

Waldemar TUSZYŃSKI*, **Marek KALBARCZYK***,
Michał MICHALAK*

BADANIA TRIBOLOGICZNE KÓŁ ZĘBATYCH STOŻKOWYCH. CZ. I – URZĄDZENIE I METODYKA BADAWCZA

TRIBOLOGICAL TESTING OF BEVEL GEARS. PART I – TEST RIG AND TEST METHODS

Słowa kluczowe:

koło zębate stożkowe, stanowisko badawcze, olej przekładniowy, powłoka niskotarciowa

Key words:

bevel gear, bevel gear test rig, gear oil, low-friction coating

Streszczenie

W artykule przedstawiono, opracowane w Instytucie Technologii Eksploatacji – PIB w Radomiu, urządzenie i metodykę badań tribologicznych kół zębatach stożkowych o łukowej linii zęba. Koncepcja opracowania takiego urządzenia wynika z problemu zgłaszanego przez niektórych wytwórców urządzeń zawierających koła zębata stożkowe (np. motoreduktorów), związanego ze zwiększeniem wiarygodności badań – do tej pory szeroko stosowane są urządzenia

* Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Zakład Tribologii, ul. Pułaskiego 6/10, 26-600 Radom, tel. 48 364-42-41 w. 209, e-mail: waldemar.tuszynski@itee.radom.pl

i metody badania wyłącznie kół zębatych walcowych o zębach prostych, których geometria wyraźnie różni się od geometrii kół stożkowych.

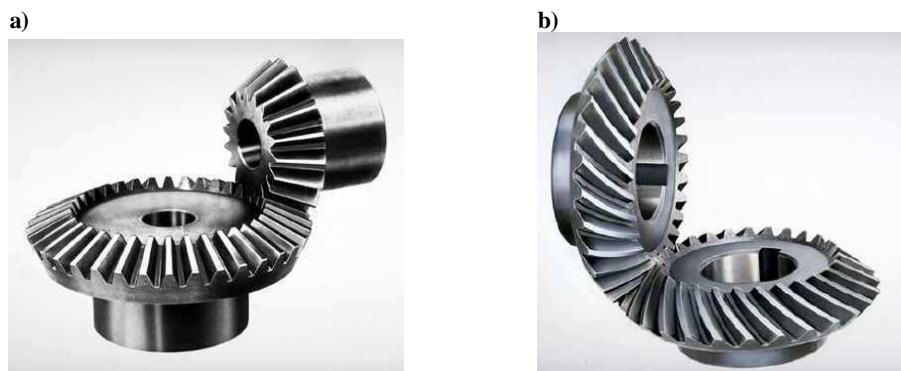
Wobec braku norm dotyczących tribologicznych badań kół zębatych stożkowych opracowano własną metodykę badawczą. Dotyczy ona badania najgroźniejszych form zużywania kół zębatych stożkowych, takich jak zacieranie oraz powierzchniowe zużywanie zmęczeniowe (pitting). Celem zastosowania tych metod będzie zbadanie wpływu olejów przekładniowych oraz nowoczesnych sposobów modyfikacji powierzchni poprzez nanoszenie cienkich, twardej powłok niskotarciowych na wyżej wymienione formy zużywania kół zębatych. Konieczność takich badań podyktowana jest potencjalnymi wymaganiami stosowania olejów ekologicznych (z bazami naturalnymi) oraz tendencją do redukcji temperatury pracy w przekładniach (na skutek zmniejszenia tarcia), co można osiągnąć np. poprzez zastosowanie powłok niskotarciowych na zębach kół.

WPROWADZENIE – ANALIZA PROBLEMU BADANIA KÓŁ ZĘBATYCH STOŻKOWYCH

Weryfikacja jakości nowo opracowywanych olejów przekładniowych oraz nowych metod modyfikacji powierzchni roboczej kół zębatych wymaga wykonywania badań z użyciem testowej przekładni zębatej. Najczęściej stosuje się kompleks metod badawczych opracowany w Centrum Badań Przekładniowych (FZG) Politechniki Monachijskiej. Szacuje się, że na świecie pracuje obecnie ok. 500 urządzeń do badań przekładniowych FZG [L. 1].

Opracowane w FZG metody badawcze dotyczą wyłącznie kół zębatych walcowych o zębach prostych, których geometria jest inna od geometrii kół stożkowych. Wskazane było zatem opracowanie urządzenia i metodyki badawczej dla kół zębatych stożkowych.

Przekładnie zębate stożkowe (**Rys. 1**), czyli przekładnie składające się z kół stożkowych o osiach przecinających się (przesunięcie osi, czyli tzw. *offset* wynosi tu 0), mają ogromne znaczenie we współczesnej technice. Znajdują zastosowanie wszędzie tam, gdzie konieczna jest zmiana kierunku przekazania momentu obrotowego (najczęściej o 90°) w mechanizmach napędowych; rozwiązania takie występują począwszy od maszyn włókienniczych, drukarskich i obrabiarek, do przekładni dużych mocy (kilka MW) występujących np. w mechanizmach napędowych statków, urządzeniach wiertniczych czy elektrowniach wiatrowych. Na podstawie ofert wytwórców takich przekładni można oszacować, że przekładnie zębate stożkowe stosowane są np. w 20–30% motoreduktorów.



Rys. 1. Przekładnie zębate stożkowe: a) o zębach prostych, b) o zębach łukowych [L. 2, 3]
Fig. 1. Photographs of the bevel gears: a) straight bevel gear, b) spiral bevel gear [L. 2, 3]

Obecnie na świecie, w obszarze technologii wytwarzania kół zębatach stożkowych, dominuje amerykańska korporacja Gleason oraz międzynarodowa grupa Klingelberg AG, w której składzie znajduje się szwajcarska firma Oerlikon Geartec AG i niemiecka Klingelberg GmbH. W Polsce do wytwarzania kół zębatach stożkowych wykorzystuje się przeważnie maszyny wymienionych firm.

Pomimo długoletniego rozwoju technologii wytwarzania kół zębatach stożkowych producenci zespołów napędowych z przekładniami zębatymi stożkowymi zgłaszają postulaty natury eksploatacyjnej. Pierwszy postulat dotyczy redukcji rozmiarów i masy kół zębatach bez pogarszania ich trwałości. Drugim jest postulat zmniejszenia tarcia, co wpłynie, oprócz redukcji zużycia energii, także na zmniejszenie wydzielanego ciepła i w konsekwencji temperatury pracy oleju smarującego. Można to uzyskać poprzez nakładanie na powierzchnię roboczą kół cienkich, twardych powłok przeciwzużyciowych i niskotarciowych, przy czym prowadzone obecnie prace dotyczą wyłącznie kół zębatach walcowych [L. 4–9]. Istotna jest także ochrona środowiska poprzez stosowanie nowej generacji (ekologicznych) olejów smarowych przy zachowaniu dobrych właściwości eksploatacyjnych przekładni. Ten ostatni wymóg będzie mieć szczególne znaczenie w przyszłości – wynika to przede wszystkim ze spodziewanych, nowych uregulowań prawnych UE nakazujących stosowanie biodegradowalnych środków smarowych w określonych obszarach [L. 10].

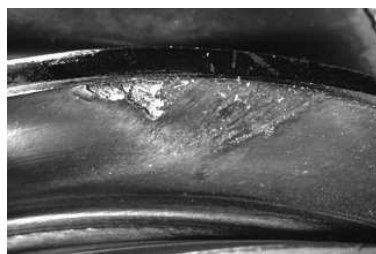
Realizacja ww. postulatów wymaga użycia urządzenia do tribologicznego badania kół zębatach stożkowych. Na świecie istnieją jedynie nieliczne firmy opracowujące urządzenia przeznaczone do takich badań. Przykładem może być urządzenie do badania przekładni zębatach hipoidalnych (w tym stożkowych) opracowane w FZG [L. 11]. Stanowisko to pracuje w układzie mocy krążącej.

Pozwala na badanie odporności przekładni na różne formy zużycia (zacieranie, pitting, wyłamanie zęba), a także na testowanie wpływu wzajemnego położenia kół na prawidłowość współpracy. Podobne cechy posiada stanowisko opracowane w NASA Glenn Research Center (USA) [L. 12]. Ponieważ zostało ono opracowane na potrzeby aeronautyki, pozwala dodatkowo na badanie przy wysokiej prędkości obrotowej (kilkanaście tysięcy obr/min); prędkości takie występują np. w przekładni mechanizmu napędu głównego rotoru śmigłowców.

Oprócz urządzenia badawczego czynnikiem nieodzownym w procesie badania kół zębatych stożkowych jest użycie właściwej metodyki badawczej. Niestety, analiza najbardziej popularnych na świecie norm wskazuje na zupełny brak znormalizowanych metod tribologicznego badania kół zębatych stożkowych. Istniejące normy dotyczą sposobu obliczeń konstrukcyjnych kół zębatych stożkowych dla zapewnienia właściwej odporności na pitting i złamanie zęba (np. ANSI/AGMA 2003-B97, ISO 10300-2, ISO 10300-3) czy na zacieranie (ISO/TR 13989-1,2); przykładowe zdjęcia wymienionych form zużycia pokazano na Rys. 2. Podkreślić tu należy, że do tej pory istnieją kontrowersje co do sposobu obliczania kół zębatych stożkowych ze względu na zacieranie. Z tego powodu stowarzyszenie AGMA (*American Gear Manufacturers Association*) do tej pory nie opublikowało normy dotyczącej tych obliczeń. Wskazuje to na niedostatek badań w tym obszarze.

W przeciwieństwie do metod obliczeniowych, łatwo dostępnych w postaci norm i odpowiednich programów komputerowych, autorskie propozycje metod tribologicznych badań przekładni zębatych stożkowych przedstawiane są w literaturze niezwykle rzadko, np. [L. 11, 15].

a)



b)



Rys. 2. Fotografie najgroźniejszych form zużycia kół zębatych stożkowych: a) zacieranie i powierzchniowe zużycie zmęczeniowe (pitting) [L. 13], b) wyłamanie zęba [L. 14]

Fig. 2. Photographs of the most dangerous modes of wear of bevel gears: a) scuffing and surface fatigue (pitting) [L. 13], b) tooth breakage [L. 14]

Z wyżej wymienionych powodów w Zakładzie Tribologii ITeE – PIB opracowano unikatowe urządzenie do tribologicznych badań różnych form zużywa-

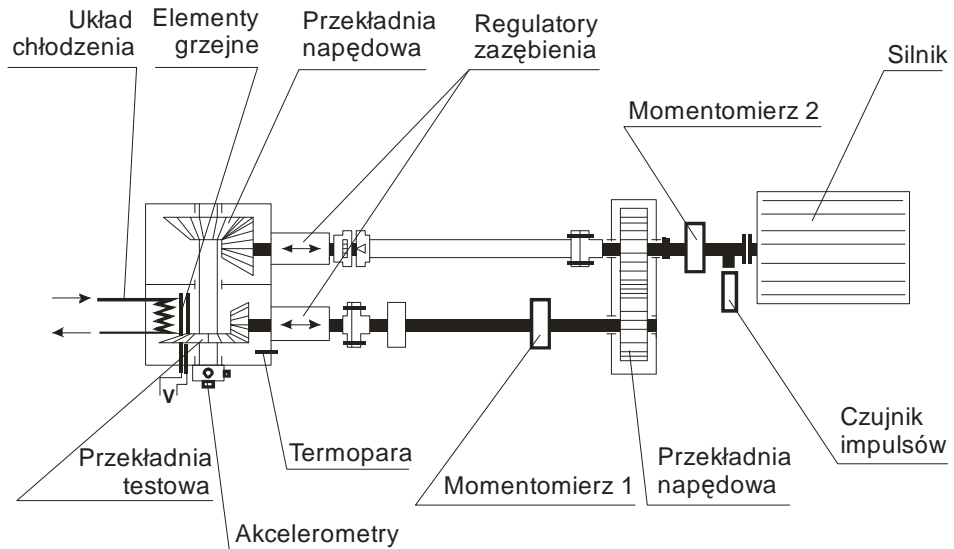
nia kół zębatach stożkowych oraz własną metodykę badawczą. Są one przedmiotem niniejszego artykułu.

URZĄDZENIE BADAWCZE

Część mechaniczna

Układ kinematyczny opracowanego urządzenia przedstawiono na **Rys. 3**.

Podstawowa część opracowanego urządzenia składa się z trzech przekładni – testowej stożkowej, napędowej stożkowej oraz napędowej walcowej. Przekładnia testowa składa się z pary testowych kół zębatach stożkowych – zębniaka i koła talerzowego. Zanurzone są one w badanym oleju, przy czym oprócz oleju badać można także same koła zębata, np. od strony doboru materiałów lub modyfikacji powierzchni. Poziom oleju jest oceniany optycznie poprzez obserwację wskaźnika poziomu oleju (wziernika). Badany olej podgrzewany jest przed rozpoczęciem badań za pomocą elementów grzejnych do żądanej temperatury. Kanały chłodzące umieszczone w komorze przekładni służą do utrzymania w czasie badań stałej temperatury oleju. Umożliwia to autonomicznie działający wymiennik ciepła, pracujący w zamkniętym, obiegowym układzie wody destylowanej. Pokrywa górna komory przekładni testowej zaopatrzona jest w dyszę do opcjonalnego zastosowania smarowania natryskowego.



Rys. 3. Układ kinematyczny urządzenia do badania kół zębatach stożkowych

Fig. 3. Kinematic scheme of the bevel gear test rig

W przekładni napędowej stożkowej umieszczona jest para kół zębatach stożkowych, ale o znacznie zwiększonych rozmiarach, dających zwiększoną szerokość ząbienia dla uzyskania bardzo wysokiej trwałości. Oba koła talerzowe stożkowe – testowe i napędowe – umieszczone są na wspólnym wale. Z kolei w przekładni napędowej walcowej umieszczona jest para kół zębatach o identycznej liczbie zębów (dającej przełożenie 1:1); podobnie jak koła napędowe stożkowe, koła napędowe walcowe mają zwiększoną szerokość w celu uzyskania bardzo wysokiej trwałości. Przekładnie połączone są wałkami skrzętnymi o odpowiedniej sztywności.

Po skróceniu wałków i zaciśnięciu sprzęgła śrubami, w układzie krąży moment obciążający, mierzony momentomierzem (na **Rys. 3** „momentomierz 1”). Obciążenie (skrócenie wałków) wywierane jest układem dźwigniowym z zespołem obciążników, zapewniającym uzyskanie momentu obciążającego do ok. 700 Nm.

Ze względu na charakter współpracy kół zębatach stożkowych niezbędne jest zapewnienie ich prawidłowego położenia względem siebie. Zmiana położenia pary współpracujących kół realizowana jest poprzez osiowy przesuw zębników oraz kół talerzowych. Uzyskanie właściwego położenia można potwierdzić metodą analizy drgań mierzonych w 3 wzajemnie prostopadłych kierunkach po wstępnym ustawieniu położenia kół w warunkach statycznych.

Pomiar momentu sił tarcia realizowany jest za pomocą momentomierza (na **Rys. 3** „momentomierz 2”) umieszczonego pomiędzy przekładnią napędową walcową a silnikiem. Pomiar momentu tarcia pozwolić ma na porównywanie materiałów, z których wykonane są testowe koła zębata stożkowe z punktu widzenia właściwości przeciwtarciowych, co jest istotne np. przy badaniu powłok niskotarciowych osadzanych na powierzchni roboczej zębów.

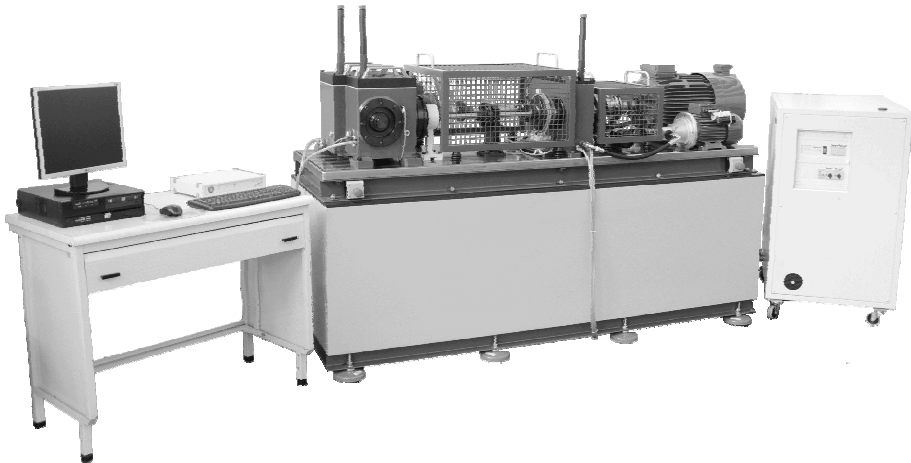
Dzięki zasilaniu silnika poprzez przemiennik częstotliwości (falownik) możliwa jest bezstopniowa regulacja prędkości silnika.

Urządzenie umieszczone jest na sztywnym postumencie zaopatrzonym w wibroizolacyjne stopki. Takie rozwiązanie zapewnia maksymalne tłumienie drgań przenoszonych na podłogę laboratorium.

Ze względu na bezpieczeństwo pracy, wszystkie elementy wirujące zabezpieczone są odpowiednimi osłonami.

Urządzenie zaopatrzone jest w skomputeryzowany system sterująco-pomiarowy. Na **Rys. 4** pokazano zdjęcie urządzenia z systemem pomiarowym oraz wymiennikiem ciepła (nie pokazano szafy sterowniczej).

Włączenie urządzenia jest możliwe tylko po nałożeniu osłon zabezpieczających, która to czynność powoduje załączenie uchylnych wyłączników krańcowych.



Rys. 4. Zdjęcie urządzenia do badania kół zębatach stożkowych ze skomputeryzowanym systemem pomiarowym (po lewej stronie) oraz wymiennikiem ciepła (po prawej stronie)

Fig. 4. Photograph of the bevel gear test rig with a computer-aided measuring system (left side), and a cooler (right side)

System sterująco-pomiarowy

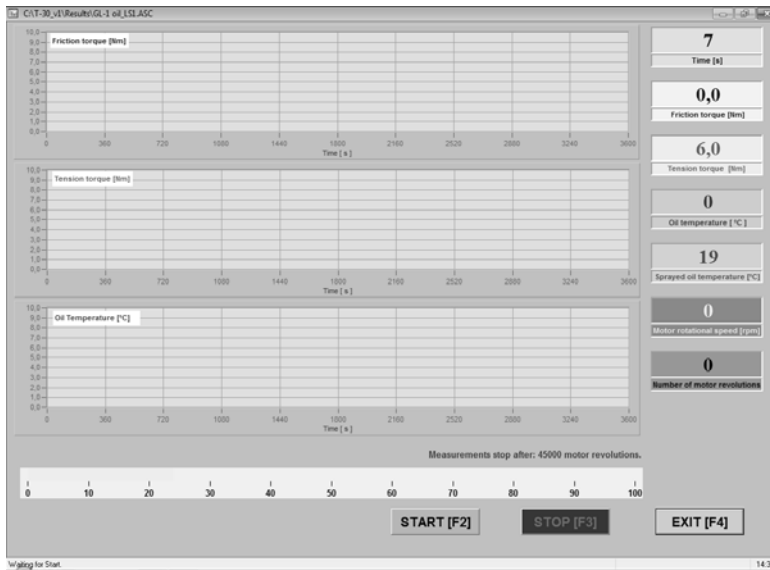
System sterujący pozwala m.in. na włączenie i automatyczne wyłączenie silnika po osiągnięciu zadanej liczby obrotów zębata testowej przekładni zębata stożkowej, ustawianie prędkości obrotowej silnika, zmianę kierunku obrotów silnika w celu zmiany warunków smarowania testowej przekładni stożkowej, ustawianie i kontrolę temperatury oleju. Główne elementy systemu sterującego umieszczone są w szafie sterowniczej (niepokazanej na **Rys. 4**).

System sterujący zaopatrzone jest w szereg elektrycznych (wyłączniki krańcowe) i mechanicznych zabezpieczeń uniemożliwiających przypadkowe włączenie urządzenia. Dodatkowo łatwo dostępne są specjalne wyłączniki (tzw. „grzybki”) do awaryjnego wyłączenia urządzenia. Kolejne zabezpieczenie polega na automatycznym wyłączeniu urządzenia przy przekroczeniu zadanej poziomu drgań. Jest to istotne w długich biegach badawczych, nienadzorowanych bezpośrednio przez operatora.

W skład systemu pomiarowego (pokazany na **Rys. 4**) wchodzi wzmacniacz cyfrowy, zestaw przetworników pomiarowych oraz komputer ze specjalnym programem. W skład zestawu przetworników pomiarowych wchodzi dwa momentomierze (jeden z możliwością pomiaru prędkości obrotowej i liczby obrotów zębata testowej przekładni zębata stożkowej) i termopara. Wielkościami mierzonymi są: moment obciążający koła zębata (skrętny), moment sił tarcia,

prędkość obrotowa zębника, liczba obrotów zębника, temperatura badanego oleju i czas badania.

Po wzmocnieniu we wzmacniaczu cyfrowym, sygnały z przetworników pomiarowych przekazywane są do komputera. Specjalny program komputerowy wyświetla przebiegi mierzonych wielkości w funkcji czasu i dokonuje ich zapisu na dysku komputera. Na **Rys. 5** pokazano jedno z okien programu komputerowego.



Rys. 5. Okno wyświetlania w sposób graficzny i numeryczny wartości mierzonych wielkości w czasie biegu badawczego

Fig. 5. Computer program window for the graphical and numerical display of the quantities measured during the run

Po zakończeniu biegu badawczego program komputerowy generuje raport z przebiegami zmierzonych wielkości, który można wydrukować.

METODYKA BADAWCZA

Opracowana metodyka badawcza dotyczy badań zacierania i powierzchniowego zużywania zmęczeniowego (pittingu) testowych kół zębatach stożkowych o łukowej linii zęba.

Jak wspomniano wcześniej, para testowych kół zębatach stożkowych składa się z zębika oraz koła talerzowego – **Rys. 6**.





- prędkość obwodowa średnia 7,7 m/s,
- czas biegu badawczego 15 min,
- liczba obr. silnika na stop. obciąż. 45 000,
- kierunek obrotów „normalny” (Rys. 6),
- min. i maks. stopień obciążenia od 1 do 14,
- moment obciążający od 3 do 726 Nm, zmieniany stopniowo,
- maks. nacisk wg Hertza od 0,1 do 1,8 GPa,
- początk. temp. badanego oleju 90°C (nie stabilizowana w czasie badań),
- rodzaj smarowania zanurzeniowe (ilość oleju ok. 1,5–2 l),
- poziom oleju do osi zębniaka.

Badania prowadzi się do momentu osiągnięcia stopnia obciążenia niszczącego powodującego powstanie uszkodzeń zajmujących obszar o powierzchni jednego lub więcej zębów zębniaka, lub do osiągnięcia 14 stopnia obciążenia.

Począwszy od 4. stopnia obciążenia, w karcie badania wpisuje się: łączną powierzchnię uszkodzeń zębniaka, symbol najczęściej występującego uszkodzenia (wg **Tab. 1**), temperaturę oleju pod koniec biegu badawczego, moment obciążający pod koniec biegu badawczego oraz osiągniętą liczbę obrotów silnika.

Tabela 1. Skala oceny uszkodzeń zębów zębniaka

Table. 1. Modes of wear of the test bevel gear (pinion)

Uszkodzenie	Symbol uszkodzenia	Wygląd powierzchni roboczej
Wybłyszczenia	W	
Rysy	R	
Bruzdy (ang. <i>scoring</i>)	B	
Zacieranie (ang. <i>scuffing</i>)	Z	

Metodyka badania pittingu

Badanie polega na zastosowaniu danego oleju do smarowania testowych kół zębatych stożkowych pracujących w warunkach podanych poniżej, przy stałej prędkości obrotowej, stałym obciążeniu oraz przy stałej, kontrolowanej temperaturze badanego oleju, aż do stwierdzenia pittingu, ocenianego wizualnie poprzez pomiar pola powierzchni wykruszenia na najbardziej uszkodzonym zębie zębniaka. Oblicza się sumaryczną liczbę cykli zmęczeniowych we wszystkich

biegach badawczych od początku badania do momentu stwierdzenia wystąpienia wykruszenia o określonym polu powierzchni. Na podstawie sumarycznej liczby cykli zmęczeniowych z przynajmniej 3 cykli badawczych wyznacza się 50-procentową powierzchnią trwałość zmęczeniową. Przed badaniem właściwym wykonuje się bieg docierający przy prędkości obrotowej silnika 3000 obr/min, 7. stopniu obciążenia, temperaturze 60°C i w czasie 1 h (liczba obrotów silnika: 180 000).

Warunki badań:

- | | |
|--|---|
| – typ kół testowych | stożkowe o łukowej linii zęba, |
| – prędkość obrotowa silnika | 3000 obr/min, |
| – prędkość obwodowa średnia | 7,7 m/s, |
| – czas biegu badawczego | 7 h, |
| – liczba obr. silnika na stop. obciąż. | 1 260 000, |
| – kierunek obrotów | „normalny” (Rys. 6), |
| – stopień obciążenia | 12, |
| – moment obciążający | 535 Nm, |
| – maks. nacisk wg Hertza | 1,5 GPa, |
| – temp. badanego oleju | 90°C – stabilizowana w czasie badań, |
| – rodzaj smarowania | zanurzeniowe (ilość oleju ok. 1,5 – 2 l), |
| – poziom oleju | do osi zębnika, |
| – liczba cykli badawczych | minimum 3. |

Badania prowadzi się do momentu osiągnięcia pittingu, tzn. gdy powierzchnia uszkodzeń najbardziej zniszczonego zęba zębnika osiągnie 4% jego powierzchni roboczej.

Badania przerywa się w przypadku osiągnięcia 222 h pracy urządzenia (ok. $40 \cdot 10^6$ obrotów silnika, czyli cykli zmęczeniowych).

Na podstawie wyników z przynajmniej 3 cykli badawczych wyznacza się, z rozkładu Weibulla, trwałość zmęczeniową 50%, czyli liczbę cykli zmęczeniowych odpowiadającą 50-procentowemu prawdopodobieństwu wystąpienia uszkodzenia.

Po każdym biegu badawczym w karcie badania wpisuje się: powierzchnię uszkodzeń przez pitting (jeśli występuje) najbardziej uszkodzonego zęba zębnika, symbol najczęściej występującego uszkodzenia innego niż pitting (wg **Tab. 1**), temperaturę oleju pod koniec biegu badawczego, moment obciążający pod koniec biegu badawczego oraz osiągniętą liczbę obrotów silnika (cykli zmęczeniowych).

W obu procedurach przed badaniem koła testowe myje się w benzynie ekstrakcyjnej. W czasie montażu koła ustawia się według klasycznej procedury ustawiania kół stożkowych, aby osiągnąć odpowiedni luz i ślad współpracy, używając specjalnej farby do badania położenia śladu współpracy. Wskazane jest sprawdzenie poziomu drgań przy prędkości obrotowej silnika 3000 obr/min

celem potwierdzenia prawidłowości współpracy kół. Przy prawidłowo ustawionych kołach powinien on osiągać wartość najmniejszą.

W obu procedurach badawczych przyjęto założenie, że zostaną wykorzystane koła testowe tego samego typu, o łukowej linii zęba, wykonane w 5. klasie dokładności (według DIN 3965), ze stali 18H2N2, nawęglane i hartowane do twardości 56–60 HRC. Rozpatrywane jest także zastosowanie innych materiałów, jeżeli będzie to konieczne ze względu na osiągnięcie porównywalności materiałowej z kołami zębatymi stożkowymi występującymi w określonych urządzeniach.

PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono urządzenie i metodykę tribologicznego badania różnych, groźnych form zużycia kół zębatych stożkowych, takich jak zacieranie i powierzchniowe zużycie zmęczeniowe (pitting).

Artykuł stanowi część pierwszą cyklu poświęconego badaniom tribologicznym kół zębatych stożkowych. W części drugiej (planowanej do publikacji w 2013 r.) przedstawione zostaną wyniki badań wpływu na zacieranie i pitting klasycznych olejów przekładniowych, np. samochodowych olejów przekładniowych różnych klas jakościowych API (GL-1, GL-5), ale też przekładniowego oleju ekologicznego, z bazą naturalną (roślinną). Zbadany zostanie również wpływ na zacieranie i pitting materiału kół testowych – nie tylko „klasycznej” stali do nawęglania, ale też kół z osadzoną powłoką niskotarciową a-C:H:W (handlowa nazwa WC/C), stosowaną na wysokoobciążone węzły tarcia. Jest to wielowarstwowa, nanostrukturalna powłoka DLC węgla wolframu, nanoszona w procesie PVD metodą reaktywnego rozpylania magnetycznego. Celem badań będzie uzyskanie unikatowych wyników badań kół zębatych stożkowych. W literaturze przedmiotu nie znaleziono żadnych publikacji dotyczących tribologicznych badań kół zębatych stożkowych smarowanych olejem ekologicznym czy mających osadzoną na zębach powłokę niskotarciową.

Opracowanemu urządzeniu nadano symbol T-30. Podobnie jak inne opracowane w ITeE – PIB w Radomiu urządzenia do badań tribologicznych zostanie ono wprowadzone do tzw. Systemu Badań Tribologicznych [L. 16].

Już na etapie przeglądu literatury stwierdzić można, że opracowane urządzenie i metodyka badawcza mogą znaleźć zastosowanie w laboratoriach przemysłu petrochemicznego, laboratoriach ośrodków zajmujących się pracami rozwojowymi z dziedziny inżynierii zaawansowanych materiałów na koła zębate, a także w laboratoriach wyższych uczelni technicznych.

LITERATURA

1. Höhn B.-R., Oster P., Schedl U.: Pitting load capacity test on the FZG gear test rig with load-spectra and one-stage investigations. *Tribotest journal*, t. 5, nr 4, 1999, s. 417–430.
2. How gears work. <http://science.howstuffworks.com/transport/engines-equipment/gear4.htm>
3. Wójcik Z.: Przekładnie stożkowe systemu Gleason - konstrukcja i technologia. Wyd. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2004.
4. Kalin M., Vižintin J.: The tribological performance of DLC-coated gears lubricated with biodegradable oil in various pinion/gear material combinations. *Wear*, t. 259, 2005, s. 1270–1280.
5. Martins R.C., Moura P.S., Seabra J.O.: MoS₂/Ti low-friction coating for gears. *Tribology International*, t. 39, 2006, s. 1686–1697.
6. Martins R., Amaro R., Seabra J.: Influence of low friction coatings on the scuffing load capacity and efficiency of gears. *Tribology International*, t. 41, 2008, s. 234–243.
7. Szczerek M., Michalczewski R., Piekoszewski W.: The problems of application of PVD/CVD thin hard coatings for heavy-loaded machine components. *Materiały ASME/STLE International Joint Tribology Conference, IJTC 2007, w San Diego (USA). 2007, Part A*, s. 35–37.
8. Michalczewski R. i inni: The lubricant-coating interaction in rolling and sliding contacts. *Tribology International*, t. 42, 2009, s. 554–560.
9. Michalczewski R. i inni: Scuffing resistance of DLC coated gears lubricated with ecological oil. *Estonian Journal of Engineering*, t. 15, nr 4, 2009, s. 367–373.
10. Górski W.: Biogazy – składnik cieczy eksploatacyjnych. *Materiały III. Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Środki Smarowe 2010”, Rytro. 2010* (referat dostępny w postaci elektronicznej).
11. Winter H., Richter M.: Scuffing load capacity of hypoid and bevel gears. *Materiały 8. Sympozjum JSME „Gearing”, Sendai (Japonia). 1975*, s. 1–12.
12. Hadschuh R.F.: Testing of face-milled spiral bevel gears at high-speed and load. *NASA/TM-2001-210743*, March 2001, s. 1–8.
13. Michaelis K.: Gear Failures. Pitting. *Materiały z wykładu na Uniwersytecie w Ljubljanie (Chorwacja)*.
14. Sekercioglu T., Kovan V.: Pitting failure of truck spiral bevel gear. *Engineering Failure Analysis*, t. 14, 2007, s. 614–619.
15. Höhn B.-R. i inni: Pitting resistance and bending strength of bevel and hypoid gear teeth. *Europower Transmission*, April 1993, s. 17–25.
16. Szczerek M.: Metodologiczne problemy systematyzacji eksperymentalnych badań tribologicznych. *Wyd. ITeE, Radom 1997*.

Realizacja projektu została dofinansowana przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach projektu rozwojowego nr N R03 0019 06/2009.

Summary

The paper presents a test rig and methods developed at the Institute for Sustainable Technologies in Radom for the tribological testing of spiral bevel gears. The idea resulted from a problem announced by some manufacturers concerning devices in which bevel gears are used (e.g. gearmotors), concerning an improvement in the reliability of the tests. Until now, widely used test devices and methods have allowed researchers to perform runs on only spur gears having the tooth geometry different than the geometry of bevel gears.

Because there is a lack of the standardised, tribological test methods concerning bevel gears, test methods have been developed by the authors. They relate to research on the most dangerous modes of wear of bevel gears, such as scuffing/seizure and surface fatigue (pitting). The aim of these tests will be the determination of an effect of gear oils as well as modern techniques of surface modification by the deposition of thin, hard, low-friction coatings, on the mentioned modes of wear. This approach results from a potential requirement concerning the introduction of ecological oils (with a natural base) for the lubrication of gears, and the tendency to a reduction in the bevel gear temperature (due to lower friction), which is achievable through the application of low-friction coatings on the teeth of bevel gears.