

Jerzy Podhajecki*, Mariusz Korkosz**

*Politechnika Opolska, Opole

**Politechnika Rzeszowska, Rzeszów

ANALIZA DRGAŃ WŁASNYCH SILNIKA BLDC

MODAL ANALYSIS OF BLDC MOTOR

Abstract: The natural frequencies and mode shapes are important parameters in the design of a structure for dynamic loading conditions. Predictive modal analysis may help to avoid resonances induced by magnetic forces. In the aim of minimization vibrations and noise emitted from rotating electrical machines two approaches may be done. One is one them is increase values of natural frequencies, second one is minimizing of spectrum of forcing Maxwell forces. It would be ideally if values of first modes of stator structure is from 15-20kHz in the lowest of sensitivity of human ear. It allows also to act some other parameters of the converter of the supply to avoid amplification of the vibrations. In this paper two methods is used to determine modal parameters are found. The first one uses a finite element method and the second one uses experimental modal analysis and make use of an impact hammer technique. The stator of the BLDC motor has a natural frequency. The mode shapes and natural frequencies depend on the machine geometry and material properties. Also, the effect of the stator mounting on the natural frequencies and mode shape is examined. Two models is used, first two-dimensional and second three-dimensional mechanical finite element model. Conclusions were put.

1. Wstęp

Celem analizy modalnej jest wyznaczenie częstotliwości własnych silnika, które są ważnym parametrem w projektowaniu obiektu, poddanego działaniu obciążeń zmieniających się w czasie. Jest to potrzebne do sprawdzenia, czy wartości częstotliwości drgań własnych i sił magnetycznych nie są do siebie zbliżone, co prowadziłoby do zwielokrotnienia drgań i hałasu powstałych w wyniku zjawiska rezonansu.

W celu minimalizacji drgań i hałasu pożądane jest zwiększenie częstotliwości własnych oraz minimalizacja spektrum sił magnetycznych. Idealnie byłoby, aby rozważana konstrukcja silnika miała częstotliwości własne, dla których mody pierwszych rzędów najbardziej narażone na pobudzenie przez siły magnetyczne były z zakresu 15-20 kHz, w obszarze dla którego wrażliwość człowieka na drgania jest najmniejsza.

W przypadku zasilania maszyn elektrycznych za pomocą przekształtnika, znając częstotliwości własne, można tak dobrać parametry zasilające, aby uniknąć wzmocnienia drgań [1]. Jest kilka sposobów obliczania częstotliwości własnych. Pierwszą możliwością jest wyznaczenie analityczne za pomocą wzorów Jordana; drugą - jest użycie metody elementów skończonych. Trzecim sposobem jest eksperymentalne wyznaczenie częstotliwości własnych za pomo-

cą tzw. testu Hammera, generatora lub wzbudzenia elektromagnetycznego [1].

Konstrukcja i rodzaj użytych materiałów wpływa na wielkość drgań stojana. Wzrost sztywności wpływa na zwiększenie częstotliwości własnych i współczynnika tłumienia. Parametry konstrukcyjne silnika takie jak promień rdzenia stojana i obudowy, wysokość i szerokość zębów stojana, wysokość silnika wpływają na jego parametry wibroakustyczne. Na wartości i postaci drgań własnych ma wpływ również podłoże na jakim znajduje się silnik. Jeden rodzaj zamocowania to taki, w którym silnik zawieszony jest na elastycznych sprężynach. Drugi rodzaj to taki, w którym silnik jest sztywno zamocowany do fundamentu. Pierwszemu przypadkowi w analizie numerycznej odpowiada brak zadanych warunków brzegowych, drugi natomiast odpowiada przypadkowi, w którym zadane są zerowe warunki przemieszczeniowe na łapach silnika.

Wyznaczenie drgań i postaci drgań własnych wykonane zostanie za pomocą metody elementów skończonych (MES) z użyciem modeli dwu- i trójwymiarowych zawierających stojan maszyny (rdzeń + obudowa) oraz pełny model silnika (rdzeń + obudowa + uzwojenia + wirnik + tarcze łożyskowe).

2. Założenia analizy modalnej

W metodzie elementów skończonych równanie nieliniowe, swobodnych ($C = 0$, $f = 0$) drgań ma postać [1]:

$$\{\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}\} \{\chi\} = 0 \quad (1)$$

gdzie:

\mathbf{K} i \mathbf{M} to odpowiednio macierz sztywności i mas. Rozwiązaniem równania (1) w postaci $f = \omega/2\pi$ i $\{\chi\}$ są odpowiednio: drgania własne i (uogólnione) przemieszczenie.

Do analizy modalnej za pomocą metody elementów skończonych zbudowano modele zawierające następujące elementy konstrukcyjne: rdzeń, uzwojenia, obudowę z żebrami i łapy silnika tworząc dwa modele: dwuwymiarowy (2D) i trójwymiarowy (3D). Pominięto natomiast pokrywę skrzynki zaciskowej wraz z jej zawartością.

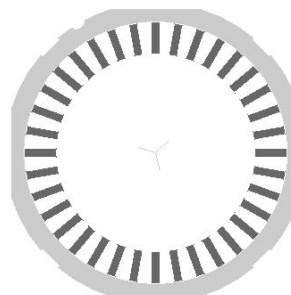
Stosując program Ansys wyznaczono drgania własne modelu dla różnych stopni uszczegółowienia modelu silnika. Tym samym określono wpływ dodatkowych elementów konstrukcyjnych modelu na zmianę częstotliwości drgań własnych. W obliczeniach zastosowano typowe właściwości materiałowe dla większości elementów konstrukcji silnika. Jednym wyjątkiem są uzwojenia stojana silnika z uwagi na swoją specyfikę. Uzwojenia zostały uwzględnione przez użycie zastępczych parametrów materiału kompozytowego złożonego z miedzi i izolacji żłobkowej przyjmując, że zastępcze wartości materiałowe wynoszą: moduł Young'a – $E = 1e^{10}$ Pa, gęstość – $\rho = 5000$ kg/m³ oraz współczynnik Poisson'a – $\nu = 0.3$ [2].

Nałożono dwa rodzaje warunków brzegowych na przemieszczenia w węzłach modelu dyskretnego łap silnika BLDC. Pierwszy zakłada zerowe warunki przemieszczeniowe na łapach silnika w miejscach kontaktu z podłożem, drugi – brak warunków brzegowych.

3. Modalna analiza numeryczna

3.1. Analiza modalna stojana

W trakcie obliczeń elektromagnetycznych bardzo często upraszcza się model stojana silnika modelując jego rdzeń w postaci pierścieniowej. W badanym przypadku stojan silnika zawiera liczne wycięcia (rys. 1).



Rys. 1. Model stojana badanego silnika

Dla porównania wpływu uproszczenia modelu wyznaczano częstotliwości drgań własnych dla modelu uproszczonego i bez uproszczeń.

W tabeli 1 zamieszczono częstotliwości własne stojana uzyskane dla modelu uproszczonego (2D_1 i 3D_1) oraz pełnego (2D_2 i 3D_2).

Tabela 1. Częstotliwości drgań własnych modelu 2D i 3D stojana badanego silnika BLDC 36/6

Lp.	2D_1 [Hz]	2D_2 [Hz]	3D_1 [Hz]	3D_2 [Hz]
1	1387	1032	1352	1054
2	1389	1284	1353	1272
3	-	-	2506	2083
4	-	-	2508	2490
5	3714	3130	3617	3142
6	3720	3167	3623	3166
7	-	-	5655	5111
8	-	-	5658	5133
9	6610	5383	6439	5389
10	6620	5984	6444	6000

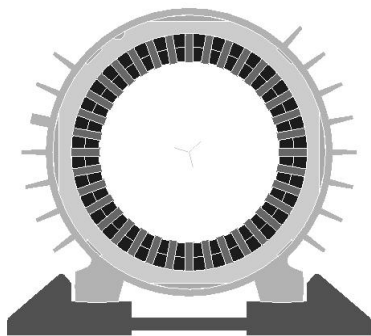
Zastosowanie uproszczenia modelu stojana pokazanego na rysunku 1 jest akceptowalne z punktu widzenia obliczeń elektromagnetycznych. Jednak w przypadku obliczeń mechanicznych zastosowanie modelu uproszczonego wprowadza już znaczące różnice w częstotliwościach drgań własnych stojana (Tabela 1).

3.2. Modalna analiza numeryczna stojana z obudową

Na rysunku 2 pokazano model silnika BLDC uzupełniony o obudowę. Dla modelu 2D przeprowadzono analizę w trzech przypadkach:

- stojan z uzwojeniami (2D_1),
- stojan z obudową (2D_2),
- stojan z uzwojeniami i obudową (2D_3).

Wyniki obliczeń zamieszczono w tabeli 2.



Rys. 2. Model 2D badanego stojana z obudową i łapami

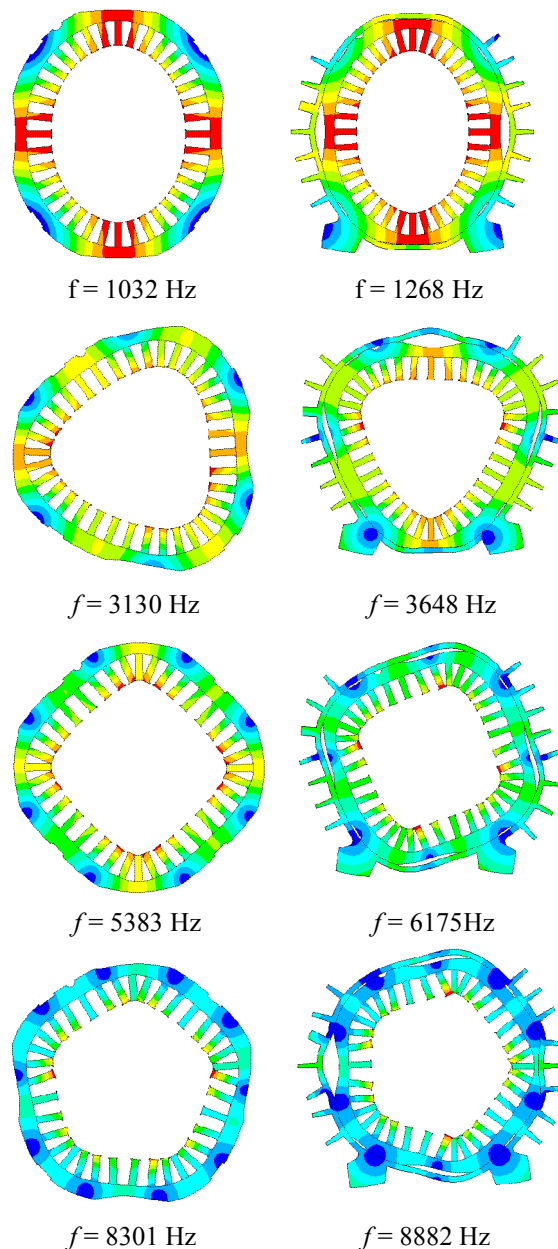
Tabela 2. Częstotliwości drgań własnych stojana badanego silnika BLDC 36/6 z uzwojeniami (2D_1), z obudową (2D_2) oraz z uzwojeniami i obudową (2D_3)

Lp.	2D_1 [Hz]	2D_2 [Hz]	2D_3 [Hz]
1	2149	1392	2205
2	2273	1569	2446
3	5679	3482	4582
4	5703	4011	5574
5	9743	4198	5843
6	10097	5743	6839
7	11155	6377	9168
8	14593	7456	10295
9	14645	8762	10388
10	16349	9212	10761

Uwzględnienie uzwojeń spowodowało zmianę wartości częstotliwości drgań własnych modelu (zwiększenie masy modelu). Obudowa stojana wprowadza dodatkowe częstotliwości drgań własnych, których brak w przypadku analizy samego stojana.

Wzrost stopnia uszczegółowienia modelu stojana silnika nawet w analizie 2D powoduje pojawianie się dodatkowych częstotliwości drgań własnych. Mody drgań własnych, których postać ma kształt eliptycznego odkształcenia stojana pokazane zostały na rysunku 3. Te postacie drgań mogą być szczególnie narażone na pobudzenie przez siły Maxwella działające w kierunku radialnym.

Analizując otrzymane mody drgań widać dla wszystkich przypadków dużą zależność postaci i wartości drgań własnych od warunków brzegowych. Wpływ ten zwiększa się wraz ze wzrostem wartości analizowanej częstotliwości [3].

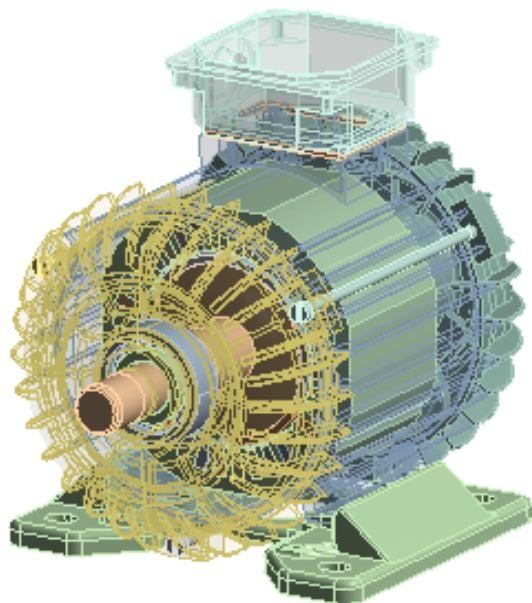


Rys. 3. Wybrane postacie drgań własnych modelu 2D samego rdzenia i rdzenia z obudową bez łap

3.3. Modalna analiza numeryczna modelu 3D

Model 2D zazwyczaj nie uwzględnia wielu szczegółów konstrukcyjnych takich jak np. tarcze łożyskowe, śruby ściągające czy też zmiany w kształcie łap silnika. Na rysunku 4 pokazano kompletny model 3D badanego silnika BLDC. Zawiera on praktycznie wszystkie elementy konstrukcyjne silnika. W odniesieniu do modelu płaskiego model 3D zawiera kompletny wirnik z łożyskowaniem. Uzwojenia silnika zostały zamodelowane w sposób uproszczony podobnie jak w przypadku modelu

2D. Połączenia czołowe uzwojeń uwzględniono w postaci mas pozornych.



Rys. 4. Kompletny model 3D badanego silnika

Analizę 3D przeprowadzono w dwóch przypadkach:

- bez warunków brzegowych (3D_1),
- z warunkami brzegowymi zadanymi na łapach silnika (3D_2).

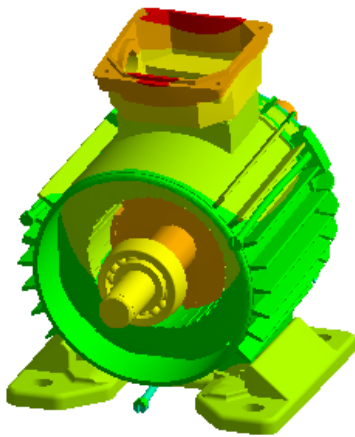
W tabeli 3 pokazano pierwszych 60 częstotliwości własnych badanego modelu 3D dla analizowanych przypadków. Duży stopień uszczegółowienia modelu wprowadził znaczną liczbę rozwiązań. Wiele częstotliwości rezonansowych związanych jest ze śrubami ściągającymi. Również wiele częstotliwości rezonansowych wprowadza podstawa skrzynki zaciskowej. W modelu 3D uzyskano wartości częstotliwości dla pierwszych postaci drgań, które nie występują w modelu 2D zawierającym tylko obudowę i uzwojenia.

Na rysunkach 5 - 8 pokazano przykładowe wyniki wybranych modów modelu silnika. Dla poprawienia widoczności usunięto jedną z tarcz łożyskowych.

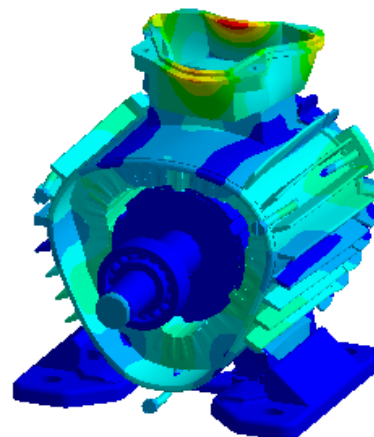
Uzyskane kształty modów dla pełnego modelu 3D różnią się od tych uzyskanych na bazie modelu 2D, które są znacznie bardziej czytelne. Wartości częstotliwości własnych i kształty modów zależą od przyjętych warunków brzegowych (Tabela 3).

Tabela 3. Częstotliwości drgań własnych modelu 3D

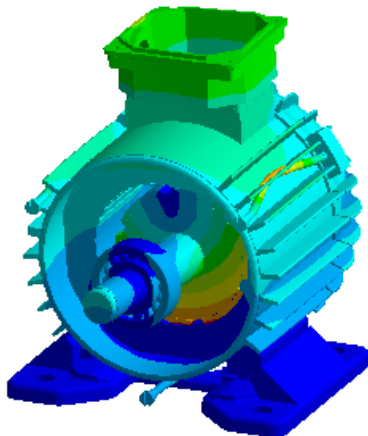
Lp.	3D_1	3D_2	Lp.	3D_1	3D_2
1	219	534	31	4987	5289
2	229	543	32	4996	5307
3	254	1041	33	5078	5395
4	1495	1052	34	5113	5443
5	1499	1299	35	5120	5671
6	1596	1390	36	5286	6148
7	1684	1673	37	5306	6369
8	1892	1896	38	5395	6392
9	1898	1902	39	5590	6484
10	1920	1911	40	5924	6607
11	1931	1920	41	6104	6829
12	1937	1935	42	6149	6953
13	1967	1960	43	6333	7112
14	2219	2092	44	6449	7376
15	2579	2474	45	6476	7590
16	2615	2547	46	6566	7719
17	2689	2863	47	6610	7935
18	2858	3082	48	6812	8063
19	2965	3238	49	7122	8106
20	3067	3300	50	7152	8349
21	3247	3377	51	7200	8405
22	3282	3574	52	7539	8504
23	3304	3618	53	7654	8627
24	3459	3752	54	7676	8672
25	3525	3958	55	7870	8707
26	3712	4280	56	7965	8902
27	3721	5020	57	8070	8984
28	4134	5079	58	8106	9173
29	4294	5123	59	8196	9216
30	4963	5147	60	8240	9380



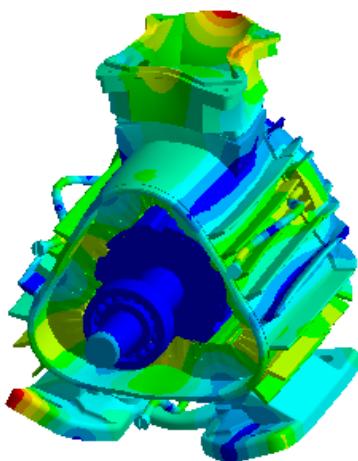
Rys. 5. Wynik analizy modalnej modelu bez warunków brzegowych – $f = 1596$ Hz



Rys. 8. Wynik analizy modalnej modelu z warunkami brzegowymi – $f = 6148$ Hz



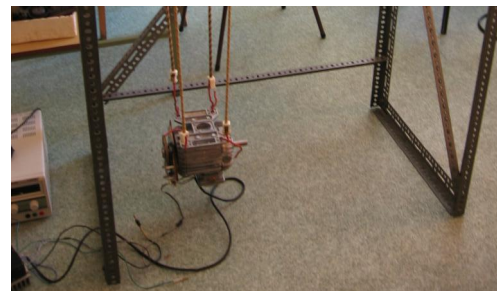
Rys. 6. Wynik analizy modalnej modelu z warunkami brzegowymi – $f = 1390$ Hz



Rys. 7. Wynik analizy modalnej modelu bez warunków brzegowych – $f = 6104$ Hz

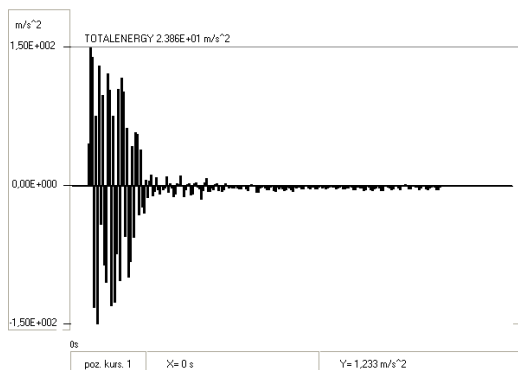
4. Wyniki badań laboratoryjnych

W rozważanym przypadku do eksperymentalnego wyznaczenia drgań własnych zastosowano test Hammera, który polega na pobudzeniu badanego układu do drgań w wyniku uderzenia młotkiem. Czas trwania wymuszenia jest stosunkowo krótki i może być porównywany do impulsu Diraca. Do pomiarów wykorzystano akcelerometr i analizator spektralny. Pozwoliło to zaobserwować odpowiedź rozpatrywanego układu. Widok silnika w trakcie pomiarów pokazano na rysunku 9.

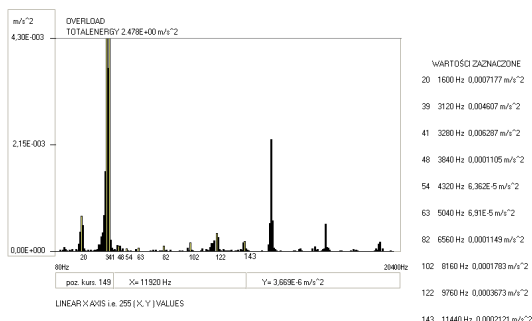


Rys. 9. Widok silnika na stanowisku pomiarowym

Na rysunkach 10 - 11 pokazano odpowiednio zarejestrowane przyspieszenie (rys. 10) i spektrum harmoniczných odpowiedzi na wymuszenie udarowe (rys. 11).



Rys. 10. Zarejestrowane przyspieszenie na wymuszenie udarowe badanego silnika



Rys. 11. Spektrum harmonicznych odpowiedzi silnika na wymuszenie udarowe

W trakcie eksperymentu uzyskano następujące częstotliwości drgań własnych w Hz: 240 (254), 1600 (1596), 3120 (3067), 3280 (3282), 4320 (4294), 5040 (5078), 6560 (6566), 8160 (8196), 9760 (9761), 11440 (11427), 13040 (12998), 16320 (16336), 19600 (19608). Wartości podane w nawiasach są to wartości uzyskane na podstawie analizy numerycznej 3D_1 (Tabela 3).

Pomiary przyspieszenia drgań przeprowadzono tylko dla jednego położenia czujnika przyspieszenia, tak jak pokazano na rysunku 9. Dla uzyskania dokładniejszych wyników eksperyment należy powtórzyć umieszczając czujnik w różnych miejscach obudowy stojana.

5. Wnioski

W artykule zastosowano analizę numeryczną i eksperymentalną do przeprowadzenia analizy modalnej. W analizie numerycznej wykorzystano metodę elementów skończonych, natomiast w analizie eksperymentalnej zastosowano metodę testu Hammera do wyznaczenia częstotliwości drgań własnych badanego silnika. Wszystkie wyznaczone eksperymentalnie czę-

stotliwości znajdują się w okolicach częstotliwości własnych uzyskanych na podstawie numerycznej analizy modalnej modelu 3D.

Uzwojenia mają większy wpływ na macierz masową w równaniu drgań (1) niż na składnik macierzy sztywności, powodując jej zwiększenie. Podobnie jest w przypadku wirnika, który jako masa skupiona jest oparty na łożyskach zwiększając masę i gęstość układu.

W artykule przedstawiono również wpływ różnych warunków brzegowych (zamocowania silnika) na wartości i postaci drgań. Pokazano, że zamocowanie poprzez to, że wpływa na usztywnienie konstrukcji wpływa na wartości i postaci drgań własnych oraz może wprowadzać dodatkowe nowe częstotliwości rezonansowe, których nie posiada silnik wiszący na elastycznych sprężynach.

7. Literatura

- [1] Lecointe J.P., Romary R., Brudny J.F., Czaplą T.: *Five methods of stator natural frequency determination: case of induction and switched reluctance machines*, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 18, Issue 5, Sept. 2004, pp. 1133-1159
- [2] Witczak P.: *Wyznaczanie drgań mechanicznych silnika indukcyjnego wywołanych siłami magnetycznymi*, 1995, Politechnika Łódzka (rozprawa habilitacyjna)
- [3] Kasperski M.: *Drgania własne i wymuszone silnika reluktancyjnego przelączalnego*. Praca doktorska, Politechnika Łódzka, 1996
- [4] Karkosiński D.: *Zjawiska wibroakustyczne w asynchronicznych silnikach klatkowych*, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej (rozprawa habilitacyjna), 2006
- [5] Bialik J., Zawilak J., *Drgania własne konstrukcji dwubiegowego silnika synchronicznego*, Zeszyty Problemowe BOBRME, Nr 80, 2008, ss. 193-198

Autorzy

Mgr inż. Jerzy Podhajecki,
e-mail: jerzypodh@wp.pl
Politechnika Opolska,
Wydział Elektrotechniki, Automatyki i Informatyki
ul. Luboszycka 7, 45-036 Opole

Dr inż. Mariusz Korkosz,
e-mail: mkosz@prz.edu.pl
Politechnika Rzeszowska
Wydział Elektrotechniki i Informatyki
ul. W. Pola 2, 35-959 Rzeszów