

R	– promień wału
s	– współrzędna pokrywająca się z linią środków wału i panwi
t, T	– temperatura wymiarowa i bezwymiarowa
t_z, T_z, t_k, T_k	– wymiarowa i bezwymiarowa temperatura oleju na wlocie i wylocie ze szczeliny ślizgowej
t_{ot}, t_{cd}	– temperatura otoczenia, temperatura odniesienia
t_p, T_p, t_w, T_w	– wymiarowa i bezwymiarowa temperatura na powierzchni panwi i wału
t_n, T_t	– czas wymiarowy i bezwymiarowy
u, U	– wymiarowa i bezwymiarowa prędkość obwodowa oleju w szczelinie
$u(z)$	– przemieszczenia promieniowe węzłów na powierzchni ślizgowej panwi
\vec{u}	– wektor przemieszczeń globalnych
w, W	– wymiarowa i bezwymiarowa prędkość osiowa oleju w szczelinie
x, y, z, X, Y, Z	– wymiarowe i bezwymiarowe współrzędne: obwodowe, po grubości filmu olejowego i osiowe
α	– kąt między wypadkową siłą olejową a linią środków wału i panwi
$\alpha_1, \dots, \alpha_4$	– współczynniki przejmowania ciepła
ε	– bezwymiarowa mimośrodowość położenia panwi względem wału
\vec{e}, \vec{e}'	– wektory odkształceń sprężystych i termicznych
Δ	– przyrost skończony
γ	– kąt między kierunkiem poziomym a linią środków
φ	– kąt między kierunkiem poziomym a wypadkową siłą olejową
λ	– dowolna liczba rzeczywista
μ	– współczynnik lepkości dynamicznej oleju
μ_b	– współczynnik lepkości dynamicznej oleju w temperaturze odniesienia 50°C
ν	– współczynnik Poissona
$\nu(z)$	– rozwiązanie równania przewodnictwa spełniające niejednorodne warunki brzegowe
θ	– współrzędna kątowna
ρ	– gęstość oleju
σ	– naprężenia
τ	– naprężenia ścinające w oleju
ω	– prędkość kątowna

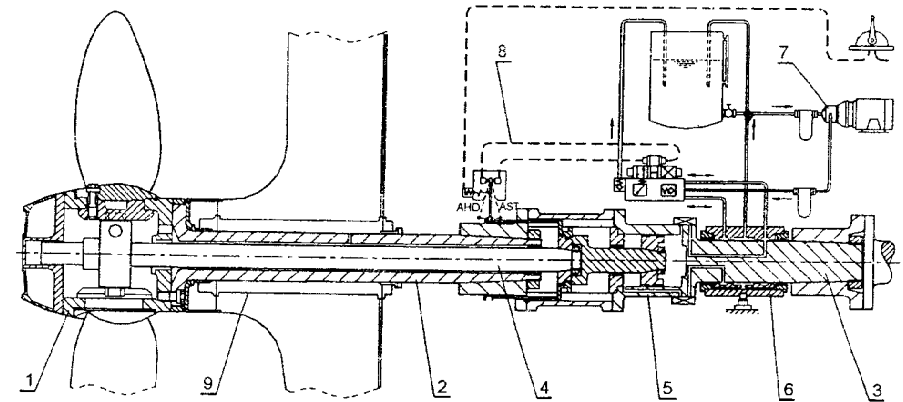
Rozdział 1

GENEZA TEMATYKI

Rozwój promieniowych uszczelnień ślizgowych w sposób zasadniczy związany jest z podejmowanymi pracami badawczymi nad rozwiązaniem problemu doprowadzenia oleju pod ciśnieniem z układu nieruchomego do wnętrza wirującego wału.

Problem ten występuje głównie w okrętowych śrubach nastawnych [1] oraz w turbinach wodnych typu Kaplana, dużych kombajnach górniczych i maszynach do drążenia tuneli. Trzeba jednak zaznaczyć, że w okrętowych śrubach nastawnych jest on najtrudniejszy do opanowania, a jednocześnie na urządzenia te jest największe zapotrzebowanie spośród wymienionych. Z tego względu rozwiązaniu wymienionego problemu w tym zastosowaniu poświęcono dotąd najwięcej uwagi i środków.

Początkowo, śruby nastawne budowane były dla niewielkich statków i posiadały siłownik hydrauliczny do napędu mechanizmu zmiany skoku umieszczony zwykle między wałem śrubowym a pośrednim, tak jak to pokazano na rys. 1.

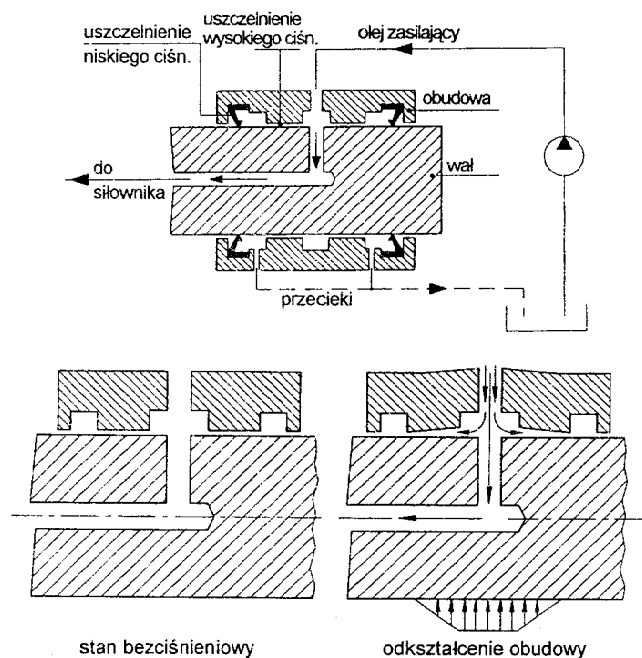


Rys. 1. Śruba nastawna firmy Lips z siłownikiem w linii wału [2]. Oznaczenia: 1 – śruba nastawna, 2 – wał śrubowy, 3 – wał pośredni, 4 – drąg przestawczy, 5 – siłownik hydrauliczny, 6 – promieniowe uszczelnienie ślizgowe, 7 – układ zasilania hydraulicznego, 8 – układ zdalnego sterowania skokiem śruby

Ruch tłoka siłownika przenoszony był do piasty śruby za pomocą drąga przestawczego znajdującego się wewnątrz wału. Tak umiejscowiony siłownik miał znaczną średnicę, co umożliwiało stosowanie niskiego ciśnienia roboczego oleju, nie przekraczającego 3,0 MPa. Olej pod ciśnieniem dostarczany był do wnętrza wirującego wału najczęściej za pomocą bardzo prostego uszczelnienia promieniowego, przedstawionego poglądowo na rys. 2.

Z czasem wraz ze wzrostem wymiarów i obciążeń budowanych śrub mechaniczne przenoszenie sił przestawczych z umieszczonego między wałami pośrednimi siłownika do

znacznie oddalonej, w przypadku większych statków, piasty śruby okazało się kłopotliwe. Wiązało się przy tym z pogorszeniem dokładności ustawienia skrzydeł śruby [3]. Spowodowało to konieczność umieszczenia siłownika hydraulicznego wewnątrz piasty śruby. Ograniczone, ze względu na sprawność śruby, wymiary poprzeczne piasty zmusiły projektantów tych urządzeń do zmniejszenia średnicy siłownika kosztem zwiększenia ciśnienia oleju do wartości 3–4 MPa oraz zwiększenia długości i ciężaru piasty. Tak umiarkowane jeszcze ciśnienia, stosowane w coraz większych śrubach instalowanych na wałach o dużej średnicy, zaczęły już sprawiać pewne kłopoty, objawiające się gwałtownym wzrostem przecieków w dotychczasowych uszczelnieniach. Spowodowane to było, pokazaną na poniższym rysunku z prawej strony, sprężystą deformacją tych uszczelnień wywołaną głównie oddziaływaniem ciśnienia oleju, w wyniku której wzrastała wysokość szczeliny ślizgowej. Od trzeciej potęgi wysokości szczeliny zależy bowiem natężenie, występującego tu, laminarnego przepływu oleju.



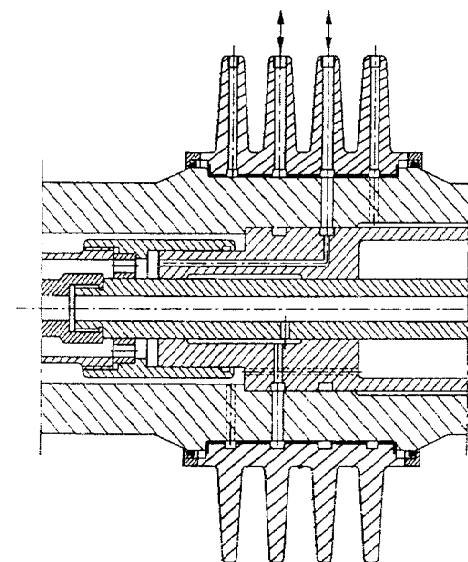
Rys. 2. Uszczelnienie promieniowe dla niskich ciśnień i małych średnic wału z pokazaniem deformacji sprężystych panwi wywołanych oddziaływaniem ciśnienia oleju

Problem niekorzystnych deformacji uszczelnienia próbowano początkowo rozwiązać przez radykalne zwiększenie sztywności obudowy uszczelnienia, czego przykładem jest przedstawiona na rys. 3 konstrukcja uszczelnienia firmy Escher–Wyss.

Wadami tego uszczelnienia są duże wymiary i ciężar oraz mała skuteczność przy wyższych ciśnieniach i większych średnicach wału.

Tymczasem rozwój nowoczesnych śrub nastawnych warunkowany był dalszym wzrostem ciśnienia roboczego oleju. Znaczne bowiem uproszczenie konstrukcji mechanizmu zmiany skoku śruby oraz zmniejszenie wymiarów i ciężaru piasty, możliwe do uzy-

skania przez odpowiednie zmniejszenie średnicy siłownika hydraulicznego i umieszczenie go w płaszczyźnie osi skrzydeł, wymagało wzrostu ciśnienia do wartości 10–12 MPa, a w przypadku śrub mocno obciążonych nawet do 14 MPa [5]. Tak wysokie ciśnienia nie stanowiły żadnego problemu technicznego zarówno dla elementów konstrukcyjnych śruby, jak i hydrauliki siłowej. Jedyną przeszkodą na drodze do szerokiego stosowania nowych konstrukcji śrub pozostał zatem nierozwiązany i coraz bardziej dotkliwy problem doprowadzania oleju pod ciśnieniem do wnętrza wirującego wału o dużej średnicy.



Rys. 3. Uszczelnienie promieniowe firmy Escher–Wyss [4]

Sytuacja ta skłoniła producentów śrub do poważnego zajęcia się tym zagadnieniem. Równoległe z pracami konstrukcyjnymi prowadzono wieloletnie badania, dotyczące powyższego tematu. Ogólnie można stwierdzić, że prace te, w wyniku których powstało szereg nowych, oryginalnych konstrukcji, prowadzono w trzech kierunkach, a mianowicie:

- rozwiązań z głównymi pompami olejowymi wirującymi razem z wałem, a zasilanymi poprzez promieniowe uszczelnienie niskociśnieniowe;
- odciążonych uszczelnień osiowych;
- odciążonych uszczelnień promieniowych.

Znane są dwa rozwiązania z pompami wirującymi razem z wałem, które doczekały się realizacji. Pierwsze, opracowane przez biuro Buship i przedstawione w pracy [6], polegało na umieszczeniu głównej pompy olejowej wewnątrz wału i napędzaniu jej poprzez przekładnię zębatą z nieruchomego, łożyskowanego na wale, koła o uzębieniu wewnętrznym. Ciśnienie robocze oleju osiągało wartość do 21 MPa.

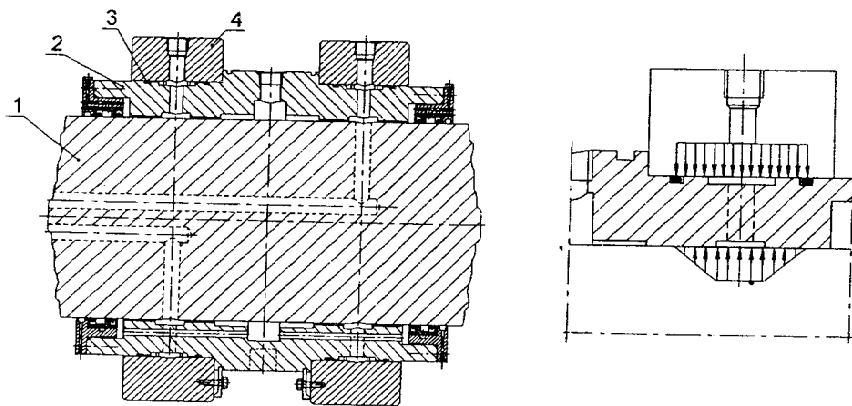
W drugim, nowszym rozwiązaniu firmy Stone Manganese Marine Ltd [7] dwie jednakowe pompy główne umieszczono na powierzchni czołowej specjalnego kołnierza wału, przy czym napęd pomp zrealizowano podobnie, jak w rozwiązaniu poprzednim.

Oba te rozwiązania, chociaż umożliwiają stosowanie wysokich ciśnień, to jednak nie doczekały się szerszego zastosowania. Przyczyną tego jest najprawdopodobniej znaczna złożoność konstrukcji i droższa technologia wykonania oraz duża liczba ruchomych elementów w układzie wirującym, co zwiększa prawdopodobieństwo wystąpienia kłopotliwych awarii, wymagających zatrzymania silnika głównego.

Odciażone uszczelnienia osiowe opracowała i zastosowała w swoich śrubach typu S2 firma Kamewa [8]. Ten typ śruby, charakteryzujący się korzystną, zwartą i stosunkowo lekką konstrukcją, z uwagi na małą średnicę siłownika wymagał ciśnień roboczych oleju do 16 MPa. W krótkim czasie jednak firma zaniechała produkcji tego typu śrub i uszczelnień. Należy sądzić, że spowodowane to było złą pracą tych uszczelnień. Analiza teoretyczna konstrukcji tego rodzaju uszczelnień pozwala stwierdzić, że są one bardziej złożone od uszczelnień promieniowych, wymagają droższych materiałów i technologii, pracują na granicy tarcia mieszanego przez co szybciej się zużywają, a przy tym są bardziej wrażliwe na warunki pracy.

Prace nad nowymi konstrukcjami odciażonych uszczelnień promieniowych prowadziły początkowo firmy Lips i Liaaen, następnie krajowy Zamech, a w późniejszym czasie większość liczących się producentów śrub nastawnych. Firma Lips po długich badaniach różnych alternatywnych rozwiązań pierwsza opracowała i opatentowała w wielu krajach, przedstawioną na rys. 4, konstrukcję odciażonego uszczelnienia promieniowego.

Jest to uszczelnienie podwójne, stosowane w instalacjach śrub nastawnych z rozdzielaczem oleju w układzie stacjonarnym. W stosunku do tradycyjnego uszczelnienia różni się ono tym, że ma komory ciśnieniowo-kompensacyjne, powstałe między pierścieniami odciażającymi (4) a tuleją uszczelniającą (2) (zwaną także panwią), na długości między uszczelnieniami gumowymi typu „O” (3). Dzięki temu olej pod ciśnieniem oddziałuje nie tylko na wewnętrzne, ale także i na zewnętrzne powierzchnie panwi, tak jak to pokazano na umieszczonym obok rysunku. Wypadkowe obciążenie promieniowe panwi i wywołane nim deformacje sprężyste są zatem w zasadniczy sposób zredukowane. Natomiast obciążenie i deformacje pierścieni odciażających nie mają wpływu na pracę uszczelnienia.



Rys. 4. Podwójne, odciażone uszczelnienie promieniowe firmy Lips [2], oraz fragment panwi z pokazanym osiowym rozkładem działającego na nią ciśnienia

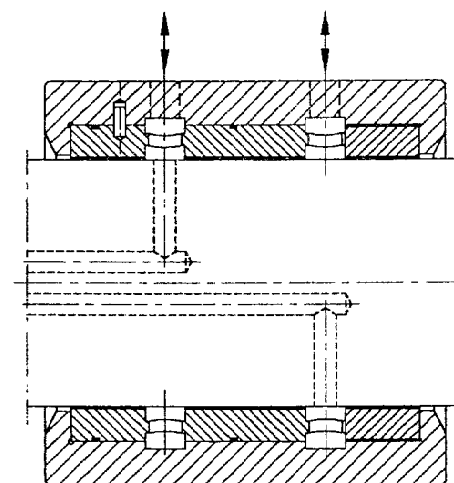
Na przedstawionych przez firmę rysunkach, położenie gumowych uszczelnień odpowiada połowie długości powierzchni ślizgowej, co jest tutaj sprawą istotną. Dla takiego ich

położenia wypadkowe obciążenie promieniowe panwi praktycznie zanika. Należy sądzić, że twórcom tego rozwiązania chodziło o to, by luz między powierzchniami ślizgowymi był możliwie stały, niezależnie od ciśnienia oleju zasilającego uszczelnienie.

Firma Lips podała w swoich materiałach, że uszczelnienie to może pracować przy ciśnieniu do 14 MPa, ale w zainstalowanych na statkach śrubach ciśnienia robocze wynosiły jedynie do 8 MPa. Nie opublikowano też żadnych bliższych informacji dotyczących samych badań i uzyskanych wyników. Poza tym znany był przypadek zatarcia się uszczelnienia promieniowego w śrubie tej firmy na jednym z polskich statków.

Wszystko to powodowało pewną nieufność innych firm, co do doskonałości tego uszczelnienia, i dalszą produkcję śrub niskociśnieniowych.

Uszczelnienie firmy Liaaen, pokazane na rys. 5, jest również podwójne, ale niesymetryczne. Stosowane było w śrubach o stosunkowo niskim ciśnieniu roboczym oleju, nie przekraczającym 5 MPa. Wynikało to głównie z tego, że jest ono dzielone w płaszczyźnie osi wału. Podział taki, bardzo wygodny ze względów montażowych, wprowadza niejednorodność sztywności poprzecznej elementów uszczelnienia, a co za tym idzie i ich deformacji sprężystych.



Rys. 5. Odciażone uszczelnienie promieniowe firmy Liaaen [9]

Uzyskanie zatem najkorzystniejszego, cylindrycznego kształtu szczeliny ślizgowej, między wałem a odkształconą panwią, jest praktycznie niemożliwe. Istnieje poza tym niebezpieczeństwo, że przy wyższych ciśnieniach olej dostanie się między płaszczyzny styku obu półpanwi, co spowodowałoby dodatkowe jej obciążenie i wzrost niekorzystnych deformacji.

Krajowy producent śrub nastawnych – Zakłady Mechaniczne ZAMECH, produkowały je na licencji firmy Liaaen. W okresie dużych zamówień na te urządzenia, pragnąc rozwinąć własne, nowoczesne rozwiązanie konstrukcyjne śruby, ZAMECH stanął przed koniecznością zwiększenia ciśnienia roboczego oleju. Niedoskonałość dotychczasowych rozwiązań i brak wiarygodnych informacji o wynikach badań prowadzonych przez innych producentów śrub skłonił firmę do zlecenia Politechnice Gdańskiej przeprowadzenia prac badawczych niezbędnych do opracowania zadowalającego rozwiązania problemu doprowadzania oleju pod dostatecznie wysokim ciśnieniem do wnętrza wirującego wału.