

SZCZYPIŃSKI –SALA Wojciech

KOMPUTEROWO WSPOMAGANA OCENA DZIAŁANIA PIERŚCIENI USZCZELNIAJĄCYCH

Streszczenie

W artykule zaprezentowano wyniki symulacji komputerowych i pomiarów stanowiskowych działania pierścieni uszczelniających w różnych warunkach zabudowy i obciążenia. Z wykorzystaniem metody elementów skończonych wykonano obliczenia obciążenia różnych zarysów przekrojów pierścieni. Dla weryfikacji uzyskanych wyników wykonano testy na uszczelnieniach zmieniając warunki pracy, aż do wystąpienia uszkodzenia. Wykonano analizy dla stosowanych, najbardziej uniwersalnych rozwiązań, to znaczy pierścieni o kołowym i kwadratowym zarysie przekroju. Dla obydwu przekrojów porównano intensywność zużycia i rodzaj występujących uszkodzeń. Opisane wyniki obliczeń porównano z efektami uzyskanymi podczas pomiarów na doświadczalnym zestawie uszczelniającym.

WSTĘP

Na całym świecie wprowadzane są administracyjnie uregulowania prawne, których celem jest ochrona środowiska naturalnego poprzez zmniejszenie wielkości emisji czynników toksycznych. Znaczącym źródłem związków chemicznych nieobojętnych dla organizmów żywych jest transport. Źródłem emisji są tu nie tylko napędy spalinowe, ale również wszelkie ciecze eksploatacyjne mogące przenikać do środowiska. Z tego względu istotne znaczenie ma zapewnienie szczelności połączeń przewodów, w których znajdują się płyny, oraz wszystkich węzłów smarowanych olejami i smarami stałymi. W tym celu w technice wykorzystywanych jest szereg konstrukcji uszczelnień. Jednostkowe koszty tych elementów są zazwyczaj bardzo niskie, jednak straty, jakie mogą wynikać z ich nieprawidłowego działania mogą być nie do oszacowania, zwłaszcza, gdy uwzględni się ekologiczne skutki oddziaływania na środowisko uszczelnianych cieczy.

Najbardziej uniwersalnym rozwiązaniem stosowanym zarówno w połączeniach statycznych, jak i do uszczelniania części wykonujących ruch postępowy oraz obrotowy są pierścienie o przekroju kołowym, lub przekroju prostokątnym. Pozwalają one na zapewnienie szczelności w szerokim zakresie ciśnień i prędkości względnych. Łatwość zastosowania sprawia, że spotykane są w różnorodnych konstrukcjach, i mogą pracować jako uszczelnienia spoczynkowe, ruchowe, promieniowe i czołowe.

1. ROZWÓJ BADAŃ PIERŚCIENI USZCZELNIAJĄCYCH

Początki systematycznych i szczegółowych badań uszczelnień sięgają połowy dziewiętnastego wieku. Wtedy też już prowadzono prace nad możliwością wykorzystania różnych materiałów polimerowych. Podstawy teorii działania uszczelnień elastomerowych

położyły badania D. Dennyego i C. Whitea. W dalszych pracach przedstawiano rozliczne techniki stosowane w celu analizy warunków panujących na powierzchniach styku, oraz sprawdzenia własności uszczelnień wykonanych z różnych materiałów [1÷4].

Uszczelnienia wykonywane są najczęściej z materiałów polimerowych i termoplastycznych i w dużej mierze od ich własności materiałowych uzależniona jest skuteczność działania uszczelnienia [13, 14].

Ostatnia dekada przyniosła szybki rozwój metod numerycznych otwierających nowe możliwości analiz i oceny działania różnych rozwiązań konstrukcyjnych uszczelnień [12, 14].

Zgodnie z założeniami przyjmowanymi przez badaczy związku pomiędzy własnościami materiałowymi i geometrią uszczelnienia a cechami eksploatacyjnymi i warunkami pracy determinowane są przez ciśnienie, prędkość, temperaturę i własności uszczelnianej cieczy [4]. Opracowano modele współpracy na styku uszczelnianego elementu i uszczelnienia, w szczególności model elastohydrodynamiczny w zadowalający sposób wyjaśniający zjawiska w tym obszarze uszczelniania [8, 9].

2. METODY OBLICZEŃ I OBSERWACJI

Bardzo istotny w przypadku uszczelnień pierścieniowych jest sposób ich montażu. Niewłaściwe dociśnięcie pierścienia wynikające z jego zacisku może być przyczyną szybkiego uszkodzenia. W celu oceny wpływu wymiarów montażowych i wymiarów szczeliny pomiędzy uszczelnianymi elementami na pracę uszczelnienia wykonano analizy numeryczne.

Do analizy wykorzystano klasyczną metodę przemieszczeniową – metodę elementów skończonych.

Wektor przemieszczeń węzłowych, dla wszystkich węzłów od $i=1$ do $i=w_e$, dla całego elementu można zapisać w formie:

$$\{ \delta_e \} = \{ \delta_{e1} \ \delta_{e2} \ \dots \ \delta_{ew} \} = \{ \delta_1 \ \delta_2 \ \dots \ \delta_m \} \quad (1)$$

natomiast wektor sił węzłowych analogicznie dla całego elementu dla wszystkich węzłów od $i=1$ do $i=w_e$, można zapisać w formie:

$$\{ f_e \} = \{ f_{e1} \ f_{e2} \ \dots \ f_{ew} \} = \{ f_1 \ f_2 \ \dots \ f_m \} \quad (2)$$

liczba stopni swobody węzła i to s_w zatem liczba stopni swobody s_e w całym elemencie będzie wynosiła $s_e = s_w * w_e$

przemieszczenie wewnątrz elementu można wyznaczyć w oparciu o przemieszczenia węzłowe i funkcje kształtu opisujące przemieszczenia w całym obszarze elementu poprzez interpolację przemieszczeń węzłowych następująco:

$$\{ u_e \} = [N_e] \{ \delta_e \} \quad (3)$$

powyższe równanie można zapisać wskaźnikowo:

$$u_i(x, y, z) = \sum_{j=1}^m N_{ij}(x, y, z) \delta_j \quad (4)$$

gdzie:

u_i - interpolowane przemieszczenia,

i - numer składowej przemieszczenia w elemencie,

j - numer składowej przemieszczenia węzłowego,

Uszczelnienia elastomerowe traktowane są w literaturze jako elementy z materiału o nieliniowej charakterystyce opisanej modelem Mooney–Rivlina [7]. Wykorzystując oprogramowanie do analizy metoda elementów skończonych FEA wykonano obliczenia wyężenia na przekrojach uszczelnienia, co zostało pokazane na rysunkach 1÷4.

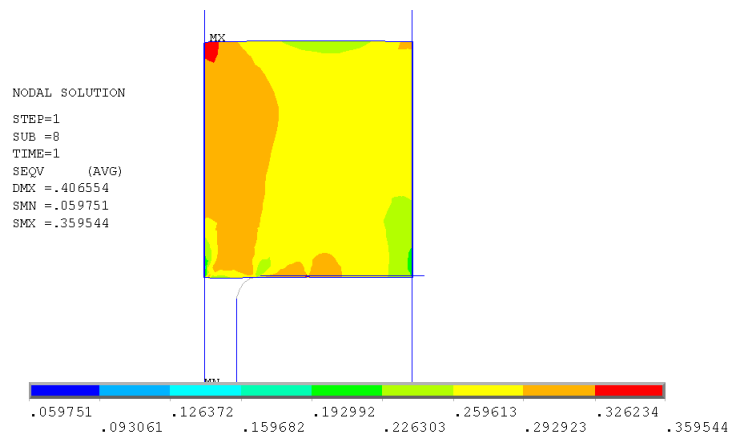
W celu weryfikacji uzyskanych wyników obliczeń numerycznych wykonano testy na modelu zestawu uszczelnienia. Testowy zespół uszczelniający składający się z tłoczyska pierścienia uszczelniającego i gniazda pokazano na rysunku 5. Przedstawiony zestaw montowany był w cylindrze, który napełniano olejem. Wykonano serie przebiegów próbnych dla trzech różnych twardości materiału pierścienia. W każdej kolejnej serii cykli roboczych zwiększano zacisk uszczelnienia obserwując ślady uszkodzeń na uszczelnieniu.

3. ANALIZA WYNIKÓW OBLICZEŃ I OBSERWACJI

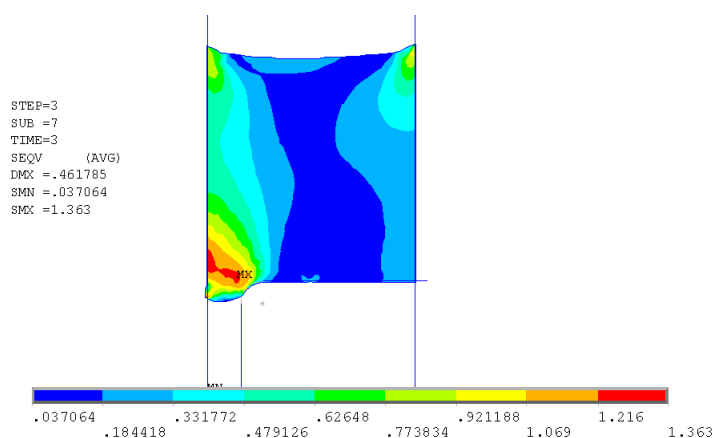
Istotą działania pierścienia uszczelniającego stanowiącą zabezpieczenie przed potencjalnym przeciekami uszczelnianego czynnika stanowi wynikające z przyjętej średnicy gniazda dociśnięcie pierścienia do uszczelnianej powierzchni. Dzięki początkowemu zaciskowi względnemu instalowanego uszczelnienia, na powierzchni kontaktu powstają naciski stykowe. Gdy dodatkowo występuje oddziaływanie uszczelnianej cieczy, naciski na powierzchni są wypadkową sumujących się oddziaływań i pozostają wyższe niż ciśnienie uszczelnianego czynnika. Największe naciski występują przy końcu szczeliny, tuż za krawędzią gniazda, a przy brzegu uszczelki spadają. W pierścieniu o przekroju kwadratowym naciski na powierzchniach kontaktu wynikające z zacisku gniazda są równomiernie rozłożone i przy tym samym zacisku mniejsze niż w przypadku pierścienia o przekroju okrągłym.

Gdy pierścień ulega odkształceniu, jego przesunięciu przeciwstawiają się siły tarcia o ścianki rowka, a szerokość powierzchni styku zależeć będzie od twardości gumy. Materiał uszczelnienia wypełnia wolną przestrzeń z jednej strony pomiędzy początkowym zarysem pierścienia a powierzchnią rowka, co oznacza, że szerokość styku wzrasta. Dlatego też szerokość styku w pierwszej kolejności zależna jest od zacisku względnego. Z czasem dochodzi jednak do trwałej deformacji elementu uszczelniającego. Dla przekroju prostokątnego i kołowego ilustrują to odpowiednio rysunki 1 i 2. Jak wynika z powyższego jedna z najczęściej podawanych własności materiałowych, jaką jest twardość nie może być przyjmowana bezpośrednio jako wskaźnik sztywności. Ważniejszym wskaźnikiem charakteryzującym materiał jest jego odkształcenie trwałe, decydujące o zmianach nacisków w trakcie eksploatacji.

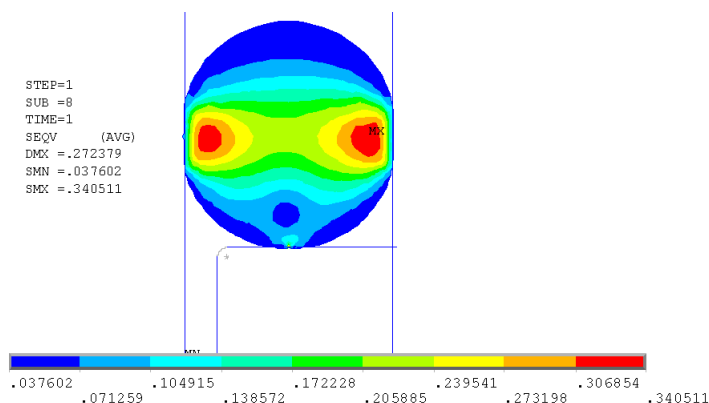
Analizując zmiany na przekroju pierścienia zaobserwować można mechanizm deformacji przekroju. Z rysunków 2 i 4 wynika, że część materiału wciskana jest w szczelinę pomiędzy uszczelnianymi elementami, co widać zwłaszcza przy narożu w przekroju uszczelnienia. Prowadzi to do wystąpienia uszkodzeń właśnie w tym obszarze. W tej części przekroju mamy do czynienia z jednej strony z wcinaniem się krawędzi gniazda w czołową powierzchnię uszczelnienia, a równocześnie z drugiej strony z intensyfikacją zużycia ściernego wynikającą ze zwiększonego nacisku na powierzchni współpracy w obszarze szczeliny za krawędzią gniazda. Wciskany w szczelinę materiał może zostać oderwany. Im większa jest twardość materiału pierścienia, a mniejsza wysokość uszczelnianej szczeliny, tym na mniejszą głębokość będzie on w tę szczelinę wciskany.



Rys. 1. Obraz wyężenia na przekroju pierścienia o przekroju kwadratowym po montażu w gnieździe



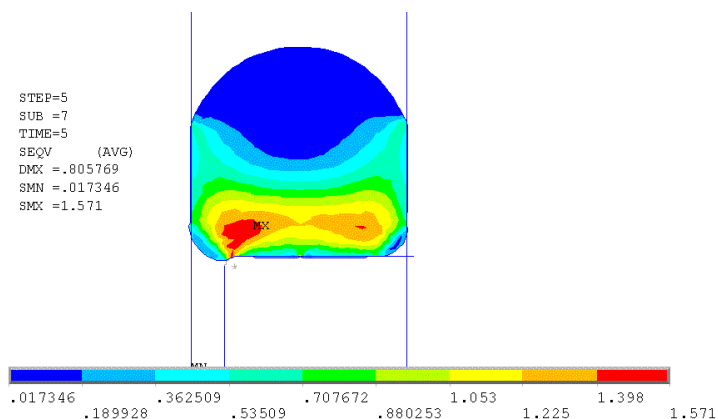
Rys. 2. Obraz wyężenia na przekroju pierścienia o przekroju kwadratowym pod działaniem uszczelnianego ciśnienia



Rys. 3. Obraz wyężenia na przekroju pierścienia o przekroju kołowym po montażu w gnieździe

W zależności od warunków pracy, własności materiałowych i geometrii gniazda zużycie ściernie i ścinanie warstwy materiału uszczelki uwidaczniają się z różną intensywnością. Jak można zauważyć materiał o mniejszej twardości będzie mniej narażony na zużycie ściernie, a bardziej podatny na rozcinanie krawędzią gniazda. Mała twardość materiału, z którego

wykonany jest pierścień, prowadzi do uszkodzeń w postaci miejscowego ścinania pierścienia, co przedstawiono na rysunkach 6 i 7.



Rys. 4. Obraz wyteżenia na przekroju pierścienia o przekroju kołowym pod działaniem uszczelnianego ciśnienia

Ze wzrostem twardości, dla materiałów o twardości rzędu 75 IRHD, zaczyna być obserwowana równowaga efektów obu oddziaływań. Zwiększając promień zaokrąglenia krawędzi gniazda zmniejsza się możliwość wcinania się jej w miękki materiał, nie będzie następowało to tak łatwo i efekt ścinania zostanie znacznie zredukowany. Zwiększenie promienia zaokrąglenia prowadzić będzie jednak równocześnie do zwiększenia nacisków na powierzchni roboczej, a tym samym wzrośnie intensywność zużycia ściernego. Dopuszczalny wymiar promieniowego luzu pomiędzy uszczelnianą powierzchnią a krawędzią gniazda pierścienia zależy jest od średnicy przekroju poprzecznego uszczelki, twardości materiału uszczelki.

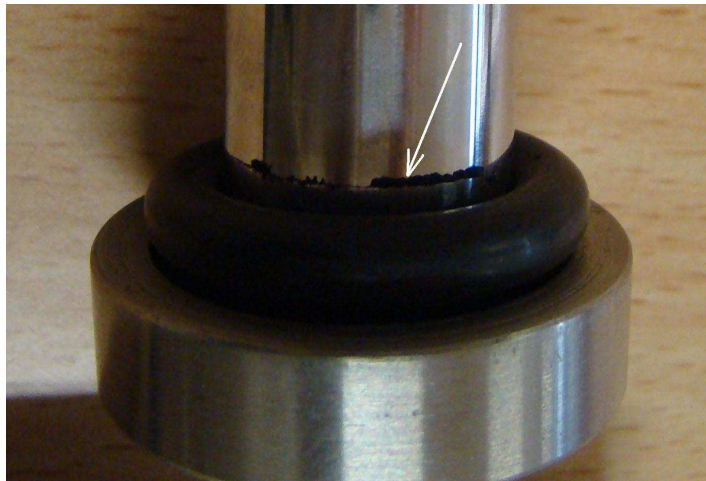
Ponieważ pierścień nie jest na swoim obwodzie może nie być równomiernie smarowany siłą tarcia przypadająca na jednostkę powierzchni może się zmieniać na jego obwodzie, tym samym pierścień nie jest w jednakowym stopniu właczany w szczelinę. Istotną tego konsekwencją jest tendencja do skręcania się pierścienia w gnieździe, co prowadzi do złuszczenia jego powierzchni wywołanego przez intensywne ścinanie krawędzią gniazda.

Opisane dla elementów o przekroju kołowym mechanizmy są, co do zasady, identyczne jak te działające przy uszczelnieniach o prostokątnym zarysie przekroju. Wciskanie materiału w szczelinę po pewnym czasie musi prowadzić do pęknięcia, rozchodzącego się w kierunku zbliżonym do promienia przekroju i ścięcia części profilu. Zużycie ściernie uwidacznia się blisko pionowej osi symetrii pierścienia i gniazda w postaci oddzielanej od powierzchni warstwy materiału o niewielkiej grubości.

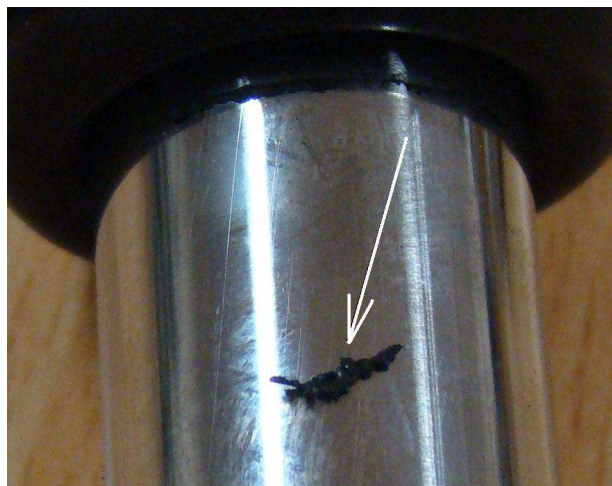
Wywołane tym mechanizmem zużycie ze szczególną intensywnością występuje właśnie przy pierścieniach o przekroju kołowym, bowiem z uwagi na ich kształt moment oporu przy skręcaniu przekroju jest znacznie mniejszy niż dla przekroju prostokątnego. Dodatkowo po takim skręceniu pierścienia względem osi przekroju na powierzchni uszczelnienia tworzyły się będą spiralne nierówności, pomiędzy którymi może przedostawać się ciecz. Utrudnia to utrzymanie szczelności nawet przy znacznym dociśnięciu uszczelki do współpracujących powierzchni.



Rys. 5. Pierścień uszczelniający w testowym gnieździe



Rys. 6. Ścinanie materiału uszczelnienia przez krawędź gniazda pierścienia



Rys. 7. Odcięty fragment materiału uszczelnienia

WNIOSKI

W oparciu o wykonane symulacje numeryczne i badania eksperymentalne możliwe jest podanie związków pomiędzy parametrami uszczelnienia i warunkami pracy i efektami zużycia. W szczególności można sformułować następujące wnioski.

- Analizując zmiany wyężenia na przekroju pierścienia zaobserwować można przebieg deformacji przekroju. Materiał uszczelnienia wciskany w szczelinę pomiędzy uszczelnianymi elementami może ulegać uszkodzeniu. Obserwować to można w szczególności przy narożu w przekroju uszczelnienia.
- Dla przekroju kołowego największa koncentracja naprężeń ma miejsce obszarze kontaktu uszczelnienia z krawędzią gniazda. W tym miejscu zapoczątkowane zostaje rozcięcie uszczelnienia przy zaokrągleniu krawędzi poniżej 0,5 mm.
- Koncentracja naprężeń na przekroju kwadratowym ma miejsce przy powierzchni elementu uszczelnianego po przeciwnej krawędzi gniazda. Wynikające stąd zwiększenie nacisku na powierzchni współpracy w obszarze szczeliny za krawędzią gniazda prowadzi do około 50 % intensyfikacji zużycia ściernego przy tego typu przekroju.
- Zmniejszenie twardości materiału, z którego wykonany jest pierścień, poniżej 70 IRHD prowadzi do zmiany charakteru uszkodzeń. Pojawiają się uszkodzenia w postaci miejscowego ścinania pierścienia.
- Dla materiałów o twardości rzędu 75 IRHD, można obserwować zrównanie się efektów zużycia ściernego i ścinania materiału.

BIBLIOGRAFIA

1. Field G.J., Nau B.S., *The effects of design parameters on the lubrication of reciprocating rubber seals*. Proceedings of the 7th Int. Conference on fluid sealing, 1975.
2. Kanzaki Y., Kawahara Y., Kaneta M., *Oil film behaviour and friction characteristic in reciprocating rubber seals*. Part 1: single contact. Proceedings of the 15th Int. Conference on fluid sealing, 1997.
3. Liming L., *The effect of surface asperities on the friction coefficient*. Proceedings of the Int. Conference on fluid sealing, 2003.
4. Nikas GK. *Analytical study of the extrusion of rectangular elastomeric seals for linear hydraulic actuators*. Proc IMechE, Pt J J Eng Tribol 217(5) 2003.
5. Nikas GK. *Eighty years of research on hydraulic reciprocating seals: review of tribological studies and related topics since the 1930s*. Journal of Engineering Tribology 224, 2010.
6. Nikas GK. *Theoretical study of solid back-up rings for elastomeric seals in hydraulic actuators*. Tribol Int 37(9) 2004.
7. Nikas GK, Sayles RS., *Nonlinear elasticity of rectangular elastomeric seals and its effect on elastohydrodynamic numerical analysis*. Tribol Int 37(8) 2004.
8. Ongun Y., Andre M., Bartel D., et al. *An axisymmetric hydrodynamic interface element for finite-element computations of mixed lubrication in rubber seals*. Proc. IMechE, Part J: J. Engineering Tribology, 220(J3) 2008.
9. Salant R F., Maser N., Yang B. *Numerical model of a reciprocating hydraulic rod seal*. Journal of Tribology, 129(1) 2007.
10. Schouten M.J.W., Dollevoet R.P.B., de Laat B.M., *Design of optimized seals for leak-free hydraulic cylinders*. Proceedings of the 15th Int. Conference on fluid sealing, 1997.
11. Wernecke P.W., *Analysis of the reciprocating sealing process*. Proceedings of the 11th Int. Conference on fluid sealing, Cannes 1987.

12. Yang, B. Salant, R.F., *Elastohydrodynamic lubrication simulation of O-ring and U-cup hydraulic seals*, Proc. IMechE, Vol. 225 Part J: Journal of Engineering Tribology, July 2011.
13. Yang B., Salant R F. *Numerical model of a tandem reciprocating hydraulic rod seal*. Journal of Tribology, 130(3) 2008.
14. Yang B, Salant R F. *Soft EHL simulations of U-cup and step hydraulic rod seals*. Journal of Tribology, 131(2) 2009.
15. Yang B., Salant R F. *Simulation of O-ring and U-cup seals for a mini-actuator*. Sealing Technology, November 2011.

COMPUTER AIDED ESTIMATION OF SEALING RINGS PERFORMANCE

Abstract

In the paper results of load simulation in sealing ring depending on working condition have been presented. Influence working condition on seal ring was observed in model test stand too. Finite element analyze have been used to calculate stress distribution in different cross section of sealing ring. Due to sealing rings with circular or rectangular cross section are widely used in static and dynamic applications, in rotational and reciprocating motion this type of seal have been analysis. For both cross section type wear intensity and seal failures was described. Numerical estimation was verified in test stand. Working conditions were changed to obtain sealing destruction. Receive results from calculation was compared with observation on testing seal.

Autor:

dr inż. **Wojciech Szczypiński-Sala** – Politechnika Krakowska, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych.