MODELING OF HYDRAULIC CYLINDER PISTON ROD SEALING

MODELOWANIE USZCZELNIENIA TŁOCZYSKA SIŁOWNIKA HYDRAULICZNEGO

Lisowski Edward, Hawryluk Michał

Politechnika Krakowska Wydział Mechaniczny
Katedra Systemów Informatycznych i Modelowania Komputerowego

e-mail: lisowski@mech.pk.edu.pl

Abstract: The paper is related to research on leakage of a piston rod U-type elastomeric sealing ring. Results of FE analysis and the test rig for verification of the simulation results is presented. For the analysis ANSYS system was used. The achieved results allow to predict leakage rate for different operating conditions and can also be useful in studies concerning wearing processes of elastomeric sealing rings.

Keywords: sealing rings, leakage, hyperelasticity

Streszczenie: Praca dotyczy badań przecieków przez uszczelnienia tłoczyiskowe siłowników hydraulicznych maszyn roboczych. W referacie przedstawiono wyniki badań symulacyjnych oraz opracowane stanowisko badawcze do weryfikacji założeń i wyników symulacji prowadzonych dla elastomerowego pierścienia typu U. Badania symulacyjne przeprowadzono w systemie ANSYS z wykorzystaniem języka APDL. Wyniki przeprowadzonych analiz MES pozwalają na oszacowanie przecieku dla różnych warunków pracy uszczelnienia oraz mogą być użyteczne w badaniach związanych z procesami zużycia elastomerowych pierścieni uszczelniających.

Słowa kluczowe: uszczelnienia, przeciek, hipersprężystość

1. Wstęp

Doskonalenie węzła uszczelniającego tłoczyska stanowi jeden z głównych kierunków rozwoju siłowników hydraulicznych. Celem prac badawczych i rozwojowych jest minimalizacja przecieków czynnika roboczego do środowiska, redukcja oporów ruchu oraz wydłużenie czasu pracy węzła uszczelniającego. Działania te są bardzo istotne ze względu na dużą liczbę maszyn i urządzeń z napędem hydraulicznym, które są w użyciu w większości sektorów gospodarki. Szczelność tłoczkowego pierścienia uszczelniającego w stanie spoczynku osiągnięta jest przez zastosowanie wstępnego zacisku montażowego, a naciski pomiędzy pierścieniem uszczelniającym i współpracującymi elementami wzrastają wraz ze wzrostem ciśnienia obciążającego pierścień. Względny ruch tłoczyska i dławnicy powoduje uniesienie wargi uszczelnienia i umożliwia wytworzenie pomiędzy pierścieniem a tłoczyskiem filmu smarnego rozdzielającego współpracujące elementy, podobnie jak ma to miejsce w łożysku hydrodynamicznym. Przyjmuje się, że stabilizacja filmu smarnego następuje po przebyciu przez tłoczek stosunkowo krótkiej drogi równej 2-3 długościom strefy kontaktu pomiędzy pierścieniem a tłoczyskiem, stąd warunki pracy pierścienia można traktować jako ustalone, co upraszcza teoretyczne rozwiązanie problemu oceny przecieków [6].

Jednym ze sposobów zmniejszenia przecieków jest zwiększenie wstępnego zacisku montażowego, który jednak powoduje wzrost tarcia. Wynika z tego, że w klasycznym węźle uszczelniającym tłoczyska, minimalizacja przecieków stoi w sprzeczności z minimalizacją oporów ruchu. Dlatego też ocena przecieków oraz tarcia wspólnie stanowią jeden z podstawowych celów badań nad uszczelnieniami. W artykule przedstawiono wyniki analizy MES elastomerowego pierścienia uszczelniającego typu U. Ponieważ w stanie ustalonym temperatura oleju w siłowniku może dochodzić do ok. 70-80°C zatem konieczne było uwzględnienie wpływu temperatury oleju na pracę uszczelnienia. Przy modelowaniu przecieków wykorzystano wyniki analiz MES oraz rozwiązanie odwrotnego problemu smarowania hydrodynamicznego IHL (*ang. Inverse Hydrodynamic Lubrication*).

2. Obiekt badań

Obiektem badań, który podano analizie MES jest pierścień uszczelniający tłoczek typu U z jedną krawędzią uszczelniającą (S01R 36x46x5.7). Pierścień wykonany jest z mieszanki NBR. Na rys. 1 przedstawiono przekrój badanego pierścienia oraz jego model dyskretny.

Przedstawiona analiza została wykonana przy wykorzystaniu systemu ANSYS. Modele przygotowano jako pliki wsadowe zapisane w języku APDL (*ang. ANSYS Parametric Design Language*). Przyjęto dwuwymiarowy osiowosymetryczny model pierścienia uszczelniającego. Geometria tłoczyska, dławnicy oraz pierścienia uszczelniającego została sparametryzowana co pozwala na łatwą modyfikację modelu. Dławnicę oraz tłoczek zamodelowano przy użyciu elementów nieodkształcalnych (rys. 1).

Analiza elementów wykonanych z elastomerów, w tym również wyznaczenie nacisku pomiędzy pierścieniem uszczelniającym a tłoczyskiem jest zadaniem nieliniowym. Jednocześnie występują nieliniowości fizyczne, nieliniowości geometryczne (odkształcenia skończone) oraz nieliniowe warunki brzegowe. Dodatkowo, obliczenia komplikuje zależność własności materiałowych od temperatury.

Rys. 1 Przekrój badanego pierścienia uszczelniającego (przed montażem) oraz odpowiadający mu model dyskretny

Do opisu materiału elastomerowego użyty został model materiału hipersprężystego Mooneya-Rivlina o trzech parametrach. Współczynniki modelu materiału zostały przyjęte na podstawie wyników prób ściskania w podwyższonych temperaturach (odpowiednio 20, 50 oraz 80 °C). Do wyznaczenia wartości współczynników zastosowano wbudowany w systemie ANSYS moduł służący do tego celu. Pozostałe parametry takie jak przewodność cieplna oraz współczynnik rozszerzalności cieplnej zostały przyjęte z literatury [5].

Jak wspomniano wcześniej, efekt samouszczelnienia pierścienia elastomerowego wymaga występowania wstępnego zacisku montażowego pomiędzy pierścieniem uszczelniającym a tłoczyskiem. W związku z tym proces montażu jak i warunki pracy mają znaczny wpływ na zachowanie uszczelnienia.

Zacisk wstępny został zamodelowany poprzez osiowe przemieszczenie tłoczyska i ściany rowka dławnicy. Takie podejście zapewnia dobrą kontrolę nad całością procesu wstępnego zacisku. W związku z występowaniem dużych przemieszczeń w trakcie montażu oraz w procesie obciążania, przemieszczenie montażowe oraz ciśnienie robocze zadane zostało w serii kroków obciążenia. Bezpośrednie obciążenie może prowadzić bowiem do problemów ze zbieżnością i niestabilności rozwiązania.

W celu uwzględnienia efektów związanych z wpływem temperatury wymagane jest przeprowadzenie sprzężonej analizy termo-mechanicznej (rys. 2 oraz 3).

W systemie ANSYS do wykonywania analiz sprzężonych wprowadzono koncepcję środowisk fizycznych (*ang. physics environment*), w której pojedyncza baza danych zawiera elementy oraz węzły dla wszystkich analiz, które będą wykonywane, natomiast parametry poszczególnych analiz ulegają zmianie (przełączeniu) pomiędzy środowiskami.

Na rys. 2 oraz 3 przedstawiono przykładowe wyniki uzyskane z przeprowadzonej analizy (rozkład temperatury na przekroju pierścienia oraz rozkład nacisków pomiędzy pierścieniem uszczelniającym a tłoczyskiem przy obciążeniu do 16 MPa).

Rys. 2 Rozkład temperatury na przekroju pierścienia [K]

Rys. 3 Rozkład nacisków pomiędzy uszczelnieniem a tłoczyskiem [MPa]

3. Ocena przecieków i oporów ruchu

Do analizy zastosowano metodę oceny przecieku opartą na rozwiązaniu odwrotnego problemu smarowania hydrodynamicznego. Rozkład ciśnienia oleju w szczelinie uszczelnianej przyjęty został jako równy rozkładowi nacisków wynikających z mechanicznego kontaktu pomiędzy pierścieniem uszczelniającym a tłoczyskiem. Pominęto efekty związane z wpływem powstającego filmu smarnego na geometrię szczeliny.

Podstawą rozwiązania odwrotnego problemu smarowania hydrodynamicznego jest odpowiednio przekształcone równanie Reynoldsa dla przypadku przepływu jednoosiowego:

$$h^3 g - 6\eta u_{i/o} (h - h_{id0/od0}) = 0 \quad (1)$$

Indeksy i/o w powyższym równaniu wskazują rozważany kierunek ruchu tłoczyska (odpowiednio wsuw i wysuw tłoczyska siłownika), g jest gradientem ciśnienia, h – szerokość szczeliny, η – lepkość dynamiczna, u – prędkość ruchu tłoczyska. Przeciek może zostać wyliczony na podstawie szerokości szczeliny uszczelnianej w punkcie, w którym ciśnienie osiąga maksymalną wartość [4, 6].

W tym przypadku obowiązuje następująca zależność:

$$h_{id0/od0} = 0,94 \left(\frac{\eta u_{i/o}}{g_{i/o \max}} \right)^{0.5} \quad (2)$$

Badania doświadczalne zaprezentowane w pracy [1] wykazały, że w przypadku nowoczesnych uszczelnień przeznaczonych do pracy przy wysokich ciśnieniach gradienty nacisków statycznych i dynamicznych nie wykazują znaczących różnic przy obu kierunkach ruchu tłoczyska.

Rozkład prędkości płynu w szczelinie, w miejscu, w którym ciśnienie osiąga maksymalną wartość jest liniowy. Poza szczeliną prędkość płynu ma stałą wartość równą $u_{i/o}$ stąd przy założeniu ciągłości przepływu, można wyliczyć grubość filmu smarnego na tłoczysku:

$$h_{i/o} = \frac{1}{2} h_{id0/od0} \quad (3)$$

Przy założeniu $h_i < h_o$, przeciek po N cyklach może zostać wyznaczony z zależności:

$$V = N\pi dL(h_o - h_i) = N\pi dL\sqrt{\frac{2}{9}}\eta\left(\sqrt{\frac{u_o}{g_o}} - \sqrt{\frac{u_i}{g_i}}\right) \quad (4)$$

gdzie: d jest średnicą tłoczyska, natomiast L skokiem. W przedstawionym przypadku, dla prędkości wysuwu i wsuwu równej 0.15 m/s oraz 100 m drogi tłoczyska wyliczony przeciek wynosi 0.14 ml.

Opory ruchu można wyznaczyć z następującej zależności:

$$F = \pi d \int_0^b \tau(x) dx \quad (5)$$

gdzie:

$$\tau(x) = \frac{\eta u_{i/o}}{h(x)} \quad (6)$$

natomiast d jest średnicą tłoczyska, b długością strefy kontaktu pomiędzy pierścieniem uszczelniającym a tłoczyskiem, natomiast $h(x)$ wyznacza się z równania Reynoldsa (1).

4. Stanowisko badawcze

Do pomiaru przecieków i oporów ruchu pierścieni tłoczyskowych, zbudowano stanowisko laboratoryjne (rys. 5), którego schemat przedstawiono na rys. 4. Układ składa się z siłownika hydraulicznego bez tłoka 1, w którego dławnicach zamontowane są badane pierścienie uszczelniające. Tłoczysko siłownika hydraulicznego (ø36) połączone jest przegubowo z siłownikiem pneumatycznym - 2

realizującym ruch roboczy o skoku równym 250 mm. Ciśnienie oleju (do 16 MPa) zadawane jest przy pomocy ręcznej pompy hydraulicznej - **3**, natomiast układ pneumatyczny zasilany jest ze sprężarki - **4**. Regulacja prędkości tłoczyska odbywa się przy użyciu zaworów dławiąco-zwrotnych - **7**. Pomiar przemieszczenia tłoczyska oraz siły oporu realizowany jest przez transformatorowy przetwornik przemieszczenia PJx400 - **5** oraz tensometryczny czujnik siły CL14U - **6**.

Do wyznaczenia przecieków zastosowano metodę wagową. Polega ona na dokładnym usunięciu oleju z tłoczyska i następnym zważeniu próbki na wadze analitycznej - **8**. Usunięcia cieczy roboczej z tłoczyska dokonuje się przy użyciu specjalnej bibuły, która wchłania znajdujący się na tłoczysku olej i umożliwia jego zważenie.

Rys. 4 Schemat stanowiska do badania przecieków i oporów ruchu tłoczyskowych pierścieni uszczelniających. 1 – badawczy siłownik hydrauliczny, 2 – siłownik pneumatyczny, 3 – pompa hydrauliczna, 4 – sprężarka, 5 – czujnik siły, 6 – transformatorowy przetwornik przemieszczenia, 7 – zawory dławiąco-zwrotne, 8 – waga analityczna

W zastosowanym układzie tym dokonuje się jednoczesnego pomiaru dla dwóch pierścieni uszczelniających. Rozwiązanie takie pozwala na pomiar uśrednionych oporów ruchu, bez rozróżniania przypadku wsuwu i wysuwu (otrzymany wynik w jednym cyklu jest sumą oporu dwóch pierścieni). Daje to ogólny pogląd na zjawisko tarcia w węzle uszczelniającym i jest to rozwiązanie proponowane w normie ISO 7986 [8]. Ponieważ badania uszczelnień są z reguły czasochłonne,

dużą zaletą takiego rozwiązania jest także jednoczesny pomiar przecieków przez dwa pierścienie.

Rys. 5 Widok stanowiska do badania pierścieni uszczelniających

5. Literatura

- [1] Bisztray Balku S.: Design Development and Tribology of Reciprocating Hydraulic Seals, Periodica Polytechnica, Ser. Mech. Eng. Vol. 47, No 1, PP. 163-178, Budapest 2004.
- [2] Hawryluk M., Lisowski E.: Badania symulacyjne uszczelnienia siłownika hydraulicznego z wykorzystaniem systemu ANSYS, Czasopismo Techniczne, 4-M/2011, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2011.
- [3] Kanters A.F.C.: On the Calculation of Leakage and Friction of Reciprocating Elastomeric Seals, PhD Thesis, TU Eindhoven, Eindhoven 1990.
- [4] Lawrowski Z.: Tribologia. Tarcie, zużywanie i smarowanie, PWN, Warszawa 1993
- [5] Nikas G.K., Sayles R. S.: Nonlinear elasticity of rectangular elastomeric seals and its effect on elastohydrodynamic numerical analysis, Tribology International, Vol. 37, 651-660, 2004

- [6] Zagół W.: Wpływ obniżonej temperatury otoczenia na skuteczność uszczelnień w siłownikach hydraulicznych maszyn roboczych, praca doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 2003.
- [7] ANSYS Coupled-Field Analysis Guide, SAS IP, Inc. 2005.
- [8] ISO 7986:1997 Hydraulic fluid power – Sealing devices – Standard test methods to assess the performance of seals used in oil hydraulic reciprocating applications.

Profesor Edward Lisowski jest kierownikiem katedry Systemów Informatycznych i Modelowania Komputerowego na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej. Obszarem jego zainteresowania są aplikacje systemów CAD w projektowaniu maszyn i urządzeń, oraz symulacje komputerowe.

Michał Hawryluk jest doktorantem na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej. Obszarem jego zainteresowań są systemy komputerowego wspomagania prac inżynierskich. Obecnie pracuje jako konstruktor w TTS Offshore Handling Equipment w Bergen, Norwegia.