{sk} , są co najmniej trzykrotnie mniejsze od odpowiednich wartości wibracji na powierzchni zewnętrznej korpusu v_{sjr} , w całym obszarze dopuszczalnych obciążeń turbogeneratorsa ($v_{sjr} < 6,67 \text{ mms}^{-1}$; 112,4 dB).

Stan przejściowo dopuszczalny

Średniokwadratowe wartości prędkości wibracji rdzenia v_{sjr} i v_{sk} są podobne. Do najbliższego remontu turbogeneratorsa (w którym przewidziana jest naprawa uszkodzonych elementów elastycznego zawieszenia rdzenia) może on pracować przy obciążeniach P ; Q , w których $v_{sk} < 0,79 v_{sjr}$ ($v_{sjr} < 6,67 \text{ mms}^{-1}$; 112,4 dB).

Stan zły

Średniokwadratowa wartość prędkości wibracji korpusu $v_{sk} > 2v_{sjr}$ (przy $v_{sjr} = 6,67 \text{ mms}^{-1}$; 112,4 dB) w całym obszarze obciążeń P ; Q

turbogeneratorsa. Turbogenerator nie powinien pracować – należy bezzwłocznie naprawić uszkodzone elementy zawieszenia.

6. Wnioski

1. Badanie tłumień elementów elastycznego zawieszenia rdzenia stojana turbogeneratorsa – w całym obszarze jego obciążeń elektrycznych – umożliwia kompleksową ocenę stanu technicznego tych elementów.
2. Analiza średniokwadratowych wibracji w paśmie częstotliwości $10 \text{ Hz} \leq f \leq 1000 \text{ Hz}$, przenoszonych przez elastyczne zawieszenie, pozwala dokładnie oceniać jego stan techniczny.
3. Zaleca się stosować wyznaczone wartości kryterialne dla oceny stanu technicznego elastycznego zawieszenia rdzenia stojana turbogeneratorsa.

6. Literatura

- [1] Patent PL 73909 B2
- [2] Patent PL 54535
- [3] Maksimov L., V.: *Vibrations of the stator of a turbogenerator with elastic suspension of the core using tangential rods*. Scientific-Research Institute of the LPÉO of the Élektrosila, Leningrad. Translated from Prikladnaya Mekhanika, Vol. 16, No. 1, pp. 94–98, January, 1980
- [4] PN-80/B-03040, PN-B-03264:2002/AP1:2004
- [5] Wróblewski, S., Bytnar A., Pietrzak P.: *Wielokanałowy system pomiarowo-analityczny online do diagnostyki wibracyjnej turbogeneratorsa*, Zeszyty Problemowe - Maszyny Elektryczne nr 4, 2011, wyd. BOBRME Komel, s. 127-132.
- [6] Wróblewski S., Bytnar A.: *Wybrane zagadnienia budowy systemu monitoringu i diagnostyki wibracyjnej turbogeneratorsów*, Przegląd Elektrotechniczny, 09a/2011
- [7] Bytnar A.: *Wybrane zagadnienia z konstrukcji i eksploatacji turbogeneratorsów*. Wydaw. Politechniki Warszawskiej, 1983.

Autorzy badań

Sławomir Wróblewski, Katedra Mikroelektroniki i Technik Informatycznych Politechniki Łódzkiej, ul. Wólczańska 221/223, 90-924 Łódź, swroble@dmcs.p.lodz.pl
Andrzej Bytnar, Instytut Energetyki Warszawa, ul. Mory 8, 01-330 Warszawa, andrzej.bytnar@ien.com.pl

Recenzent

dr hab. inż. Wacław Matulewicz

