METODYKA PROWADZENIA BADAŃ WYTRZYMAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ KÓŁ ZĘBATYCH

Emil Weresa[1a], Zdzisław Rak[2c], Andrzej Seweryn[1b]

[1]Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka,
[2]Katedra Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska
e-mail: [a]e.weresa@doktoranci.pb.edu.pl; [b]a.seweryn@pb.edu.pl; [c]zdzislaw.rak@polsl.pl

Streszczenie

W niniejszej pracy przedstawiono metodykę prowadzenia badań doświadczalnych, trwałości zmęczeniowej kół zębatych o zębach prostych, na stanowisku własnej koncepcji. Stanowisko zostało zaprojektowane tak, aby umożliwiało zadawanie dowolnego rodzaju przebiegów obciążeń w postaci momentu skręcającego zadawanego na wałku czynnym danej przekładni, mierzonym za pomocą momentomierza skrętnego na wałku biernym. Wykonano szereg prób zmęczeniowych, na podstawie których otrzymano krzywą zmęczeniową badanych kół zębatych wykonanych ze stopu aluminium PA6. Przedstawiono również wyniki analizy złomu zmęczeniowego wybranych przełomów.

METHODOLOGY OF EXPERIMENTAL RESEARCH OF FATIGUE LIFE OF GEAR WHEELS

Summary

In the present paper a methodology of experimental research of fatigue life of straight teeth gear wheels on the self-concept test stand was presented. The stand was designed to enable setting of arbitrary kind of progress of loads of torque moment set on a drive shaft, gauged with a torque meter on a driven shaft. A series of fatigue tests were carried out, based on which an endurance test curve of the considered gear wheels made of aluminium alloy PA6 was obtained. Finally an analysis of fatigue scrap of the chosen fracture was made out.

1. WSTĘP

W badaniach wytrzymałości i trwałości zmęczeniowej kół zębatych, przy wyznaczaniu uszkodzeń, takich jak: złamanie podstawy zęba, wyżłobienia powierzchni kontaktowej zębów (zużycie – pittingowe, adhezyjne, spallingowe), istnieje potrzeba określenia, w jakim czasie wystąpią one od pierwszego uruchomienia maszyny przy zadanej wielkości obciążenia. Dzięki określeniu czasu przydatności danej przekładni do pracy w warunkach normalnej eksploatacji, bez konieczności ingerencji człowieka w dane urządzenie, można uniknąć poważnych uszkodzeń całego urządzenia. Najlepszym stanowiskiem do określanie wyżej wymienionych uszkodzeń do tej pory było zastosowanie stanowiska mocy zamkniętej (rys.1), często nazywanego stanowiskiem mocy krążącej.

W artykule zaproponowano własną konstrukcję stanowiska badawczego znacząco różniącego się od dotychczas stosowanych rozwiązań. Zastosowanie w nim momentomierza skrętnego zaowocowało dobrym odwzorowaniem współpracy poszczególnych par kontaktowych współpracujących ze sobą kół zębatych.

2. PRZEGLĄD METOD BADAWCZYCH TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Obciążenia eksploatacyjne elementów konstrukcyjnych, w szczególności obciążenia cyklicznie zmienne, powodują nukleację i rozwój uszkodzeń w materiale, często prowa-

dzący do zniszczenia zmęczeniowego całego elementu. W przypadkach obciążeń jednoosiowych lub proporcjonalnych dwuosiowych uszkodzenia kumulują się na uprzywilejowanych płaszczyznach, a trwałość materiału określa się na podstawie wyników standardowych testów prezentowanych w postaci krzywych zmęczeniowych [2,4]. Przewidywanie trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych eksploatowanych w warunkach obciążeń nieproporcjonalnych (co ma miejsce w przypadku kół zębatych przekładni) stanowi duży problem obliczeniowy. Trudności wiążą się z koniecznością formułowania i weryfikacji doświadczalnej ogólnych opisów kryterialnych uwzględniających kumulację uszkodzeń na różnych płaszczyznach fizycznych oraz odpowiedni wybór płaszczyzny krytycznej (płaszczyzny inicjacji pęknięcia) [4,8,9].

Pęknięcia zmęczeniowe we współpracujących kołach zębatych mogą powstawać zarówno w warstwie wierzchniej zęba, jak i wewnątrz materiału - w pobliżu granicy warstwy wierzchniej i rdzenia [6,13,14,15]. W pierwszym przypadku inicjację pęknięć powodują wysokie naprężenia kontaktowe (normalne i styczne) na powierzchniach współpracujących zębów. Prowadzą one do lokalnych wykruszeń na powierzchni kontaktowej zębów. W drugim mechanizmie pękania kół zębatych, pęknięcie może propagować wewnątrz rdzenia lub na połączeniu rdzenia i warstwy wierzchniej. Może to doprowadzić do uszkodzenia dużej części rdzenia lub nawet oderwania się całego zęba [4,10].

Obliczenia zmęczeniowe kół zębatych najczęściej polegają na sprawdzeniu wytrzymałości zmęczeniowej podstawy zęba (wg PN-ISO 6336/3). Procedura obliczeniowa polega na wyznaczeniu dopuszczalnych naprężeń u podstawy zęba, określających zakres nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej. Zgodnie z PN-ISO 6336 naprężenia te przyjmują graniczną wartość naprężeń zginających u podstawy zęba, jakie może przenieść materiał wieńca bez złamania zęba, przez co najmniej $3x10^6$ cykli obciążenia (w warunkach zginania odzerowotętniącego) [4,11].

Obliczenia wytrzymałości zmęczeniowej zębów kół zębatych zgodnie z normą PN-ISO 6336/5 można przeprowadzić na cztery różne sposoby. Jedna z metod obliczeniowych wymaga wyznaczenia wykresu trwałości zmęczeniowej na podstawie badań doświadczalnych rzeczywistych par kół zębatych w warunkach eksploatacyjnych. Kolejna z metod wymaga również znajomości danych wyznaczonych w badaniach kół na specjalnych stanowiskach mocy zamkniętej lub na maszynach wytrzymałościowych [1,3]. W pozostałych dwóch mniej dokładnych metodach obliczania wytrzymałości zmęczeniowej zębów kół zębatych wykorzystywane są wartości nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej uzyskanej w badaniach płaskich próbek z karbem lub próbek gładkich przy jednoosiowym odzerowotętniącym zginaniu [5].

2.1. STANOWISKO MOCY ZAMKNIĘTEJ

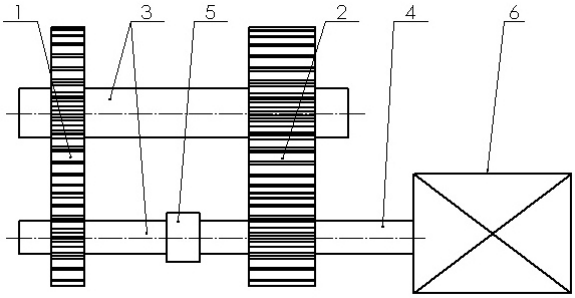
Schemat przekładni „mocy zamkniętej" przedstawiono na rys. 1. Składa się ona z dwóch przekładni jednostopniowych o tym samym przełożeniu, tzw. przekładni badanej i zamykającej, dwóch wałków skrętnych, sprzęgła napinającego oraz silnika elektrycznego średniej mocy (ogólnie od 6 do 12 kW). W przekładni badanej znajdują się dwa koła badane, a w przekładni zamykającej koła zamykające obieg o dużo wyższej wytrzymałości w porównaniu do kół badanych.

Jednym z najważniejszych elementów stanowiska mocy zamkniętej jest zespół zadawania obciążenia. Najczęściej wykorzystuje się do tego celu sprzęgło napinające (5), umożliwiające skręcanie wałków (3) przekładni (rys.1) odpowiednim momentem skręcającym. Do niedawna były także wykorzystywane w badaniach przekładni wały *Cardana,* pozwalające na zmianę momentu obciążającego bez konieczności zatrzymywania stanowiska pomiarowego.

Najnowsza wersja stanowiska do badania przekładni zębatych tego typu stosowana jest, w powiązaniu z hydraulicznym sposobem zadawania obciążenia, przez instytut naukowy *NASA Glenn Research Center*. Pozwala to na obciążanie badanych kół przekładni stałym momentem, tak jak na klasycznym stanowisku (rys.3) z napinaniem mechanicznym ustawionym przed rozpoczęciem badania. Rozwiązanie takie umożliwia zadawanie momentu skrętnego w sposób zmienny (programowany), automatycznie w trakcie prowadzenia badania (bez zatrzymywania stanowiska). Zmiana ta może następować w sposób ciągły, skokowy lub nawet losowy.

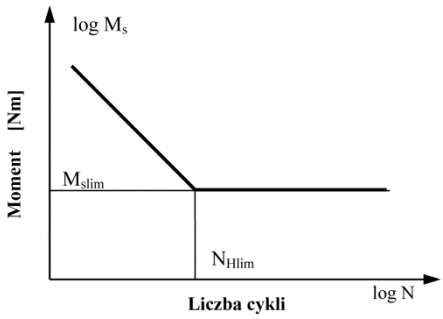
W projekcie normy ISO 6336/5 zaleca się następujące standardowe wymiary kół i warunki robocze do wyznaczania nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej na stanowisku mocy zamkniętej: odległość osi przekładni

badanej i zamykającej $a = 100\ mm$, kąt pochylenia linii zęba $p = 0°$, moduł $m = 3 \div 5$ mm, wysokość chropowatości powierzchni kontaktowej zęba $R_z = 3\ \mu m$, prędkość obwodowa $v = 10\ m/s$, lepkość oleju $\upsilon_o = 100\ mm^2/s$, jednakowy materiał kół, klasa dokładności wykonania: 4. do 6. wg ISO.



Rys. 1. Stanowisko mocy zamkniętej 1 - przekładnia badana, 2 - przekładnia zamykająca, 3 - wałki skrętne, 4 - czop wałka do połączenia z silnikiem, 5 - sprzęgło napinające, 6 – silnik [7]

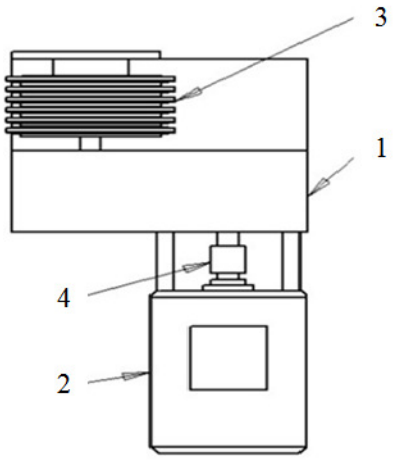
Nieograniczona wytrzymałość na uszkodzenia zmęczeniowe (zmęczenie stykowe, pitting) powierzchni kontaktowej zęba jest graniczną (maksymalną) wartością obliczeniowych naprężeń kontaktowych, jakie może przenieść materiał bez uszkodzenia powierzchni kontaktowej w postaci wgłębień zmęczeniowych, przez nie mniej niż graniczną (bazową) liczbę cykli N_{Hlim} (rys. 2). Graniczna liczba cykli N_{Hlim} jest początkiem zakresu nieograniczonej wytrzymałości na zmęczenie.



Rys. 2. Definicja nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej

2.2. STANOWISKO KLASYCZNE

Schemat budowy stanowiska klasycznego przedstawiono na rys. 3. Składa się ono z przekładni badanej (1), sprzęgła lub hamulca obciążającego (3) zamontowanego na jednym z wałów przekładni i silnika (2), np. elektrycznego, zamontowanego na drugim wale przekładni, który wymusza moment obciążeniowy przekładni [7].

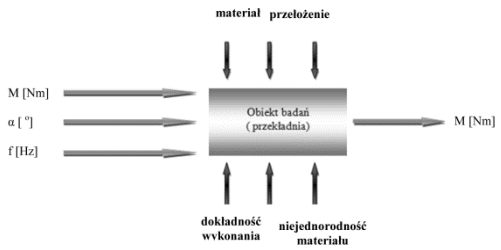


Rys. 3. Klasyczne stanowisko do badania przekładni zębatej, 1 – korpus badanej przekładni zębatej, 2 – silnik, 3 – sprzęgło obciążeniowe lub hamulec elektromechaniczny, 4 – sprzęgło

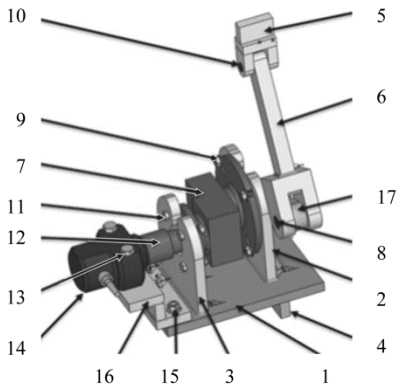
Stanowiska klasyczne mają zastosowanie w małych gabarytowo przekładniach przenoszących małe momenty obciążeniowe.

3. METODYKA BADAŃ

W celu identyfikacji mechanizmu zniszczenia zębów walcowych przekładni zębatych opracowano innowacyjne stanowisko badawcze umożliwiające wyznaczanie parametrów wytrzymałościowych oraz zmęczeniowych kół testowanych przekładni (rys. 5 i 7) w postaci krzywych zmęczenia. Stanowisko zostało zgłoszone do Urzędu Patentowego RP, w celu uzyskania ochrony prawnej [12,16]. Algorytm wyznaczania zmiennych materiałowych kół przekładni na prezentowanym stanowisku przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Metodyka badań kół zębatych przekładni



Rys. 5. Stanowisko badawcze, widok izometryczny

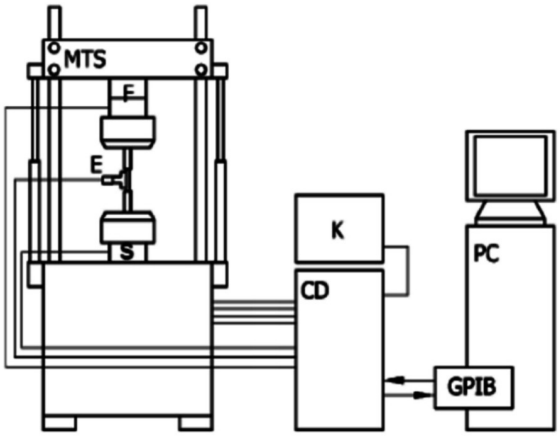
Parametrami wejściowymi w prezentowanym modelu stanowiska są: moment obrotowy M, kąt obrotu wałka α oraz częstotliwość zadawania obciążenia f. Zmienne parametry natomiast stanowią: przełożenie, rodzaj cieczy chłodząco-smarującej oraz materiał zębów. Proces badawczy może być ponadto zakłócany przez dokładność wykonania badanej przekładni, niejednorodność materiału oraz parę łożyskującą. Parametrem wyjściowym na stanowisku jest przebieg momentu skręcającego wałek zdawczy przekładni w funkcji czasu.

Prezentowane stanowisko badawcze zostało zaprojektowane jako konstrukcja spawana ze stali 16HG (rys.5). Składa się ono z podstawy (1) wyposażonej w elementy mocujące (2) i (3) badanej przekładni (7). Istotą proponowanego rozwiązania jest zastosowanie hydraulicznej maszyny wytrzymałościowej do zadawania programowanych przebiegów obciążenia. W związku z tym wymagane jest umieszczenie stanowiska w maszynie wytrzymałościowej za pośrednictwem elementu (4). Przewiduje się bazowanie stanowiska na powierzchniach czołowych uchwytu stałego maszyny tak, aby cały jego ciężar spoczął na tym elemencie.

Badana przekładnia jest mocowana na stanowisku za pomocą śrub łączących. Pomiar rzeczywistego momentu skręcającego jest rejestrowany za pomocą tensometrycznego czujnika momentu mocowanego za pośrednictwem tulei redukcyjnej (12) z wałkiem zdawczym badanej przekładni. Czujnik pomiarowy jest przykręcony do podstawy stanowiska za pośrednictwem elementu łączącego (16).

Znamiennym w prezentowanym rozwiązaniu jest sposób zadawania obciążeń. Zastosowano w tym celu mechanizm korbowo-wodzikowy, który zamienia ruch postępowo zwrotny siłownika wymuszającego maszyny na ruch obrotowy wałka napędowego przekładni. Mechanizm korbowo-wodzikowy mocowany jest za pośrednictwem elementu (17) jednym końcem na wale przekładni, druga jego strona unieruchamiana jest w uchwycie maszyny wytrzymałościowej. Ruch postępowo zwrotny uchwytu (5) odbywa się zgodnie z zaprogramowanym ruchem siłownika maszyny wytrzymałościowej. Moment skręcający na wałku zdawczym rejestrowany jest w czasie rzeczywistym za pomocą tensometrycznego czujnika momentu obrotowego (14). Układ pomiarowy umożliwia akwizycję wartości sygnału pomiarowego czujnika momentu oraz wartość odpowiadającego mu obciążenia wymuszającego. W trakcie badań prowadzona jest kontrola wartości momentu skręcającego ze względu na dopuszczalną wartość przewidzianą przez producenta przekładni.

Obciążanie kół zębatych w zakresie cyklicznych obciążeń eksploatacyjnych realizowane będzie na maszynie wytrzymałościowej MTS 322 działającej w pętli sprzężenia zwrotnego (rys. 6,7).



Rys. 6. Schemat stanowiska badawczego: CD – sterownik cyfrowy maszyny do badań zmęczeniowych MTS 322; K – konsola; PC – komputer z interfejsem sprzętowym i programowym, E – badana przekładnia, F – czujnik siły; S – siłownik; GPIB – karta umożliwiająca podłączenie komputera PC

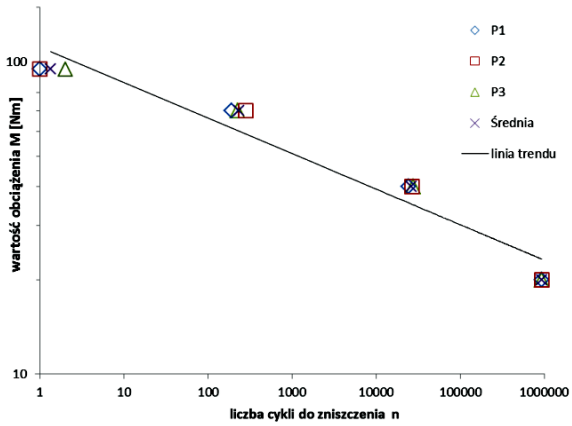
Rys. 7. Widok stanowiska badawczego

4. BADANIA DOŚWIADCZALNE

Badania doświadczalne przeprowadzono na kołach zębatych o zębach prostych, wykonanych ze stopu aluminium PA6 i module zęba 1,5 mm (rys. 8).

Rys. 8. Widok badanych próbek użytych do badań

Liczba zębów małego koła wynosiła 18, a dużego 33. Chropowatość powierzchni kontaktowej zębów otrzymano na poziomie Ra – 0,63 µm.



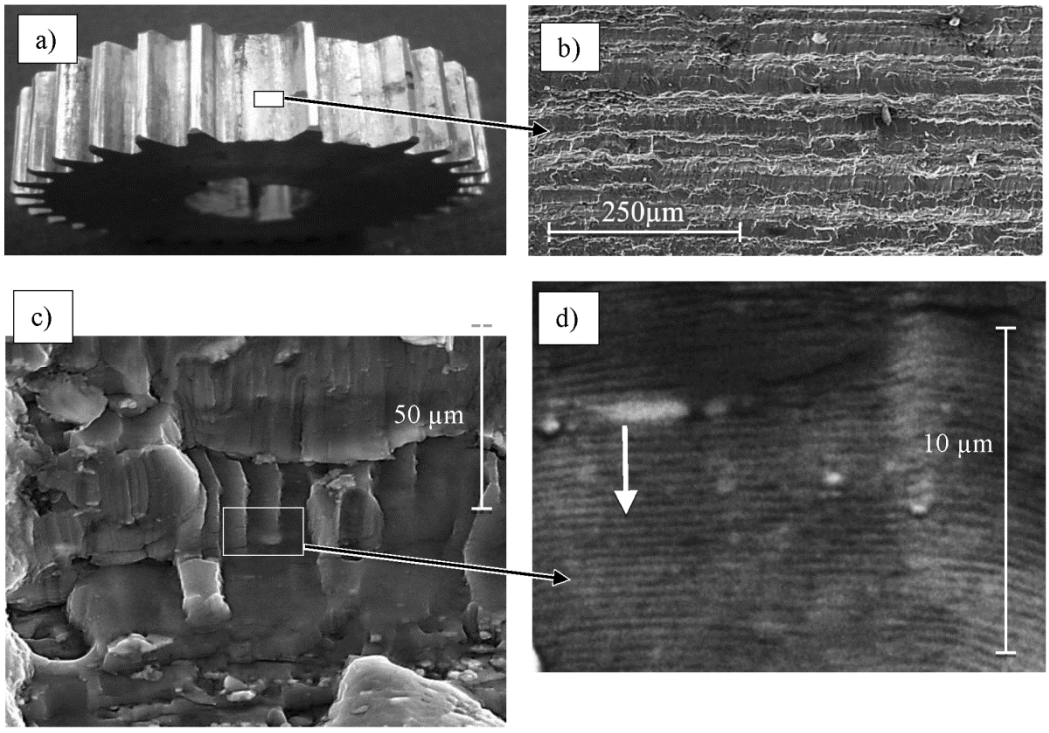
Rys. 9. Wykres trwałości zmęczeniowej przekładni zębatej I koło – 18 zębów, II koło 33 – zęby, moduł zęba 1,5 mm, materiał: stop aluminium PA6, EN AW-2017A

Badania zmęczeniowe wykonano w laboratorium Katedry Mechaniki i Informatyki Stosowanej na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej. W każdym punkcie obciążenia wykonano po trzy próby, a ich wartości przedstawiono w tabeli 1 oraz na rys. 9.

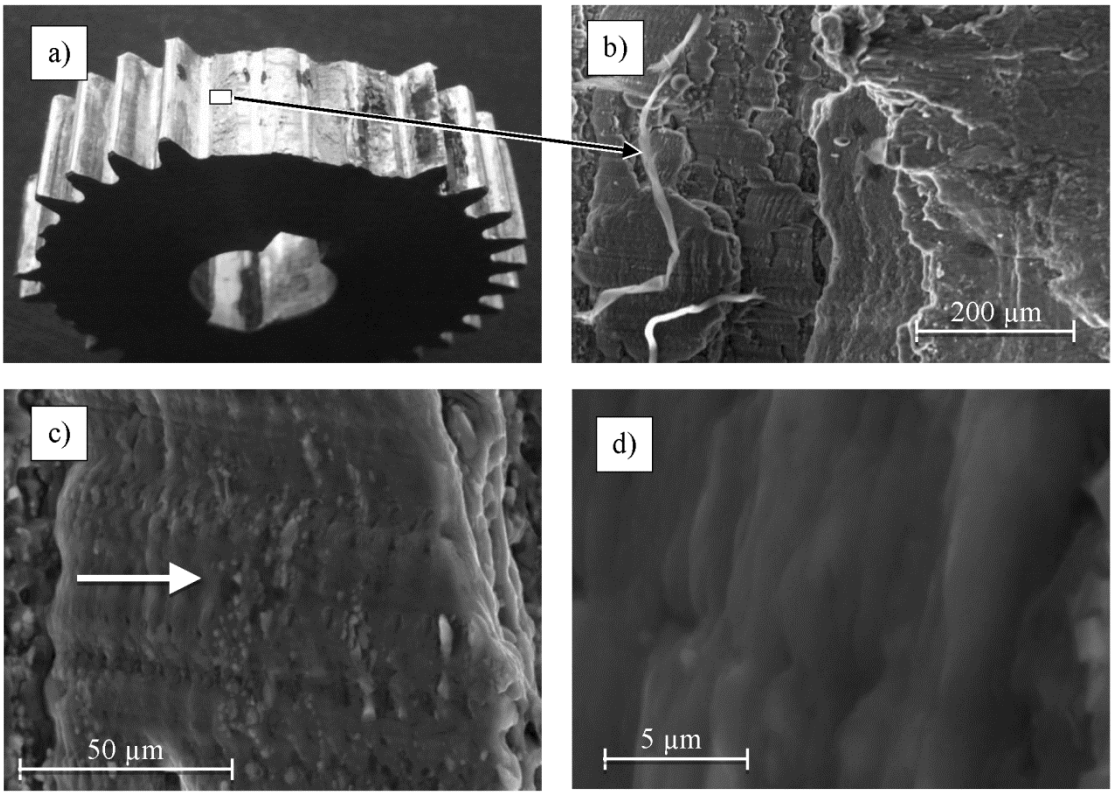
Tabela 1. Wyniki badań trwałości zmęczeniowej kół zębatych ze stopu aluminium PA6

Liczba prób/ liczbę cykli Obciążenie [Nm]	P1	P2	P3	Średnia
95	1	1	2	1,3(3)
70	190	280	226	232
40	24 238	26 854	27 736	26 276
20	925 304	927 200	928 112	926 872

Przeprowadzono także analizę powierzchni pęknięcia, która jest cennym źródłem informacji, na temat, liczby cykli i sposobu obciążenia oraz miejsca inicjacji i kierunku propagacji pęknięcia.



Rys. 10. Koło zębate uszkodzone w wyniku działania obciążenia zmęczeniowego (maksymalny moment skrętny w cyklu obciążenia M = 20 Nm, liczba cykli N_f = 928 112) (a) oraz widok płaszczyzny pęknięcia zęba w powiększeniu 180x (b) 900x (c) oraz 5000x (d)



Rys. 11. Koło zębate uszkodzone w wyniku działania obciążenia zmęczeniowego (maksymalny moment skrętny w cyklu obciążenia M = 40 Nm, liczba cykli N_f = 26854) widok (a) oraz widok płaszczyzny pęknięcia zęba w powiększeniu 150x (b) 1000x (c) oraz 7000x (d)

Na rys.10a przedstawiono lokalizację powierzchni przełomu zęba koła 1., natomiast jej kolejne powiększenia o wartościach 180x, 900x i 5000x odpowiednio na rys.10b do 10d.

Powierzchnia przełomu stopu PA6, z którego zostało wykonane koło zębate, charakteryzuje się większą chropowatością powierzchni w porównaniu do przełomu w kołach stalowych [17]. Na rys. 10b i 10c można zaobserwować uskoki powierzchni, które są tego przyczyną. Dopiero 5000-krotne powiększenie powierzchni przełomu (rys.10d) ujawniło prawdziwą przyczynę złamania zęba. Na rysunku tym można zaobserwować prążki zmęczeniowe, natomiast strzałką wskazano kierunek pękania. Zdjęcia zostały wykonane na skaningowym mikroskopie elektronowym HITACHI S – 3000N z katodą wolframową w laboratorium Katedry Inżynierii Materiałowej i Biomedycznej na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej.

Przykład analizy przełomu zęba kolejnego koła zębatego przedstawiono na rys. 11. Na rysunkach 11c i 11d również widoczne są prążki zmęczeniowe. Są one rzadsze niż te przedstawione na rys. 10d, co oznacza, że prędkość pękania stopy zęba w tym przypadku, była wyższa. Ten wzrost prędkości pękania jest wynikiem większego obciążenia [17]. Kierunek propagacji pęknięcia wskazano na rys. 11c.

5. WNIOSKI

Przeprowadzone badania eksperymentalne wykazały dużą przydatność nowego urządzenia do badania trwałości zmęczeniowej przekładni zębatej. Umożliwia ona zadawanie dowolnego rodzaju przebiegu obciążenia zgodnego z tym, jakie występuje podczas eksploatacji. Pozwala na zmiany obciążenia podczas badania bez konieczności przerywania eksperymentu. Stanowisko szczególnie przydatne do badań cykli przeciążeniowych poniżej 10^6 cykli. Istnieje potrzeba użycia urządzenia dodatkowego, pracującego, powyżej tego zakresu.

Literatura

1. Drewniak J.: Laboratorium badania przekładni zębatych. Bielsko-Biała: Wyd. ATH, 2000.
2. Marines I., Bin X., Bathias C.: An understanding of very high cycle fatigue of metals. “International Journal of Fatigue” 2003, Vol. 25, p. 1101÷1107.
3. Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe. Warszawa: WKŁ, 1995.
4. Kocańda S, Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. Warszawa: WNT, 1997.
5. Mueller Ch. L. : Przekładnie zębate: badania. Warszawa: WNT, 1984.
6. Moyer Ch. A.: Oberflächenschäden an Verzahnungen und Wälzlagern. „Konstruktion” 1996, Vol. 48, S. 47-53.
7. Orzełowski S.: Eksperymentalne badania samochodów i ich zespołów. Warszawa: WNT, 1995.
8. Łazarz B., Peruń G.: Dynamic model of circulating power test RIGG. ZN Pol. Śl. 2007, s. “Transport” Vol. 63, p. 163 – 172.
9. Budzik G., Markowski T., Sobolak M.: Prototyping of bevel gears of aircraft power transmission. “Journal of KONES” 2007, Vol. 14, p. 61 – 66.
10. Kawalec A., Wiktor J.: Analysis of strength of tooth root with notch after finishing of involute gears. “Archive of Mechanical Engineering” 2001, Vol. 48, No. 3, p. 217 – 248.
11. Korzeniewski H., Jamiński J.: Determination of essential components of cyclic deviation for gear wheel generated on gear shaper cutter. “ Advances in Manufacturing Science and Technology” 2005, Vol. 29, No. 1, p. 43-53.
12. Płocica M., Dziubek T.: Koncepcje konstrukcyjne przekładni stożkowych o zazębieniu wewnętrznym. ZN Pol. Rzesz. 2008, „Mechanika”, Vol. 75, s. 157 – 166.

13. Zwolak J.: Technologiczne aspekty trwałości zmęczeniowej przekładni zębatych maszyn roboczych. Rzeszów: Ofic. Wyd. Pol. Rzesz., 2003.

14. Tuszyński, W., Wulczyński J.: New methods for testing an effect of lubricating oils on scuffing, pitting and micropitting of gears. "Tribologia: tarcie, zużycie, smarowanie" 2007, nr 3-4, s. 303—317.

15. Mączak J.: Zawisza M.: Miary zmęczeniowego uszkodzenia kół zębatych. „Diagnostyka" 2005, Vol. 34, s. 121—126..

16. Weresa E., Szusta J.: Stanowisko do badania trwałości zmęczeniowej przekładni zębatej. Zgłoszenie patentowe, związane z uzyskaniem prawa ochronnego na wzór użytkowy nr. W.121171, 2012.

17. Kocańda S.: Zmęczeniowe pękanie materiałów. Warszawa: WNT, 1985.

Badania są realizowane w ramach projektu finansowego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego, grant nr N504 340336.