

Kazimierz GOLEC, Józef KOŁODZIEJ,  
Stanisław KRAWCZYK, Andrzej SKORUPA  
Zakład Mechaniki Przemysłowej, Gliwice,  
Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków

## PROBLEMY ZWIĄZANE Z USZCZELNIENIAMI W POMPACH GÓRNICZYCH

**Streszczenie.** W artykule omówiono aktualne problemy i trudności związane z eksploatacją stosowanych powszechnie w polskim górnictwie węglowym pomp z uszczelnieniami dławnicowymi. W celu wyeliminowania tych trudności wskazano na potrzebę prowadzenia prac konstrukcyjnych i technologicznych, mających na celu zastąpienie uszczelnień dławnicowych uszczelnieniami czołowymi, pozwalającymi na bezobsługową pracę pomp. W oparciu o analizę warunków pracy pomp wirowych oraz uwzględniając właściwości pompowanych cieczy, a zwłaszcza ich duże zasolenie i zanieczyszczenie cząstkami stałymi, podano podstawowe warunki techniczne jakie powinny być spełnione przez nowo zaprojektowane uszczelnienia czołowe.

## SEALS OF MINING PUMP PROBLEMS – A NOVEL APPROACH

**Summary.** Difficulties involved in the in-service operation of pumps with the compression gland seal which are currently widely used in the coal mining are considered. The need of an investigation on the construction and processing of the axial seal which compared to the compression gland seal enables unattended operation of the pump is emphasized. Based on the analysis of the in-service operation conditions for the impeller pumps and considering specific properties of the fluids involved, like the salinity and the contents of solid particles, the basic requirements for the axial seal to be applied in the mine pumps are formulated.

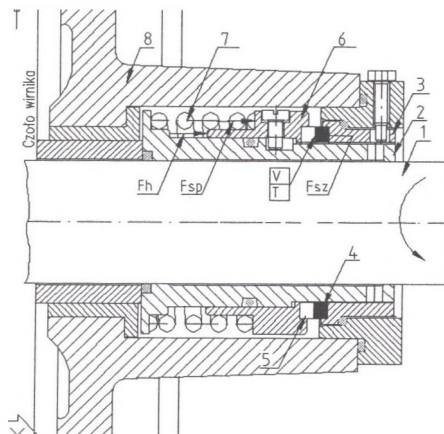
### 1. Wprowadzenie

W nowoczesnych rozwiązaniach konstrukcyjnych uszczelnień pomp wirowych dąży się do zastąpienia uszczelnień dławnicowych, powszechnie stosowanych w polskim górnictwie, uszczelnieniami ślizgowymi, najczęściej czołowymi. Spowodowane to jest tym, że

uszczelnienia czołowe w porównaniu z uszczelnieniami dławnicowymi, których jedyną zaletą jest prostota konstrukcji, posiadają szereg zalet, takich jak: bezobsługowość, trwałość i niezawodność [1]. Praca uszczelnienia czołowego zależy od współdziałania dużej liczby czynników, które niejednokrotnie są sobie przeciwstawne. Tak więc, na przykład zwiększenie nacisku na powierzchnie ślizgowe zmniejsza przecieki, ale jednocześnie powoduje wzrost momentu tarcia i ilości wydzielanego ciepła, co prowadzi do zwiększonego zużycia elementów uszczelniających. Z tych powodów przy projektowaniu uszczelnienia czołowego, dla określonych warunków eksploatacyjnych, należy pójść na pewien kompromis i rozwiązanie konstrukcyjne uszczelnienia zaprojektować po przeanalizowaniu wpływu wszystkich czynników łącznie. Dodatkową trudnością w szerokim zastosowaniu tego typu uszczelnień jest to, że wymagają one zachowania wysokiej dokładności wykonania poszczególnych elementów uszczelnienia oraz bardzo starannego ich montażu, czego jak wiadomo nie wymagają uszczelnienia dławnicowe [3].

## 2. Proponowane rozwiązanie konstrukcyjne

Zadaniem uszczelnienia czołowego przedstawionego na rys. 1 jest wyeliminowanie wycieku, poprzez wytworzenie i utrzymanie elastycznego styku dwóch powierzchni pierścieniowych (4), (5), z których jedna obraca się, a druga jest nieruchoma.



Rys. 1. Schemat uszczelnienia czołowego pompy wirowej. Gdzie: 1. Wał, 2. Tuleja obrotowa, 3. Tuleja pierścienia nieruchomego, 4. Pierścień uszczelniający nieruchomy, 5. Pierścień uszczelniający, wirujący, 6. Tuleja pierścienia wirującego, 7. Sprężyna dociskowa, 8. Dławnica pompy

Fig. 1. Schematic of the Ariel seal of fan impeller pump: Shaft, 2. Rotating sleeve, 3. Steady O-ring sleeve, 4. Steady O-ring seal, 5. Rotating O-ring seal, 6. Rotating O-ring sleeve, 7. Camping spring, 8. Stuffing box

Szczelność osiąga się poprzez docisk odpowiednią siłą pierścieni uszczelniających, tworzących skojarzenie ślizgowe. Wartość siły docisku ( $F$ ) w istotny sposób wpływa na trwałość i niezawodność tego typu uszczelnień. Zbyt małe siły nie zapewniają szczelności, natomiast zbyt duże zwiększają opory tarcia ( $T$ ), co generuje wzmożone wydzielanie ciepła, niekorzystnie wpływając na trwałość uszczelnienia. Siła docisku, pochodząca od sprężyny ( $F_{sp}$ ), która jest niezbędna do zapewnienia szczelności w czasie rozruchu, wspomagana jest siłą hydrauliczną ( $F_h$ ), pochodzącą od ciśnienia medium wywieranego na powierzchnię tulei pierścienia wirującego (6). Natomiast, w szczelinie pomiędzy wirującym pierścieniem (5) z prędkością obrotową wału (1) a pierścieniem nieruchomym (4) występuje spadek ciśnienia, które działając na powierzchnie tarcia tworzy siłę ( $F_{sz}$ ). Dąży ona do rozsunięcia pierścieni uszczelniających, powodując rozszczelnienie. Wypadkowa tych sił, działając osiowo na powierzchnię ślizgową musi przewyższać siłę wywołaną ciśnieniem w szczelinie skojarzenia. Wartość jej wyznacza się z zależności (1):

$$F = F_{sp} + F_h - F_{sz} \quad [N] \quad (1)$$

### 3. Praca tarcia i moc uszczelnienia czołowego

Właściwe działanie każdego uszczelnienia na średnie i wysokie ciśnienie wymaga odpowiedniego nacisku jednostkowego uszczelniających elementów. Za mały nacisk spowoduje występowanie przecieków, z kolei zbyt duży zwiększa prace tarcia skojarzenia uszczelniającego, podnosząc jego temperaturę. Jeżeli osiągnie ono temperaturę wrzenia cieczy tłoczącej, uszczelnienie ulegnie zniszczeniu (występuje tarcie technicznie suche). Problem ten należy konstrukcyjnie i technologicznie rozwiązać poprzez stosowanie odciążenia hydraulicznego i odpowiedni dobór materiałów na pierścienie uszczelniające. Odciążenie hydrauliczne realizuje się na drodze konstrukcyjnej, poprzez właściwe dobranie średnic. Współczynnik odciążenia hydraulicznego zależy od ilorazu powierzchni uszczelnienia ( $A_H$ ), na którą działa ciśnienie cieczy tłoczony do teoretycznej powierzchni styku pierścieni uszczelniających ( $A$ ):

$$k = \frac{A_H}{A} \quad (2)$$

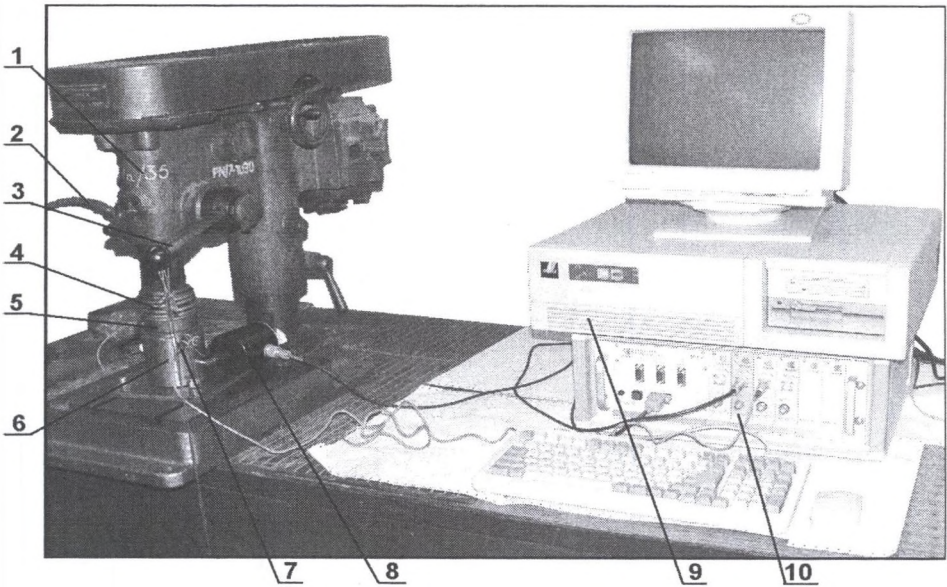
Biorąc pod uwagę równowagę sił, zgodnie z równaniem (1), oraz wprowadzając pojęcie współczynnika odciążenia hydraulicznego ( $k$ ), zgodnie z równaniem (2), otrzymamy zależność na moc tarcia w uszczelnieniu.

$$P_t = \frac{\pi d n}{60.000} \left[ p \cdot A \left( k - \frac{1}{2} \right) + F_{sp} \right] \cdot \mu, \quad [\text{W}] \quad (3)$$

gdzie:  $d$  – średnica zewnętrzna pierścienia uszczelniającego [mm],  $n$  – prędkość obrotowa wału [obr/min],  $p$  – ciśnienie robocze medium [MPa],  $A$  – powierzchnia styku pierścieni uszczelniających [mm<sup>2</sup>],  $k$  – współczynnik odciążenia hydraulicznego,  $F_{sp}$  – siła docisku sprężyny [N],  $\mu$  – współczynnik tarcia.

Jak widać moc uszczelnienia czołowego zależy od:

- rozwiązania konstrukcyjnego związanego z odciążeniem hydraulicznym ( $k$ ),
- ciśnienia eksploatacyjnego cieczy tłoczonej ( $p$ ),
- wstępnego nacisku sprężyny ( $F_{sp}$ )
- rodzaju i stanu powierzchni pierścieni uszczelniających, wyrażonych współczynnikiem tarcia ( $\mu$ ). Praca tarcia, która jest iloczynem mocy i czasu działania uszczelnienia w ustalonych warunkach ruchowych powoduje wzrost temperatury węzła tarcia. Temperatura ta po pewnym czasie stabilizuje się, gdy bilans cieplny jest zrównoważony. Nie można dopuścić do wzrostu temperatury powodującej wrzenie cieczy w szczelinie pierścieniowej, ponieważ pogarsza to warunki pracy, powodując wzrost współczynnika tarcia i zniszczenie uszczelnienia. Bardzo ważne jest takie dobranie materiałów na pierścienie uszczelniające, aby z jednej strony posiadały możliwie mały współczynnik tarcia i dobrze odprowadzały ciepło, a z drugiej były odporne na zużycie ściernie. Ogólne zasady doboru materiałów tutaj zawiodą, bo jak wykazały badania [1] zużycie stali narzędziowej o twardości 62 HRC jest znacząco wyższe od zużycia stali nierdzewnej o niższej twardości, wynoszącej 51 HRC i rośnie w miarę wzrostu temperatury pracy uszczelnienia. Z kolei, uszczelnienie z brązu cynowo-cynkowego, pracującego w środowisku wody wykazało zużycie liniowe rzędu 0,4  $\mu$ /h, natomiast praca w środowisku oleju napędowego zwiększała zużycie do 1,5  $\mu$ /h. Dlatego zastosowanie uszczelnień czołowych do pomp górniczych, które jak wiadomo pracują w szczególnie trudnych warunkach, wymaga prowadzenia badań doświadczalnych w zakresie doboru rodzaju materiałów współpracujących pierścieni uszczelniających, jak również konstrukcji uszczelnienia, które może być zastosowane w dotychczas produkowanych pompach. W tym celu prowadzone są badania w Katedrze Wytrzymałości i Technologii Maszyn AGH na stanowisku, którego widok ogólny pokazano na rys. 2 [4].



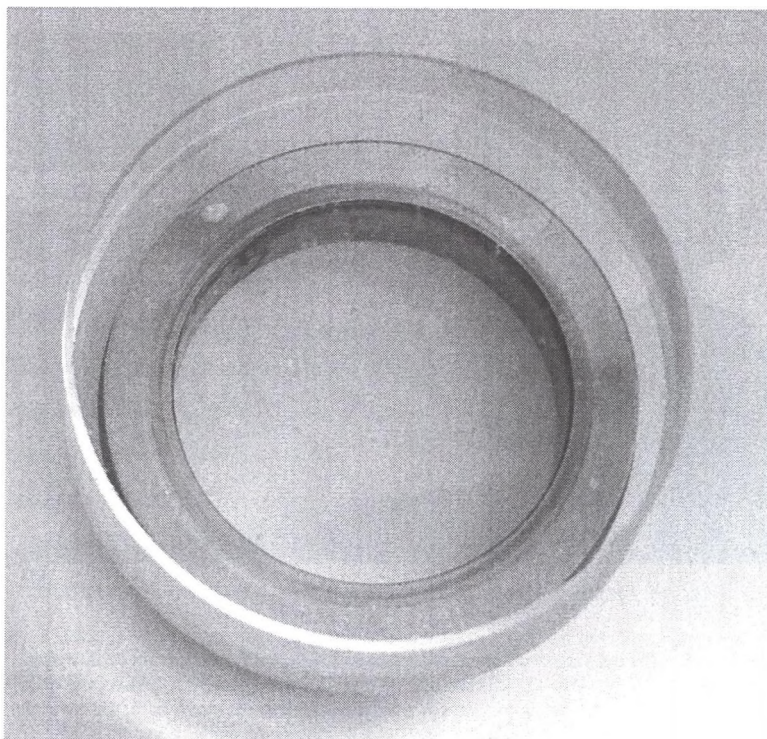
Rys. 2. Widok ogólny stanowiska do wstępnego docierania pierścieni uszczelnienia czołowego:

1. Wiertarka stołowa WS-15, 2. Zasilanie z sieci wodociągowej, 3. Dźwignia obciążenia sprężyny,
4. Sprężyna dociskowa, 5. Tuleja przesuwana z pierścieniem obrotowym, 6. Oprawa pierścienia stałego,
7. Czujnik temperatury, 8. Czujnik siły, 9. Komputer sterujący klasy PC, 10. Mikroprocesorowy sterownik tribologiczny

Fig. 2. Set-up for the initial lapping of the Ariel seal O-rings:

1. Drilling machine WS -15, 2. Water supply, 3. Weighing arm of the spring, 4. Clamping spring,
5. Sliding sleeve and the rotating ring, 6. Steady O-ring holder, 7. Temperature gauge, 8. Force gauge,
9. Controlling PC, 10. Microprocessor tribological controller

Technologia obróbki ścierniej pierścieni uszczelniających, zwłaszcza z węglików spiekanych lub ceramiki, jest szczególnie trudna, ze względu na wymagania stawiane strukturze geometrycznej powierzchni uszczelniających, którą obok małej chropowatości ( $R_a$  poniżej  $0,32 \mu\text{m}$ ), możliwej do uzyskania tylko na drodze szlifowania wykańczającego ściernicami diamentowymi, musi posiadać wysoką płaskość, porównywalną z długością fali światła [2]. Na rys. 3 pokazano sposób pomiaru płaskości powierzchni pierścienia uszczelniającego, przy pomocy płaskiej płytki interferencyjnej. Miarą płaskości powierzchni jest ilość i kształt prążków interferencyjnych. Przy czterech obserwowanych prążkach interferencyjnych błąd płaskości wynosi  $\Delta P = 1,2 \mu\text{m}$ . Jest to błąd dopuszczalny. Wyższe błędy płaskości powodują, że rosną przecieki w szczelinie pierścieniowej i zwiększa się siła  $F_{sz}$ , która dąży do rozsunięcia pierścieni uszczelniających, powodując rozszczelnienie układu.

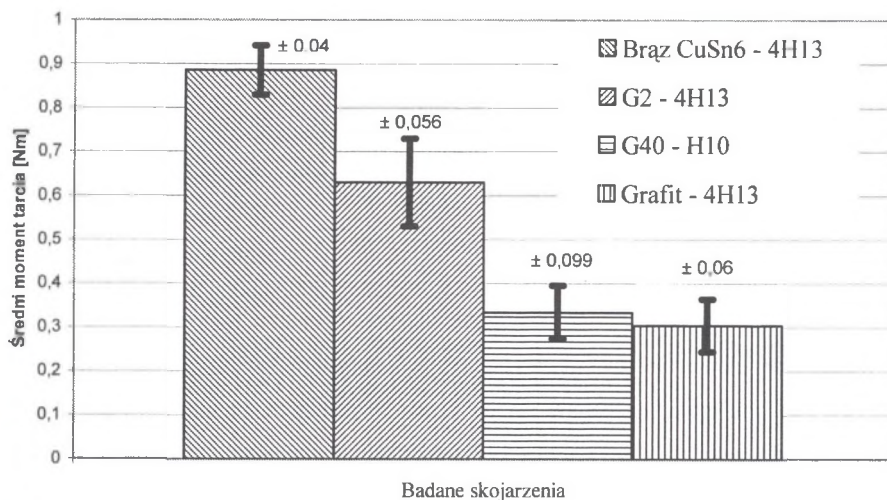


Rys. 3. Pomiar płaskości pierścienia uszczelniającego. Na zdjęciu widać prążki interferencyjne, które są miarą płaskości powierzchni (na reprodukcji czarno-białej prążki są niewidoczne)

Fig. 3. Measuring the O-ring seal flatness, Shown are the interference fringes ( a measure of the surface flatness)

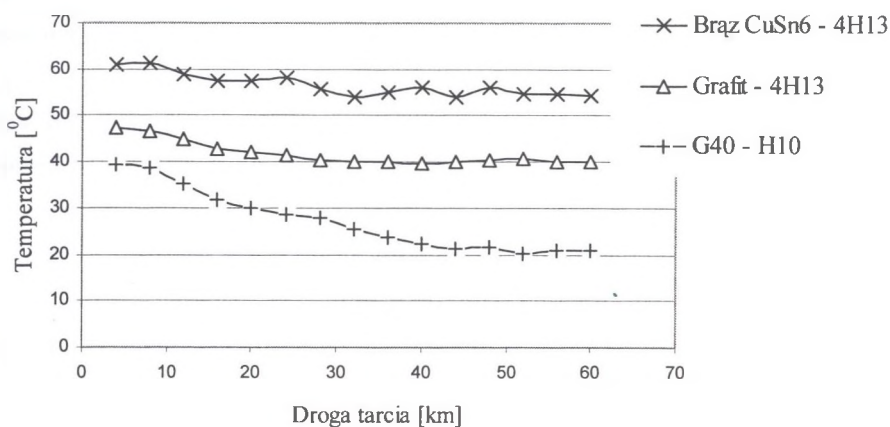
#### 4. Badania pierścieni uszczelniających

Badania tarcia i zużycia wytypowanych materiałów przeprowadzono pod kątem ich przydatności na pierścienie uszczelniające pomp górniczych średniego ciśnienia typu OS-100Z, ze szczególnym uwzględnieniem brązów CuSn6, napawanych metodą TIG na pierścienie uszczelniające, wg technologii opracowanej w Katedrze Wytrzymałości i Technologii Maszyn AGH. Najwyższy średni moment tarcia zarejestrowano przy współpracy brązu napawanego ze stalą nierdzewną 4H13. Z tego faktu wnioskować należy, że i temperatura węzła tarcia będzie wysoka. Najniższy moment tarcia obserwuje się przy współpracy węglików spiekanych gatunku H10 z G40. Porównywalny jest on z momentem tarcia, przy współpracy grafitu o twardości 63 Shora (skala D) ze stalą 4H13. Średnie wartości momentów tarcia z 95% przedziałem ufności pokazano na rys. 4.



Rys. 4. Średnie wartości momentów tarcia po okresie docierania  
 Fig. 4. The friction couple average values after the lapping

Średnią wartość temperatury masowej, mierzonej termoparą płaszczową na zewnętrznej powierzchni pierścienia nieruchomego pokazano na rys. 5.



Rys. 5. Średnie wartości temperatury w węzle tarcia w funkcji drogi dla badanych skojarzeń materiałowych pierścieni uszczelniających  
 Fig. 5. The average temperature levels at the friction spot against the friction path for several combinations of the O-ring materials

Skojarzenie ślizgowe brązu napawanego ze stałą 4H13 daje najwyższą, średnią temperaturę węzła tarcia, pomimo dobrego współczynnika przewodzenia ciepła. Najniższą temperaturę obserwuje się przy współpracy węglików spiekanych, ze względu na najmniejszą

pracę tarcia. Na podstawie pomiarów zużycia liniowego można prognozować czas pracy uszczelnienia czołowego dla danego skojarzenia, co ujęto w tabelicy 1.

Tablica 1

Prognozowany czas pracy uszczelnień dla różnych skojarzeń materiałowych pierścieni

Skojarzenie	Prognozowany czas pracy [godz.]
Węglik H10 – Węglik G40	2078 godz.
Stal 4H13 – Brąz CuSn 6	1380 godz.
Stal 4H13 – Grafit	460 godz.

Najbardziej trwale okazują się uszczelnienia z węglików wolframu i węglików krzemu. Uszczelnienie grafitowe nie nadaje się do pracy w pompach górniczych tłoczących wody kopalniane, ze względu na intensywne zużywanie się uszczelnienia. Z kolei brązy napawane CuSn6 osiągają wysoką temperaturę pracy skojarzenia, co przy przerwaniu filmu smarnego doprowadza do zatarcia współpracujących powierzchni.

## 5. Wnioski

1. Wymagania odnośnie dokładności kształtowo-wymiarowej uszczelnienia czołowego są wysokie, błąd płaskości powierzchni trących pierścieni uszczelniających nie powinien przekraczać 1,2  $\mu\text{m}$ .
2. Pierścienie uszczelniające z brązu CuSn6 napawane metodą TIG, współpracujące ze stalą nierdzewną 4H13, ze względu na dużą pracę tarcia i zbyt wysoki wzrost temperatury węzła tarcia, nie nadają się do pracy przy prędkościach poślizgu większych od 1 m/s.
3. Najlepsze własności zarówno temperaturowe, jak i zużyciowe wykazują pierścienie węglkowe.
4. Szerokie wprowadzenie uszczelnień czołowych węglkowych wymaga jeszcze przeprowadzenia długotrwałych badań zużycia w warunkach eksploatacyjnych.

## LITERATURA

1. Mayer E.: Uszczelnienia czołowe. WNT, Warszawa 1976 r.
2. Korona L.: Uszczelnienia czołowe. Materiały i konstrukcja WNT, Warszawa 1980 r.
3. Wilk S.: Górnicze pompy wirowe. ŚWT, Katowice 1994 r.
4. Golec K., Kołodziej J., Krawczyk St., Skorupa A.: Uszczelnienia czołowe w pompach górniczych. Problemy eksploatacji. 1/2006 Kwartalnik Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji. Radom.