

**Michał WASILCZUK<sup>\*</sup>, Rafał GAWARKIEWICZ<sup>\*</sup>,  
Michał LIBERA<sup>\*\*</sup>, Filip WASILCZUK<sup>\*\*\*</sup>, Grzegorz KINAL<sup>\*\*</sup>**

## **ŁOŻYSKOWANIE WAŁÓW PRZEKŁADNI TURBIN WIATROWYCH – PROBLEMY EKSPLOATACYJNE**

### **BEARING SYSTEMS OF WIND TURBINES – MAINTENANCE PROBLEMS**

#### **Słowa kluczowe:**

turbina wiatrowa, uszkodzenia przekładni, uszkodzenia łożysk

#### **Key words:**

wind turbine, roller element bearing failure, gear failure

#### **Streszczenie**

W praktyce eksploatacyjnej turbin wiatrowych o tradycyjnej konstrukcji (przekładniowych) obserwowana jest duża awaryjność przekładni, a zwłaszcza łożysk tocznych szybkoobrotowych wałów przekładni. W Polsce na zlecenie właściciela dużej farmy wiatrowej, firmy Energa Wytwarzanie S.A., Politechnika

---

<sup>\*</sup> Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, ul. Gabriela Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk, Polska, e-mail: mwasilcz@pg.gda.pl, gawar@pg.gda.pl.

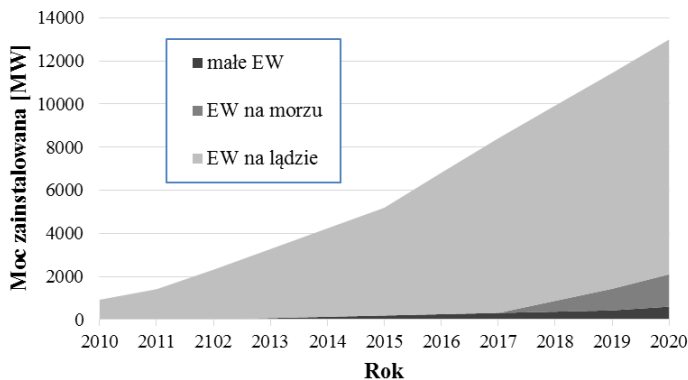
<sup>\*\*</sup> Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, Polska, e-mail: michal.libera@put.poznan.pl; grzegorz.kinal@put.poznan.pl, tel. 61 665-2223.

<sup>\*\*\*</sup> Środowiskowe Studium Doktoranckie, Wydział Mechaniczny, ul. Gabriela Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk, Polska, e-mail: filip.wasilczuk@imp.gda.pl.

Gdańska we współpracy z Politechniką Poznańską i Akademią Górniczo-Hutniczą podjęły badania mające na celu diagnozowanie przyczyn uszkodzeń oraz sformułowanie zaleceń obniżających koszty eksploatacji. W pracy przedstawione są pierwsze ustalenia wynikające z analizy istniejących danych z eksploatacji turbin wiatrowych o mocy 1,5 MW.

## WPROWADZENIE

W ostatnich latach energetyka wiatrowa jest najszybciej rozwijającą się gałęzią energetyki. Średni roczny wzrost energii uzyskiwanej z wiatru w dekadzie 2000–2010 w Stanach Zjednoczonych wyniósł ponad 30%, w Europie 20%. Również w Polsce obserwuje się szybki wzrost mocy zainstalowanej (**Rys. 1**) [**L. 1**].



**Rys. 1. Wzrost mocy elektrowni wiatrowych w Polsce w latach 2010–2020** [**L. 1**]

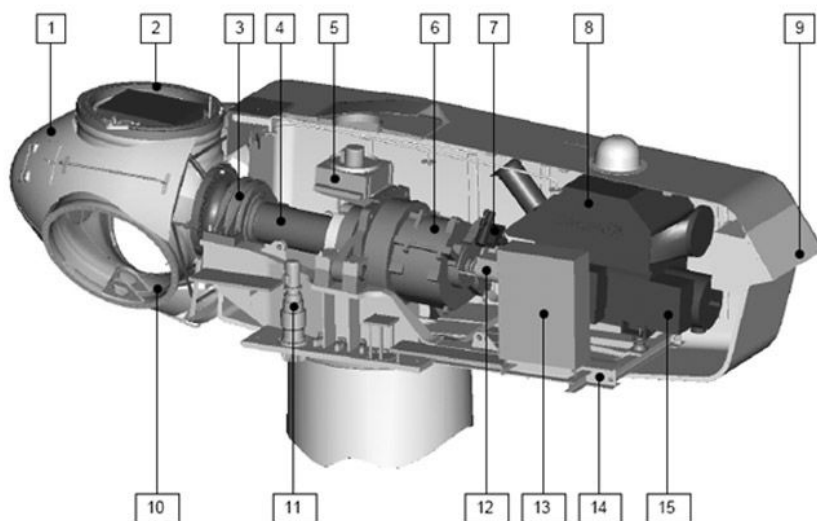
Fig. 1. Increase of power installed in wind turbines in Poland in 2010-2020 [**L. 1**]

Jak wykazuje analiza ogólnodostępnej literatury naukowo-technicznej na temat elektrowni wiatrowych, awarie w turbinach wiatrowych są częste i przyczyniają się do dużych strat materialnych. Awarie zdarzają się zwykle wcześniej, niż przewiduje to model długości życia komponentów, które uległy awarii. O skali problemu świadczą doniesienia prasowe, na przykład Siemens w roku 2014 poinformował o znacznym, 54% zmniejszeniu zysków wywołanym roszczeniami klientów spowodowanymi niewystarczającą trwałością komponentów turbin [**L. 2**]. W Polsce również użytkownicy farm wiatrowych obserwują wysoką awaryjność maszyn, w opisanym w pracy przypadku firma Energa Wytwarzanie S.A., właściciel farmy Karścino, zainicjował program prac badawczych mających na celu zmniejszenie kosztów eksploatacji. W pierwszym etapie zaplanowano analizę informacji z przebiegu dotychczasowej eksploatacji i próbę określenia źródeł problemów i sposobów poprawy

sytuacji. W etapie drugim planuje się zainstalowanie systemów diagnostycznych w kilku turbinach i przeprowadzenie kilkumiesięcznych pomiarów warunków pracy maszyn.

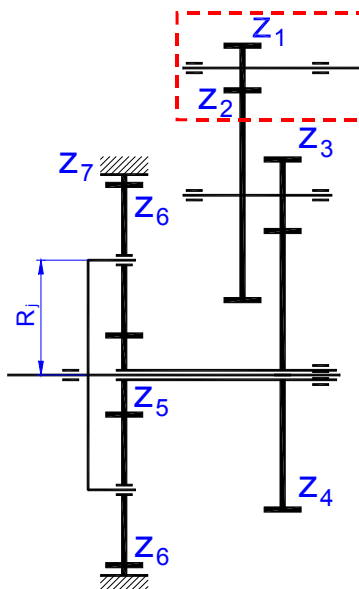
## UKŁADY NAPĘDOWE TURBIN WIATROWYCH

Typowy układ napędowy turbiny wiatrowej przedstawiony jest na **Rys. 2**. Moc z wirnika przekazywana jest do generatora (15) za pośrednictwem wału wirnika (4), przekładni (6), podatnego giętnie sprzęgła (12) i kompozytowej tulei (nieoznaczonej na rysunku), na wyjściu z przekładni umieszczony jest hamulec tarczowy (7). Przekładnia przyspieszająca o przełożeniu wynoszącym w przybliżeniu 100 jest zazwyczaj przekładnią złożoną ze stopnia planetarnego i dwóch stopni z zazębieniem skośnym, schemat kinematyczny przekładni pokazano na **Rys. 3**. W przekładni moment z wału wirnika jest przekazywany za pomocą pośredniego połączenia ciernego na wał wolnoobrotowy przekładni stanowiący integralną całość z jarzmem satelit, nieruchomy zewnętrzny wieniec zębaty (z7) stanowi część korpusu, a moment przekazywany jest z satelit (z6) na koło centralne (z5) połączone połączeniem wielowypustowym z wałkiem przekładni, na którym osadzone jest koło (z4), dalej moment przekazywany jest na koło z3 wałka średniobrotowego, a następnie z koła (z2) na uzębienie (z1) wykonane na wałku szybkoobrotowym. Wszystkie stopnie przekładni w analizowanym przypadku mają zęby skośne, dane przekładni przedstawione są w **Tab. 1**.



**Rys. 2. Budowa turbiny wiatrowej [L. 3]**

Fig. 2. Structure of a wind turbine drive system [L. 3]



**Rys. 3. Schemat przekładni (oznaczono zespół wału szybkoobrotowego)**

Fig. 3. Layout of the transmission (high speed shaft marked with frame)

**Tabela 1. Zestawienie danych dotyczących przekładni**

Table 1. Specification of the wind turbine transmission

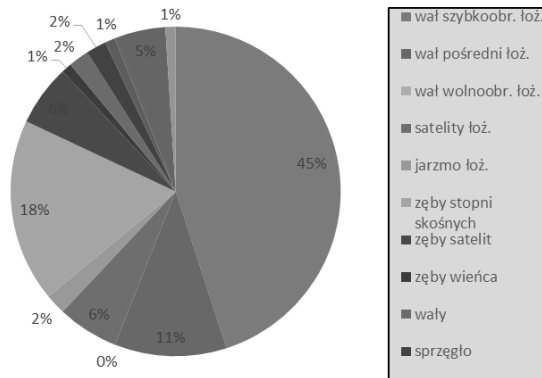
<b>koło:</b>		<b><math>z_1</math></b>	<b><math>z_2</math></b>	<b><math>z_3</math></b>	<b><math>z_4</math></b>	<b><math>z_5</math></b>	<b><math>z_6</math></b>	<b><math>z_7</math></b>
Liczba zębów	[-]	25	116	26	102	22	41	-104
Przełożenie	[ $^{\circ}$ ]	4.640		3.923		5.727		
Przełożenie całk.	[ $^{\circ}$ ]	104.254						
Moc	[kW]	1660						
Prędkość obrotowa	[obr./min]	17,3/1800						
Olej	[-]	Syntetyczny Mobilgear SHC XMP 320						

## AWARIE ELEMENTÓW TURBIN WIATROWYCH

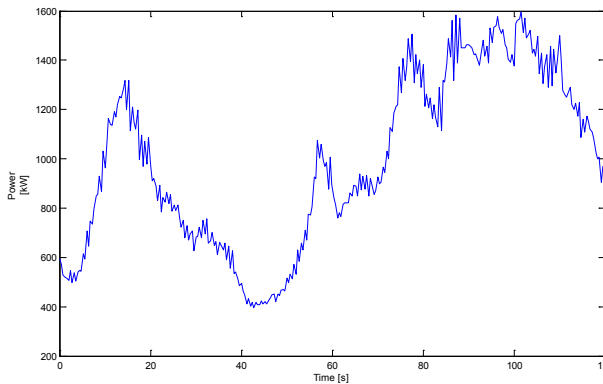
Na podstawie danych z turbin z Danii, Finlandii, Niemiec i Szwecji stworzono bazę danych awarii z wyróżnieniem przyczyny [L. 4]. Z analizy danych wynika, że mimo iż najczęściej awarii przypada na podzespoły systemu elektrycznego, to za największy czas przestoju odpowiada przekładnia. Dlatego zdiagnozowanie przyczyn awarii przekładni i ich wyeliminowanie jest jednym z najistotniejszych elementów zwiększenia dyspozycyjności turbin wiatrowych. Na podstawie NREL Gearbox Failure Database [L. 5] obejmującej ok. 34% turbin wiatrowych w USA został stworzony wykres prezentujący przyczyny awarii prze-

kładni dla zarejestrowanych 320 przypadków (**Rys. 4**). Pokazuje on, że łożysko wałka szybkoobrotowego odpowiada aż za 45% awarii przekładni.

Za pierwotną przyczynę zwiększonej awaryjności łożysk i przekładni uważa się często charakterystyczne dla turbin wiatrowych szybkie zmiany warunków pracy – przykład takich zmian pokazano na **Rys. 5**, gdzie w ciągu 120 sekund moc generatora zmienia się w zakresie od 400 kW do 1400 kW. Nagłe obciążenia i odciążenia mogą być przyczyną poślizgów elementów toczyń, co prowadzi do nietypowych form uszkodzeń łożysk. Z drugiej strony takie zmiany istotnie wpływają na drgania maszyny i mogą przesłonić zmiany wywołane rzeczywistymi nieprawidłowościami, tj. zmiana wartości estymat spowodowana zmiennymi warunkami pracy może być większa niż ich zmiana wynikająca z rozwoju uszkodzeń. Charakter obciążenia i zmienna prędkość obrotowa stawia większe wymagania systemom diagnostyki instalowanym w turbinach wiatrowych.



**Rys. 4. Odsetek awarii przekładni ze względu na miejsce występowania [L. 5]**  
 Fig. 4. Wind turbine failures according to the component [L. 5]

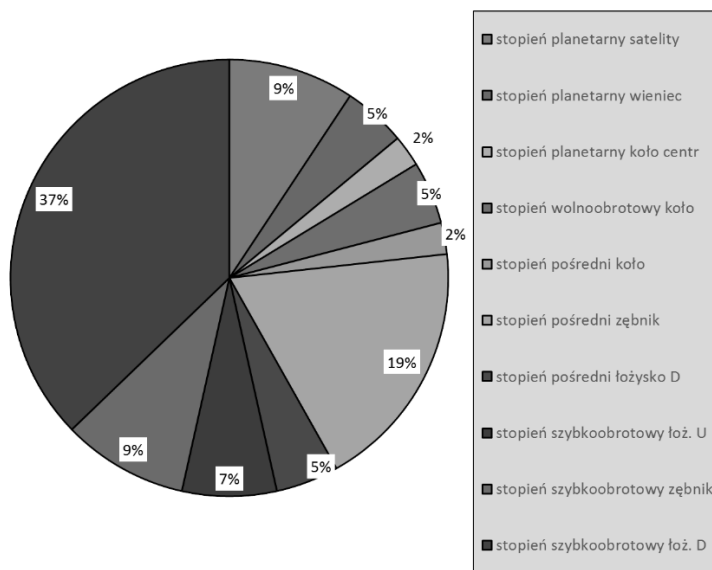


**Rys. 5. Przykładowy przebieg zmian mocy w czasie 120 sekund [L. 6]**  
 Fig. 5. Example of wind turbine output fluctuations during 120 s [L. 6]



## EKSPLOATACJA TURBIN FUHRLAENDER FL MD -77

Na farmie wiatrowej Karścino zainstalowano 60 turbin produkcji firmy Fuhrlander typu FL MD-77 o mocy 1,5 MW i średnicy wirnika wynoszącej 77 m. Maszyny nie są wyposażone w układy wibrodiagnostyczne, a stan techniczny łożysk i zębów przekładni oceniany jest za pomocą endoskopii – w obserwowanym okresie przeprowadzono endoskopie, podczas których stwierdzono różne stany awaryjne – ich rozkład przedstawiony jest na **Rys. 6**.



**Rys. 6. Częstotliwość uszkodzeń poszczególnych elementów przekładni na podstawie endoskopii**

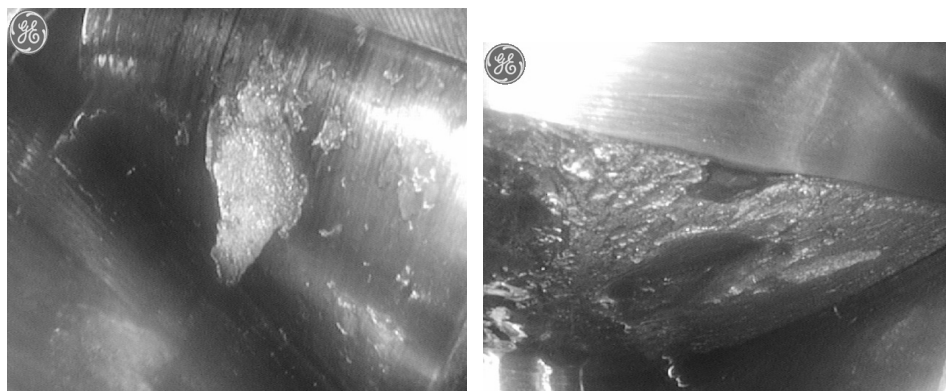
Fig. 6. FL MD-77 wind turbine failures according to the component on the basis of endoscopy during Karścino wind farm operation

Wyniki wykazują podobne prawidłowości do notowanych na świecie, ponad połowę awarii stwierdzono w obrębie wału szybkoobrotowego, w tym zwłaszcza łożyska na wyjściu przekładni (37%), kolejnym elementem o dużej awaryjności był zębnik stopnia pośredniego – 19%, oraz satelity stopnia planetarnego – 9%. Awarie łożysk stwierdzane za pomocą endoskopii charakteryzowały się zazwyczaj znacznym stopniem zaawansowania, typowy przykład pokazano na **Rys. 7**.

Konsekwencje poszczególnych rodzajów uszkodzeń są zróżnicowane – uszkodzone łożyska wałka szybkoobrotowego wymieniane są bez demontażu przekładni, natomiast wszelkie inne uszkodzenia, a zwłaszcza złamania zębów wymagają wymiany przekładni, co wiąże się ze znacznymi kosztami związa-



nymi między innymi z koniecznością demontażu i montażu przekładni o masie 15000 kg zabudowanej w gondoli na wieży o wysokości 100 m. W praktyce dotychczasowej siedmioletniej eksploatacji odnotowano 39 wymian przekładni, w tym w 6 maszynach przekładnie wymieniano dwukrotnie. Spośród 60 maszyn jedynie 25 nie miało w dotychczasowej eksploatacji poważnej awarii mechanicznej.



**Rys. 7. Przykładowe obrazy z endoskopii łożysk**

Fig. 7. Examples of bearing endoscopy images

## BADANIA USZKODZONYCH ŁOŻYSK

Badaniom mikroskopowym poddano dwa przykładowe łożyska wałka szybkoobrotowego. Są to łożyska walcowe. Łożysko od strony generatora – „downwind” (D) specyfikacja: NKE NU230–E–M6–C3. Średnica zewnętrzna: 270 mm, średnica wewnętrzna: 150 mm, szerokość łożyska: 45 mm. Łożysko od strony wirnika – „upwind” (U) – specyfikacja: NKE NU2324–E–M6–C3. Średnica zewnętrzna: 260 mm, średnica wewnętrzna: 120 mm, szerokość łożyska: 86 mm.

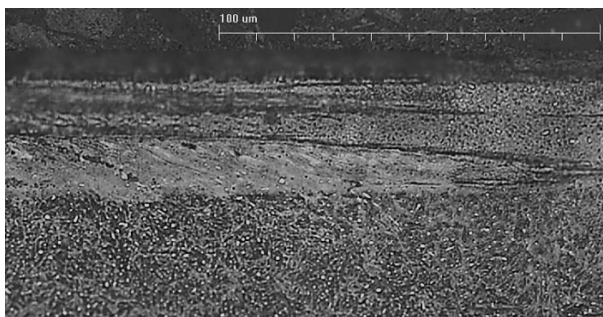
### Zużycie powierzchni roboczych elementów łożysk

Formę zużycia elementów łożysk uznać należy za patologiczną, ponieważ zarówno usunięcie materiału pierścienia na szerokość wałeczków, jak i degradacja bieżni wałeczków nie wynikają ze zmęczeniowego (a więc normalnego dla łożysk tocznych) charakteru zużycia. Niektóre zaobserwowane uszkodzenia można określić mianem (micro)pitting lub spalling (a więc uznać je jako zmęczeniowe formy uszkodzeń), ale nie stanowią one dominującego charakteru zużycia. Lokalizacja części widocznych na bieżniach pierścieni powtarzalnych śladów zużycia w pewnym przybliżeniu jest związana z rozmieszczeniem wałeczków, co sugeruje, iż do uszkodzeń mogło dochodzić na skutek

drgań nieruchomego łożyska (można to ewentualnie także tłumaczyć jako efekt współpracy bieżni pierścienia z jednym zdeformowanym elementem tocznym). Na powierzchniach elementów tocznych widać bardzo liczne punktowe wgłębienia, które mogą być efektem obecności produktów zużycia, ale także zanieczyszczeń z zewnątrz, które do zużycia doprowadziły.

### Biała strefa

Widoczna na **Rys. 8** biała strefa powstała prawdopodobnie w wyniku dużych nacisków i/lub wysokiej temperatury. Wykonane pomiary mikrotwardości wykazały, że twardość białej strefy (886 HV<sub>0,1</sub>) jest znacznie większa niż rdzenia (809 HV<sub>0,1</sub>).

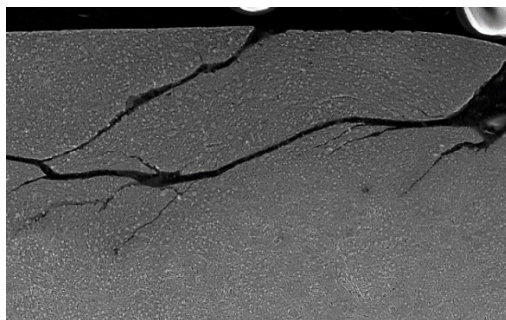


**Rys. 8. Biała strefa pod powierzchnią łożyska**

Fig. 8. White area under the bearing surface

### Odształcenia plastyczne

Ukierunkowanie struktury na **Rys. 9** wskazuje na odkształcenie plastyczne warstwy wierzchniej.



**Rys. 9. NU 2324 widoczne pod powierzchnią odkształcenia plastyczne pierścienia**

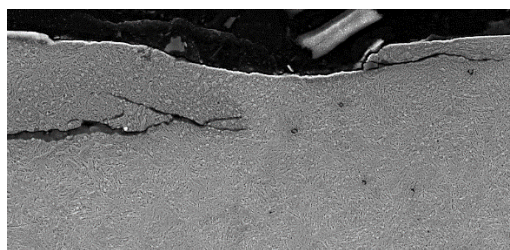
Fig. 9. Plastic deformations under the surface of the bearing ring



Stal łożyskowa po obróbce cieplnej ma twardość powyżej 60 HRC, dlatego by doszło do odkształcenia plastycznego (a nie pęknięć) poza przeciążeniami i prawdopodobnym poślizgiem elementu tocznego, w analizowanym obszarze temperatura musiała być znacznie podwyższona.

### Pęknięcia

Na fotografiach mikroskopowych zglądów poprzecznych elementów łożysk tocznych zaobserwować można liczne pęknięcia, z których większość nie ma typowego charakteru zmęczeniowego. Spektakularnym przykładem wyjątku może być fotografia przedstawiona na **Rys. 10**, na której udało się uchwycić zainicjowane pęknięcie zmęczeniowe na pewnej głębokości pod powierzchnią (gdzie występuje punkt maksymalnych naprężeń stycznych – tzw. punkt Biela-jewa) w utajonej fazie nukleacji, dopiero propagujące ku powierzchni.



**Rys. 10.** NU 230 pęknięcie zmęczeniowe pod powierzchnią walczka

Fig. 10. Fatigue cracks under the surface of the bearing rolling element

### OCENA DOBORU ŁOŻYSK

W ramach pracy przeprowadzono także weryfikację prawidłowości doboru łożysk przekładni. Wykorzystano standardowy wzór na trwałość łożyska zapewnioną z 90% prawdopodobieństwem jej dochowania. Założono standardowy dobór materiałów na elementy łożyska, temperaturę pracy łożyska nieprzekraczającą 120°C, nie uwzględniono obciążeń dynamicznych. Wzór ma wówczas następującą postać

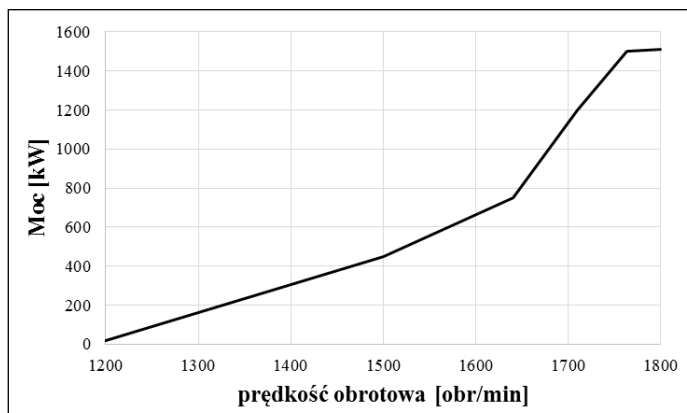
$$L\left(\frac{U}{D}\right) = \frac{16660}{n} \cdot \frac{1}{24 \cdot 365} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{2.4}{9.43}\right) \text{ lat} \quad (1)$$

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że łożysko wałka szybkoobrotowego „upwind” (U) – od strony wirnika turbiny ma dość małą trwałość oblicze-



niową – w rzeczywistości trwałość ta jest większa niż obliczona, ponieważ przekładnia nie pracuje z pełną mocą przez cały czas. Należy też pamiętać że wyniki obliczeń trwałości łożysk tocznych pokazują czas pracy, który powinno przepracować 90% łożysk, co oznacza, że 10% może ulec awarii wcześniej – zestawiając fakt, że maszyny nie pracują w ruchu ciągłym i nie zawsze z pełną mocą i to, że zaledwie kilka łożysk „upwind” doznało awarii, można stwierdzić, że łożyska „upwind” wykazują trwałość zgodną z wynikami obliczeń. Jednak większą trwałość obliczeniową wykazuje łożysko „downwind” (D) od strony generatora, które w praktyce eksploatacji ulega częstszym awariom – wydaje się, że jest to przesłanka do stwierdzenia, że mechanizmy uszkodzeń tych łożysk są nietypowe i nieuwzględniane w standardowych metodach obliczeniowych.

W związku z częstymi wymianami łożysk sprawdzono także, czy jest potencjalnie możliwe istotne zwiększenie trwałości łożysk w wyniku planowego ograniczenia mocy wybranych turbin. Z uzyskanych danych (krzywe mocy) wynika jednak, że już obniżenie prędkości generatora do 1700 obr./min skutkuje bardzo wyraźnym, 25%, zmniejszeniem mocy maszyny, a przy prędkości 1650 obr./min moc ta spada do połowy (**Rys. 11**).



**Rys. 11.** Moc turbiny przy zmniejszonej prędkości obrotowej

Fig. 11. Turbine output at decreased rotational speed

## WNIOSKI

Analiza danych eksploatacyjnych turbin wiatrowych Fuhrlaender FL MD-77 pracujących na farmie wiatrowej Karścino wykazała, że częstotliwość awarii poszczególnych elementów jest zgodna z obserwowaną w innych krajach – najczęstsze są awarie łożysk tocznych szybkoobrotowego wału przekładni.

Podstawowy mechanizm uszkodzenia łożysk nie został zidentyfikowany z uwagi na znaczną skalę uszkodzeń badanych łożysk.

Stosowane w eksploatacji farmy techniki diagnostyczne nie umożliwiają wczesnego wykrywania uszkodzeń elementów, co powodować może zwiększenie skali uszkodzeń i wzrost kosztów napraw.

W kolejnych etapach pracy planowane jest przeprowadzenie pomiarów wibrodiagnostycznych na wybranych maszynach, co powinno pozwolić na wykrycie mechanizmów uszkodzania łożysk, wcześniejsze wykrywanie stanów awaryjnych, a także ocenić korzyści płynące z systematycznej wibrodiagnostyki turbin wiatrowych, która jest powszechna w zachodniej Europie, a praktycznie niespotykana jeszcze w farmach wiatrowych w Polsce.

*Autorzy dziękują Zleceniodawcy, firmie Energa Wytwarzanie S.A., za zgodę na opublikowanie pracy.*

## LITERATURA

1. Wiśniewski G. i inni: Wizja rozwoju energetyki wiatrowej w Polsce do 2020 r. Instytut Energetyki Odnawialnej. Warszawa 2009 – raport pobrany ze strony [http://www.ieo.pl/pl/raporty/doc\\_details/333-qwizja-rozwoju-energetyki-wiatrowej-w-polsce-do-2020-r.html](http://www.ieo.pl/pl/raporty/doc_details/333-qwizja-rozwoju-energetyki-wiatrowej-w-polsce-do-2020-r.html).
2. <http://www.energa-wytwarzanie.pl>.
3. <http://www.offshorewind.biz/2014/05/07/siemens-energy-division-profit-down-54-pct/>.
4. Sheng S. (2013): Report on Wind Turbine Subsystem Reliability – A Survey of Various Databases, prezentacja dostępna pod adresem: [http://www.smartgridinformation.info/pdf/5527\\_doc\\_1.pdf](http://www.smartgridinformation.info/pdf/5527_doc_1.pdf).
5. Sheng S. (2014): Gearbox Reliability Database: Yesterday, Today, and Tomorrow, materiały z konferencji Wind Turbine Tribology Seminar 2014, dostępne pod adresem: <http://www.nrel.gov/docs/fy15osti/63106.pdf>.
6. Wasilczuk M. i inni: Analiza przyczyn i skutków powstawania awarii łożysk przekładni typu FL MD-77 Farmy Wiatrowej Karścino. Sprawozdanie z badań dla Energa-Wytwarzanie S. A., Excento Politechnika Gdańska, Gdańsk 2015.

## Summary

**In operation of wind turbines of conventional design (with gear), a high failure rate of gears, especially the cylindrical roller bearings of the high-speed shafts, are observed. In Poland, the owner of**



**a large wind farm Energa Wytwarzanie S.A. initiated a research program aimed at diagnosing the roots of failures and propose recommendations to lower operating costs, In the paper, the first findings from the analysis of existing data from the operation of wind turbines of 1.5 MW carried out by Gdańsk University of Technology in cooperation with Poznań University of Technology and AGH University of Science and Technology are presented.**