

Badania uszczelnień czołowych ze szczeliwem elastoplastycznym

Andrzej Korczak, Wołodimir A. Marcinkowski, Grzegorz Peczkis, Andriej W. Zagorulko

Dławnice zwykle ze szczeliwem elastoplastycznym, które można nazwać wzdłużnymi, gdyż przepływ przez szczelinę uszczelniającą odbywa się wzdłuż osi wału, dzięki prostocie i małym kosztom wytwarzania, stały się w ostatnich dekadach ubiegłego stulecia najbardziej rozpowszechnionym uszczelnieniem ruchowym również w pompach wirowych. Na przykład wg Europejskiego Stowarzyszenia Producentów Uszczelnień (*European Sealing Association*) jeszcze w 1997 r. w krajach UE od 55 do 85% pomp było wyposażonych w takie dławnice [7]. Jednakże wg bieżących ocen, aktualnie liczba zastosowań uszczelnień czołowych mechanicznych przewyższa uszczelnienia zwykle ze szczeliwem elastoplastycznym, które w porównaniu z czołowymi mechanicznymi pracują przy większych wyciekach oraz mają krótsze przebiegi między kolejnymi regulacjami i naprawami. Wobec zalet, jakie mają dławnice ze szczeliwem elastoplastycznym, istnieje potrzeba podnoszenia jakości ich rozwiązań konstrukcyjnych. Wdrożenie dławnic czołowych z uszczelnieniem elastoplastycznym stanowi istotny element realizacji tych celów.

Opis działania zwykłych dławnic wzdłużnych ze szczeliwem elastoplastycznym jako uszczelnienia ruchowego

Dławnice wzdłużne ze szczeliwem elastoplastycznym uszczelniają wał pompy przy ciśnieniu wyższym od ciśnienia otoczenia (rys. 1 a) lub niższym (rys. 1 b). Brak wycieku z dławnicy informuje w pierwszym przypadku, że dławik 2 zbyt mocno dociska szczeliwo, występuje nadmierne tarcie i wzrost temperatury mogący doprowadzić do zapłonu, a w drugim przypadku, że występuje zasysanie powietrza, które może przyspieszać zużycie pompy, a też zaburzać przepływ w rurociągu tłocznym [9].

Badania dławnicy wzdłużnej, jak na rys. 1a, w zakresie ciśnień p_1 do 2 MPa wykazały [11], że dla warunku $p_1 > p_{z0}$ (p_{z0} – ciśnienie na wewnętrznej ścianie 5 komory dławnicy), szczeliwo 3 od strony wysokiego ciśnienia cieczy odstaje od ścianki 5 i od wirującej powierzchni wału 1 na odcinku l_s , który się wydłuża w miarę wzrostu ciśnienia p_1 (rys. 2). Występują dwie strefy: pierwsza to szczelina o długości l_s i o zmiennej szerokości, druga o długości l_c to strefa bezpośredniego kontaktu szczeliwa z wałem. Druga strefa pełni rolę zasadniczego uszczelnienia. Kształtuje ją zewnętrzny docisk dławika, a z drugiej strony siła ciśnienia cieczy w szczelinie o długości l_s . Przepływ cieczy na odcinku l_c ma charakter podobny do przepływu przez filtr. Rolę porowatego filtru pełni losowo kształtujący się system mikroskopijnych kanałów, ograniczony powierzchniami wału i splotu szczeliwa. Docisk dławika wydłuża odcinek l_c i zmniejsza wyciek, lecz powoduje wzrost temperatury na skutek tarcia i przyspiesza ubytek szczeliwa. Nadmierne zwiększanie docisku dławikiem 2 może nawet doprowadzić do zapłonu szczeliwa.

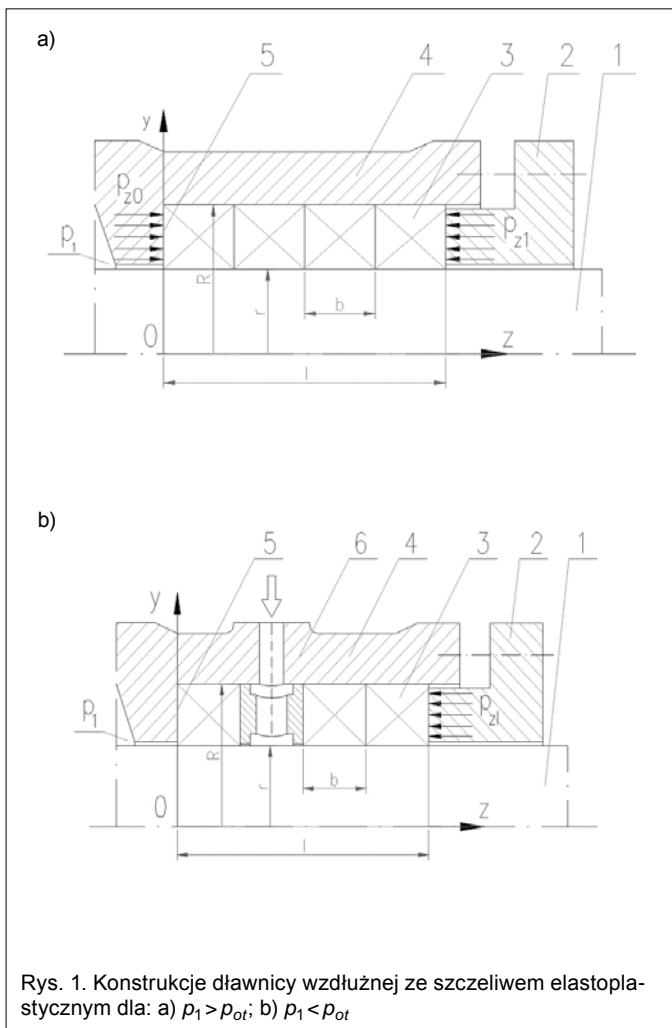
Streszczenie: W artykule opisano konstrukcję i działanie konstrukcji zwykłej dławnicy z wypełnieniem elastoplastycznym oraz typowego uszczelnienia czołowego mechanicznego. Pokazano konstrukcję uszczelnienia czołowego ze szczeliwem elastoplastycznym, będącego połączeniem cech konstrukcji dwóch pierwszych uszczelnień. Przytoczono analizę porównawczą tych trzech typów uszczelnień. Opisano laboratoryjne stanowisko przeznaczone do badań uszczelnień czołowych ze szczeliwem elastoplastycznym. Przedstawiono wyniki badań wybranych elastoplastycznych materiałów uszczelniających. Badania przeprowadzono zmieniając: regulowaną napięciem sprężyn siłę osiową działającą na powierzchnię czołową uszczelnienia, prędkość obwodową wirującego pierścienia i regulowany przez wstępne dławienie spadek ciśnienia w uszczelnieniu. Czynnikiem uszczelnianym była woda o temperaturze otoczenia. Wyniki badań empirycznych przedstawiono na wykresach.

EXPERIMENTAL RESEARCHES OF FACE SEALS WITH ELASTIC-PLASTIC PACKING

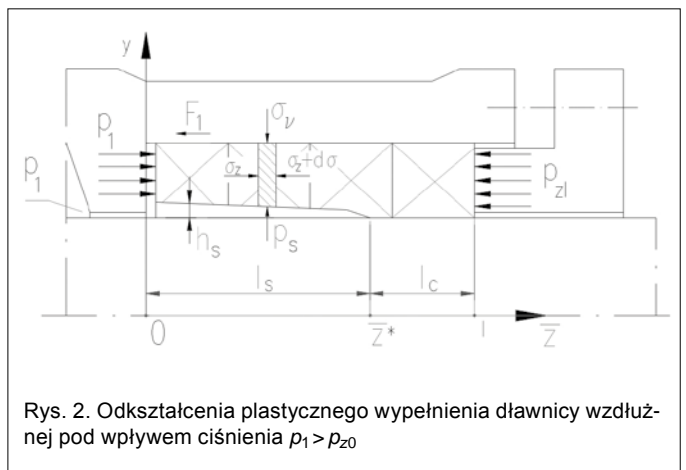
Abstract: The construction and functioning of a simple stuffing box with elastic-plastic packing and a typical mechanical seal are described in the article. The construction of end-face seals with elastic-plastic packing, which is an association of construction attributes of the two first seals, is shown. A comparative analysis of these three seal types is quoted. A laboratory stand, intended for researches of face seals with elastic-plastic packing is described. The results of researches into selected elastic-plastic seal materials are shown. The researches were carried out with a changing: axial force regulated by springs tension, which works the on front surface of seal, the tangential velocity regulated by changing angular velocity of the whirling ring and pressure the in packing seal was regulated for the model with a primary construction. The sealed agent was water at ambient temperature. The results of empirical researches are shown on graphs.

W dławnicy temperatura rośnie w kierunku przepływu wyciekającej cieczy i osiąga maksymalną wartość przed dławikiem. Ze wzrostem ciśnienia p_1 zwiększa się też przyrost temperatury. Zwiększanie długości komory dławnicy i jej wypełnienia szczeliwem prowadzi do wzrostu temperatury maksymalnej.

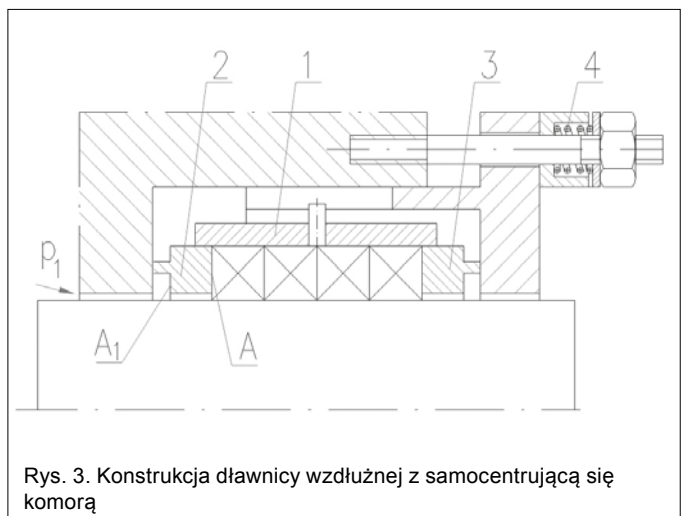
Opisany mechanizm przepływu cieczy nie uwzględnia wpływu prędkości obwodowej powierzchni wału oraz jego nieunik-



Rys. 1. Konstrukcje dławnicy wzdłużnej ze szczelivem elastoplastycznym dla: a) $p_1 > p_{ot}$; b) $p_1 < p_{ot}$



Rys. 2. Odskształcenia plastycznego wypełnienia dławnicy wzdłużnej pod wpływem ciśnienia $p_1 > p_{z0}$



Rys. 3. Konstrukcja dławnicy wzdłużnej z samocentrującą się komorą

nionych poprzecznych i kątowych drgań. Wywołują one efekty hydrodynamiczne oraz wpływają na geometrię mikroszczelin. Drgania wału powodują też oscylujące naprężenia w szczelivie, które prowadzą do lokalnego wzrostu temperatury i przyspieszenia jego zużycia, co opisano w pracy [12].

Podstawowymi parametrami pracy dławnicy są: strumień wycieku, strata mocy i ciepło spowodowane tarcie na odcinku l_c . Dla ich określenia opisuje się ruch cieczy w szczelinie oraz naprężenie w szczelivie jako ciele elastoplastycznym, spowodowane jego deformacją [5, 12, 15].

Przykład konstrukcji dławnicy wzdłużnej ze szczelivem elastoplastycznym

Trwałość dławnic istotnie maleje na skutek mimośrodowości, przekoszenia i bicia poprzecznego wału. Wynika to z tego, iż szczelivo ma małą poprzeczną podatność i jego deformacja wywołuje duży przyrost naprężenia na powierzchni styku z wałem. Wyrównywanie rozkładu naprężenia na odcinku l_c szczelivi zwiększa trwałość dławnicy.

Przykład zmodernizowanej konstrukcji dławnicy wzdłużnej pokazano na rys. 3. Jest to dławnica z poprzecznie podatną, samocentrującą się względem wału komorą 1. Pod wpływem sił od nierównomiernego wzdłuż obwodu nacisku wału na szczelivo, komora 1 ze szczelivem oraz zamykające komorę pierścienie 2 i 3 przyjmują położenie zapewniające rozkład nacisków wału na uszczelnienie bliższy symetrycznemu [7].

Konstrukcja uszczelnienia czołowego mechanicznego

Podstawowe zjawisko wykorzystywane w czołowych uszczelnieniach mechanicznych to fenomen współpracy ślizgających się po sobie pierścieni z odpowiednio dobranej pary materiałów, np. porcelana, a drugi jest bardzo miękki, np. grafit. Taka para materiałów o własnościach nazywanych „samosmarnymi” przy odpowiednim chłodzeniu może ze sobą współpracować, nie wykazując przez tysiące godzin istotnego ubytku na skutek tarcia. Aktualnie pary materiałów na pierścieniu ślizgowy i oporowy uszczelnień czołowych mechanicznych są owocem doskonałych ich właściwości badań i doświadczeń laboratoriów producentów tych uszczelnień i są przedmiotem ochrony patentowej.

Przy spadkach ciśnień typowych dla uszczelnień ruchomych, przez szczelinę czołową między pierścieniami czołowego uszczelnienia mechanicznego następuje praktycznie pomijalny przeciek. Przy poprawnie pracującym czołowym uszczelnieniu mechanicznym całkowity spadek ciśnienia występuje na krawędzi wlotowej do szczeliny, a w szczelinie przepływ ma charakter określany jako graniczny [1].

Konstrukcje dławnic czołowych z pierścieniem ze szczelivi elastoplastycznego

Szerokie możliwości ponownego rozpowszechnienia uszczelnień z zastosowaniem szczelivi elastoplastycznego są związane



Rys. 4. Typowa konstrukcja czołowego uszczelnienia czołowego mechanicznego

z ich wersją nazwaną uszczelnieniem czołowym z pierścieniem elastoplastycznym. Jego zaleta to prostota konstrukcji i niski koszt wytworzenia w połączeniu ze szczelnością i trwałością zbliżoną do tych cech uszczelnień czołowych mechanicznych oraz możliwość zabudowania takiego uszczelnienia w typowej komorze dławnicy wzdłużnej [13, 15].

Koncepcja konstrukcji takiego uszczelnienia była efektem skojarzenia wyników obserwacji pracy dławnicy wzdłużnej z wypełnieniem elastoplastycznym, w której, jak pokazano na rys. 2, praktycznie uszczelnia tylko jeden sznurowy element uszczelnienia, z zaletami mechanicznego uszczelnienia czołowego, w którym również krótka szczelina poprzeczna stanowi skuteczne uszczelnienie [2].

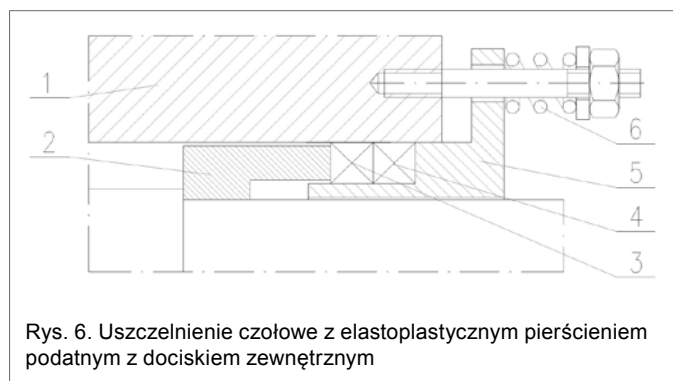
Pokazane na rys. 5 uszczelnienie czołowe z pierścieniem z elastoplastycznego szczeliwa stanowi konstrukcję podobną do czołowego uszczelnienia mechanicznego, w którym jeden z pierścieni zastąpiono pierścieniem sznurowym. Szczelność osiąga się przez dociski tulei 1 ze szczeliwem 2 do powierzchni oporowej 3 pokrywy 4. Podobnie jak w czołowych uszczelnieniach mechanicznych wstępny nacisk uzyskuje się elementem sprężystym, a w czasie pracy ustalonej jest on wspomagany siłą ciśnienia.

W uszczelnieniu czołowym z elastoplastycznym pierścieniem podatnym pokazanym na rys. 6 docisk między pierścieniem wirującym 2 i ułożonym w kołnierzowej tulei 5 elastoplastycznym pierścieniem 3 zapewniają sprężyny 6. Dla lepszej szczelności kontaktu między szczeliwem 3 i cylindryczną powierzchnią komory 1 zastosowano dodatkowy elastoplastyczny pierścień szczeliwa 4. Rozwiązanie to cechuje prostota konstrukcji i obsługi. Jego wadą jest to, że ciśnienie uszczelnianej cieczy stara się odsunąć szczeliwo od pierścienia wirującego 2. Dlatego sprężyna 6 musi mieć odpowiednią sztywność. Przedstawione uszczelnienie czołowe z elastoplastycznym pierścieniem może być zabudowane w typowej komorze dławnicy pompy wirowej [17].

Gdy nie można dopuścić do wycieku uszczelnianego medium do otoczenia (materiały wybuchowe i łatwopalne, chemicznie agresywne, trujące i gorące ciecze), można zastosować podwójne uszczelnienia czołowe z zamknięciem hydraulicznym cieczą neutralną, której ciśnienie przewyższa o 0,05 do 0,2 MPa ciśnienie uszczelnianego medium.



Rys. 5. Uszczelnienie czołowe z elastoplastycznym pierścieniem wirującym z dociskiem wewnętrznym



Rys. 6. Uszczelnienie czołowe z elastoplastycznym pierścieniem podatnym z dociskiem zewnętrznym

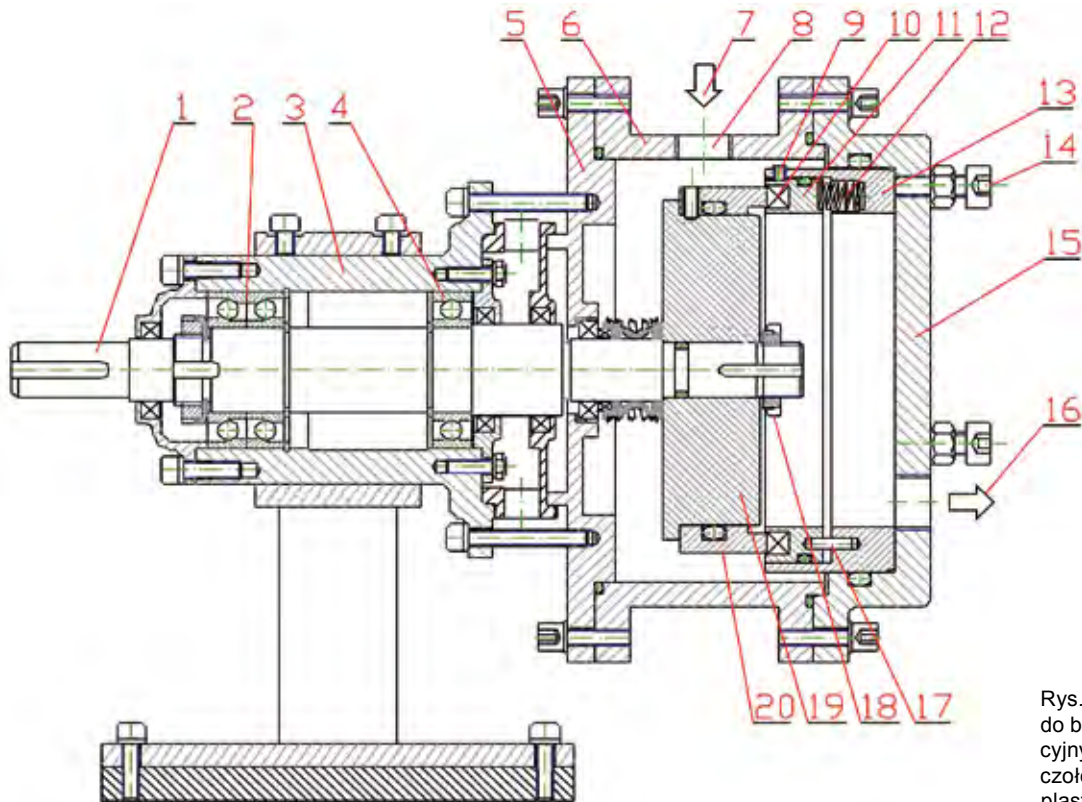
Konstruując dławnice czołowe z pierścieniem elastoplastycznym, można wykorzystać najlepsze rozwiązania osiągnięte w konstrukcji uszczelnień mechanicznych. Mogą one łączyć zalety uszczelnień mechanicznych z technologiczną prostotą i niską ceną zwykłych dławnic wzdłużnych ze szczeliwem elastoplastycznym np. wg patentu [14].

Porównanie uszczelnień czołowych z pierścieniem ze szczeliwa elastoplastycznego ze zwykłymi dławnicami wzdłużnymi [7]

W zwykłych dławnicach wzdłużnych i w uszczelnieniach czołowych występuje docisk elastoplastycznego szczeliwa do metalowej powierzchni tulei na wale lub czoła pierścienia i tworzy się konfuzorowa szczelina.

W zwykłych dławnicach wzdłużnych powierzchnie tarcia są cylindryczne, wiruje powierzchnia walcowa wału lub tulei na wale odprowadzająca zarazem ciepło tarcia. Nieruchome szczeliwo, którego pakunek składa się z kilku pierścieni, ma z reguły gorszą przewodność cieplną niż metalowe elementy konstrukcji maszyny [7]. Trwałość dławnicy jest ograniczona ubytkami w powierzchni tulei na wale spowodowanymi tarciami. Gdy ubytki przekraczają możliwość poprzecznej kompensacji szczeliwa, dławnica traci szczelność.

W uszczelnieniu czołowym z pierścieniem elastoplastycznym stosuje się jeden pierścień szczeliwa, a powierzchnia tarcia jest czołowa płaska przy bardziej wyrównanym nacisku. Wirować może pierścień z elastoplastycznego szczeliwa, współpracując z nieruchomym lub podatnym pierścieniem albo odwrotnie. Nieruchomy pierścień ułatwia odprowadzanie ciepła. Zmniejsza się zużycie szczeliwa. Nawet znaczne ubytki szczeliwa, jak i nieruchomego pierścienia nie wpływają na szczelność. Uszczelnienia czołowe z pierścieniem elastoplastycznym



Rys. 7. Urządzenie do badań optymalizacyjnych uszczelnienia czołowego z elastoplastycznym pierścieniem oporowym

pracują z lepszą niezawodnością przy wyższym wskaźniku obciążeń określonym iloczynem p_1v i przy bardzo małych wyciekach. Dłuższy jest okres ich eksploatacji.

W dławnicach wzdłużnych konieczność doprowadzenia cieczy zaporowej i zastosowania zamknięcia hydraulicznego powoduje podział wypełnienia szczelivem na dwie sekcje. Uszczelnienia czołowe z pierścieniem elastoplastycznym można konstruować analogicznie, stosując układ promieniowy lub osiowy.

Zwarta konstrukcja uszczelnień czołowych z pierścieniem elastoplastycznym powoduje, że w ramach modernizacji mogą zastąpić zwykłe dławnice wzdłużne w eksploatowanych pompach. Ich dobre charakterystyki cieplne pozwalają na unifikację kompletnego węzła konstrukcyjnego dla szerokiego zakresu parametrów.

Porównanie uszczelnień czołowych z pierścieniem elastoplastycznym z uszczelnieniami czołowymi mechanicznymi

W uszczelnieniach czołowych z pierścieniem elastoplastycznym podobnie jak w uszczelnieniach czołowych mechanicznych pierścien oporowy lub pierścien ze szczelivem mają swobodę osiowych i kątowych przemieszczeń mogących kompensować ewentualne technologiczne i eksploatacyjne niewspółosiowości.

Uszczelnienia czołowe mechaniczne wymagają precyzyjnej obróbki powierzchni pary tarcia, w których błąd płaskości $< 0,9 \mu\text{m}$. Mogą one utracić przydatność do pracy na skutek uszkodzeń mechanicznych lub temperaturowych deformacji pierścienia, jeżeli ich wielkość osiąga $1-3 \mu\text{m}$ [1].

W uszczelnieniach czołowych z pierścieniem elastoplastycznym jedną z powierzchni pary tarcia jest plastyczne szczelivo

i nie zachodzi potrzeba precyzyjnej obróbki. Dławnica taka nie jest wrażliwa na sprężyste deformacje elementów.

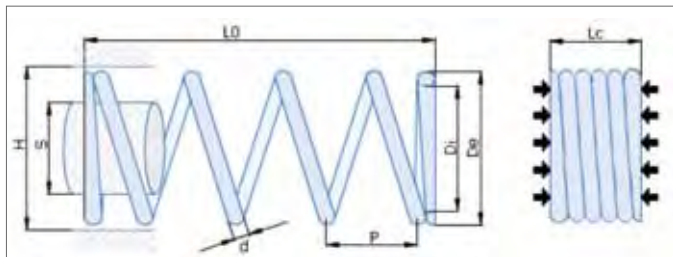
Trwałość uszczelnień czołowych mechanicznych wynika przede wszystkim z doboru materiałów pary tarcia. Pierścienie oporowe uszczelnień mechanicznych wykonuje się z bardzo twardych materiałów ceramicznych lub kompozytów zawierających węgliki. Ich obróbka jest możliwa przez szlifowanie diamentowym ścierniwem. W uszczelnieniach czołowych z pierścieniem elastoplastycznym nasycanie szczeliva komponentami obniżającymi współczynnik tarcia tak zmniejsza ubytki pierścienia oporowego, że może być wykonywany ze zwykłej stali konstrukcyjnej.

Wymiana uszkodzonego uszczelnienia czołowego mechanicznego wymaga demontażu łożyska pompy, a od strony napędu też sprzęgła i silnika, co powoduje potrzebę jego ponownego osiowania. W uszczelnieniach czołowych z pierścieniem elastoplastycznym wymiana szczeliva jest znacznie prostsza.

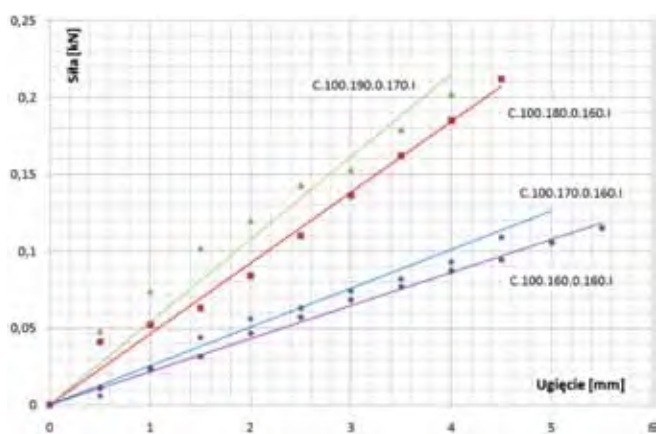
Uszczelnienia czołowe mechaniczne są precyzyjnymi węzłami konstrukcyjnymi, dlatego ich remont, montaż i regulacja wymaga wysoko wykwalifikowanej obsługi. W uszczelnieniach czołowych z pierścieniem elastoplastycznym te czynności nie wymagają tak wysokich kwalifikacji.

Wskaźniki techniczno-ekonomiczne (wyciek, trwałość, straty tarcia, zużycie szczeliva) uszczelnień czołowych z pierścieniem elastoplastycznym są znacznie korzystniejsze niż zwykłych dławnic wzdłużnych, natomiast w stosunku do uszczelnień czołowych mechanicznych ich cena i koszty eksploatacji są od dwóch do czterech razy niższe [7].

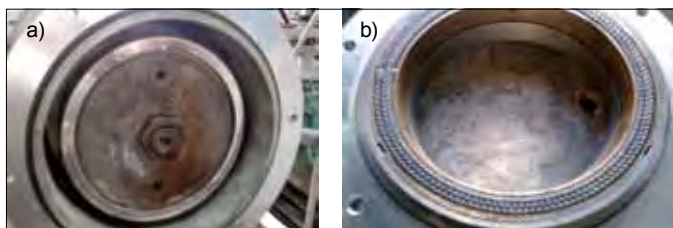
Prace konstrukcyjne i badania eksploatacyjne potwierdzają duże perspektywy zastosowań w uszczelnieniach czołowych z pierścieniem elastoplastycznym.



Rys. 8. Główne wymiary sprężyny śrubowej: $D = (D_i + D_e)/2$ – średnica podziałowa, d – średnica drutu, n – liczba zwojów



Rys. 9. Charakterystyki badanych sprężyn [6, 16]



Fot. 10. Pierścienie ślizgowe badanego uszczelnienia a) pierścień wirujący (oporowy), b) pierścień ze szczeliwa elastoplastycznego

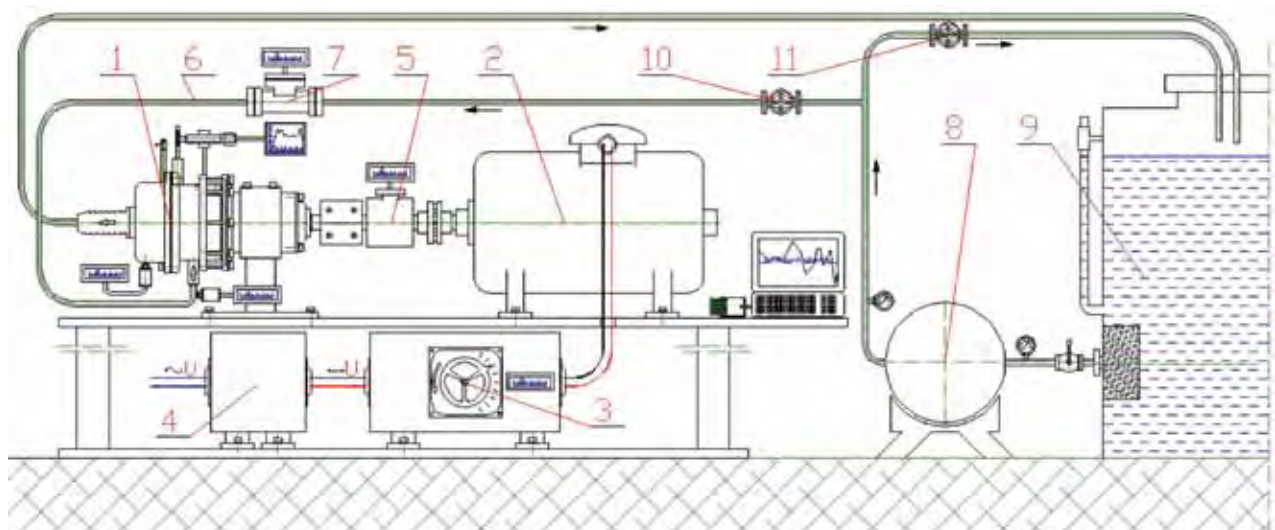
Stanowisko laboratoryjne do badania uszczelnień czołowych z pierścieniem elastoplastycznym

Wyniki prac teoretycznych i empirycznych nad uszczelnieniami czołowymi z pierścieniem elastoplastycznym są tematem wielu publikacji i monografii, np. [4, 5, 8, 10]. Badania tych uszczelnień mają na celu optymalizację ich cech konstrukcyjnych. Podstawowe założenia wynikają ze średnicy wału oraz jego prędkości obrotowej, jak też ciśnienia i temperatury uszczelnianego medium, dotyczących w zadanym przypadku pompy, w której uszczelnienie ma być zastosowane. Badaniom optymalizacyjnym poddane są siły nacisków sprężyn uszczelnienia, czyli ich współczynnik sztywności oraz rodzaj elastoplastycznego szczeliwa. Podstawowe kryteria optymalizacji to wielkość przecieku i trwałość uszczelnienia, a też pobór mocy przez uszczelnienie. Pierwsze badane na tym stanowisku uszczelnienie miało średnicę zewnętrzną 85 mm [3]. W niniejszych badaniach średnice uszczelnienia wynosiły: zewnętrzną $d_z = 130$ mm oraz wewnętrzną $d_w = 114$ mm.

Na rys. 7 przedstawiono konstrukcję urządzenia do badań uszczelnienia czołowego z elastoplastycznym pierścieniem stałym. Na wale 1 osadzono tarczę 19 z tuleją 20, której wirująca powierzchnia czołowa tworzy poprzeczną szczelinę uszczelniającą ze stałym pierścieniem elastoplastycznego szczeliwa 10. Krążek szczeliwa 10 wypełnia rowek pierścieniowy w tulei 11 i jest dociskany sprężynami 12 do powierzchni czołowej tulei 20. Dociskiem trzech śrub regulacyjnych 14 zmieniano napięcia ośmiu ($z = 8$) sprężyn 12.

Do najistotniejszych aktywnych elementów uszczelnienia obok elastoplastycznego szczeliwa należą sprężyny 12 na rys. 7. Główne wymiary sprężyny śrubowej zaznaczono na rys. 8.

Do badań użyto czterech sprężyn firmy VANEL [6]: C.100.(160, 170, 180, 190).160.I., których sztywności podane przez producenta wynoszą $S = P/f = 21,5; 28,4; 41,4; 44,7$ N/mm. Na rys. 9 pokazano zmierzone charakterystyki sprężyn śrubowych 12, testowanych w ramach niniejszych badań, potwierdzające podane sztywności. Ponadto mając wyniki pomiarów ugięcia pojedynczej sprężyny f przy sile ścisku P , przedstawionych na wykresie (rys. 9) i wymiary poszczególnych sprężyn,



Rys. 11. Schemat laboratoryjnego stanowiska do badań uszczelnień czołowych

czyli $D = 10$ mm, $d = (1,6; 1,7; 1,8; 1,9)$ mm, $n = (6,5; 6,5; 6; 6,8)$, można obliczyć ich współczynniki sprężystości poprzecznej z wzoru [1]:

$$G = \frac{8D^3nP}{d^4f}$$

W badaniach modelu uszczelnienia czołowego s elastoplastycznym pierścieniem, uzyskiwano różne naciski stykowe na szczeliwo, zależne od współczynników sprężystości poprzecznej zastosowanych sprężyn. Wartość nacisku stykowego obliczano wzorem:

$$\sigma = \frac{4zP}{\pi(d_z^2 - d_w^2)}$$

Z przytoczonych danych liczbowych wynika, że maksymalna wartość nacisku stykowego pierścieni badanego uszczelnienia wynosiła $\sigma_{max} = 0,5$ MPa i była większa od maksymalnego spadku ciśnienia w uszczelnieniu, który wynosił $p = 0,342$ MPa.

Na fot. 10a pokazano tarczę z pierścieniem wirującym, a na fot. 10b współpracujący z nim pierścień ze szczeliwa elastoplastycznego w rowku tulei.

Na rys. 11 przedstawiono schemat laboratoryjnego stanowiska do badań uszczelnień czołowych z pierścieniem elastoplastycznym, na którym urządzenie do badań uszczelnień 1 jest napędzane silnikiem prądu stałego 2, którego prędkość obrotowa jest regulowana opornicą 3 zasilaną przez prostownik 4. Moment na wale i prędkość obrotowa jest mierzona momentomierzem 5. Zasilanie wodą pod ciśnieniem odbywa się rurociągiem 6 wyposażonym w przepływomierz 7. Rurociąg 6 jest

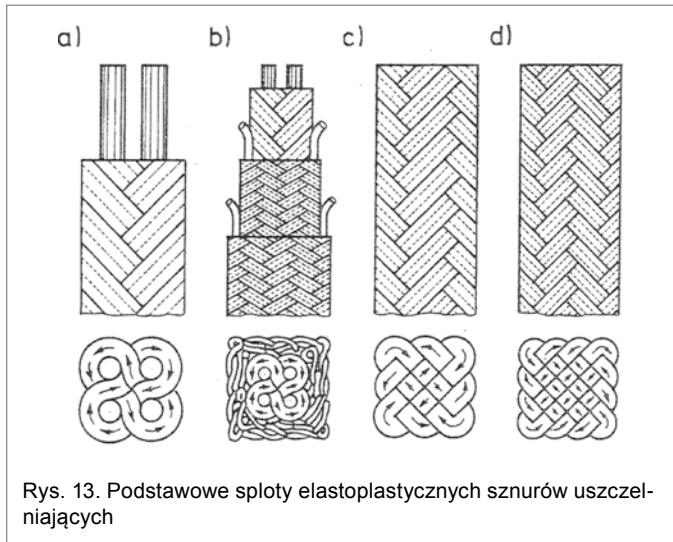


Fot. 12. Widok urządzenia z napędem poprzez momentomierz do badań laboratoryjnych uszczelnień czołowych z pierścieniem elastoplastycznym

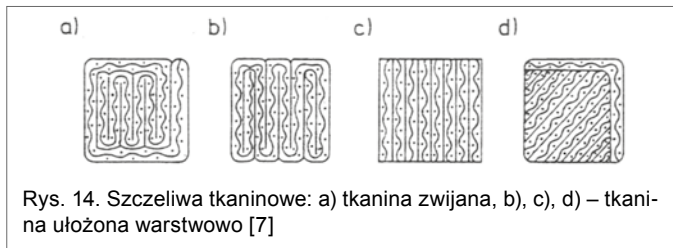
zasilany przez pompę 8 pobierającą wodę ze zbiornika 9. Ciśnienie zasilania jest regulowane zaworami 10 i 11. Na fot. 12 pokazano widok urządzenia 1 napędzanego silnikiem 2 poprzez momentomierz 5.

Własności szczeliw elastoplastycznych

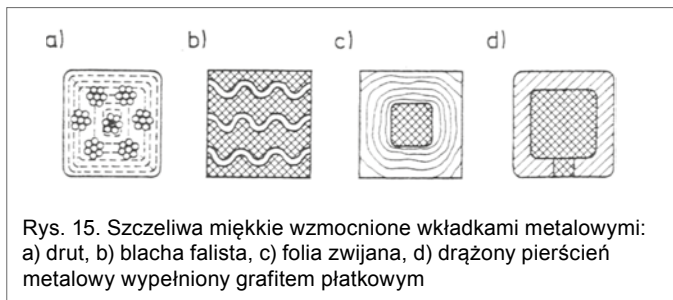
Na elastoplastyczne uszczelnienia dławnic wzdłużnych i czołowych stosowane są różne szczeliwa oferowane przez wielu



Rys. 13. Podstawowe sploty elastoplastycznych sznurów uszczelniających



Rys. 14. Szczeliva tkaninowe: a) tkanina zwijana, b), c), d) – tkanina ułożona warstwowo [7]

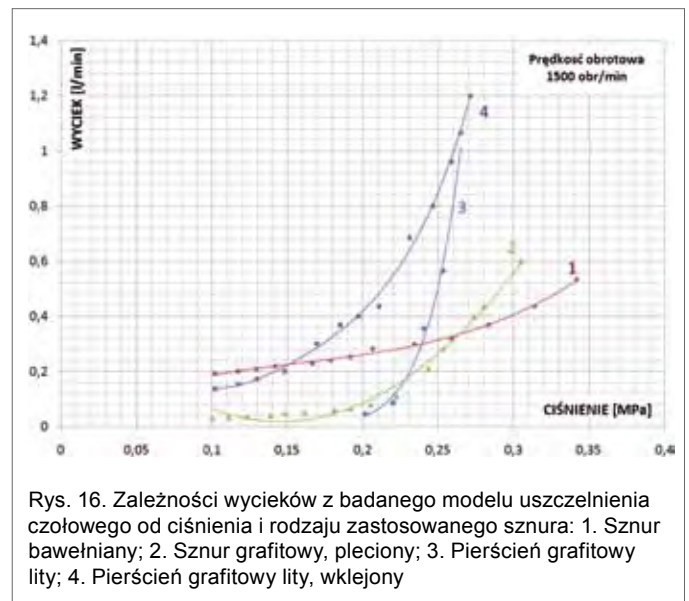


Rys. 15. Szczeliva miękkie wzmocnione wkładkami metalowymi: a) drut, b) blacha falista, c) folia zwijana, d) drążony pierścień metalowy wypełniony grafitem płatkowym

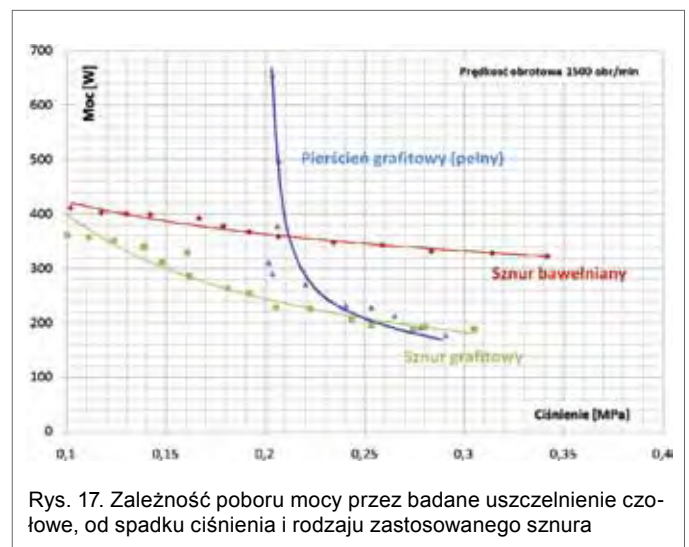
producentów. Przekroje uszczelnień pokazano na rys. 13, 14 i 15. Do ważniejszych wymagań stawianych szczeliwu zalicza się wytrzymałość mechaniczną, sprężystość, odporność na ścieranie, mały współczynnik tarcia, w miarę potrzeby odporność na działanie związków chemicznych, wysokich temperatur oraz promieniowania, niski współczynnik rozszerzalności cieplnej, a także wysoki współczynnik przewodzenia ciepła. Szczelivo nie powinno intensyfikować elektrochemicznej korozji powierzchni, z którą współpracuje, jak również ulegać zbyt szybkiemu procesowi starzenia [10].

Dla zwiększenia wytrzymałości i dodania szczeliwu koniecznych fizykochemicznych własności, a szczególnie dla zwiększenia współczynnika przewodzenia ciepła, do włókien osnowy dodaje się niektóre metale kolorowe lub ich stopy (miedź, cynę, ołów) w postaci nici, folii, proszków. Dla zmniejszenia intensywności elektrochemicznej korozji, do szczeliva dodaje się sproszkowany cynk lub aluminium, które przesuwają potencjał elektrostatyczny szczeliva w stronę wartości ujemnych (tzw. ochrona katodowa).

Dla dużych prędkości obrotowych oraz wysokich ciśnień i temperatur uszczelnianej cieczy dobre własności ma włókno węglowe odporne na działanie cieczy chemicznie aktywnych.



Rys. 16. Zależności wycieków z badanego modelu uszczelnienia czołowego od ciśnienia i rodzaju zastosowanego sznura: 1. Sznur bawełniany; 2. Sznur grafitowy, pleciony; 3. Pierścień grafitowy lity; 4. Pierścień grafitowy lity, klejony



Rys. 17. Zależność poboru mocy przez badane uszczelnienie czołowe, od spadku ciśnienia i rodzaju zastosowanego sznura

Ma ono niski współczynnik tarcia oraz dobrze przewodzi ciepło. Współczynniki rozszerzalności cieplnej włókien węglowych i metali nie różnią się istotnie, dzięki czemu wzrost temperatury nie pogarsza szczelności. Dla zmniejszenia współczynnika tarcia i zwiększenia odporności na działania różnych związków chemicznych szczelivo lub jego osnowę z włókien węglowych nasyca się emulsją PTFE lub drobnodispersyjnym grafitem. Takie szczelivo w dławnicach wzdłużnych może pracować przy prędkościach obrotowych do 30 m/s, a krótkotrwale też na sucho.

Od jakości materiałów i technologii wytwarzania zależy trwałość szczeliva. Perspektywę ma przemysłowa produkcja znormalizowanych pakunków szczeliva, najczęściej o odpowiednich kombinacjach składu, dla różnych warunków eksploatacji.

Wyniki badań wybranych szczeliv elastoplastycznych

Podstawowym zadaniem postawionym w niniejszych badaniach empirycznych jest wybór optymalnego szczeliva elastoplastycznego dla założonej konstrukcji i parametrów pracy uszczelnienia czołowego.

Na rys. 16 przedstawiono zależność strumienia wycieku przez uszczelnienie w zależności od wartości spadku ciśnienia, przy założonej prędkości obrotowej pierścienia wirującego. Na rys. 17 przedstawiono zależność poboru mocy przez uszczelnienie w zależności od wartości spadku ciśnienia przy założonej prędkości obrotowej wirującego pierścienia i od rodzaju zastosowanego sznura.

Wnioski

Badania wykazały, że uszczelnienie czołowe z elastoplastycznym szczeliwem może być stosowane jako uszczelnienie ruchowe pomp krętnych. Uszczelnienie pracowało stabilnie przy:

- spadkach ciśnień od 0,05 do 0,3 MPa;
- prędkościach obwodowych do 20 m/s;
- wyciekach kroplowych 30–50 kropel/min;
- stosunkowo małym (względem mocy pompy o takiej średnicy wału i prędkości obrotowej) poborze mocy.

Dla spadków ciśnień powyżej 0,2 MPa najlepszą szczelność wykazał pierścień grafitowy lity wykonany na zamówienie (bez przecięcia) i sznur grafitowy SPETOPAK SGF 770. Sznurowy te wykazały się brakiem zauważalnego zużycia przez tarcie w czasie 150 godzin prób przy spadku ciśnienia w uszczelnieniu $p = 0,25$ MPa. Czas ten wymaga istotnego zwiększenia dla potwierdzenia tego wniosku.

Konstrukcję charakteryzuje: łatwość instalacji i wymiany sznura uszczelniającego w istniejących pompach, mała podatność na zniszczenie w wyniku drgań wału pompy, w porównaniu do uszczelnień mechanicznych np. z pierścieniami ceramicznymi. Należy dodać, że konstrukcja tych uszczelnień jest stosunkowo prosta, a więc ich cena jest konkurencyjna.

Literatura

- [1] Praca zbiorowa: *Poradnik Mechanika*. WNT. Warszawa 1976. s. 1120.
- [2] GAFT J., MARTSINKOVSKI V.: *A choice of the seal for the shaft of the pump*. *Pump Users International Forum 2004*. Technical Paper 7-1, pp. 1-12.
- [3] KORCZAK A., PECZKIS G., ZAGORULKO A.: *Badania laboratoryjne ruchowych uszczelnień czołowych z elastoplastycznym pierścieniem oporowym*. „TERATECHNOLOGIA 2009 – Materiały konferencji na ekspozycji METAL i CONTROL-TECH Targi Kielce (29.09 – 01.10.2009)”; Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach 2009.
- [4] MACHOWSKI B., OCHOŃSKI W., CZACHÓRSKA E.: *Uszczelnienia*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1991; ISBN 83-01-09685-3.

- [5] MARCINKOWSKI W. A., KUNDERA CZ.: *Teoria konstrukcji uszczelnień bezstykowych*. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2008; ISBN 978-83-88906-37-4.
- [6] Strona producenta sprężyn VANEL: www.vanel.com.
- [7] MARCINKOWSKI A.W., KORCZAK A.: *Dławnice czyli uszczelnienia ruchowe z wypełnieniem plastycznym*. „Pompy – Pompownie” nr 2 (124), s. 33–36, Wrocław 2007.
- [8] MAYER E.: *Uszczelnienia czołowe WNT*, Warszawa 1970.
- [9] KORCZAK A., PECZKIS G., PAJĄCZKOWSKI J.: *Badania eksploatacyjne pomp wielostopniowych z podatnym pierścieniem oporowym tarczy odciążającej*. „Pompy – Pompownie” nr 3/04, Wrocław 2004.
- [10] MC NALLY W.: *When packed pumps should be converted to mechanical seals*. – *Sealing Technology*, No 44, 1997. p. 9–12.
- [11] DENNY D.F., TURNBULL D.E.: *Sealing characteristics stuffing box for rotating shafts*. *Proc. Inst. Mech. Eng.* Vol. 174, No 6, 1960, p. 271–291.
- [12] MARTSINKOVSKI V., GAFT J., GAWLINSKY M.: *Contemporary Tendencies of Gland Packing Improvement*. VIII-th International Conference „Seals and Sealing Technology in Machines and Devices”. Wrocław – Polanica Zdrój, 1998, pp. 151–165.
- [13] Усенко В.В., Марцинковский В.А., Бережной И.С. и др. Уплотнение вала сальникового типа. – А. с. 1257342 СССР, 1986.
- [14] GAFT Y.: *Gleitringdichtung*. – Patent BRD N 32 49 851, 1990.
- [15] MARTSINKOVSKI V.A., ZAGORULKO A., GAFT J., KOVALENKO S.: *Cartridge design of face packing seal with contact pressure equalization*. – *Proc. VIII Int. Conf. „Seals and sealing technology in machines and devices”*. Wrocław 1998. p. 136–141.
- [16] KERC M.: „*Badanie uszczelnienia czołowego z podatnym pierścieniem elastoplastycznym w wersji produkcyjnej*” praca dyplomowa inżynierska. Promotor G. Peczkis. Gliwice 2011.
- [17] GAFT J., GOLUBIEW A.: *Icelandowanie torcowych salknikowych uplotnienij dla walow nasosow*. *Trudy VIII Miedzunarodnoj Konferencji „Nasosy 96”* tom 2, Sumy 1996.

prof. nadzw. dr hab. inż. Andrzej Korczak;
dr inż. Grzegorz Peczkis – Politechnika Śląska w Gliwicach;
prof. dr hab. inż. Wołodimir A. Marcinkowski;
dr inż. Andriy W. Zagorulko – Sumski Państwowy Uniwersytet,
Sumy, Ukraina

artykuł recenzowany