

## **Dr hab. inż. Leszek Skoczylas, prof. PRz**

Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics  
Rzeszow University of Technology  
al. Powstańców Warszawy 12, 35 – 959 Rzeszów, Poland  
E-mail: lsktmiop@prz.edu.pl

## **Dr inż. Dawid Wydrzyński**

Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics  
Rzeszow University of Technology  
al. Powstańców Warszawy 12, 35 – 959 Rzeszów, Poland  
E-mail: dwydrzynski@prz.edu.pl

### **Badania eksploatacyjne przekładni ślimakowej z wklęsłym zarysem ZK2**

**Słowa kluczowe:** *przekładnia ślimakowa, ślimak, ślimacznicza, zarys wklęsły ZK2*

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono badania eksploatacyjne przekładni ślimakowych. Badaniom stanowiskowym poddano trzy przekładnie. Dwie z nich zostały wykonane nową technologią z wykorzystaniem stożkowych narzędzi trzpieniowych. Różnica pomiędzy nimi dotyczyła wyłącznie zarysu kół. Zastosowano przekładnie ze ślimakiem ZK2 o wklęsłym zarysie oraz ślimakiem Archimedesesa. Trzecią badaną przekładnią była przekładnia handlowa ze ślimakiem ZK1. Z porównania otrzymanych charakterystyk wynika, że sprawność i obciążalność przekładni ze ślimakiem ZK2 jest najwyższa. Wyższa nośność przekładni z wklęsłym zarysem ZK2 w stosunku do zarysu Archimedesesa znajduje potwierdzenie w teorii Hertza. Uzyskane charakterystyki pokazują, że obszar zazębienia dla przekładni ze ślimakiem ZK2 jest większy w porównaniu z przekładnią Archimedesesa. Potwierdzony wzrost wskaźników eksploatacyjnych przekładni ze ślimakiem o zarysie wklęsłym może przyczynić się do powszechnej ich produkcji i stosowania. Wyższa sprawność przekładni to zarazem niższe koszty jej eksploatacji.

## **1. Wprowadzenie**

Przekładnie ślimakowe należą do grupy przekładni śrubowych o osiach wchrowatych. W porównaniu z innymi rodzajami przekładni zębatych charakteryzują się możliwością uzyskiwania dużych przełożeń oraz korzystnymi warunkami przenoszenia dużych obciążeń przy zwartej budowie. Z kolei kinematyka pracy w porównaniu do innych przekładni charakteryzuje się wysokim udziałem poślizgu w zazębieniu związanym z jednoczesnym zazębieniem większej liczby zębów. Ze względu na przenoszone obciążenia i charakter współpracującej pary kół szczególną uwagę zwraca się na zjawiska towarzyszące ich pracy, mające znaczny wpływ na zużycie w trakcie eksploatacji [3, 5, 15, 19]. Chodzi tutaj głównie o różne formy zużycia takie jak: złamanie zęba, wżery zmęczeniowe i zużycie ściernie. W szerszym ujęciu zwraca się również uwagę na ugięcie ślimaka oraz wydzielające się ciepło, będące wynikiem małej sprawności przekładni. Wśród czynników wpływających na zużycie, przy prawidłowo zaprojektowanej i właściwie eksploatowanej przekładni ślimakowej, najistotniejszą rolę odgrywa zużycie ściernie zębów ślimaczniczy oraz powierzchniowe zużycie

zmęczeniowe. Do czynników wpływających na zużycie ściernie, poza obciążeniem, należy zaliczyć: kierunek i prędkość poślizgu międzyzębnego oraz jakość powierzchni zębów kół.

Szerokie zastosowanie przekładni ślimakowych zaowocowało zwiększeniem liczby opracowań związanych z tą tematyką. Liczne opracowania dotyczą zagadnień materiałowych i ich wpływu na warunki współpracy pary zębatej. Ze względu na znaczną przewagę poślizgu nad obtaczaniem w zazębieniu ślimakowym występuje konieczność stosowania takich materiałów na ślimak i ślimacnicę, które zapewniają niski współczynnik tarcia. Fontanari i współautorzy [14] prezentują mechanizm zużycia tribologicznego pary zębatej wykonanej w konfiguracji stal-brąz. Przeprowadzone badania wykazały iż, zidentyfikowane zjawiska zużycia są zależne od zastosowanego obciążenia przekładni. Również Fontanari i współautorzy [13] opisują możliwość zastosowania na koła zębate żeliwa sferoidalnego i stali hartowanej. Autorzy zaobserwowali zmiany w zniszczeniu próbek w wyniku pitting. Zarówno sposób smarowania jak mikrostruktura materiału wykazały silny wpływ na inicjację i propagację pęknięć. Z kolei Simon [25–27] analizują rozkład obciążeń w przekładni ślimakowej w skojarzeniu stal-brąz, proponują aby dyskretyzować linie przylegania na małe segmenty, co pozwoli na obliczanie rozkładu naprężeń i zwiększenie parametrów eksploatacyjnych.

Oprócz badań na temat rozwiązań materiałowych czy też symulacji zużycia i rozkładu naprężeń w zazębieniu liczne badania dotyczą kształtu zęba jak również analizy zazębienia. Chen i Tsay [4] według opracowanego modelu matematycznego analizują geometrię i zazębienie zarysu ZN w przekładni ślimakowej w porównaniu do zarysu ZA. Opracowany model matematyczny umożliwia zbadanie możliwości dalszych badań w zakresie analizy wrażliwości, błędów kinematycznych oraz analizy naprężeń kontaktowych. Pozyskane dane są przydatne do projektowania i wytwarzania oraz doboru parametrów eksploatacyjnych przekładni. Skomputeryzowane podejście do wyznaczania powierzchni kontaktu i badania zazębienia w przekładni walcowej Klingenberga zostało przedstawione przez Litvina i współautorów [17]. Przedstawiona teoria pozwala na zmniejszenie czułości błędów względem niewspółosiowości. Dong i współautorzy [10] opisuje metody projektowania ślimaka ZI, analizując błędy montażowe w przekładni ślimakowej. Autorzy przedstawiają opracowaną metodę projektowania napędu w której, zwracają uwagę na parametry ślimaka których dobór w odpowiednim zakresie powoduje niewielkie przesunięcie linii styku w wyniku błędów montażowych. Tsay i współautorzy [29] prezentują model matematyczny zazębienia ZE ślimaka walcowego przygotowany w środowisku CAD.

Nie tylko zagadnienia związane z geometrią są podejmowane w publikacjach ale również metody wytwarzania. Niestety tematyka ta skupia się głównie wokół wykorzystania frezów ślimakowych do obróbki kół przekładni ślimakowej. Wykorzystanie freza ślimakowego do obróbki ślimacznicy przedstawili w pracy Fang i Tsay [12]. Zaproponowali model matematyczny ślimaka o zarysie ZN oparty na mechanizmie i parametrach obróbki freza ślimakowego. Liczne publikacje poświęcone są obróbce ślimaków z wykorzystaniem uniwersalnych obrabiarek CNC. Nieszporek i Boca [21] analizują sposób obróbki ślimaka z wykorzystaniem freza kulistego, takie podejście pozwala na uzyskanie dowolnych zarysów niezależnych od zarysu narzędzia. Z kolei Albu [1] oraz Albu i Bolos [2] opracowali podejście do tworzenia ścieżek narzędzia do obróbki ślimaka z wykorzystaniem frezów walcowo-czołowych z wykorzystaniem tokarki CNC. Kacalak i współautorzy [16] opracowują metodologię analizy i modelowania technologii szlifowania powierzchni śrubowych z wykorzystaniem sytemów CAD/CAM oraz Matlab. Opracowana metodologia pozwala przeprowadzić testy symulacyjne w celu określenia dokładności szlifowania z uwzględnieniem odchyłek położenia oraz kształtu układu jak również bicia zarówno wrzeczona jaki przedmiotu obrabianego.

W przekładniach ślimakowych oprócz ślimaków o zarysach ZA, ZN, ZI oraz ZK wykorzystywane są ślimaki o zarysie wklęsłym [23]. Wichrowate ustawienie narzędzia

o prostoliniowym zarysie pozwala na ukształtowanie tego typu zarysu. Skoczylas i Pawlus [28], przedstawili możliwość kształtowania ślimaków o zarysie wklęsłym z wykorzystaniem specjalnego oprzyrządowania. Wykazali, przewagę przekładni z ślimakiem o zarysie wklęsłym nad zarysem prostoliniowym. W zarysach wklęsłych możliwe jest przenoszenie wyższych obciążeń przy mniejszych wartościach naprężeń  $k_H$  na powierzchni zwoju.

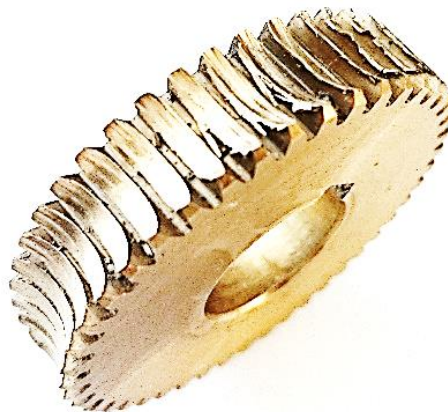
Praktycznie nie występują publikacje związane z badaniem właściwości eksploatacyjnych w przekładniach ślimakowych. Czerniec i współautorzy [8] przedstawiają metodę oceny obliczeniowej wpływu korekcji uzębienia przekładni ślimakowej ze ślimakiem Archimedesesa na wytrzymałość stykową, zużycie oraz trwałość zębów koła ślimakowego. W wyniku badań ustalają prawidłowości wpływu korekcji na parametry kontaktu oraz kontaktu tribologicznego. Czerwiec i Kiełbiński opracowują metody badania kinematyki zużywania przekładni ślimakowej ze ślimakiem Archimedesesa [7]. W oparciu o metodę autorską badania kinetyki zużywania materiałów przy tarciu ślizgowym przedstawiają metodę oszacowania trwałości zużyciowej przekładni ślimakowych ze ślimakiem Archimedesesa. Na podstawie rozwiązania numerycznego określono charakter zależności resursu przekładni od zużycia. Również Czerwiec i Kiełbiński przedstawiają metodę obliczeniową trwałości przekładni ślimakowej ze ślimakiem ewolwentowym [8]. W wyniku rozwiązania numerycznego określono charakter zależności trwałości przekładni od zużycia liniowego zębów ślimacznicy. Ustalili prawidłowości zmiany zużycia zębów ślimacznicy wzdłuż zarysu, maksymalnych nacisków stykowych, prędkości poślizgu itp. Przebadano wpływ modułu oraz wskaźnika średnicowego na wskazane parametry. Z kolei Waqar i Demetgul [30] wykorzystują transformatę Furiera oraz sieci neuronowe do diagnozowania uszkodzeń elementów zębatych w przekładni ślimakowej. Wibracje oraz sygnały dźwiękowe powstałe podczas eksploatacji przekładni są wychwytywane za pomocą zastosowanych czujników. Dane są następnie wykorzystywane w celu uczenia sieci. Również zastosowanie sieci neuronowych do prognozowania uszkodzeń układu napędowego wykorzystują Shao i współautorzy [24]. W celu zredukowania zmienności drgań i zwiększenia trafności przewidywania trwałości resztkowej przekładni, zaproponowano metodę predykcyjną, która łączy sieć neuronową o radialnych funkcjach bazowych i rekurencyjne przetwarzanie wstępne. Wyniki badań pokazują, że prezentowana metoda może pozwolić na udoskonalenie tradycyjnych metod predykcyjnych. Wykorzystywane techniki badawcze są skuteczne do wyodrębnienia przydatnych właściwości eksploatacyjnych. Wczesne pozyskanie informacji o postępujących procesach degradacyjnych pozwala to na zaplanowanie we właściwym czasie niezbędnych przeglądów oraz napraw, zwiększając w ten sposób niezawodność wszystkich elementów łańcucha kinematycznego. Opracowanie metod pozwalających na wczesną identyfikację uszkodzeń zębów w postaci pittingu powierzchni roboczych, wykruszenia wierzchołka, pęknięcia u podstawy zęba oraz częściowego wyłamania stało się tematyką badań Łazarz i współautorów [18]. Dokonali oni oceny efektywności wybranych metod przetwarzania sygnałów wibroakustycznych w procesie wykrywania uszkodzeń kół zębatych przy jednoczesnym występowaniu uszkodzeń łożyskowania przekładni pracujących w różnych warunkach. Wstępnie przetworzone sygnały drganiowe analizowane w dziedzinie czasu i częstotliwości stanowiły podstawę do opracowania miar diagnostycznych wrażliwych na wczesne stadia uszkodzeń zęba. Elforjani i współautorzy [11] wykazują, iż zastosowanie technik emisji akustycznej oferuje lepszą zdolność diagnostyki przekładni ślimakowej podczas eksploatacji niż analiza drgań. Monitorowanie badań wykazało, że parametry emisji akustycznej oraz energia są bardziej niezawodne, trwałe i podatne na wykrycie defektów niż odpowiednie parametry wibracji.

Literatura dotycząca przekładni ślimakowych, zawiera wiele pozycji traktujących te zagadnienia czysto teoretycznie. Opracowania w tym zakresie opisują zagadnienia matematyczne związane analizą geometrii zazębienia przekładni ślimakowych ze ślimakiem o różnych zarysach. Bardzo mało uwagi poświęcone jest możliwości kształtowania zarysów

wklęsłych, które wykazują znaczną przydatność w poprawie parametrów eksploatacyjnych przekładni. W opisach metod obróbki brak jest również informacji na temat zagadnień produkcyjnych, związanych z efektami zarówno w zakresie jakości powierzchni, jak też dokładności wykonania powierzchni roboczej. Również, znikoma ilość publikacji porusza zagadnienia związane z analizą właściwości eksploatacyjnych przekładni ślimakowej ze ślimakami o różnych zarysach, co ma kluczowe znaczenie dla trwałości i niezawodności współpracujących elementów zębatych.

## 2. Wpływ geometrii zwoju ślimaka na problemy eksploatacyjne przekładni

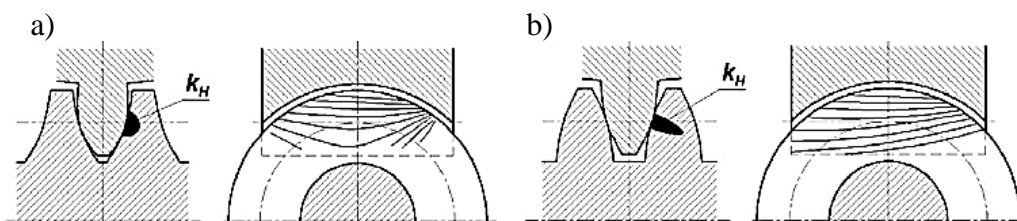
Rozpatrując zużycie zmęczeniowe, czynniki wymienione przy zużyciu ściernym (obciążenie, materiał kół) należy uzupełnić o krzywiznę zębów oraz długość linii styku. Można zauważyć, że niektóre z wymienionych czynników zależne są od geometrii uzębienia ślimaka i ślimacznicy. Złe wykonanie ślimaka decyduje o przyspieszonym zużyciu zębów ślimacznicy, czego wynikiem jest degradacja ślimacznicy przedstawiona na rys. 1.



Rys. 1. Zniszczenie zębów ślimacznicy powstałe na skutek nadmiernego obciążenia.

Kształt zębów bezpośrednio decyduje o przebiegu linii styku, jej długości i ułożeniu względem prędkości poślizgu. W konsekwencji wpływa to na warunki smarowania w obszarze styku, sprawność i zużycie przekładni. Kształt zębów decyduje również o zastępczym promieniu krzywizny, parametrze istotnym ze względu na wielkość naprężeń stykowych. Dlatego też odpowiedni dobór kształtu uzębienia kół znacząco wpływa na wskaźniki eksploatacyjne przekładni.

Znaczne możliwości w zakresie sterowania kształtem powierzchni śrubowej ślimaka tkwią w wichrowatym ustawieniu narzędzia trzpieniowego w stosunku do osi ślimaka. Kształt zarysu jest wynikiem właśnie odpowiedniego ustawienia narzędzia. Zalety zarysu wklęsłego w stosunku do zarysu wypukłego przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Styk zębów przekładni ślimakowej: a) dla zarysu wklęsłego, b) dla zarysu wypukłego.

Większa obciążalność przekładni z wklęsłym zarysem ślimaka wynika głównie z mniejszej wartości naprężeń stykowych na powierzchni zębów kół. Ponadto większy kąt pomiędzy linią styku a obwodową prędkością ślimaka sprzyja smarowaniu przestrzeni styku.

Maksymalne naprężenia wywołane stykiem walców zapisujemy wzorem (1) [20]:

$$k_H = \frac{F_N}{2L\rho_{zr}} \quad (1)$$

gdzie:  $F_N$  – siła normalna w punkcie styku,  $L$  – długość styku,  $\rho_{zr}$  – zredukowany promień krzywizny stykających się powierzchni.

Z zależności tej wynika, że przy założonej wartości siły normalnej wielkość nacisku zależy od iloczynu długości styku i zredukowanego promienia krzywizny walców. Obszar przyropu kół przekładni ślimakowej charakteryzuje się dużą zmiennością. Linia styku zębów wraz ze zmianą promienia krzywizny zmienia swój kształt i długość, natomiast wartości zredukowanego promienia krzywizny zmieniają się nawet wzdłuż rozpatrywanej linii styku. Nośność przekładni będzie więc zdeterminowana minimalną wartością iloczynu wymienionych parametrów (wymaga to przeprowadzenia obliczeń w całym obszarze zazębienia).

### 3. Charakterystyka badanych zarysów ślimaków

Badaniom stanowiskowym poddano trzy przekładnie. Dwie z nich zostały wykonane nową technologią z wykorzystaniem stożkowych narzędzi trzpieniowych. Różnica pomiędzy nimi dotyczyła wyłącznie zarysu kół - stosowano przekładnie ze ślimakiem ZK2 o wklęsłym zarysie oraz ślimakiem Archimedes. Trzecią badaną przekładnią była przekładnia handlowa ze ślimakiem ZK1. Podstawowe parametry badanych kół, zgodnie z wytycznymi norm [9, 22], zestawiono w tabeli 1.

Tab. 1. Parametry badanych kół przekładni ślimakowej

L.p.	Parametr	Wartość
<b>Ślimak</b>		
1	Moduł osiowy	4 mm
2	Wskaźnik średnicowy	10
3	Liczba zwojów	1
4	Współczynnik wysokości głowy zwoju	1
5	Współczynnik wysokości stopy zwoju	1.2
6	Osiowy kąt zarysu	20°
7	Kąt wzniosu linii śrubowej	5.7106°
<b>Ślimacznicza</b>		
8	Liczba zębów	30
9	Współczynnik korekcji uzębienia	0
10	Współczynnik wysokości głowy zęba	1
11	Współczynnik wysokości stopy zęba	1.2
12	Występ uzębienia	2mm
13	Szerokość	30mm

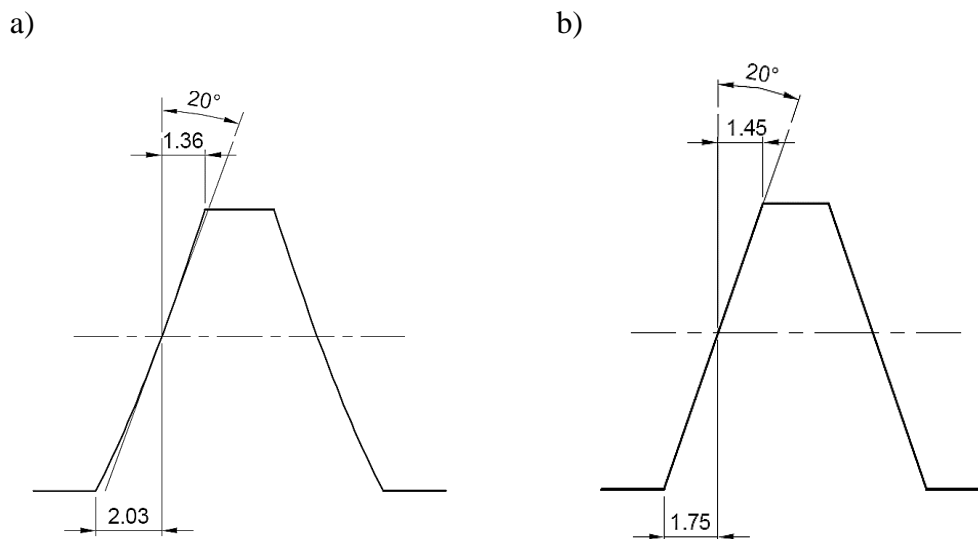
Ukierunkowanie prac badawczych na zarys ZK2 wynikało głównie z dużych możliwości wpływu wichrowatego ustawienia narzędzi trzpieniowych na kształt zarysu zwoju ślimaka, w tym na kształt zarysów wklęsłych. Zakładając stały osiowy kąt zarysu ślimaka, przeprowadzono obliczenia wklęsłego zarysu ślimaka ZK2 o parametrach przedstawionych w tab. 1. Parametry narzędzia oraz kąty jego ustawienia w poszczególnych przypadkach

kształtowania oraz kąt zarysu oraz promień krzywizny zwoju na średnicy podziałowej uzyskanego ślimaka przedstawiono w tab. 2

Tab. 2. Parametry pilnika i kąty ustawienia.

Typ zarysu	Narzędzie				Ślimak	
	$\alpha_N$	$d_N$	$\phi_N$	$\chi_N$	$\alpha_o$	$\rho_2$
	[°]	[mm]	[°]	[°]	[°]	[mm]
wklęsły	8	5	-36	9,92	20	85,1
prostoliniowy	8	5	12	90	20	-

Ustawienie narzędzia względem osi ślimaka dobrano tak, aby uzyskany zarys ślimaka był maksymalnie wklęsły i by jednocześnie przy zazębieniu ze ślimacznica nie występowało zjawisko podcięcia zębów. Aby dokładniej zobrazować zmiany kształtu zarysu ZK2, na rys. 2 przedstawiono wraz z zarysem wklęsłym zarys Archimedes (ZA). Na rys. 6.3a widać wyraźną różnicę w kształcie zarysu wklęsłego w porównaniu do zarysu prostoliniowego przedstawionego na rys. 6.3b.



Rys. 2. Osiowy zarys zwoju: a) zarys wklęsły, b) zarys prostoliniowy.

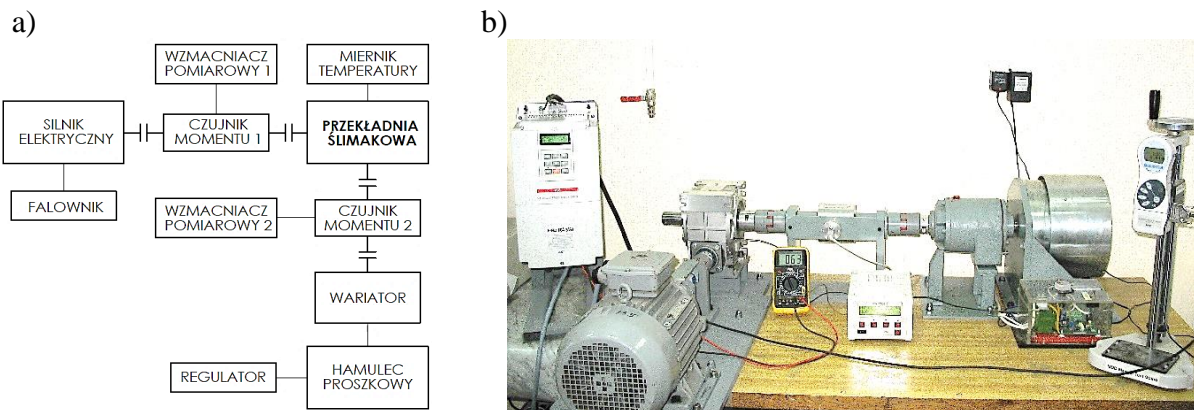
Charakterystyczne wymiary odpowiadają średnicom wierzchołkowej i dna wrębu. W żadnym z omawianych przypadków kąt zarysu zwoju nie odpowiada kątowi zarysu narzędzia i wynosi 20°.

## 4. Materiały i metody badań obciążeniowych przekładni

### 4.1. Stanowisko badawcze

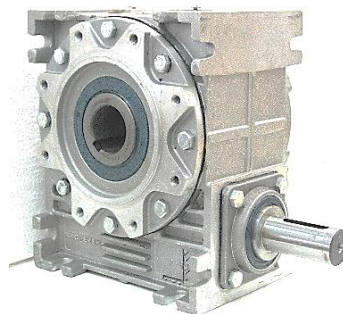
Złożoność zjawisk charakteryzujących zazębienie przekładni ślimakowych sprawia, że najbardziej obiektywną oceną wpływu zarysu ślimaka na parametry eksploatacyjne przekładni są badania obciążeniowe. W tym celu przygotowano stanowisko badawcze

z wykorzystaniem rzeczywistej przekładni ślimakowej. Schemat blokowy oraz wykonane stanowisko przedstawia rys. 2.



Rys. 3. Stanowisko do badań obciążeniowych przekładni:  
a) schemat stanowiska, b) widok rzeczywisty.

Konstrukcja stanowiska zakłada, że w trakcie badań wymianie będą podlegały tylko pary kół zębatach różniące się geometrią uzębienia. Do wielkości przekładni dobrano odpowiedni układ napędowy i pomiarowy. Zastosowany handlowy korpus przekładni został odpowiednio dostosowany, aby możliwa była wizualna obserwacja stanu kół zębatach przekładni oraz pomiar temperatury oleju. Korpus przekładni (rys. 3) jest wykonany ze stopu aluminium o rozstawie osi kół 80mm. Materiał korpusu jest standardowo stosowany w produkcji seryjnej dla tej grupy wymiarowej.



Rys. 4. Badana przekładnia ślimakowa.

Do napędu stanowiska wykorzystano trójfazowy silnik indukcyjny o mocy 4kW i znamionowej prędkości 2815obr/min. Do sterowania silnika, wykorzystano przemiennik częstotliwości (falownik). Falownik pozwala na sterowanie skalarne z liniową charakterystyką  $U/f$ , jak również bezczujnikowe oraz czujnikowe sterowanie wektorowe, momentowe oraz prędkościowe. Element obciążający stanowił hamulec proszkowy o mocy rozproszenia 2kW. Moment obrotowy hamulca jest proporcjonalny do prądu cewki elektromagnesu regulowanego układem elektronicznym. Charakterystyka hamulca pozwala na ciągłą pracę z poślizgiem, dzięki czemu stanowisko może być wykorzystywane do badań długookresowych. Ze względu na zakładaną prędkość wyjściową badanej przekładni ślimakowej, niższą od zalecanej prędkości roboczej hamulca (50obr/min), stanowisko zostało wyposażone w dodatkową przekładnię zębatą pełniącą funkcję wariatora. Połączenie wszystkich wałów układu napędowego i obciążającego zrealizowano za pomocą sprzęgieł skrętnie elastycznych typu Rotex (KTR).

Przygotowując stanowisko, założono pomiar momentu obrotowego na wejściu i wyjściu badanej przekładni ślimakowej oraz pomiar temperatury pracy. Pomiar momentu pozwalają na monitorowanie obciążenia przekładni, a także na obliczenie strat mocy. Do pomiarów momentu

obrotowego zastosowano momentomierz z czujnikiem momentu. Połączenie obu momentomierzy z komputerem umożliwia elektroniczną rejestrację wartości momentów na wejściu i wyjściu badanej przekładni. Pomiar temperatury pracy realizowany jest za pomocą czujnika rezystancyjnego, zamontowanego w obudowie przekładni.

Przedstawione stanowisko badawcze przygotowane jest głównie do badań określonej wielkości przekładni ślimakowych, przy czym jego modułowa budowa pozwala także na szybką adaptację do badań przekładni o innych parametrach konstrukcyjnych.

## 4.2. Obiekt badań

Wykonanie kół zębatach umożliwia przeprowadzenie badań eksperymentalnych przekładni. Wykonano dwa zarysy ślimaka, kształtowane w podobnych warunkach; obróbką wykończeniową narzędziami trzpieniowymi. Ślimaka wykonano ze stali 42CrMo4 do ulepszenia cieplnego. Skład chemiczny wybranej stali przedstawiono w tab. 3. Wybrana stal przeznaczona jest na elementy maszyn o bardzo dużej wytrzymałości i ciągliwości, części narażone na zmienne obciążenia np.: osie, wały korbowe, koła zębata, tarcze, wirniki, dźwignie, popychacze itp.

Tab. 3. Składniki stopowe [%] w stali 42CrMo4.

C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Mo	W	V	Co	Cu
0,38 – 0,45	0,4 – 0,7	0,17 – 0,37	max 0,035	max 0,035	0,8 – 1,2	max 0,3	0,15 – 0,25	max 0,2	max 0,05	-	max 0,25

Proces technologiczny zawierał wykonanie nakiełków, obróbkę zgrubną, kształtującą, ulepszenie cieplne, poprawienie nakiełków, a także wykończeniową uzwojenia oraz czopów pod łożyska i sprzęgło. Obróbka cieplna zawierała hartowanie w temperaturze 840°C z chłodzeniem w oleju oraz odpuszczanie w temperaturze 550°C również z chłodzeniem w oleju. W wyniku obróbki uzyskano twardość 55HRC. Obróbkę wykończeniową przeprowadzono na obrabiarce pięcioosiowej Haas VF – 2.

Współpraca ślimaków o zarysie wklęsłym i prostoliniowym wymaga ukształtowania dwóch rodzajów ślimacznicy. Półfabrykat na ślimacznicy, był niejednorodny i składał się z otoczki z brązu cynowo – fosforowego CuSn10P, odlanej na żeliwnej piasku. Skład chemiczny wybranej stali przedstawiono w tab. 4.

Tab. 4. Składniki stopowe [%] w brązie cynowo – fosforowego CuSn10P.

Sn	Pb	Mn	Al	P	Zn
9,0 – 11,0	-	-	-	0,8 – 1,2	-

Proces obróbki miał typowy przebieg, z wyjątkiem operacji nacięcia zębów. Operację nacięcia uzębienia przeprowadzono na obrabiarce pięcioosiowej Haas VF – 2. Z wykorzystaniem uniwersalnych frezów walcowo – czołowych oraz kulistych.

## 4.3. Przygotowanie stanowiska badawczego

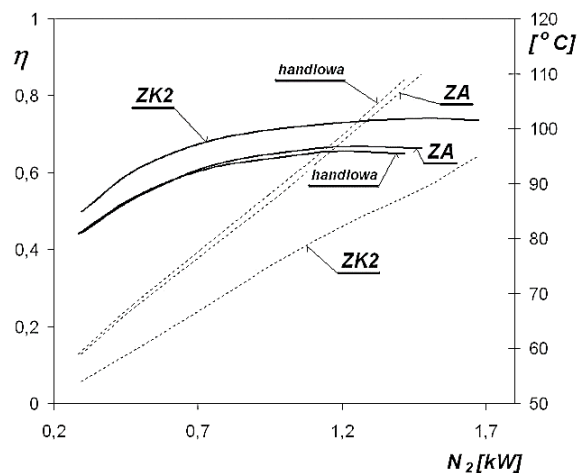


Zmontowane przekładnie po zalaniu olejem Synlube CLP 220 poddano dalszym badaniom na stanowisku obciążeniowym. Oceniano wpływ kształtu zarysu ślimaka na właściwości eksploatacyjne przekładni, gdzie jako kryterium wybrano sprawność przekładni. Badania stanowiskowe przeprowadzono dla jednej wielkości przekładni ślimakowej o odległości osi 80mm. Przyjęte parametry kół pozwalały na wykorzystanie w badaniach handlowego korpusu przekładni.

Badaniom sprawności poddano dodatkowo przekładnie handlową. Celem było porównanie wyników uzyskanych dla wykonanych przekładni z wynikami dla przekładni produkowanych seryjnie o porównywalnych parametrach. Przełożenie przekładni handlowej wynosiło 31 a zarys ślimaka ZK1. Pomiar sprawności badanych przekładni poprzedzał okres docierania wynoszący 400 godzin. Docieranie prowadzono przy prędkości 1000 obr/min i takim obciążeniu, przy którym temperatura pracy przekładni kształtowała się na poziomie 65°C. Pomiar sprawności odbywał się przy stałej prędkości obrotowej ślimaka wynoszącej 1400 obr/min w temperaturze otoczenia 23°C. Zmianie podlegało stopniowo zwiększane obciążenie. Po każdej zmianie i ustabilizowaniu się temperatury przekładni dokonywano pomiaru sprawności. Badania przerywano gdy temperatura oleju przekładni dochodziła do 110°C.

## 5. Wyniki badań

Wyniki pomiarów sprawności (linia ciągła) oraz temperatury (linia przerywana) badanych przekładni przedstawiono na rysunku 4.

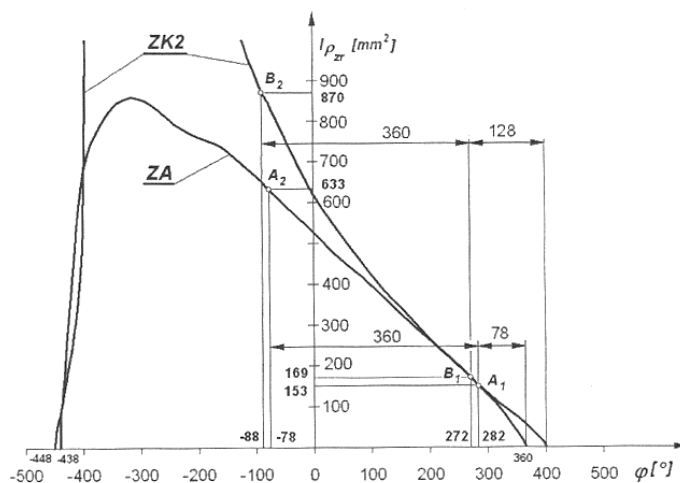


Rys. 4. Sprawność badanych przekładni w funkcji obciążenia

Z porównania charakterystyk (rys. 4) wynika, że sprawność i obciążalność przekładni ze ślimakiem ZK2 jest najwyższa. To zjawisko było już zauważalne na etapie docierania, gdzie przekładnia z wklęsłym zarysem przy zachowaniu tego samego poziomu temperatury, była obciążona momentem o ok. 20% większym niż pozostałe przekładnie. Sprawność przekładni handlowej w porównaniu z przekładnią ze ślimakiem Archimedes, pomimo podobieństwa zarysu obu ślimaków, jest nieznacznie mniejsza. Prawdopodobną tego przyczyną może być mniejsza sztywność ślimaka handlowego, który ze względu na wyższe przełożenie przekładni miał mniejszą średnicę. Z charakterystyk temperaturowych wynika, że głównym ograniczeniem dalszego zwiększania obciążenia przekładni ze ślimakiem Archimedes i handlowej jest wysoka temperatura. Tylko przekładnia ze ślimakiem o wklęsłym zarysie bariery temperaturowej nie przekroczyła i mogła być poddana jeszcze większemu obciążeniu.

Dalsze badania ograniczyła wydajność hamulca. Zakres obciążenia był jednakże wystarczający, o czym świadczą uzyskane ekstrema charakterystyk sprawności.

Wyższa nośność przekładni z wklęsłym zarysem ZK2 w stosunku do zarysu Archimedesesa znajduje potwierdzenie w teorii Hertza. Wykorzystując specjalne autorskie oprogramowanie przeprowadzono obliczenia wartości iloczynu długości linii styku i zredukowanego promienia krzywizny zębów dla badanych przekładni. Wyniki tych obliczeń prezentuje rys. 5.



Rys. 4. Zależność iloczynu długości linii styku i promienia krzywizny od obrotu ślimaka.

Aby zachować czytelność na rysunku nie przedstawiono części wartości iloczynu parametrów dla przekładni ze ślimakiem ZK2, gdyż sięgały one aż kilku tysięcy. W obszarze wycięcia rozbieżności są mniejsze, a miejscami porównywalne. Uzyskane charakterystyki pokazują, że obszar zazębienia dla przekładni ze ślimakiem ZK2 jest większy w porównaniu z przekładnią Archimedesesa. Całkowity wskaźnik zazębienia dla ZK2 wynosi 2,355, a dla ZA – 2,216. W odniesieniu do nośności przekładni największe naciski przypadają na punkty dwuparowego przyporu o najmniejszej wartości iloczynu długości linii styku i zredukowanego promienia krzywizny zębów. Dla przekładni ZA są to punkty A<sub>1</sub> i A<sub>2</sub> oraz B<sub>1</sub> i B<sub>2</sub> dla ZK2. Łączna wartość iloczynu dla ślimaka ZA wynosi 786mm<sup>2</sup>, a z kolei dla ślimaka ZK2 – 1039mm<sup>2</sup>. Należy wnioskować, iż jest to kolejne potwierdzenie wyższej nośności przekładni ze ślimakiem ZK2 w stosunku do ślimaka ZA.

## 6. Wnioski

Pomimo wieloletniego wykorzystywania przekładni ślimakowych w zdecydowanej większości produkowane są przekładnie z zarysem łatwym do wykonania. Są to głównie ślimaki ewolwentowe oraz stożkopochoodne ZK1, których powierzchnia śrubowa zwoju kształtowana jest narzędziem krążkowym o prostoliniowym zarysie.

Badania doświadczalne wykazują, że wymienione wypukłe zarysy nie zapewniają przekładni maksymalnej mocy oraz sprawności. Dowodzą również wyższej sprawności i obciążalności przekładni ze ślimakiem o nowym wklęsłym zarysie ZK2, pokazując również jego użyteczność. Należy zaznaczyć, że badania stanowiskowe przeprowadzono na podstawowym wariantcie przekładni. Modyfikacja parametrów przekładni

może dodatkowo wpłynąć na zwiększenie wskaźników eksploatacyjnych, co wymaga przeprowadzenia dalszych badań eksperymentalnych.

Potwierdzony wzrost wskaźników eksploatacyjnych przekładni ze ślimakiem o zarysie wklęsłym może przyczynić się do powszechnej ich produkcji i stosowania. Wyższa sprawność przekładni to zarazem niższe koszty jej eksploatacji.

## Literatura

1. Albu S. C. Roughing helical flanks of the worms with frontal – cylindrical milling tools on NC lathes. *Procedia Technology* 2014; 12: 448–454.
2. Albu S. C., Bolos V. Considerations regarding a new manufacturing technology of cylindrical worms using NC lathes. *Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics and Mechanics* 2013; II (56).
3. ANSI/AGMA 6022-C93 (R2014), Design manual for cylindrical wormgearing, 2014.
4. Chen K. Y., Tsay CH. B. Mathematical model and worm wheel tooth working surfaces of the ZN-type hourglass worm gear set. *Mechanism and Machine Theory* 2009; 44: 1701–1721.
5. Crosher W.P. Design and Application of the Worm Gear. Bratislava: SME Press, 2002.
6. Czerniec M., Kielbiński J. Calculation method longevity of worm gear with evolventary worm. *Tribologia* 2013; 2: 31–43.
7. Czerniec M., Kielbiński J. The investigation method of kinetics wear of a worm gear with an archimedean worm. *Tribologia* 2009; 3: 31–39.
8. Czerniec M., Kielbiński J., Czerniec J. The Effect of teeth correction in an Archimedes worm gear on the contact strength, wear, and life the worm gear teeth. *Tribologia* 2017; 1: 31–34.
9. DIN 3976 – Zylinderschnecken. Zuordnung von Achsabstanden und Übersetzungen in Schneckeradsätzen.
10. Dong L., Liu P., Wei W., Dong X., Li H. Study on ZI worm and Helical gear drive with large transmission ratio. *Mechanism and Machine Theory* 2014; 74: 299–309.
11. Elforjani M., Mba D., Muhammad A., Sire A. Condition monitoring of worm gears. *Applied Acoustics* 2012; 73 (8): 859–863.
12. Fang H. S., Tsay C. B. Mathematical model and bearing contacts of the ZN – type worm gear set cut by oversize hob cutters. *Mechanism and Machine Theory* 2000; 35: 1689–1708.

13. Fontanari V., Benedetti M., Girardi Ch., Giordanino L. Investigation of the lubricated wear behavior of ductile cast iron and quenched and tempered alloy steel for possible use in worm gearing. *Wear* 2016; 350–351: 68–73.
14. Fontanari V., Benedetti M., Straffelini G., Girardi Ch., Giordanino L. Tribological behavior of the bronze - steel pair for worm gearing. *Wear* 2013; 302: 1520–1527.
15. ISO/TR 14521:2010, Gears - calculation of load capacity of worm gears, 2010.
16. Kacalak W., Budniak Z., Szafraniec F. Analysis of the forming process of conical - like helical surfaces with roller tools. *International Journal of Applied Mechanics and Engineering* 2017; 22 (1): 101–110.
17. Litvin F. L., Yukishima K., Hayasaka K., Gonzalez–Perez I., Fuentes A. Geometry and investigation of Klingelnberg-type worm gear drive. *Journal of Mechanical Design* 2007; 129: 17–22.
18. Łazarz B., Wojnar G., Czech P. Early fault detection of toothed gear in exploitation conditions. *Eksploatacja i niezawodność – Maintenance and Reliability* 2011; 1: 68–77.
19. Marciniak T. Cylindrical worm drive. Warszawa: Handbook. PWN Press, 2013, (in Polish).
20. Marciniak T.: Obciążalność ząbkowania przekładni ślimakowych. *Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej*, nr 934, Łódź 2004.
21. Nieszporek T., Boca V. A new method of manufacturing the worm gear with concave profile. *Annals of MT&M for 2011 & Proceedings of the 10<sup>th</sup> International Conference* 2011: 218–221.
22. PN–93/M–88527 – Przekładnie i reduktory ślimakowe walcowe ogólnego przeznaczenia. Parametry podstawowe.
23. PN–93/M–88509/03 – Przekładnie zębate. Przekładnie ślimakowe. Terminologia i oznaczenia.
24. Shao Y., Li X., Mechevske V. K., Chen Z. Rear axle gear damage prediction using vibration signal preprocessing coupled with RBF neural networks. *Eksploatacja i niezawodność – Maintenance and Reliability* 2009; 4: 57–64.
25. Simon V. Load Distribution in cylindrical worm gear. *Journal of Mechanical Design* 2003; 125(2): 356–364.
26. Simon V. Load Distribution in double enveloping worm gears. *Journal of Mechanical Design* 1993; 115: 496–501.

27. Simon V. Stress analysis in worm gears with ground concave worm profile. *Mechanism and Machine Theory* 1996; 31: 1121–1130.
28. Skoczylas L., Pawlus P. Geometry and machining of concave profiles of the ZK – type worm thread. *Mechanism and Machine Theory* 2016; 95: 35–41.
29. Tsay C. B., Jeng J. W., Feng H. S. A mathematical model of the ZE-type worm gear set. *Mechanism and Machine Theory* 1995; 30: 777.
30. Waqar T., Demetgul M. Thermal analysis MLP neural network based fault diagnosis on worm gears. *Measurement* 2016; 86: 56–66.