

**Jan ZWOLAK\***

## **BADANIA CHARAKTERYSTYKI PRZEKŁADNI ZĘBATEJ TYPU „POWER SHIFT” OBCIĄŻONEJ MASĄ BEZWŁADNOŚCIOWĄ**

### **INVESTIGATIONS OF A “POWER SHIFT” TOOTHED GEAR LOADED WITH AN INERTIAL MASS**

#### **Słowa kluczowe:**

przekładnia zębata power shift, badania eksperymentalne, masa bezwładnościowa, przełączanie biegów

#### **Key words:**

gearing power shift, experimental investigations, inertial mass, gear change

#### **Streszczenie**

Przekładnie zębate stosowane w układzie napędowym maszyn roboczych, a szczególnie ładowarek kołowych narażone są na wysokie i zmieniające się w dużym zakresie obciążenia eksploatacyjne. Prowadzenie badań eksploatacyjnych wymaga odpowiedniego środowiska w sensie możliwości urabiania ziemi lub przetadunku materiałów sypkich, jak również łączy się z dużymi kosztami finansowymi.

---

\* Uniwersytet Rolniczy im. H. Kołłątaja, ul. Balicka 122, 30-149 Kraków, tel. 12 662 47 62, fax 12 662 47 50, e-mail: j.zwolak@ar.krakow.pl

Stosuje się zatem badania stanowiskowe z masami bezwładnościowymi umocowanymi na wale wyjściowym przekładni do mostu przedniego i mostu tylnego ładowarki kołowej. Odpowiednio obliczone masy uzyskujące odpowiednie prędkości obrotowe w czasie badań wywołują obciążenia przekładni zębatej odpowiadające obciążeniom eksploatacyjnym podczas rzeczywistej pracy ładowarki. Niejednokrotnie obciążenia w badaniach stanowiskowych w umownej jednostce czasu przewyższają liczbę wartości szczytowych obciążeń mierzonych w warunkach eksploatacji ładowarki.

Określenie charakterystyki badanej przekładni zębatej wymaga wykonania badań, na podstawie których określa się wartości przekładni hydrokinetycznej, momentu obrotowego na wyjściu przekładni zębatej oraz prędkości obrotowej. Do przełączania biegów niezbędne jest określone ciśnienie oleju, które mierzone w wszystkich sprzęgłach występujących w przekładni.

Wyniki badań ilustrowane wykresami wskazują na spadek prędkości obrotowej na wale wejściowym przekładni podczas przełączania biegów oraz na wzrost ciśnienia oleju w poszczególnych sprzęgłach w funkcji czasu.

## WSTĘP

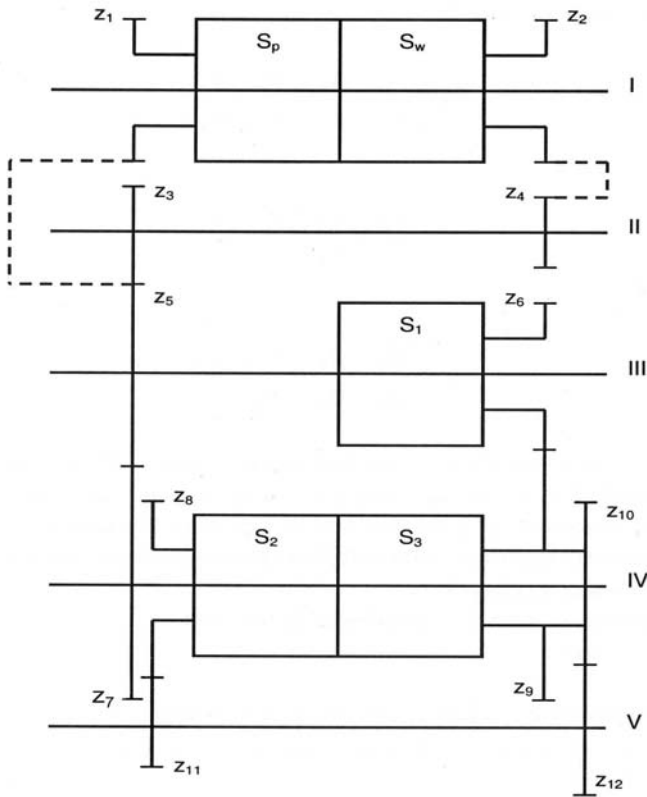
Aktualnie w większości maszyn roboczych, a także ciągników rolniczych stosowane są przekładnie zębate typu power shift [L. 1, 2, 3]. Znamioną cechą tych przekładni jest to, że występujące w niej koła zębate są w ciągłym zazębieniu, a przełączanie biegów odbywa się pod pełnym obciążeniem [L. 4]. Podczas przełączania występuje wzrost momentu obciążającego koła zębate oraz sprzęgła, a ściślej tarcze sprzęgłowe (cierne i stalowe), których powierzchnie czołowe w początkowej fazie sprzęgania współpracują kontaktowo ze sobą z pewnym poślizgiem. Najbardziej narażonymi elementami na działanie destrukcyjne podczas przełączania biegów są koła zębate oraz sprzęgłowe tarcze cierne i stalowe. Stąd też zachodzi potrzeba prowadzenia badań stanowiskowych, umożliwiających wytworzenie warunków obciążeniowych podobnych do tych, jakie występują w rzeczywistej eksploatacji maszyny roboczej. Wytwarzane przez firmy krajowe i zagraniczne [L. 5, 6, 7] maszyny robocze charakteryzują się dużą rozpiętością mocy silnika mieszczącą się w zakresie od 50 do 400 kW. Tak duża rozpiętość mocy uwarunkowana jest zróżnicowaniem masy własnej maszyny, jej wymiarów zewnętrznych, osprzętu roboczego, a przede wszystkim warunków, w jakich dana maszyna ma być eksploatowana.

Z mocą silnika wiąże się ściśle cały układ napędowy maszyny roboczej, w skład którego wchodzi rozważana przekładnia typu „power shift”. W przypadku ładowarki kołowej w kompletnym układzie napędowym wyróżnia się: silnik spalinowy, przekładnię hydrokinetyczną, przekładnię zębatą typu „power shift”, mosty napędowe (przedni i tylny). A zatem badania stanowiskowe powinny się odbywać w takiej konfiguracji urządzeń mechanicznych, hydraulicz-

nych i elektronicznych, która pozwoli uzyskać warunki pracy przekładni zbliżone do rzeczywistych.

### PRZEDMIOT BADAŃ

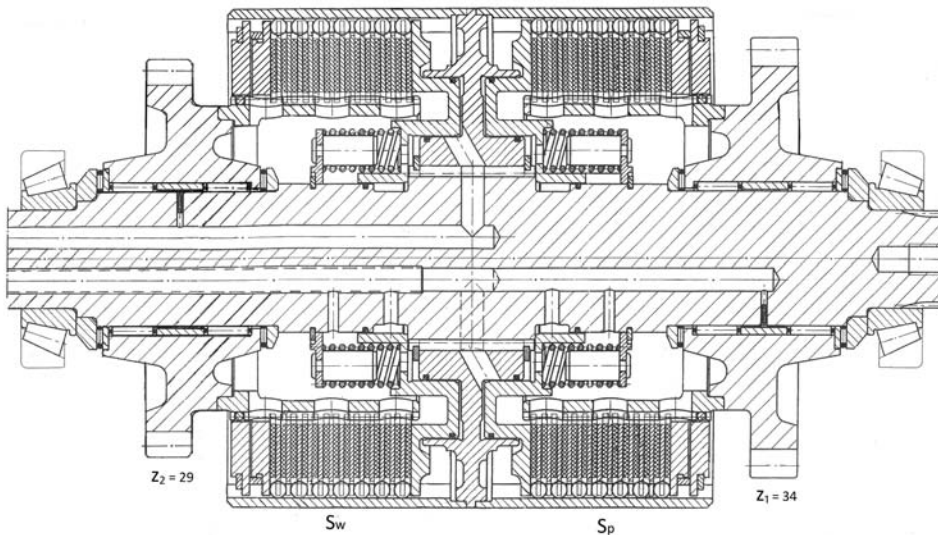
Przedmiotem badań jest 6-stopniowa przekładnia zębata typu „power shift”, która składa się z 12 kół zębatach tworzących 7 par zębatach, z 5 wałków i z 5 sprzęgieł. Schemat kinematyczny badanej przekładni przedstawiono na **Rys. 1**.



**Rys. 1. Schemat kinematyczny przekładni typu „power shift” w układzie osiowym**  
 Fig. 1. An axial kinematic diagram of the investigated power shift gear

Na wałku I usytuowane jest sprzęgło  $S_p$ , zamykające łańcuch kinematyczny wszystkich biegów jazdy do przodu oraz sprzęgło  $S_w$  zapewniające jazdę do tyłu. Na wałku III znajduje się sprzęgło  $S_1$ , które służy do przeniesienia napędu na biegu 1 i na biegu 4. Za pomocą sprzęgieł  $S_2$  i  $S_3$  na wałku IV realizowany jest odpowiednio napęd na biegu 2 i 5 oraz na biegu 3 i 6.

Istotę działania przekładni typu „power shift” objaśnia przekrój osiowy zespolonego z kołami zębatymi i z koszem sprzęgłowym wałka I, przedstawiony na **Rys. 2**.



**Rys. 2. Kompletny wałek I w przekroju osiowym**

Fig. 2. A complete shaft I in an axial section

Na podstawie **Rys. 1** z pomocą szczegółów konstrukcyjnych widocznych na **Rys. 2** można następująco zapisać przełożenia biegów jazdy do przodu z układem sprzęgła  $S_p$  oraz przełożenia biegów jazdy do tyłu realizowane przez sprzęgło  $S_w$ :

$$i_1 = \frac{z_5 \cdot z_9 \cdot z_{12}}{z_1 \cdot z_6 \cdot z_{10}}$$

$$i_4 = \frac{z_4 \cdot z_5 \cdot z_9 \cdot z_{12}}{z_2 \cdot z_3 \cdot z_6 \cdot z_{10}}$$

$$i_2 = \frac{z_5 \cdot z_7 \cdot z_{12}}{z_1 \cdot z_5 \cdot z_{10}}$$

$$i_5 = \frac{z_4 \cdot z_5 \cdot z_7 \cdot z_{12}}{z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot z_{10}}$$

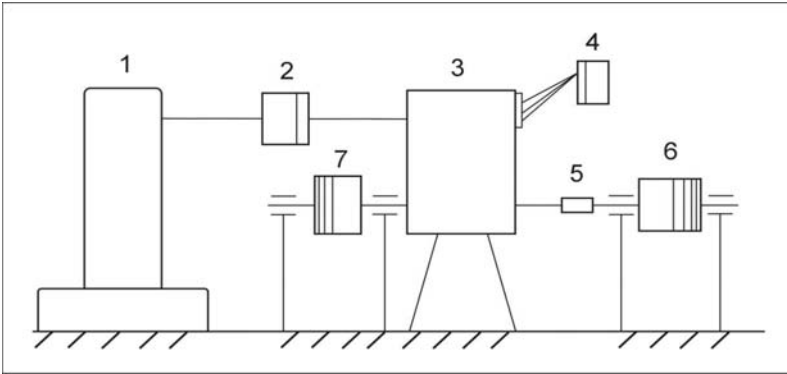
$$i_3 = \frac{z_5 \cdot z_7 \cdot z_{11}}{z_1 \cdot z_5 \cdot z_8}$$

$$i_5 = \frac{z_4 \cdot z_5 \cdot z_7 \cdot z_{11}}{z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot z_8}$$

## BADANIA STANOWISKOWE I METODYKA BADAŃ

Badania przekładni zębatej typu „power shift” przeprowadzono na stanowisku badawczym z masami bezwładnościowymi, skonfigurowanym tak jak na **Rys. 3**.

Stanowisko badawcze ma charakter modułowy, co umożliwia zmianę konfiguracji w zależności od potrzeb badawczych.



**Rys. 3.** Schemat stanowiska badawczego z masami bezwładnościowymi: 1 – napędzająca maszyna dynamometryczna firmy Siemens, 2 – przekładnia hydrokinetyczna, 3 – badana przekładnia typu „power shift”, 4 – układ automatycznego sterowania przełączaniem biegów badanej przekładni, 5 – momentonierz HBM wskazujący wartość pomiarową momentu obrotowego  $M_3$  wału wyjściowego na most napędowy przedni, 6 – masa bezwładnościowa na wałe wyjściowym do mostu napędowego przedniego  $I_p = 25,66 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , masa bezwładnościowa na wałe wyjściowym do mostu napędowego tylnego  $I_t = 16,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

**Fig. 3.** A diagram showing the test facility complete with the inertia mass: 1 – siemens driving dynamometer machine, 2 – hydrokinetic torque converter, 3 – studied power shift gear, 4 – automatic control system of the studied gear, 5 – HBM torque meter for output shaft torque  $M_3$  to the front driving axle, 6 – inertial mass  $I_p = 25,66 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , inertial mass  $I_t = 16,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

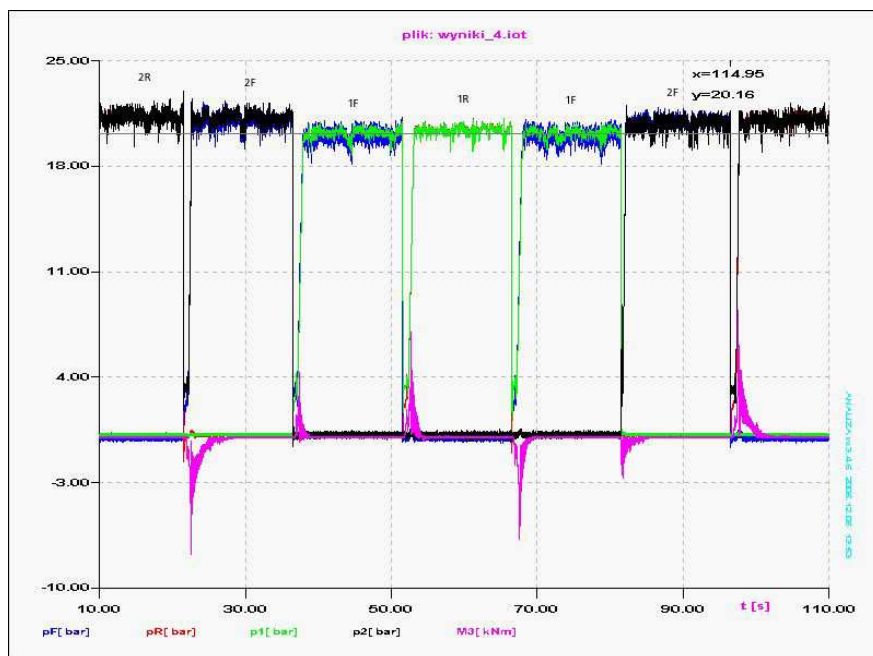
Podczas badań dokonywano pomiaru następujących wielkości: momentu obrotowego  $M_3$  na wałe wyjściowym  $V$ , ciśnienia sprzęgieł biegowych  $S_1$  i  $S_2$  oraz ciśnienia sprzęgieł kierunkowych  $S_p$  i  $S_w$ . Wymienione wielkości rejestrowano podczas przełączania biegów w cyklu badawczym 2R-2F-1F-1R-1F-2F przy prędkości obrotowej maszyny dynamometrycznej  $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_2 = 1800 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_3 = 2000 \text{ min}^{-1}$ .

Przykładowy zapis cyklu badawczego 2R-2F-1F-1R-1F-2F oznacza, że badana przekładnia pracowała w kolejności: na drugim biegu wstecznym, następnie na drugim biegu do przodu, dalej na pierwszym biegu do przodu, na pierwszym biegu do tyłu, na pierwszym biegu do przodu i na drugim biegu do przodu. Czas trwania jednego cyklu badawczego wynosił około 90 s. Maksymalne wartości momentu, jakie zarejestrowano na wałe wyjściowym podczas przełączania biegów w realizowanym cyklu badawczym, zawarto w **Tabeli 1**.

**Tabela 1. Wartości momentu na wale wyjściowym w cyklu badawczym 2R-2F-1F-1R-1F-2F**  
 Table 1. Maximum output shaft torque values in a cycle 2R-2F-1F-1R-1F-2F

Prędkość obrotowa $n_1 = [\text{min}^{-1}]$	Maksymalny moment obrotowy na wale wyjściowym[Nm]					
	w zakresie					
	2R	2F	1F	1R	1F	2F
1500	5663	-5127	2810	4505	-4340	-1696
1800	7316	-6863	4092	6365	-5871	-2853
2000	8474	-7938	4629	7192	-6739	-2770

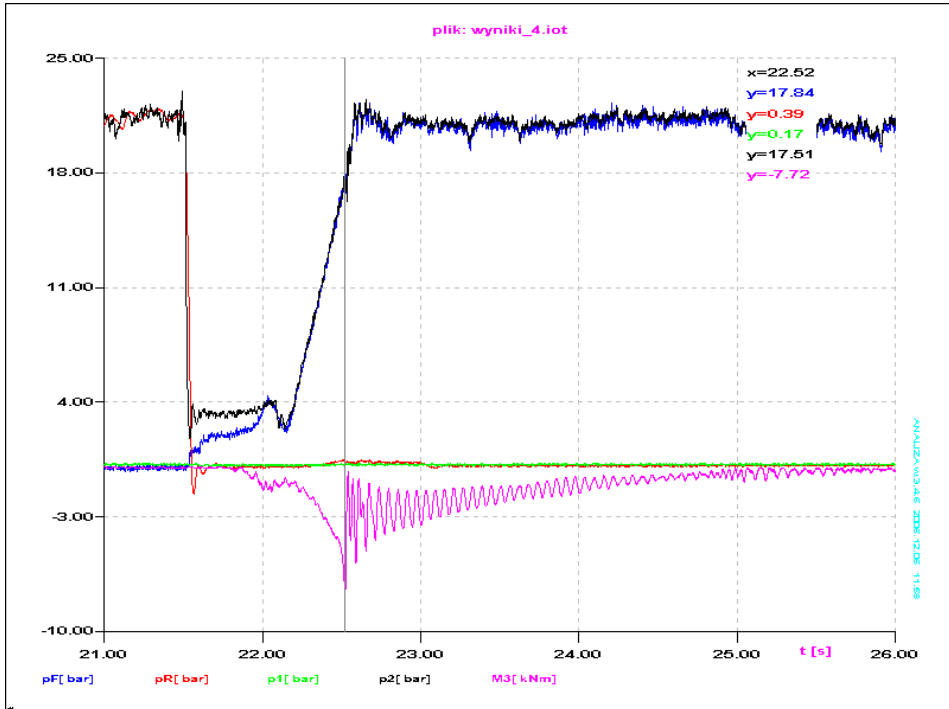
Zostały też zarejestrowane przebiegi ciśnienia w sprzęgłach kierunkowych  $S_p$  i  $S_w$ , w sprzęgłach biegowych  $S_1$  i  $S_2$  oraz przebiegi momentu obrotowego  $M_3$  na wale wyjściowym przy prędkości obrotowej  $n_1 = 200 \text{ min}^{-1}$ . Przebieg ciśnienia i momentu obrotowego pełnego cyklu badawczego 2R-2F-1F-1R-1F-2F przedstawiono na **Rys. 4**.



**Rys. 4. Przebieg ciśnienia w sprzęgłach  $S_1$  i  $S_2$ ,  $S_p$  i  $S_w$  oraz momentu obrotowego na wale wyjściowym w cyklu badawczym 2R-2F-1F-1R-1F-2F, przy prędkości obrotowej  $n_1 = 200 \text{ min}^{-1}$**

Fig. 4. Pressure distribution in couplings  $S_1$  and  $S_2$ ,  $S_p$  and  $S_w$  and the output shaft torque in the cycle 2R-2F-1F-1R-1F-2F at rotational speed  $n_1 = 200 \text{ min}^{-1}$

Charakterystykę zmian ciśnienia w sprzęgłach  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_p$ ,  $S_w$  oraz momentu obrotowego na wale wyjściowym, odpowiadającą przełączaniu biegu drugiego wstecznego na drugi bieg do przodu (2R – 2F) przedstawiono na **Rys. 5**.

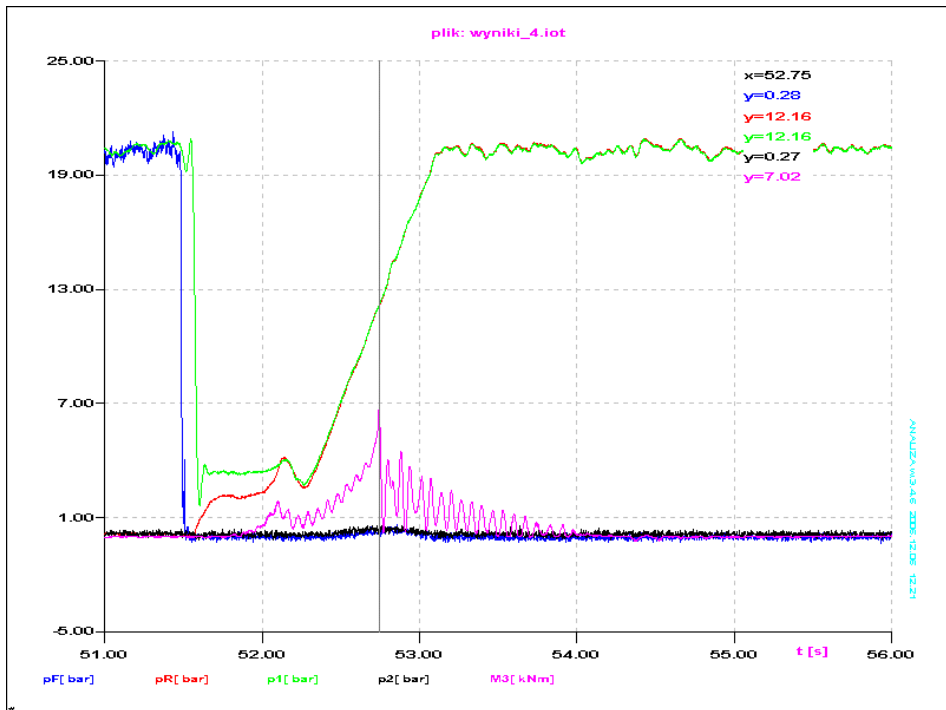


**Rys. 5.** Przebieg ciśnienia w sprzęgłach  $S_1$  i  $S_2$ ,  $S_p$  i  $S_w$  oraz momentu obrotowego na wale wyjściowym w członie cyklu badawczego 2R-2F, przy prędkości obrotowej  $n_1 = 200 \text{ min}^{-1}$

Fig. 5. Pressure distribution in couplings  $S_1$  and  $S_2$ ,  $S_p$  and  $S_w$  and the output shaft torque in 2R-2F part of the cycle done at rotational speed.  $n_1 = 200 \text{ min}^{-1}$

W zarejestrowanych przebiegach przedstawionych na **Rys. 4**, **5** i **6** oznaczono: ciśnienie w sprzęgle  $S_p = p_F$  ciśnienie w sprzęgle  $S_w = p_R$ , ciśnienie w sprzęgle  $S_1 = p_1$ , ciśnienie w sprzęgle  $S_2 = p_2$ , moment obrotowy na wale wyjściowym  $M_3$ .

W pełnym cyklu badawczym widocznym na **Rys. 4** wyróżnia się sześć członów charakteryzujących przebieg przełączania biegów. Tu przykładowo zamieszczono przebieg zachodzący podczas przełączania biegu 1F-1R. Przebieg ten przedstawiono na **Rys. 6**.



**Rys. 6.** Przebieg ciśnienia w sprzęgłach  $S_1$  i  $S_2$ ,  $S_p$  i  $S_w$  oraz momentu obrotowego na wale wyjściowym w członie cyklu badawczego 1F-1R, przy prędkości obrotowej  $n_1 = 200 \text{ min}^{-1}$

Fig. 6. Pressure distribution in couplings  $S_1$  and  $S_2$ ,  $S_p$  and  $S_w$  and the output shaft torque in 1F-1R part of the cycle done at rotational speed.  $n_1 = 200 \text{ min}^{-1}$

## ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

Przeprowadzono analizę pełnego cyklu badawczego 2R-2F-1F-1R-1F-2F zamieszczonego na **Rys. 4**. W analizie uwzględniono ogólną charakterystykę poszczególnych członów, a następnie przebiegi ciśnienia i momentu obrotowego zachodzącego podczas przełączania biegów.

W członie 2R ciśnienie  $p_S$  i ciśnienie  $p_2$  utrzymuje się na średnim stałym poziomie powyżej 2 MPa. Natomiast ciśnienie  $p_f$  i ciśnienie  $p_1$  jest bliskie wartości zerowej. Moment obrotowy  $M_3$  na wale wyjściowym także przyjmuje wartość bliską zero. Następnie w członie 2F wyróżnia się ciśnienie  $p_f$  i  $p_2$  przyjmującym wartość około 2.1 MPa. Ciśnienie  $p_R$  i  $p_1$  wraz z momentem obrotowym  $M_3$  znajduje się tuż przy linii zerowej. Z kolei w członie 1F krzywe ciśnienia  $p_f$  i  $p_1$  bliskie sobie zachowują stałą wartość około 2.1 MPa. Krzywa ciśnienia  $p_r$  i  $p_2$  wraz z krzywą momentu obrotowego  $M_3$  jest położona blisko linii zerowej. Zakres członu 1R zawiera ciśnienie  $p_r$  i ciśnienie  $p_1$  o wartości około 2.1 MPa. Ciśnienie  $p_f$  i ciśnienie  $p_2$  łącznie z momentem obrotowym  $M_3$



jest położone w pobliżu linii zerowej. W kolejnym członie 1F wyróżnia się krzywą ciśnienia  $p_f$  i  $p_1$  o średniej stałej wartości wynoszącej około 2,1 MPa. Natomiast krzywa ciśnienia  $p_r$  i  $p_2$  oraz krzywa momentu obrotowego  $M_3$  lokuje się blisko linii zerowej. W ostatnim członie cyklu badawczego 2F wyróżnia się ciśnienie  $p_f$  i ciśnienie  $p_2$  na poziomie około 2,1 MPa. Ciśnienie  $p_r$  i ciśnienie  $p_1$  oraz moment obrotowy  $M_3$  przyjmują wartości położone w pobliżu linii zerowej.

Najbardziej interesujące są zagadnienia związane z przełączaniem biegów. Przeprowadzona analiza przełączania biegów 2R-2F na podstawie rysunku 5 wskazuje, że ciśnienie  $p_r$  i  $p_2$  spada bardzo gwałtownie w jednakowym czasie. Ciśnienie  $p_2$  zatrzymuje się na poziomie około 0,38 MPa, przy czym po upływie około 0,4 sekundy ponownie spada do około 0,3 MPa i z tego miejsca gwałtownie rośnie w czasie około 0,3 sekundy do wartości średniej około 2,2 MPa. Ciśnienie  $p_f$  zaczyna wzrastać w tym samym czasie, kiedy zachodzi początek spadania ciśnienia  $p_r$  i  $p_2$ . Ciśnienie  $p_f$  rośnie od wartości zerowej do około 0,38 MPa i tu jego krzywa spotyka się z krzywą ciśnienia  $p_2$ , by dalej pokrywające się krzywe spadały razem do około 0,3 MPa, po czym rosną one dalej razem do około 2,2 MPa.

W chwili rozpoczęcia przełączania biegu zaczyna wzrastać wartość momentu obrotowego  $M_3$ , którego wartość szczytowa osiąga maksimum 7,72 kNm. Na **Rys. 5** wykazane są wartości ciśnienia odpowiadające maksimum momentu obrotowego, które odpowiednio wynoszą:  $p_f = 1,784$  MPa,  $p_2 = 1,751$  MPa,  $p_r = 0,039$  MPa,  $p_1 = 0,017$  MPa. Czas pełnego przełączania biegu wynosi około 1s. Moment obrotowy  $M_3$  po przejściu przez swoje maksimum zaczyna spadać do zera. W przypadku **Rys. 5** zauważa się, że spadek ten jest modulowany i trwa około 3,5 sekundy.

Nieco inaczej przebiegają krzywe ciśnienia  $p_f$  i ciśnienia  $p_1$  podczas przełączania biegu 1F-1R, przedstawionego na **Rys. 6**. Krzywe te nie pokrywają się, ale są przesunięte w fazie czasowej względem siebie. Ciśnienie  $p_f$  zaczyna spadać wcześniej o około 0,1 s, aniżeli ciśnienie  $p_1$ . Ciśnienie  $p_f$  spada do zera i tak się utrzymuje w czasie pracy przekładni na biegu 1R. Ciśnienie  $p_1$  spada do około 0,18 MPa (jest to pik lokalnego maksimum), następnie rośnie do około 0,35 MPa i tak się utrzymuje w czasie około 0,4 s, po czym spada do 0,22 MPa, by z tego miejsca wzrosnąć do około 2,1 MPa. W czasie gdy ciśnienie  $p_f$  spadło do zera, zaczął się wzrost ciśnienia  $p_r$ . Krzywa ciśnienia  $p_r$  spotyka się z krzywą ciśnienia  $p_1$  na poziomie około 0,35 MPa, by zaczynając od tego miejsca wzrosnąć razem do pełnego przełączenia biegu 1F-1R. Po upływie czasu około 0,4 s od chwili rozpoczęcia wzrostu ciśnienia  $p_r$  zaczyna się wzrost momentu obrotowego  $M_3$  i uzyskuje on wartość maksymalną 7,02 kNm przy ciśnieniu  $p_r = p_1 = 1,216$  MPa,  $p_f = 0,028$  MPa,  $p_2 = 0,027$  MPa. Czas pełnego przełączania biegu 1F-1R wynosi około 1,5 s, natomiast czas spadku momentu obrotowego liczony od uzyskania wartości maksymalnej do zera wynosi około 1,3 s.

## WNIOSKI

Na podstawie uzyskanych wyników badań przekładni zębatej typu „power shift” można określić jej charakterystykę przez szybkość zmiany ciśnienia panującego w sprzęgłach oraz przez szybkość wzrostu momentu obrotowego na wale wyjściowym od wartości zerowej do maksymalnej podczas przełączania biegów.

Natomiast podczas pracy przekładni w ruchu ustalonym oczekuje się stałego ciśnienia w poszczególnych sprzęgłach oraz stałego momentu obrotowego na wale wyjściowym.

Przedstawione na **Rys. 4, 5 i 6** krzywe ciśnienia  $p_f$ ,  $p_r$ ,  $p_1$  i  $p_2$  oraz krzywa momentu obrotowego  $M_3$ , mogą być przykładem dobrze funkcjonującej przekładni zębatej typu „power shift”.

## LITERATURA

1. Bidziński J.: Wpływ własności przekładni przełączanej pod obciążeniem na przebieg automatycznej zmiany biegów w ciągniku rolniczym. *Motoryzacja i energetyka rolnictwa*, nr 7, 2005.
2. Park S.M., Park T.W., Han S.W. and Kwon S.K.: Analytical Study to Estimate the Performance of the Power Shift Drive Axle for a Forklift. *International Journal of Automotive Technology*, vol.11, nr 1, 2010.
3. Zwolak J.: Projektowanie przekładni zębatych power shift. *Przegląd Mechaniczny*, nr 2, 2008.
4. Ivantysowa M. Power Split Drive Technology-trends & Requirements. *Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators. International Scientific Forum, Cracow 2000.*
5. <http://www.caterpillar.pl>
6. <http://www.liebherr.com>
7. Materiały firmowe HSW SA.

## Summary

**Toothed gears used in power transmission systems in heavy machinery, particularly wheel excavators, are subjected to a high and fluctuating service load. Operating tests are costly because they require the proper environment in the context of earth working or loading loose materials.**

**Workshop tests are therefore performed with an inertial mass attached on the gear shaft to the front and rear axle of a wheel excavator. Calculated masses ensuring the appropriate rotational speeds during the tests give rise to the toothed gear loads which correspond to the service loads experienced when in service. The loads in workshop tests of wheel excavators carried out in a predefined time unit often exceed the peak loads measured while in service.**

**Finding the characteristics of the toothed gear requires further tests to determine the properties of a hydrokinetic torque converter and toothed gear output torque and rotational speed. Gear change requires a precisely controlled oil pressure, which is also analysed in individual couplings of the gear. The results supported by charts reveal a decrease in rotational speed of the toothed gear input shaft during the change of gears and an increase in oil pressure in individual couplings over time.**