

**Jan ZWOLAK<sup>\*</sup>, Dominik KOZIK<sup>\*\*</sup>, Bartosz KRUCZEK<sup>\*</sup>**

## **BADANIA PROCESÓW ZACHODZĄCYCH W SPRZĘGLACH STOSOWANYCH W PRZEKŁADNIACH ZĘBATYCH POWER SHIFT PODCZAS SPRZĘŻENIA CIERNEGO**

### **INVESTIGATIONS OF PROCESSES OCCURRING IN A CLUTCH USED IN A POWER SHIFT DURING FRICTIONAL ENGAGEMENT OF GEARS**

#### **Słowa kluczowe:**

przekładnia zębata power shift, sprzęgła specjalne, tarcze sprzęgłowe, sprzężenie cierne

#### **Key words:**

power shift gear drive, special clutch, clutch discs, frictional coupling

#### **Streszczenie**

Elementy sprzęgieł przekładni zębatach power shift, a w szczególności tarcze sprzęgłowe powinny charakteryzować się dużą odpornością na zużywanie tri-

---

<sup>\*</sup> Uniwersytet Rzeszowski, ul. Rejtana 16a, 35-959 Rzeszów, Polska, tel.17 8518582.

<sup>\*\*</sup> MTU Aero Engines Polska, Dział Badań i Rozwoju, Tajęcina 108, 36-002 Jasionka, Polska.

bologiczne oraz wysokim współczynnikiem tarcia. Od wymienionych cech tarcz sprzęgłowych w dużym stopniu zależy trwałość i niezawodność zestawów sprzęgłowych, a w związku z tym kompletnej przekładni zębatej power shift stosowanej w układzie napędowym maszyn roboczych.

W prezentowanej pracy przedstawiono analizę tribologiczną tarcz sprzęgłowych stosowanych w budowie przekładni zębatej power shift. W każdym przypadku zmiany przełożenia przekładni zachodzi rozprężenie oraz sprzężenie cierne między tarczami, które jest określane jako faza przejściowa będąca równocześnie najtrudniejszym okresem pracy dla całego układu napędowego maszyny roboczej.

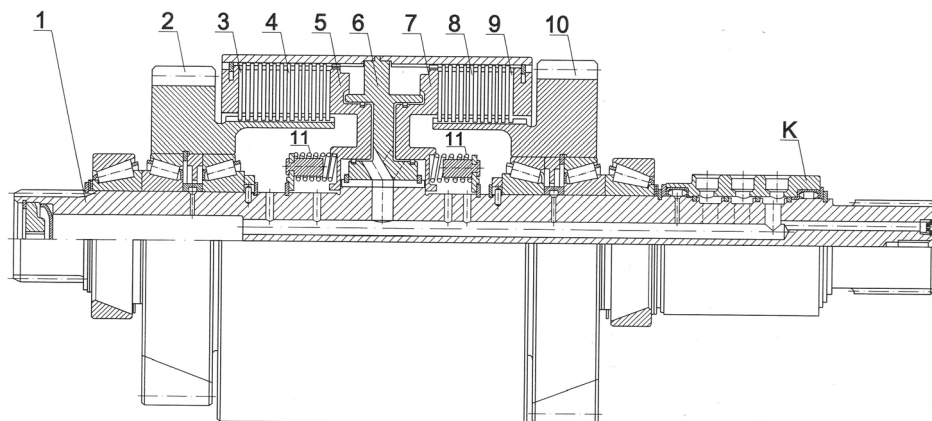
## WPROWADZENIE

Budowa sprzęgieł specjalnych znamienna jest tym, że podstawowe ich elementy, którymi są tarcze czynne, jak i tarcze bierne pozostają w środowisku olejowym, zwłaszcza w tej fazie eksploatacji, w której dane sprzęgło nie przenosi momentu obrotowego. Olej do pakietu tarcz sprzęgłowych doprowadzany jest otworami wzdłużnymi i poprzecznymi wykonanymi w wałku, a jego objętość w przestrzeniach międzycieczowych zmienia się podczas eksploatacji maszyny roboczej, której układ napędowy zawiera przekładnię zębatą mającą w swojej strukturze rozpatrywane sprzęgło. Największa objętość oleju w przestrzeniach międzycieczowych znajduje się w tym czasie, kiedy tarcze sprzęgłowe są w stanie swobodnym (nie są dociskane do siebie), czyli nie ma sprzężenia cierne. W takim stanie sprzęgło nie przenosi momentu obrotowego, pomimo wałka będącego w ruchu obrotowym, na którym ułożyskowane są koła zębate zintegrowane z elementami sprzęgła.

Z chwilą rozpoczęcia przesuwu tłoczka następuje szybki docisk tarcz do siebie i wyciskanie oleju z przestrzeni międzycieczowych. Pozostaje tylko niewielka jego objętość w specjalnych rowkach na czołowych powierzchniach tarcz czynnych. Siła docisku tarcz zależna jest od pola powierzchni pierścieniowej tłoczka oraz od ciśnienia oleju działającego na ten tłoczek. Podczas docisku zmienia się współczynnik tarcia pomiędzy poszczególnymi tarczami sprzęgłowymi, co powoduje nierównomierność ich obciążenia mechanicznego, jak i obciążenia termicznego. Dodatkowo nierównomierności tej sprzyja częsta zmiana przełożenia wymuszająca włączanie i wyłączanie sprzęgieł w czasie ruchu maszyny roboczej (na przykład ładowarki kołowej), przy nieprzerwanym przenoszeniu momentu obrotowego jako charakterystycznej cechy przekładni zębatej power shift, w których rozpatrywane sprzęgła są stosowane.

## BADANE ELEMENTY ZESPOŁU SPRZĘGŁOWEGO

Badania materiałowe i tribologiczne prowadzono na tarczach sprzęgłowych czynnych wchodzących w skład zespołu sprzęgłowego tworzących układ: tarcza czynna – tarcza bierna – tłoczek dociskający. Kompletny wałek sprzęgłowy z widocznym umiejscowieniem badanych elementów przedstawiono na **Rysunku 1**.

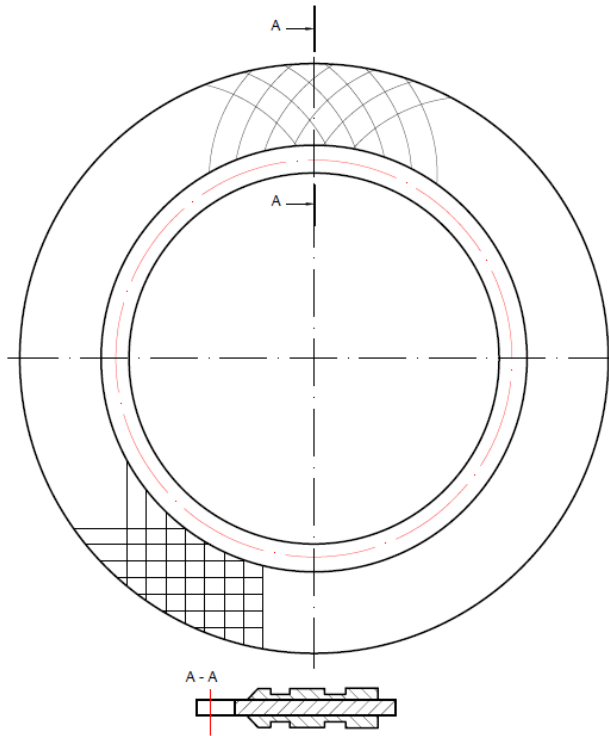


**Rys. 1. Kompletny wałek sprzęgłowy [L. 1]: 1 – wałek, 2 – koło zębate biegu przedniego, 3 i 9 – tarcze sprzęgłowe czynne z warstwą cierną, 4 i 8 – tarcze sprzęgłowe bierna stalowe, 5 – tłoczek L, 6 – cylinder, 7 – tłoczek P, 10 – koło zębate biegu wstecznego, 11 – sprężyny stabilizujące, K – kolektor**

Fig. 1. The complete shaft clutch: 1 – shaft, 2 – gear forward, 3 and 9 – clutch disc friction active layer, 4 and 8 – clutch discs passive steel, 5 – piston L, 6 – cylinder, 7 – piston P, 10 – gear reverse, 11 – spring stabilizing, K – collector

Na przedstawionym wałku sprzęgłowym koło zębate 2 wraz z tarczami czynnymi 3 i z tarczami biernymi 4 dociskanymi przez tłoczek 5 stanowi sprzęgło jazdy do przodu. Na prawej stronie wałka jest sprzęgło jazdy do tyłu utworzone przez koło zębate 10 połączone z tarczami czynnymi 9 i z tarczami biernymi 8, których sprzężenie cierne realizowane jest przez docisk tłoczka 7.

Najbardziej wrażliwymi elementami na działanie obciążeń mechanicznych i cieplnych są tarcze sprzęgłowe, zarówno czynne, jak i bierna [L. 2–4]. Obciążenia te wynikają z docisku tłoczka oraz z przenoszonego momentu obrotowego i wywołują deformacje kształtowe tarcz, które uniemożliwiają pełne rozłączenie sprzęgła. Niepełne rozłączenie sprzęgła objawia się tym, że mimo braku docisku tarcz sprzęgłowych do siebie przez tłoczek 5 lub 7 koła zębate 2 lub 10 pozostają w połączeniu z wałkiem 1 i mogą przenosić moment obrotowy o niewielkiej wartości. Postać konstrukcyjną tarczy sprzęgłowej czynnej przedstawiono na **Rysunku 2**.



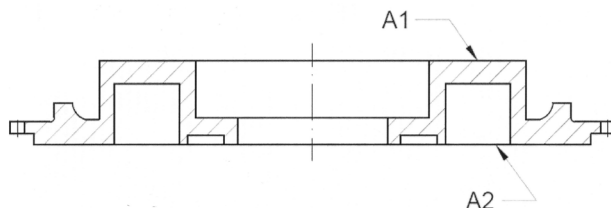
**Rys. 2. Tarcza sprzęgłowa czynna z rowkami lukowymi lub prostymi**

Fig. 2. Clutch disc active with grooves arc curved or simple

Tarcza czynna ma budowę trójwarstwową, co widoczne jest na **Rysunku 2** w przekroju A-A. Głównym elementem konstrukcyjnym jest tarcza stalowa z wielowypustem wewnętrznym, a po obu stronach jej powierzchni czołowych znajdują się warstwy materiału o grubości 0,7 mm wykazujące wysoką odporność na zużywanie ściernie i odpowiednio wysoki współczynnik tarcia. Rowki na przekroju A-A, niezależnie jakiego są kształtu, spełniają funkcję zatrzymywania oleju po dociśnięciu tarcz do siebie przez tłoczek. Zadaniem oleju jest chłodzenie tarcz sprzęgłowych oraz odprowadzanie produktów zużycia ściernego występującego w rzeczywistych warunkach eksploatacji sprzęgła.

Równomierny docisk tarcz sprzęgłowych realizowany jest przez tłoczek o specjalnym kształcie przedstawiony na **Rysunku 3**.

Na powierzchnię pierścieniową  $A_1$  tłoczka naciska olej, a wytworzona przez to siła powoduje jego przesuw i docisk tarcz sprzęgłowych poprzez powierzchnię pierścieniową  $A_2$ . Warunkiem równomiernego docisku połączonego z pełnym przyleganiem powierzchni  $A_2$  do tarczy sprzęgłowej jest odpowiednia sztywność tłoczka, która wiąże się z grubością ścianek w relacji do poszczególnych średnic.



**Rys. 3. Tłoczek specjalny dociskający tarcze sprzęgłowe**

Fig. 3. Special piston clamping clutch discs

## BADANIA MATERIAŁOWE I TRIBOLOGICZNE

Badania materiałowe i tribologiczne prowadzono na próbkach wyciętych z tarcz sprzęgłowych czynnych. Były to tarcze firmowe z serii przeznaczonej do montażu kompletnych wałków sprzęgłowych jako podzespołów wchodzących w skład przekładni zębatych power shift. W tarczach sprzęgłowych czynnych istotną rolę spełnia materiał warstwy ciernej [L. 5, 6]. Oczekuje się od tego materiału odpowiednio wysokiego współczynnika tarcia [L. 7], wysokiej odporności na zużywanie ścierne z równoczesnym zachowaniem tych parametrów w podwyższonych temperaturach (niekiedy powyżej 200°C).

Przekrój poprzeczny próbki z umocowaniem jej w elektronowym mikroskopie skaningowym (SEM) przedstawiono na **Rysunku 4**.

Badania na elektronowym mikroskopie skaningowym (SEM) wyposażonym w spektrometr mierzący energię promieniowania rentgenowskiego (EDS) umożliwiają przeprowadzenie analizy ilościowej i jakościowej tarczy sprzęgłowej. Obserwacja warstwy A i warstwy C wykonanej z jednakowego materiału wykazuje występowanie porowatości i brak równomiernej grubości.

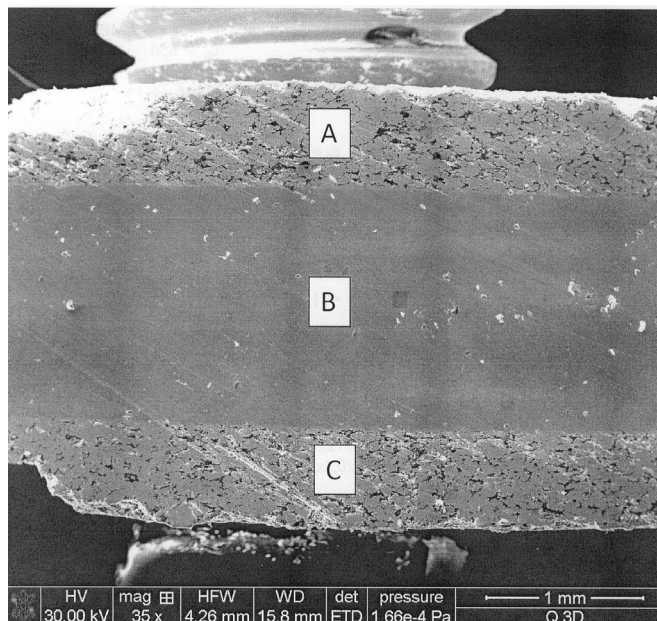
Rdzeń stalowy B odznacza się ciągłością struktury oraz wyraźną granicą oddzielającą warstwy A i C.

Spektrum EDS (Energy Dispersive X – ray Spectroscopy) jako zależność liczby zliczeń w funkcji energii promieniowania dla warstwy A przedstawiono na **Rysunku 5**.

Obraz intensywności promieniowania w postaci wysokości pików umożliwia przeprowadzenie analizy ilościowej zawartości pierwiastków w badanym materiale, co przedstawiono w **Tabeli 1**.

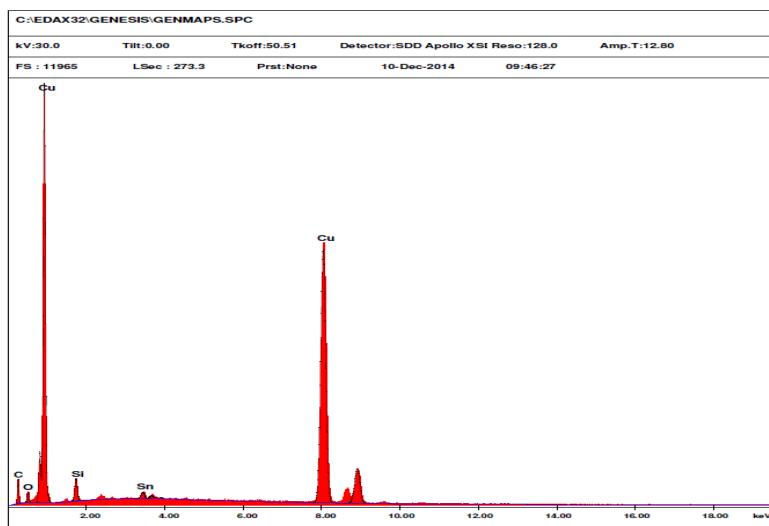
Niewielka zawartość pierwiastka tlenu, jaka została wykazana w analizie spektralnej EDS jest raczej efektem utlenienia, a nie celem zamierzonym. Dominującym pierwiastkiem w warstwie A, jak i w warstwie C jest miedź.

W badaniach tribologicznych na tribotesterze trzpień–tarcza wyznaczano współczynnik tarcia pomiędzy warstwą cierną tarczy sprzęgłowej a przeciwpróbką ze stali w postaci walca. Badania prowadzono w temperaturze 23–25°C przy wilgotności powietrza 50%. Przebieg krzywej współczynnika tarcia w funkcji czasu przedstawiono na **Rysunku 6**.



**Rys. 4. Widok przekroju poprzecznego tarczy sprzęgłowej czynnej w elektronowym mikroskopie skaningowym: A – warstwa ciarna, B – rdzeń stalowy, C – warstwa ciarna**

Fig. 4. A cross sectional view of the active clutch disc scanning electron microscope: A – friction layer, B – steel core, C – friction layer

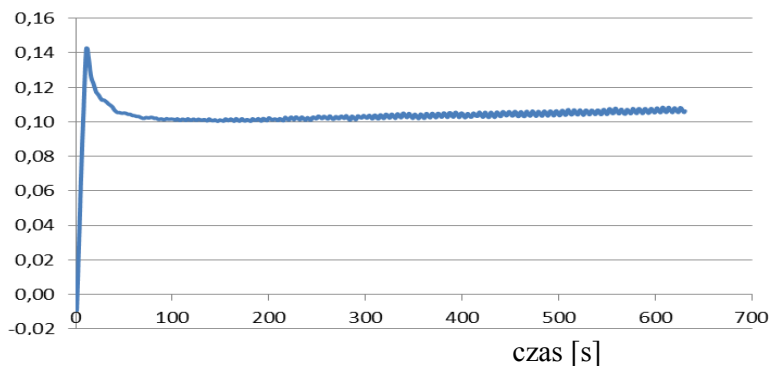


**Rys. 5. Spektrum EDS warstwy A**

Fig. 5. EDS spectrum layer A

**Tabela 1. Skład chemiczny materiału warstwy A**  
Table 1. Chemical composition of the material layer A

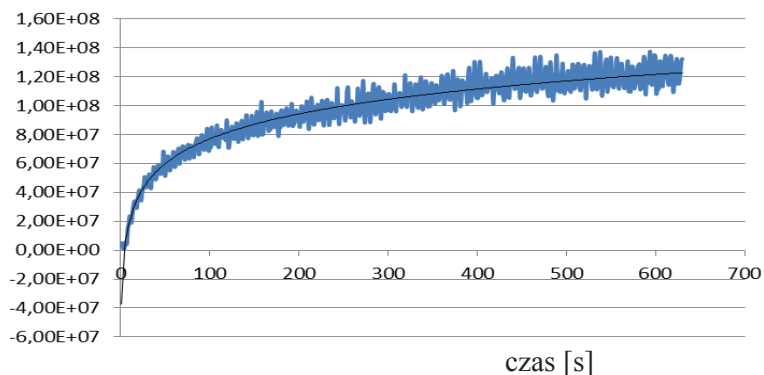
Pierwiastek	Wagowa zawartość pierwiastka [%]	Atomowa zawartość pierwiastka [%]
C	8,04	29,55
O	1,96	5,41
Si	2,82	4,43
Cu	87,19	60,61



**Rys. 6. Krzywa współczynnika tarcia tarczy sprzęgłowej czynnej po stali**  
Fig. 6. Curve coefficient of friction active clutch plate on steel

Współczynnik tarcia na tribotesterze wyznaczano przy stałym obciążeniu i bez stosowania smarowania.

Na tym samym tribotesterze badano również współczynnik zużycia liniowego, którego wykres przedstawiono na **Rysunku 7**.



**Rys. 7. Krzywa współczynnika zużycia liniowego**  
Fig. 7. Factor curve linear wear

Warunki badań tribologicznych bez smarowania z pozoru odbiegające od warunków pracy tarcz sprzęgłowych ciernych i stalowych w rzeczywistości są jednak bardziej do nich zbliżone, aniżeli byłyby w przypadku badań tribologicznych ze smarowaniem. Stwierdzenie takie oparte jest na podstawie sposobu dokonywania sprzężenia ciernego tarcz sprzęgłowych. Otóż po całkowitym sprzężeniu przez docisk tłoczka olej zostaje wyciśnięty z przestrzeni międzycieczkowych, a jego niewielkie pozostałości pod wpływem wysokiej temperatury ulegają odparowaniu. Pozostające w kontakcie tarcze sprzęgłowe mogą być traktowane jako pary cierne, w których nie występuje środek smarujący.

Wyznaczanie na tribotesterze współczynnika tarcia i współczynnika zużycia liniowego odbywało się równocześnie podczas tego samego cyklu badawczego, z użyciem tych samych próbek. Wyznaczanie kilku parametrów w jednym cyklu badawczym możliwe jest dzięki oprogramowaniu, w jakie wyposażony jest tribotester.

## ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ I PODSUMOWANIE

Uzyskane wyniki badań w zakresie materiałowym wskazują, że głównymi pierwiastkami wchodzącymi w skład warstwy cierniej tarcz sprzęgłowych czynnych są: miedź, węgiel i krzem. Spektrogram EDS wskazuje też na niewielkie zawartości tlenu i cyny. Obecność tlenu wynika prawdopodobnie z utlenienia badanej warstwy cierniej.

Natomiast wyniki badań tribologicznych dowodzą, że wyznaczony współczynnik tarcia ma wartość niemalże stałą, co widoczne jest na **Rysunku 6** i może być wykorzystany w obliczeniach sprzęgieł. Współczynnik zużycia liniowego w miarę upływu czasu rośnie. W oparciu o **Rysunek 7** w krzywej współczynnika zużycia liniowego można wyróżnić dwie fazy. Faza pierwsza początkowa, liczona w zakresie od zera do 300 sekund, charakteryzuje się dość wysoką intensywnością zużycia. Faza druga w zakresie powyżej 300 sekund ma obniżoną intensywność zużycia w stosunku do fazy pierwszej.

Wymienione różnice w intensywności zużywania wynikają z właściwości tribologicznych warstwy cierniej tarczy sprzęgłowej, które uaktywniają się po upływie czasu w fazie pierwszej. Powodem uaktywnienia tych właściwości jest dopasowanie się powierzchni styku próbki z przeciwpróbką.

## LITERATURA

1. Materiały firmowe Huty Stalowa Wola, 2014.
2. Zwolak J.: Analiza olejowego układu przepływowego i jakości smarowania tarcz sprzęgłowych w przekładniach zębatych power shift. Tribologia, nr 4, 2014.



3. Tien-Chen Jen, Daniel James Nemecek: Thermal analysis of a wet disk clutch subjected to a constant energy engagement. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51, 2008.
4. Shoaib Igbal, Farid Al-Bender, Agusmian P. Ompusunggu, Bert Pluymers, Wim Desmet: Modeling and analysis of wet friction clutch engagement dynamics. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 60–61, 2015.
5. Qian Zou, Chethan Rao, Gary Barber, Ben Zhou, Yucong Wang: Investigation of surface characteristics and tribological behavior of clutch plate materials. *Wear* 302, 2013.
6. Nowshir Fatima, Ichiro Minami, Allan Holmgren, Par Marklund, Kim Berglund, Roland Larsson: Influence of water on the tribological properties of zinc dialkyl-dithiophosphate and over-based calcium sulphonate additives in wet clutch contacts. *Tribology International*, 87, 2015.
7. Afferrante L., Ciavarella M., Decuzzi P., Demelio G.: Transient analysis of frictionally excited thermoelastic instability in multi-disk clutches and brakes. *Wear*, vol. 254, issues 1–2, 2003.

## Summary

**Elements of clutch power shift gears and clutches, in particular, clutch discs should be characterized by high resistance to wear and a high friction coefficient. The reliability and durability of clutch sets depend on these important characteristics and influence the complete power shift gearbox used as a drive system for working machines. The paper presents tribological analysis of clutch discs used in the design of power shift gearboxes. In each case, gear ratio changes cause frictional coupling and uncoupling between the discs, defined as a transient phase, which is simultaneously the most difficult stage of work for the entire drive system for a working machine.**