

Tomasz BARSZCZ^{*}, Jacek URBANEK

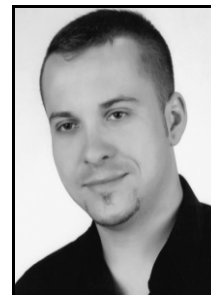
^{*}AKADEMIA GÓRNICZO HUTNICZA IM. STANISŁAWA STASZICA W KRAKOWIE, KATEDRA ROBOTYKI I MECHATRONIKI, WIMIR Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

Dynamiczny pomiar mocy mechanicznej maszyn wirnikowych**Dr hab. inż. Tomasz BARSZCZ**

Absolwent Wydziału Elektroniki Politechniki Gdańskiej (1993 r.). Stopień doktora habilitowanego nauk technicznych uzyskał w 2009 r. na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH, gdzie od 2000 r. pracuje jako adiunkt w Katedrze Robotyki i Mechatroniki. Doświadczenie zawodowe zdobył m.in. w ABB Zamech oraz ALSTOM Power. Autor wielu publikacji oraz książek z dziedziny diagnostyki maszyn. Opracowane pod jego kierunkiem systemy monitorują kilkaset maszyn w kilkunastu krajach.

e-mail: tbarszcz@agh.edu.pl**Mgr inż. Jacek URBANEK**

Absolwent Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH (2009 r.). Obecnie doktorant w Katedrze Robotyki i Mechatroniki WIMIR AGH. Swoje zainteresowania naukowe i zawodowe ukierunkował w stronę praktycznych zagadnień diagnostyki maszyn. Współautor podręcznika wibrodiagnostyki maszyn (2008 r.).

e-mail: urbanek@agh.edu.pl**Streszczenie**

Moc mechaniczna jest wielkością niosącą wiele informacji na temat stanu technicznego maszyn wirnikowych. Szczególnie użyteczny dla maszyn wirnikowych jest dynamiczny pomiar mocy mechanicznej. Może on mieć m.in. zastosowanie do wykrywania przeciążeń turbogeneratorów. W artykule przedstawiono koncepcję dynamicznego pomiaru mocy mechanicznej za pomocą pomiaru kąta skręcenia wału. Pomiar zrealizowano poprzez analizę impulsów z dwóch tarcz zamontowanych na obu końcach wału maszyny. Dzięki temu możliwy jest dokładny pomiar zarówno zmian prędkości obrotowej, jak i pomiar kąta skręcenia wału, a co za tym idzie – mocy mechanicznej. Przedstawiono sposób pomiaru mocy z uwzględnieniem kompensacji niedokładności wykonania tarcz impulsowych. Z wyników uzyskanych na stanowisku laboratoryjnym wynika, że zaproponowana koncepcja pomiaru momentu obrotowego na wale i mocy mechanicznej daje wyniki zgodne z pomiarami referencyjnymi. Przedstawiono wyniki pomiarów w stanach ustalonych i przejściowych. Dużą zaletą metody jest jej niski koszt oraz duża dokładność.

Słowa kluczowe: pomiar, moc mechaniczna, kąt skrętu, diagnostyka.

Dynamic measurement of mechanical power of rotating machinery**Abstract**

Mechanical power carries many information about the technical state of rotating machinery. Dynamic measurement of the mechanical power is especially important. It may be applied to detection of overloads in turbogenerators. The paper presents the idea of mechanical power measurement by the measurement of the angular twist of the shaft. The measurement is based on analysis of pulses from two disks, installed at two ends of the shaft line. It gives accurate information about changes of the rotational speed as well as the twist angle of the shaft, and – the mechanical power. The paper presents the method of power measurement with compensation of disk inaccuracies. Results measured on the test rig show that the proposed concept of mechanical power measurement is practically equal to the reference electric power measurements. The paper presents results for both static and transient states. Important advantage of the method is its low cost and high accuracy.

Keywords: measurement, mechanical power, twist angle, diagnostics.

1. Wstęp

Moc mechaniczna jest wielkością niosącą bardzo wiele informacji na temat stanu technicznego maszyn wirnikowych. Szczególnie użyteczny w diagnostyce jest dynamiczny pomiar mocy mechanicznej. Może on pozwolić na wykrywanie poważnych uszkodzeń, takich jak: pęknięcia łopatek, pęknięcia wału, uszkodzenia uzwojeń generatora [1, 2].

Podstawowymi metodami uzyskania informacji o przenoszonej mocy mechanicznej jest metoda pośrednia poprzez pomiar mocy elektrycznej, oraz metoda bezpośrednia pomiaru przenoszonego momentu mechanicznego.

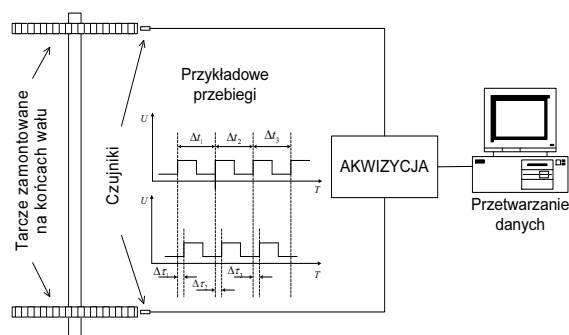
Najbardziej rozpowszechniony pomiar bezpośredni realizowany za pomocą naklejanych czujników tensometrycznych wiąże się z problemem transmisji sygnału, gdyż układ pomiarowy wiruje wraz z wałem [3]. Zaprezentowane rozwiązanie nie posiada niedogodności powyższej metody. Jednocześnie charakteryzuje się wysoką dokładnością, przy niskim stopniu złożoności.

Prace opisane w niniejszym artykule są rozwinięciem koncepcji zaproponowanych w [2, 4]. Celem niniejszej metody jest przede wszystkim dynamiczny pomiar mocy mechanicznej, co nie było przedmiotem wspomnianych prac.

2. Przyjęta koncepcja pomiaru

Jedną z metod pomiaru momentu mechanicznego na wale, jest metoda pomiaru kąta skręcenia wału i wyliczenie momentu na tej podstawie. Autorzy proponują, aby kąt skręcenia wyznaczyć poprzez umieszczenie dwóch tarcz impulsowych na końcach odcinka wału i pomiar zmian przesunięcia fazowego generowanych impulsów.

Uproszczoną koncepcję przykładowego układu pomiarowego przedstawia rys. 1.



Rys. 1. Koncepcja układu pomiarowego
Fig. 1. Idea of the measurement system

Głównymi czynnikami wpływającymi, na jakość wyników są:

- dokładność pomiaru odstępów czasu,
- częstość wykonywania pomiarów

Dużą zaletą proponowanego rozwiązania jest możliwość wykorzystania istniejących źródeł sygnału. W przypadku turbospełnów energetycznych źródłem takim mogą być koła impulsowe (najczęściej o 60 zębach) do czujników indukcyjnych, które są wykorzystywane jako sygnały wejściowe regulatora prędkości obrotowej.

3. Algorytmy przetwarzania danych

Dane odczytane podczas sesji pomiarowej mają postać dwóch ciągów liczb, których wartości odpowiadają czasom pomiędzy

kolejnymi zbrozami na jednej tarczy, oraz czasem pomiędzy odpowiednimi zbrozami obydwu tarcz.

Na ich podstawie należy wyznaczyć wartość kąta skręcenia wału $\Delta\alpha$ na odcinku pomiędzy tarczami.

$$\Delta\alpha = \frac{\Delta\tau}{\Delta t} \beta - \alpha_0 \quad (1)$$

gdzie:

β - kąt pomiędzy wrębami na tej samej tarczy

α_0 - względny kąt między tarczami po obu stronach wału

$\Delta\alpha$ - zmiana kąta między tarczami po obu stronach wału

$\Delta\tau$ - czas pomiędzy wrębami po obu stronach wału

Δt - czas pomiędzy kolejnymi wrębami na tej samej tarczy

Przy założeniu, iż tarcza posiada $N=60$ wrębów, przesunięcie między wrębami na jednej tarczy będzie wynosiło:

$$\beta = \frac{360^\circ}{60} = 6^\circ \quad (2)$$

Dodatkową informacją otrzymaną z dokonanych pomiarów jest wartość prędkości obrotowej wyznaczana z częstotliwością generowania impulsów enkodera.

$$n = \frac{1}{N \cdot \Delta t} \quad (3)$$

Na podstawie prostych zależności wyznaczyć można rzeczywistą moc przenoszoną przez wał dla poszczególnych punktów pracy.

$$P = \frac{M \cdot n}{9549,3} \quad (4)$$

gdzie:

P - moc, kW,

M - moment mechaniczny przenoszony na wale, Nm,

n - prędkość obrotowa wału, obr/min.

Moment skręcający na wale ma postać:

$$M = \frac{G \cdot J \cdot \varphi}{l} \quad (5)$$

gdzie:

G - moduł Kirchhoffa, GPa,

J - osiowy moment bezwładności przekroju wału, mm⁴,

φ - kąt skręcenia wału na długości l , rad,

l - długość rozpatrywanego odcinka wału, m.

Należy zauważyć, że φ odpowiada wyznaczonej wartości $\Delta\alpha$ wyrażonej w radianach.

Ze względów technicznych jak i ekonomicznych nie jest możliwe idealne wykonanie tarcz, w związku z tym otrzymane przebiegi są zniekształcone. Powoduje to pojawienie się, w wynikach pomiarów, fluktuacji prędkości, które tak na prawdę nie mają miejsca.

Aby wyeliminować to zjawisko, należy dla każdej z tarcz wyznaczyć wektor współczynników kalibracyjnych i uwzględnić go podczas późniejszych pomiarów. Do przeprowadzenia tej procedury konieczna jest znajomość fazy obrotu wału. Można to osiągnąć poprzez wykorzystanie dodatkowego czujnika, tzw. znacznika fazy.

Można jednak zastosować metodę alternatywną, która polega na tym aby tak zmodyfikować tarcze impulsowe, aby jeden z odczytów znacząco różnił się od pozostałych. Taki odczyt może być

wtedy traktowany, jako punkt odniesienia przy wyznaczaniu współczynników kalibracji, a następnie ich stosowaniu.

Podstawowym warunkiem przy wyznaczaniu wektora kalibracyjnego, jest praca w ustalonych warunkach. Należy zebrać dane, z co najmniej z kilku obrotów. Uśredniając te dane, można zniwelować wpływ innych czynników, takich jak na przykład drgania czujników. Współczynnik kalibracyjny dla i -tego znacznika na tarczy będzie miał postać:

$$\phi_i = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N T_n}{T_i} \quad (7)$$

gdzie:

T_n - rzeczywisty czas trwania i -tego impulsu

T_i - średni czas trwania i -tego impulsu

N - ilość znaczników na tarczy

Aby skalibrować sygnał należy odczytane wartości przemnożyć przez odpowiednie współczynniki kalibracyjne. Każdy z odczytanych czasów musi być przemnożony przez indywidualny współczynnik odpowiadający temu impulsowi.

Uzyskana w ten sposób dokładność pomiarów może zostać uznana za dostateczną.

4. Możliwości metody

W celu oszacowania możliwości metody przeprowadzono analizę dokładności dla turbosespołu energetycznego o mocy 200 MW. Rząd wielkości kątów skręcenia wałów turbospełów nominalnie wynosi około 10^{-3} rad [4]. Przy prędkości 3000 obr/min, co odpowiada częstotliwości 50 Hz, wał obróci się o powyższy kąt w czasie:

$$\frac{10^{-3}}{2\pi} \cdot \frac{1}{50 \text{ Hz}} \approx 3,2 \text{ ms} \quad (8)$$

Aby wykryć mniejsze zmiany kąta skręcenia, oraz poprawnie oddać ich charakter należy dysponować około 100 razy większą rozdzielczością, czyli ok. 40 μ s. W związku z tym, aby uzyskać zamierzoną dokładność, częstotliwość pracy zegara użytego do odmierzenia czasu pomiędzy impulsami powinna wynosić minimum 25 MHz.

Do akwizycji została wybrana karta pomiarowa posiadająca dwa niezależne liczniki taktowane zegarem $f_{CLK}=80$ MHz. Rozdzielczość czasowa pomiaru odległości pomiędzy zbrozami sygnału wynosi:

$$\Delta T_{CLK} = \frac{1}{f_{CLK}} = 12,5 \text{ ns} \quad (8)$$

Aby wyliczyć dokładność metody założono, że wał badanej maszyny obraca się z maksymalną prędkością 3000 obr/min, czyli $f_{OBR} = 50$ Hz. Przy ilości impulsów na obrót na poziomie $N=60$, dokładność wyznaczania okresu pomiędzy impulsami wynosi:

$$\Delta T_{CLK} \cdot f_{OBR} \cdot N = 37,5 \cdot 10^{-6} \approx 4 \cdot 10^{-3} \% \quad (10)$$

Z taką dokładnością wyznaczana jest również prędkość obrotowa. Rozdzielczość kątowa, jaką można uzyskać omawianą metodą wynosi:

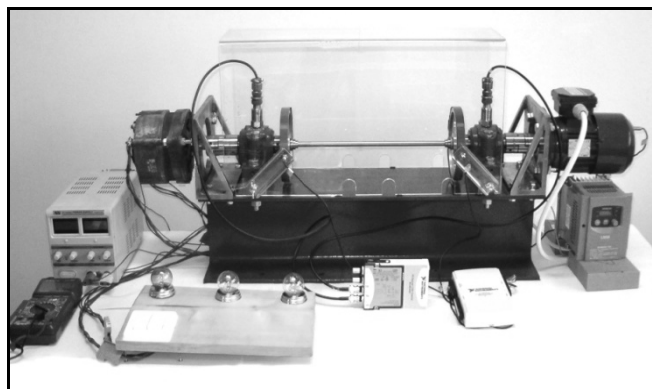
$$\frac{f_{OBR}}{f_{CLK}} \cdot 360^\circ = 0,000225^\circ \approx 4 \cdot 10^{-6} \text{ rad} \quad (11)$$

Jest to wartość wystarczająca przy pomiarach zmian kąta rzędu 10^{-3} rad. Przy mniejszej prędkości obrotowej uzyskuje się odpowiednio większą dokładność pomiaru.

Czujniki wybrane do zastosowania w omawianej metodzie to czujniki Halla o częstotliwości przełączania 320 kHz. Wartość ta jest wystarczająca, gdyż częstotliwość generowanego sygnału przy maksymalnej prędkości obrotowej 3000 obr/min i 60 impulsach na obrót mieści się w granicach 3 kHz.

5. Weryfikacja doświadczalna

W celu weryfikacji doświadczalnej omawianej metody skonstruowano stanowisko pomiarowe widoczne na rys. 2.



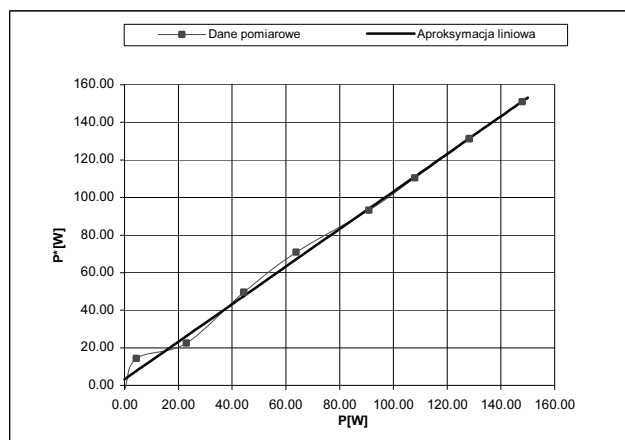
Rys. 2. Stanowisko wykorzystane do sprawdzenia koncepcji
Fig. 2. Test rig used for idea verification

Stanowisko umożliwia skokowe zadawanie obciążenia na kilku poziomach poprzez układ odbiorczy, składający się z alternatora wraz z zestawem załączanych żarówek różnej mocy.

W celu sprawdzenia poprawności przyjętej koncepcji dokonano eksperymentalnego porównania mierzonej mocy mechanicznej z mocą elektryczną.

Wyniki eksperymentu przedstawia rys. 3. Porównuje on moc wyznaczonej za pomocą dwóch opisanych metod. Grubą linią ciągłą została wykreślona zależność mocy mechanicznej i elektrycznej aproksymowana wielomianem pierwszego rzędu. Jest to funkcja liniowa, która wyraża się wzorem:

$$y = x + 3,25 \quad (12)$$



Rys. 3. Graficzne przedstawienie wyników pomiaru mocy metodą kąta skręcenia wału i metodą parametrów elektrycznych

Fig. 3. Graphical presentation of power measurement results obtained through the twist angle and electrical measurements

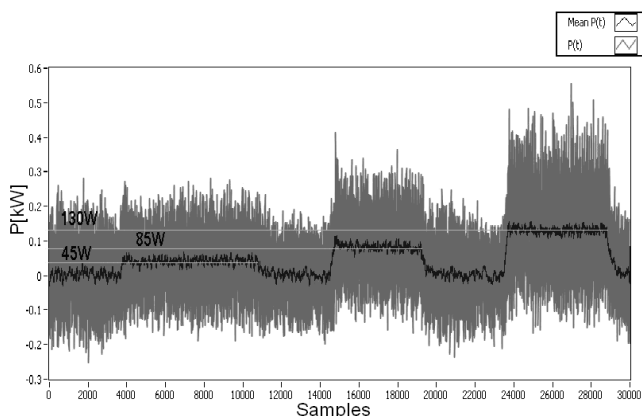
Współczynnik korelacji obu przebiegów mocy wynosi 0,9957, co świadczy o wysokiej zgodności pomiędzy obiema metodami i wskazuje na dobrą dokładność badanej metody.

6. Badanie stanów ustalonych

Kolejnym etapem prac były pomiary mocy mechanicznej przy pracy pod stałym, znanym obciążeniem. Analizowano trzy stopnie obciążenia, kolejno dla załączonych żarówek o mocy:

- 45 W
- 85 W
- 130 W

Rys. 4 przedstawia wykres rejestrowanych przebiegów oraz wyznaczonych poziomów mocy dla kolejnych stopni obciążenia.



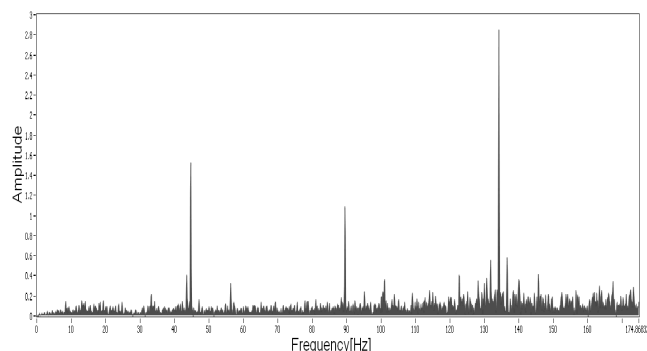
Rys. 4. Poziomy przenoszonej mocy mechanicznej dla poszczególnych stopni obciążenia

Fig. 4. Measured values of the transmitted mechanical power for different load levels

Odcieniem jasnym zaznaczone zostały rzeczywiste wartości zmierzone, ciemnym natomiast wartość średnia, uśredniona średnią płynącą o okresie jednego obrotu wału roboczego. Wartość średnia oscyluje wokół oczekiwanej wartości przy około 10-krotnej redukcji poziomu szumów. Na podstawie powyższych wyników stwierdzić można, że pomiary sprawdzające wykonane w warunkach statycznych pozwoliły na potwierdzenie poprawności zaproponowanej metody.

Zjawiskiem, na które należy zwrócić uwagę jest duża wartość amplitudy międzyszczytowej przebiegu rzeczywistego. Potrafi ona przekroczyć nawet kilkukrotnie zadana wartość obciążenia. Są to jednak zmiany wysokoczęstotliwościowe, które mogą zostać łatwo odfiltrowane.

Aby wyciągnąć szersze wnioski na temat opracowanej metody pomiarowej, na podstawie zarejestrowanego przebiegu, wyznaczono widmo drgań skrętnych badanego wału (dla ustalonej prędkości obrotowej). Zastosowana metoda wykreślania widma drgań skrętnych została szerzej opisana w [4].



Rys. 5. Widmo drgań skrętnych badanego wału dla przebiegu zarejestrowanego przy statycznych warunkach obciążenia

Fig. 5. Spectrum of shaft torsional vibrations in static load conditions

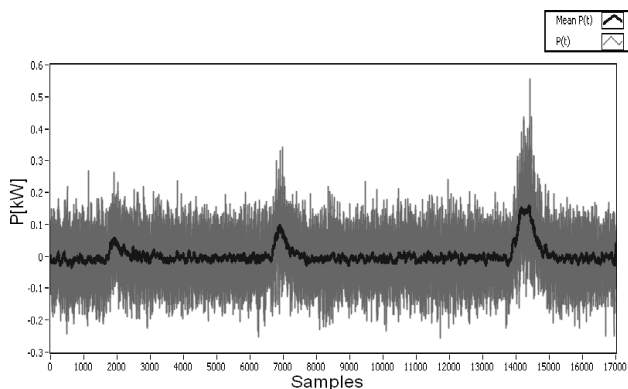
Widoczne na rys. 5 dominujące linie widmowe reprezentują kolejne harmoniczne prędkości obrotowej. Pierwsza harmoniczna potwierdza poprawność wartości prędkości. Wyższe harmoniczne

są efektem wysokoczęstotliwościowego szumu wprowadzanego przez metodę (por rys. 4).

7. Badanie stanów przejściowych

Aby jednoznacznie określić przydatność układu pomiarowego do pomiarów dynamicznych, a w szczególności do wykrywania przeciążeń uzwojeń generatorów, zdecydowano o konieczności przeprowadzenia badań stanów przejściowych. Zjawiska dynamiczne zachodzące obiektach mechanicznych mogą między innymi nieść ze sobą informację o zachodzącym przeciążeniu. Dlatego też pod obserwację zostały wzięte jedynie gwałtowne zmiany mocy mechanicznej przenoszonej przez stanowisko testowe.

Sposobem wywoływania przeciążeń w badanym obiekcie było jego impulsowe obciążanie przy stałej wartości obrotów silnika. Zadawano kolejno impulsy o mocy 45 W 85 W i 130 W. Całkowita szerokość impulsu nie przekraczała 0,2 s i była najszybszą możliwą do wykonania zmianą obciążenia. Jest to wartość wystarczająca, ponieważ rzeczywiste przeciążenia generatorów trwają około 0,5 ... 0,8 s [2].

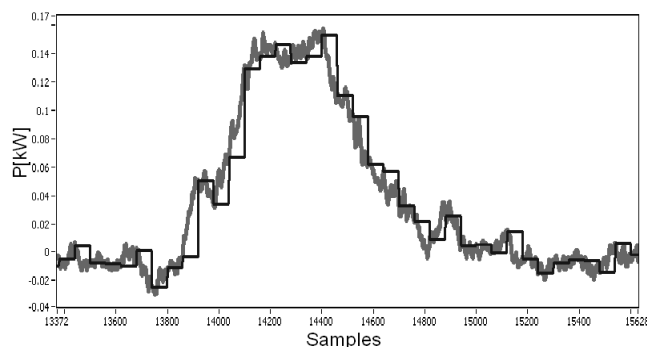


Rys. 6. Przebieg wartości zmian mocy mechanicznej przy kolejnych wartościach obciążań impulsowych

Fig. 6. Trend of mechanical power changes with consecutive changes of the impulse loads

Tak jak poprzednio, zarejestrowano wystąpienie przeciążeń w układzie (rys. 6). Mimo tak krótkiego czasu trwania zjawiska możliwe było odfiltrowanie szumów pomiarowych oraz wyznaczenie wartości mocy chwilowej.

Dzięki wymuszeniu tak szybkiej zmiany przenoszonego momentu uzyskano więcej informacji o dynamice zachodzących zjawisk. Rys. 7 przedstawia porównanie zmian mocy mechanicznej podczas impulsowego skoku obciążenia rejestrowanych z największą możliwą dokładnością (linia szara) oraz rejestrowanych raz na obrót wału roboczego (linia czarna).



Rys. 7. Zmiana mocy mechanicznej przenoszonej przez układ przy wymuszeniu impulsowym

Fig. 7. Changes of the transmitted mechanical power after the impulse excitation

Z powyższej ilustracji wynika, że czas trwania zjawisk związanych z wymuszeniem impulsowym, przy prędkości obrotowej ok. 50Hz, nie był dłuższy niż 0,5 s. Ponad dwukrotna różnica między długością wymuszenia a odpowiedzi układu wiąże się z parametrami dynamicznymi badanego stanowiska, a w szczególności z bezwładnością części wirujących oraz podatnością skrotną wału. Dodatkowo zauważyć należy różnicę czasu pomiędzy narastaniem mocy mechanicznej przenoszonej przez badany wał, a spadkiem jej wartości. Podczas wymuszenia większego momentu mechanicznego dynamiczny proces narastania tej wartości trwał około 0,2 s, podczas gdy swobodny powrót do poprzedniego stanu zajmował ok. 0,3 s. Cały proces reakcji stanowiska testowego na przeciążenie dynamiczne o charakterze impulsowym zajął około 25 obrotów wału roboczego.

8. Podsumowanie

W artykule przedstawiono koncepcję dynamicznego pomiaru mocy mechanicznej za pomocą pomiaru kąta skręcenia wału. Pomiar zrealizowano poprzez analizę impulsów z dwóch tarcz zamontowanych na obu końcach wału maszyny. Dzięki temu możliwy jest dokładny pomiar zarówno zmian prędkości obrotowej, jak i pomiar kąta skręcenia wału, a co za tym idzie – mocy mechanicznej. Przedstawiono sposób pomiaru mocy z uwzględnieniem kompensacji niedokładności wykonania tarcz impulsowych.

Z wyników uzyskanych na stanowisku laboratoryjnym wynika, że zaproponowana koncepcja pomiaru momentu obrotowego na wale i mocy mechanicznej daje wyniki zgodne z pomiarami referencyjnymi. Przedstawiono wyniki pomiarów w stanach ustalonych i przejściowych.

W praktyce eksploatacji turbozespołów instalacja drugiej tarczy na końcu generatora może być stosunkowo kłopotliwa, z uwagi na konieczność prac możliwych do wykonania jedynie w czasie remontu. W takim przypadku można rozważyć użyteczność metody wykorzystującej jedynie jedną tarczę. Niemożliwy będzie wówczas pomiar mocy, ale prawdopodobnie możliwe będzie wykrywanie przeciążeń maszyny. Tematyka ta jest obecnie badana przez autorów.

9. Literatura

- [1] Vance J. M.: Rotordynamics of turbomachinery, John Wiley & Sons, New York, 1988.
- [2] Walker D. N.: Torsional Vibration of Turbomachinery, The McGraw-Hill Companies, 2004
- [3] Groover C.L., Trethewey M.W., Maynard K.P., Leibold M.S.: Removal of Order Domain Content in Rotating Equipment Signals by Double Resampling, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 19, 2005/3, Elsevier, pp. 483-500.
- [4] Resor B.R., Trethewey M.W., Maynard K.P. Compensation for Encoder Geometry and Shaft Speed Variation in Time Interval Torsional Vibration Measurement, Journal of Sound and Vibration, vol. 286, 2005, Elsevier, pp. 897-920.
- [5] Trethewey M. W., Lebold M. S.: Identification of Torsional Vibration Features in Electrical Powered Rotating Equipment, Proc. of IMAC-XXVII, Orlando, Florida, USA, 2009.
- [6] Żółtowski B., Cempel Cz. (red.), Inżynieria diagnostyki maszyn, Instytut Technologii Eksploatacji PIB, Warszawa 2004.

otrzymano / received: 04.03.2010

przyjęto do druku / accepted: 12.04.2010

artykuł recenzowany