

# ANALIZA TARCIA MIESZANEGO MIĘDZY PROWADNICĄ WYKONANĄ Z ŻELIWA I TRZONKIEM ZAWORU WYKONANEGO Z Ti6Al4V Z I BEZ WARSTWY OCHRONNEJ

MACIEJ KUCHAR<sup>1</sup>, KRZYSZTOF SICZEK<sup>2</sup>

Politechnika Łódzka

## Streszczenie

Zawory lekkie są powszechnie stosowane w nowoczesnych silnikach spalinowych z rozrządami krzywkowymi i bezkrzywkowymi. Mogą one być wykonane ze stopów TiAl, a w szczególności zawory dolotowe mogą być wykonane z Ti6Al4V. Trzonki takich zaworów mogą być powlekane warstwą ochronną otrzymaną przez chromowanie, azotowanie lub inną. Trzonki zaworów mogą współpracować z prowadnicami wykonanymi z żeliwa, brązu fosforowego lub berylowego. Współpraca może odbywać się w warunkach tarcia mieszanego ze zmiennym udziałem tarcia płynnego. Badania zostały przeprowadzone na tribotesterze. Analizowany zawór był napędzany elektromagnetycznie, dla różnych skoków i częstotliwości. Współpraca odbywała się w warunkach braku smarowania. Zawór został obciążony przez dodatkową masę do wywołania normalnej siły między trzonkiem zaworu i jego prowadnicą. Mierzono przyspieszenie i przemieszczenie zaworu, siłę uderzenia zaworu o jego gniazdo, siłę tarcia pomiędzy trzonkiem zaworu i jego prowadnicą oraz poziom hałasu. Celem tych badań jest uzyskanie i porównywanie wartości i przebiegów współczynnika tarcia między prowadnicą wykonaną z żeliwa i trzonkiem zaworu z Ti6Al4V dla pewnej liczby skoków zaworu i częstotliwości. Badany trzonek mógł być niepowlękany lub powlekany warstwą chromu bądź azotowany. W celu obliczenia nacisku i siły tarcia pomiędzy trzpieniem zaworu i jego prowadnicą w warunkach tarcia mieszanego występującego dla wybranego oleju silnikowego i takiego ruchu zaworu względem jego prowadnicy, jaki występował w tribotesterze, został opracowany model analityczny. W modelu zostały wykorzystane uzyskane wartości współczynnika tarcia suchego. Wyniki badań zostały przedstawione w artykule.

**Słowa kluczowe:** tarcie, tribotester, żeliwo stopowe, warstwa ochronna

## 1. Wstęp

Lekkie zawory są powszechnie stosowane w nowoczesnych silnikach spalinowych z krzywkowym i bezkrzywkowym rozrządem.

<sup>1</sup> Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, e-mail: kucharma@p.lodz.pl, tel. 42 631 22 50

<sup>2</sup> Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, e-mail: krzysztof.siczek@p.lodz.pl, tel. 42 631 22 55

Bezkrzywkowy rozrząd zaworów może być realizowany za pomocą elektromagnetycznego [1], elektromechanicznego [2], elektrohydraulicznego [3], a nawet elektropneumatycznego [4] napędu zamontowanego na głowicy cylindrowej.

Zawory mogą być pełne, wykonane ze stopów TiAl [5, 6] lub z materiału ceramicznego, jak na przykład Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> [6]. Mogą być również wydrążone, wykonane ze stali lub ze stopu TiAl. W szczególności pełne zawory dolotowe mogą być wykonane z Ti6Al4V. Trzonki tego rodzaju zaworów mogą być powlekane warstwą ochronną otrzymywaną przez chromowanie, azotowanie lub z użyciem innego procesu. Trzonki mogą współpracować z przewodnicami wykonanymi z żeliwa, brązu fosforowego lub brązu berylowego [7, 8]. Współpraca może odbywać się w warunkach tarcia mieszanego ze zmieniającym się udziałem tarcia płynnego.

Badania zostały przeprowadzone na tribotesterze. Analizowany zawór był napędzany elektromagnetycznie, dla różnych skoków zaworu i częstotliwości. Współpraca przebiegała w warunkach braku oleju. Zawór był obciążony przez dodatkową masę dla wywołania normalnej siły między trzonkiem zaworu i jego prowadnicą. Mierzono przyspieszenie i przemieszczenie zaworu, siłę uderzenia zaworu o jego gniazdo, siłę tarcia pomiędzy trzonkiem zaworu i jego prowadnicą, temperaturę prowadnicy i poziom hałasu. Celem tych badań było uzyskanie i porównywanie wartości i przebiegu współczynnika tarcia między prowadnicą wykonaną z żeliwa i trzonkiem zaworu z Ti6Al4V, dla pewnej liczby skoków zaworu i częstotliwości. Badany trzonek mógł być niepowlekany lub powlekany warstwą Cr bądź azotowany.

Został także opracowany model analityczny dla obliczenia nacisku i siły tarcia pomiędzy trzonkiem zaworu i jego prowadnicą w warunkach tarcia mieszanego, występującego dla wybranego oleju silnikowego i takiego ruchu zaworu względem jego prowadnicy, jaki występował w tribotesterze. Uzyskane wartości współczynnika tarcia suchego zostały wykorzystane w modelu.

## 2. Metody otrzymywania zaworów

Obecnie istnieje kilka metod otrzymywania zaworów wykonywanych ze stopów tytanu TiAl. Jedną z nich jest metalurgia proszków. Pozwala ona produkować pręty tytanowe do kucia na gorąco. Inne zawory wylotowe tytanu są wykonane metodą odlewania i walcowania stopu Ti6Al2Sn4Zr2MoSi. W celu zwiększenia odporności na zużycie zaworów wykorzystuje się plazmowe nawęglanie [6].

Wiele zaworów tytanowych jest produkowanych przez wstępne kucie i obróbkę na ostateczny kształt. Spotyka się niekiedy postacie konstrukcyjne, gdzie dwa częściowo obrabione segmenty połączono przez zgrzewanie tarciove, a następnie obrabiano na ostateczny kształt [5].

Aby zapewnić twardy czubek trzonka zaworu, wykorzystuje się obecnie trzy metody: nasadkę z hartowanej stali, nasadkę z powłoką ceramiczną, powleczenie cienką warstwą z użyciem technologii PVD [5].

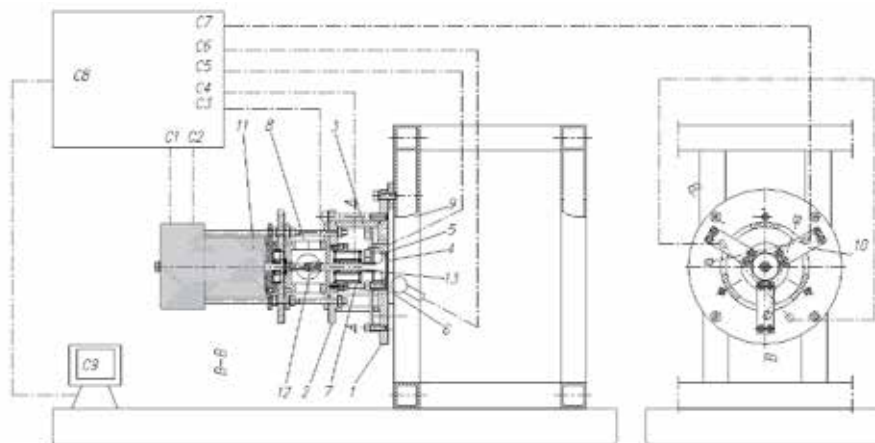
Ponieważ tytan jest stosunkowo miękkim materiałem, zwykle stosuje się dodatkowe utwardzone nasadki. Dla trzonka zaworowego o średnicy mniejszej niż 7 mm na końcu trzonka stosuje się twardą powłokę, aby uniknąć wpływu tarcia w styku między nasadką a końcem trzonka [5].

W przypadku zaworów z tytanową końcówką trzonka napawaną tarciovo stellite, taka końcówka może być szlifowana w trakcie naprawy, ale maksymalnie do 0,015 – 0,020 mm [5].

### 3. Model tarcia i tester

Badania były wykonane na testerze pokazanym na rys. 1. Mierzono wartości siły uderzenia  $F$  zaworu uderzającego o gniazdo (poprzez sensor C7), siły tarcia między zaworem i prowadnicą (poprzez sensor C3), przemieszczenia (poprzez sensor C1) i przyspieszenia (poprzez sensor C2) zaworu. Dodatkowo mierzono poziom hałasu za pomocą sonometru C6 [4]. Temperatura (z sensorów C4 and C5) była równa temperaturze pokojowej. Mierzone wartości były przekazywane poprzez kasetę sterującą C8 do komputera C9 napędu i tam rejestrowane.

Metoda kalibracji obwodów pomiarowych została opisana w pracy [7].

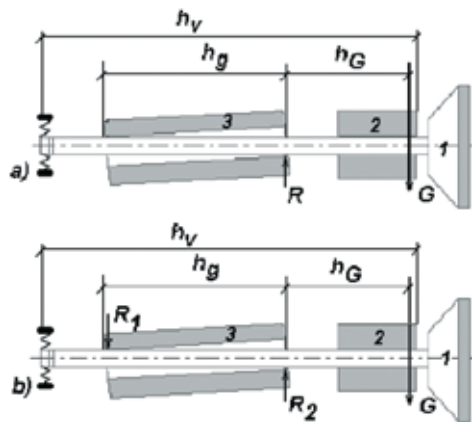


**Rys. 1. Schemat testera. 1 - podstawa, 2 - pokrywa, 3 - tuleja oprawy, 4 - zawór, 5 - gniazdo 6 - tuleja gniazda, 7 - zespół prowadnicy, 8 - wspornik, 9 - rama, 10 - płaska sprężyna, 11 - zespół napędowy, 12 - łącznik, 13 - dodatkowa masa, C1 - sensor wzniosu zaworu, C2 - sensor przyspieszenia zaworu, C3 - sensor siły tarcia między zaworem i prowadnicą, C4 - sensor temperatury prowadnicy, C5 - sensor temperatury gniazda, C6 - sonometr, C7 - sensor siły uderzenia zaworu uderzającego w gniazdo, C8 - kasecja sterująca, C9 - komputer**

Wartości współczynnika tarcia  $\mu$  oszacowano z równania (1) [7]:

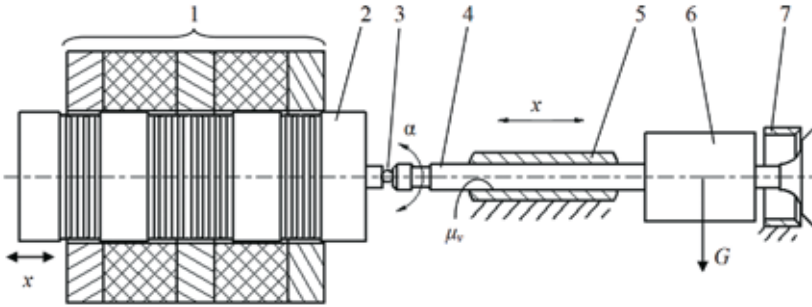
$$\mu = \begin{cases} \frac{T_R}{R} = \frac{T_R}{(m_v + m_a) \cdot g \cdot \frac{h_v}{h_v - (h_G + x)}}, & \text{for case a)} \\ \frac{T_R}{R_1 + R_2} = \frac{T_R}{(m_v + m_a) \cdot g \cdot \frac{h_g + 2(h_G + x)}{h_g}}, & \text{for case b)} \end{cases} \quad (1)$$

gdzie:  $T$  – mierzona wartość siły tarcia między trzonkiem zaworu i prowadnicą,  $R$ ,  $R_1$ ,  $R_2$  – reakcja między trzonkiem zaworu i prowadnicą, zależnie od przypadku (rys. 2),  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  – przyspieszenie grawitacyjne,  $x = (0 - 5) \text{ mm}$  – przemieszczenie zaworu,  $m_v = 19,7 \text{ g}$  – masa zaworu,  $m_a = 0,4 \text{ kg}$  – masa dodatkowa,  $h_v = 90 \text{ mm}$  – długość zaworu,  $h_g = 45 \text{ mm}$  – długość prowadnicy,  $h_G = 35 \text{ mm}$  – odległość między prowadnicą i środkiem ciężkości układu zawór- dodatkowa masa (rys. 2).



**Rys. 2. Schemat obciążenia układu zawór - dodatkowa masa - prowadnica; 1 – zawór, 2 – dodatkowa masa, 3 – prowadnica; a) przypadek obciążenia, gdy reakcja  $R$  między trzonkiem zaworu i prowadnicą występowała tylko w jednym miejscu, b) przypadek obciążenia, gdy reakcje  $R_1$  i  $R_2$  między trzonkiem zaworu i prowadnicą występowały w dwóch miejscach**

Opracowano model zespołu składający się z zaworu 4 i ruchomej cewki 2 napędu i przedstawiono na rys. 3. Przyjęto, że przemieszczenie  $x$  takiej cewki, równoległe do osi nieruchomej części 1 napędu, jest zgodne z przemieszczeniem zaworu uzyskanym w trakcie pomiaru na testerze. Takie przemieszczenie jest ograniczone przez występowanie gniazda 7. Zawór jest obciążony przez dodatkową masę obciążnika 6, powodującego powstanie siły  $G$  prostopadle do osi prowadnicy 5. Zawór może również wahać się o kąt  $\alpha$ , w zakresie ograniczonym przez luz pomiędzy trzonkiem zaworu 4 i jego prowadnicą 5. Takie wahanie jest możliwe ze względu na występowanie sferycznego łącznika 3.



**Rys. 3. Model zespołu złożonego z ruchomej cewki napędu i zaworu ułożyskowanego w prowadnicy i obciążonego dodatkową masą; 1 - nieruchoma część napędu, 2 - ruchoma cewka, 3 - sferyczny łącznik, 4 - zawór, 5 - prowadnica, 6 - dodatkowa masa, 7 - gniazdo**

Ruch zaworu wywołuje siłę tarcia  $T$ , której wartość jest uzależniona od współczynnika tarcia  $\mu v$  obliczanego z równania (2) i zależna od współczynnika tarcia  $\mu(v)$  uzyskanego ze zmierzonej siły tarcia oraz od obliczonej prędkości ruchu zaworu względem prowadnicy i od lepkości oleju. Powierzchnia styku o kształcie podobnym do wydłużonej elipsoidy była traktowana jako suma  $i$  małych prostokątów o szerokości  $b_i$  i długości  $l_i$ . Ich wartości były uzyskiwane iteracyjnie podczas symulacji.

$$\mu(t) = \frac{T_R(v)}{R(t)} \quad (2)$$

gdzie:  $T_R(v)$  – siła tarcia obliczona z równania (3) [8],  $R(t)$  – reakcja w styku między trzonkiem zaworu i prowadnicą, uzyskana podczas symulacji z wykorzystaniem modelu z rys. 3.

$$T_R(v) = \mu(v) \cdot \sum_i b_i l_i \left[ \frac{h_0 - h}{c} \right]^{\frac{1}{m}} + \sum_i \eta b_i l_i K_R(v/h) \quad (3)$$

gdzie:  $b_i$  – szerokość  $i$ -tego elementarnego prostokąta,  $l_i$  – długość  $i$ -tego elementarnego prostokąta,  $h_0$  – początkowa grubość oleju w nieobciążonym styku,  $h$  – grubość oleju w obciążonym styku,  $v$  – prędkość poślizgu,  $\eta$  – lepkość dynamiczna oleju,  $c = 0,75$ ,  $m = 0,7$  – stałe współczynniki zależne od rodzaju materiału i obróbki (szlifowania) współpracujących powierzchni,  $K_R = 0,614$  – współczynnik charakteryzujący tarcie hydrodynamiczne.

Grubość oleju  $h$  oszacowano z równania (4) [8], podczas iteracyjnego procesu symulacji.

$$\frac{dh}{dt} = - \left[ R(t) - \sum_i b_i l_i \left( \frac{h_0 - h}{c} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \frac{h^3}{\eta b_{av}^2 l_{av}} - \left( - \sum_i 6 \eta b_i l_i^2 K_p \psi \frac{v}{h^2} \right) \frac{h^3}{\eta b_{av}^2 l_{av}} \quad (4)$$

gdzie:  $b_{av}$  – średnia szerokość  $i$ -tego elementarnego prostokąta,  $l_{av}$  – średnia długość

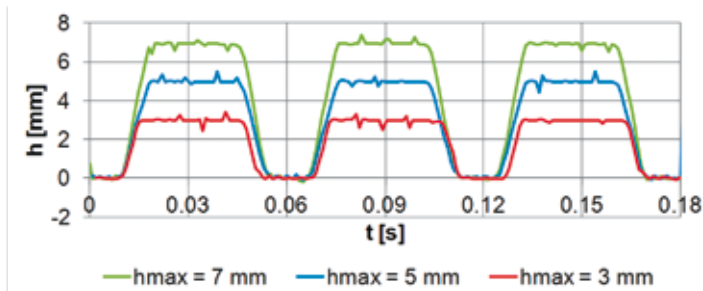
$i$ -tego elementarnego prostokąta,  $K_p = 0,0265$ ,  $\psi = 0,06$  – współczynniki charakteryzujące oddziaływania hydrodynamiczne w styku między szlifowanymi i polerowanymi powierzchniami.

## 4. Wyniki obliczeń

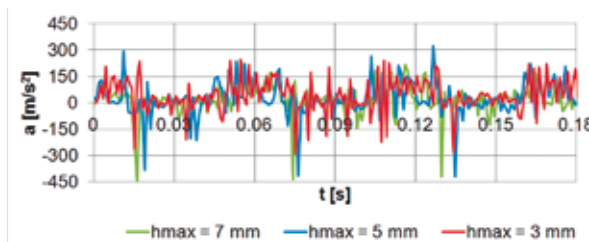
Uzyskane wyniki badań przedstawiono na rysunkach 4-9. Zmierzone wartości wzniosu zaworu  $h$  względem czasu  $t$  zostały pokazane na rys. 4. Skok zaworu  $h_{max}$  był równy 7 mm, 5 mm, 3 mm, odpowiednio. Obserwowane zmiany położenia zaworu podczas jego styku z gniazdem były wynikiem sztywności zestawu pomiarowego.

Zmierzone wartości przyspieszenia  $a$  zaworu względem czasu  $t$  zostały pokazane na rys. 5. Maksymalna wartość równa nawet  $440 \text{ m/s}^2$  była uzyskana podczas uderzenia zaworu w jego gniazdo. Dla przypadku skoku zaworu  $h_{max} = 5 \text{ mm}$  uzyskane wartości przyspieszenia podczas uderzenia były do 30% wyższe niż w przypadku  $h_{max} = 3 \text{ mm}$ . Dla przypadku skoku zaworu  $h_{max} = 7 \text{ mm}$  uzyskane wartości przyspieszenia podczas uderzenia były nawet o 15% wyższe niż w przypadku  $h_{max} = 5 \text{ mm}$ .

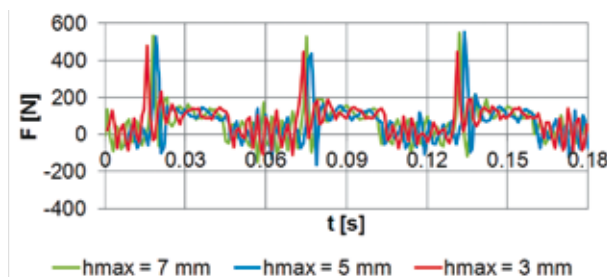
Zmierzone wartości siły  $F$  działającej na gniazdo w funkcji czasu  $t$  zostały przedstawione na rys. 6.



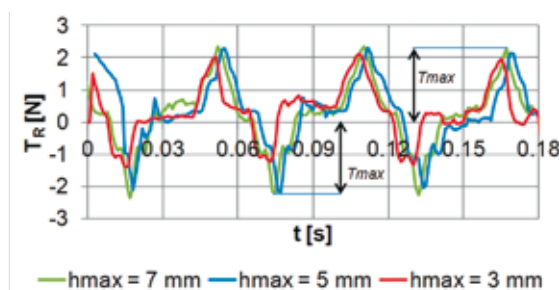
Rys. 4. Mierzone wartości wzniosu zaworu  $h$  w funkcji czasu  $t$ ; częstotliwość wymuszenia  $f = 16 \text{ Hz}$ , skok zaworu  $h_{max} = 7 \text{ mm}$ ,  $h_{max} = 5 \text{ mm}$ , oraz  $h_{max} = 3 \text{ mm}$ , odpowiednio



Rys. 5. Mierzone wartości przyspieszenia zaworu  $a$  w funkcji czasu  $t$ ; częstotliwość wymuszenia  $f = 16 \text{ Hz}$ , skok zaworu  $h_{max} = 7 \text{ mm}$ ,  $h_{max} = 5 \text{ mm}$  oraz  $h_{max} = 3 \text{ mm}$ , odpowiednio



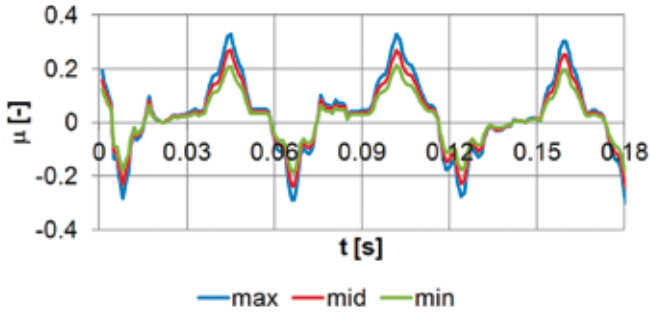
Rys. 6. Mierzone wartości siły uderzenia  $F$  zaworu o gniazdo funkcji czasu  $t$ ; częstotliwość wymuszenia  $f = 16$  Hz, skok zaworu  $h_{max} = 7$  mm,  $h_{max} = 5$  mm oraz  $h_{max} = 3$  mm, odpowiednio



Rys. 7. Mierzone wartości siły tarcia  $T_R$  między zaworem i prowadnicą w funkcji czasu  $t$ ; częstotliwość wymuszenia  $f = 16$  Hz, skok zaworu  $h_{max} = 7$  mm,  $h_{max} = 5$  mm oraz  $h_{max} = 3$  mm, odpowiednio,  $T_{max}$  - maksymalna siła tarcia podczas przemieszczania zaworu względem prowadnicy

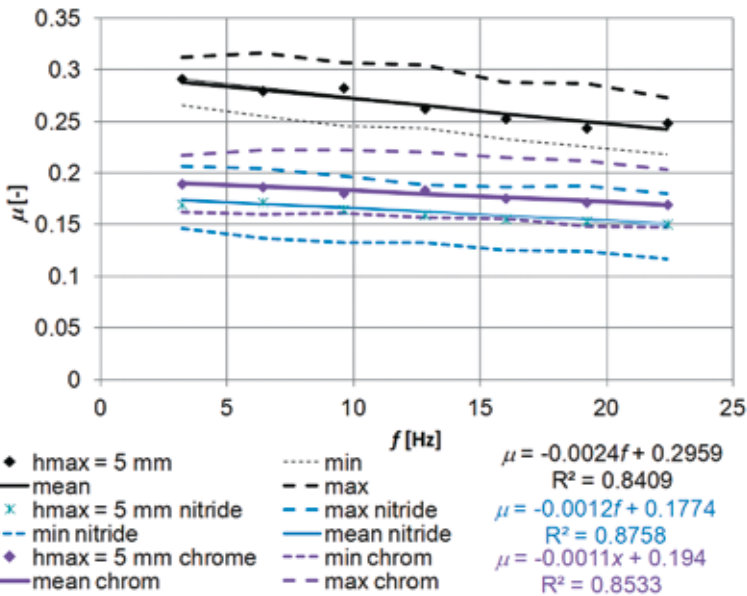
Dla skoku zaworu  $h_{max} = 3$  mm siła podczas uderzania zaworu w gniazdo była nawet o 23% mniejsza niż w przypadku  $h_{max} = 5$  mm. Dla skoku zaworu  $h_{max} = 5$  mm siła była nawet o 17% mniejsza niż w przypadku  $h_{max} = 7$  mm. Było to prawdopodobnie spowodowane algorytmem sterowania tribotestera. Po uderzeniu zawór był dociskany do gniazda przez siłę, której wartość była równa 50 N. Zmierzone wartości siły tarcia zostały przedstawione na rys. 7. Wartości, oznaczone  $T_{max}$  uzyskane podczas wzniosów i opadań zaworu były nieco inne. Obserwowane zmiany w wartości siły tarcia są wynikiem sztywności zestawu pomiarowego. Maksymalne wartości siły tarcia w przypadku skoku zaworu  $h_{max} = 3$  mm były do 25 % mniejsze niż w przypadku  $h_{max} = 5$  mm. Takie wartości w przypadku skoku zaworu  $h_{max} = 5$  mm były nawet o 5% mniejsze niż w przypadku  $h_{max} = 7$  mm.

Wartości współczynnika tarcia, obliczone z równania (1) w funkcji czasu, przedstawiono na rys. 8, w przypadku zaworu niepokrytego. Zostały one uzyskane na częstotliwości wymuszenia  $f = 16$  Hz, i skoku zaworu  $h_{max} = 5$  mm a ich wartości ekstremalne były równe od 0,18 do 0,32.



Rys. 8. Obliczone wartości współczynnika tarcia  $\mu$  między zaworem i prowadnicą w funkcji czasu  $t$ ; skok zaworu  $h_{max} = 5$  mm

Średnie wartości współczynnika tarcia w funkcji częstotliwości wymuszenia pokazano na rys. 9. Dla wszystkich przypadków badań mały one niemal liniowo ze wzrostem częstotliwości.



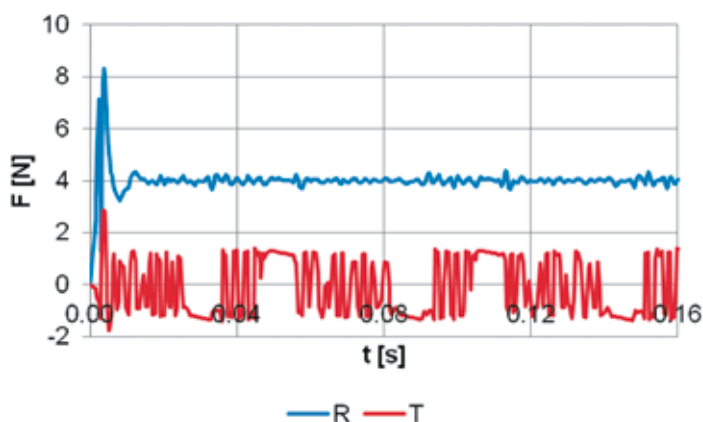
Rys. 9. Obliczone wartości współczynnika tarcia  $\mu$  między zaworem i prowadnicą w funkcji częstotliwości wymuszenia  $f$ ; skok zaworu  $h_{max} = 5$  mm, zawór niepokryty, azotowany, pokryty warstwą chromu



Przebieg siły tarcia  $T_R$  i normalnej reakcji  $R$  w funkcji czasu  $t$ , otrzymane podczas symulacji dla przypadku niepokrytego trzonka zaworu, pokazano na rys. 10. Na bazie tych przebiegów wyznaczono wartości współczynnika tarcia  $\mu$ .

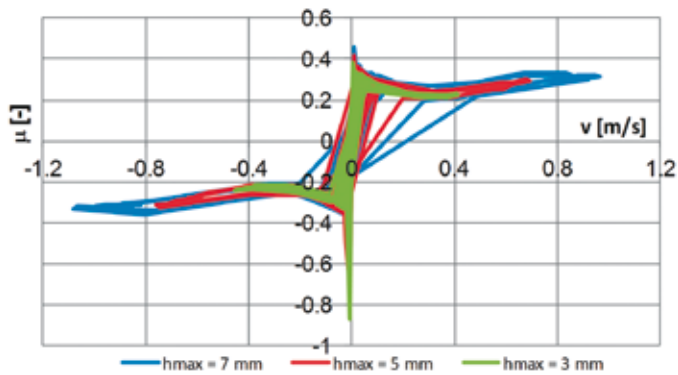
Najwyższe wartości współczynnika tarcia uzyskano w przypadku testowanego niepokrytego trzonka zaworu, wykonanego ze stopu TiAl i współpracującego z prowadnicą wykonaną z żeliwa. Uzyskane wartości współczynnika tarcia w przypadku trzonka zaworu powleczonego chromem, mieszczą się w zakresie (0.12-0.2) i są mniejsze od wartości z przedziału (0.135-0.23), które otrzymano w przypadku trzonka zaworu powleczonego nc-WC/aC:H i współpracujące z prowadnicą wykonaną z żeliwa [7]. Wartości uzyskane dla przypadku azotanego trzonka zaworu współpracującego z prowadnicą wykonaną z żeliwa, mieszczą się w zakresie (0.12-0.22) i są zbliżone do tych otrzymanych dla przypadku wspomnianego zaworu pokrytego nc-WC/aC:H [7].

Podczas każdego badania poziom hałasu wynosił 94 dBA z, a poziom hałasu środowiska był równy 40 dBA.



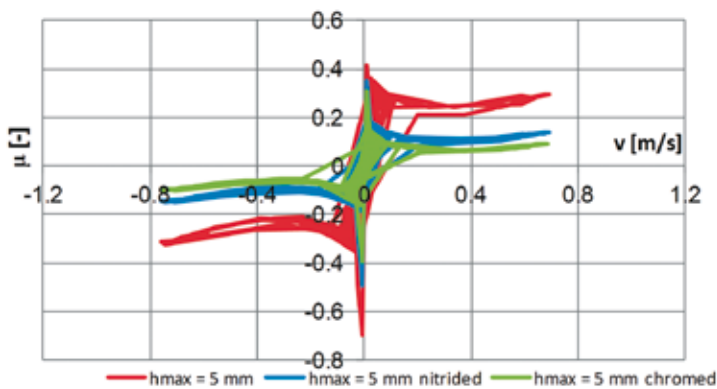
Rys. 10. Wartości siły tarcia  $T$  i normalnej reakcji  $R$  w funkcji czasu  $t$ , uzyskane w czasie symulacji; częstotliwość wymuszenia  $f = 16$  Hz, skok zaworu  $h_{max} = 5$  mm

Przebiegi współczynnika tarcia  $\mu$  w funkcji poślizgu  $v$ , uzyskane podczas symulacji, pokazano na rys. 11. Ze wzrostem skoku zaworu uzyskano większe wartości współczynnika tarcia mieszanego  $\mu$ .



Rys. 11. Wartości współczynnika tarcia  $\mu$  w funkcji prędkości poślizgu  $v$ ; częstotliwość wymuszenia  $f = 16$  Hz, skok zaworu  $h_{max} = 7$  mm,  $h_{max} = 5$  mm oraz  $h_{max} = 3$  mm

Przebiegi współczynnika tarcia  $\mu$  w funkcji poślizgu  $v$ , uzyskane podczas symulacji, dla przypadków trzonka zaworu niepokrytego, azotowanego i chromowanego pokazano na rys. 12.



Rys. 12. Wartości współczynnika tarcia  $\mu$  w funkcji prędkości poślizgu  $v$ ; częstotliwość wymuszenia  $f = 16$  Hz, skok zaworu  $h_{max} = 5$  mm, zawór bez pokrycia warstwą ochronną, azotowany i chromowany

Takie przebiegi mają dość znaczną szerokość histerezy, co jest charakterystyczną własnością dla przebiegów współczynnika tarcia, który jest zbliżony do suchego w funkcji prędkości poślizgu. Uzyskane wartości współczynnika tarcia mieszane pozostają w dobrej zgodności z mierzonymi wartościami współczynnika tarcia suchego. Największe wartości wystąpiły dla niepokrytego trzonka zaworu, a najmniejsze dla chromowanego.

## 5. Wnioski

1. Współczynnik tarcia w styku między trzonkiem zaworu wykonanego ze stopu TiAl i jego prowadnicą wykonaną z żeliwa zmniejsza się wraz ze wzrostem częstotliwości, a wzrasta ze wzrostem skoku zaworu.
2. Azotowanie lub chromowanie trzonka zaworu wykonanego ze stopu TiAl może zmniejszyć współczynnik tarcia nawet o 25%, jeśli współpracuje z prowadnicą wykonaną z żeliwa.
3. Podczas symulacji współczynnika tarcia mieszanego między trzonkiem zaworu i jego prowadnicą uzyskane przebiegi współczynnika tarcia względem prędkości poślizgu miały dość dużą szerokość histerezy, co jest charakterystyczną własnością dla sytuacji, w której występuje jedynie tarcie suche. Może to wskazywać, że dla warunków użytych w modelu występował jedynie mały udział tarcia płynnego w tarcu mieszanym.

## Literatura

- [1] ZBIERSKI K., SICZEK K.: *Calculation and Verification of Forces Driving Outlet Valves in Magneto-electrical Valve Timing of Combustion Engine*. Journal of KONES, Vol. 13, No 3, s. 455-462.
- [2] THEOBALD M., LEQUESNS B., HENRY R.: *Control of Engine Load via Electromagnetic Valve Actuators*. SAE, 1994, nr 940816.
- [3] SUN Z., CLEARY D.: *Dynamics and Control of an Electro-Hydraulic Fully Flexible Valve Actuation System*. Proceedings of American Control Conference, Denver, Colorado, June 2003.
- [4] MA J., SCHOCK H., CARLSON U., HÖGLUND A., HEDMAN M.: *Analysis and Modeling of an Electronically Controlled Pneumatic Hydraulic Valve for Automotive Engine*. SAE 2006-01-0042.
- [5] <http://www.precisionenginetech.com/tech-explained/2009/06/02/valve-materials-and-designs-part-1/>.
- [6] YAMAGATA H.: *The science and technology of materials in automotive engines*. Cambridge, England, Woodhead Publishing Ltd, 2005.
- [7] SICZEK K.: *The Researches on the Friction Properties of nc-WC/a-C Coating on the Lightweight Valve Stem*. Journal of KONES, Vol. 19, No 2, s. 493-500.
- [8] SICZEK K.: *Researches and modeling of tribological phenomena occurring in the seat insert - lightweight valve - guide system for valvetrains of internal combustion engines*. Lodz, Lodz University of Technology, 2012.