

TEMAT NUMERU | EKSPLOATACJA UKŁADÓW POMPOWYCH

## NIEZBĘDNE W PRZEMYŚLE

- | falowniki do zasilania i sterowania pompami
- | separacja zanieczyszczeń w tłoczniach ścieków
- | pompy w branży wod-kan



XVI Konferencja Naukowo-Techniczna

# AWARIE. MONITORING. BUDOWA i MODERNIZACJA SIECI WOD-KAN



budujemy możliwości  
porozumienia

15-16 kwietnia  
2025 r.

WISŁA

## ODKRYWAMY TAJEMNICE SIECI



- zarządzanie siecią wod-kan
- jak budować kompetentne brygady?
- minimalizacja kosztów utrzymania i rozwoju infrastruktury

WIĘCEJ INFORMACJI



ORGANIZATOR



budujemy możliwości  
porozumienia

HONOROWY GOSPODARZ



wodociągi  
JAWORZNO

PARTNER STRATEGICZNY

UNISOFT

PARTNER BRANŻOWY



AQUANET



WODOCIĄGI  
BIAŁOSTOCKIE



mpwik  
wrocław



STOWARZYSZENIE  
WODOCIĄKOWICÓW  
WIELKOPOLSKICH I LUBUSKICH



WOD-KAN

PATRONAT MERYTORYCZNY

PATRONAT MEDIALNY

WOD-KAN

↳ [kierunekwodkan.pl](http://kierunekwodkan.pl)



KIERUNEK  
**POMPY**

kierunekpompy.pl

## TEMAT NUMERU: EKSPLOATACJA UKŁADÓW POMPOWYCH

- 8 | **Pompowanie = bezpieczeństwo**  
Spółka Restrukturyzacji Kopalń
- 10 | **Eksploatacja pomp w branży wod-kan**  
Sebastian Podsedek – wypowiedzi ekspertów
- 15 | **Efektywność separacji zanieczyszczeń stałych w tłoczniach ścieków a prawidłowa eksploatacja systemów kanalizacyjnych**  
Natalia Kaszubowska, Marcin Janczak, Witold Lorenz
- 20 | **Zastosowanie falowników do zasilania i sterowania pomp w wodociągach oraz korzyści wynikające z takiego rozwiązania**  
Marcin Sacharczuk
- 24 | **Eksploatacja studni głębinowych w PGE GiEK S.A. KWB „Turów” po osuwisku z 2016 roku**  
Marta Kukuć

## ARMATURA, USZCZELNIENIA, NAPĘDY

- 28 | **Badania symulacyjne mechanicznych uszczelnień czołowych**  
Jerzy Bochnia
- 34 | **Pompy z VFD a UR**  
Ryszard Nowicki
- 48 | **Metody ochrony powierzchni przed erozją kawitacyjną**  
Roman Masek
- 54 | **Przewody elastyczne do zabudowy pomp głębinowych – korzyści technologiczne i energetyczne**  
Marian Strączyński
- 60 | **Wpływ mikrostruktury warstwy wierzchniej uszczelnień statycznych na poziom szczelności**  
Anna Piwovar, Przemysław Jaszak, Marcin Bieganowski
- 66 | **Ocena wpływu drgań własnych i drgań zewnętrznych na szczelność zaworu**  
Janusz Roguła, Piotr Poliszuk

## OPTIMALIZACJA I EFEKTYWNOŚĆ

- 72 | **Motopompy strażackie – ale jakie?**  
Michał Chmiel
- 78 | **Pompowanie amoniaku do wysokich ciśnień**  
Grzegorz Peczkis, Grzegorz Przybyła, Wojciech Adamczyk, Marta Iwachów
- 85 | **Druk 3D w produkcji pomp – nowe materiały**  
Krzysztof Karaśkiewicz
- 88 | **Strukturyzacja powierzchni zewnętrznych wirnika**  
Janusz Skrzypacz, Przemysław Szulc, Bartłomiej Chomiuk, Marcin Bieganowski, Aneta Nycz

## Z ŻYCIA BRANŻY

- 92 | **Przenośniki cieczy wczoraj, dziś i jutro**  
Waldemar Jędral
- 98 | **Przemysł pompowy oczami ekspertów – dawniej, dzisiaj, jutro**  
Sebastian Podsedek – wypowiedzi ekspertów

## FELIETON

- 102 | **Prowokacje**  
Piotr Świtalski

## TEMAT NUMERU: EKSPLOATACJA UKŁADÓW POMPOWYCH



## ZASTOSOWANIE FALOWNIKÓW DO ZASILANIA I STEROWANIA POMP W WODOCIĄGACH ORAZ KORZYŚCI WYNIKAJĄCE Z TAKIEGO ROZWIĄZANIA

Marcin Sacharczuk

## ARMATURA, USZCZELNIENIA, NAPĘDY



## OCENA WPŁYWU DRGAŃ WŁASNYCH I DRGAŃ ZEWNĘTRZNYCH NA SZCZELNOŚĆ ZAWORU

Janusz Roguła, Piotr Poliszuk

## OPTIMALIZACJA I EFEKTYWNOŚĆ



## DRUK 3D W PRODUKCJI POMP – NOWE MATERIAŁY

Krzysztof Karaśkiewicz



**Sebastian Podsędek**  
redaktor wydania  
tel. 32 415 97 74 wew. 18  
e-mail: sebastian.podsedek@e-bmp.pl

## Pompy są wszędzie

Pompy to urządzenia, bez których ciężko wyobrazić sobie funkcjonowanie przemysłu. Są wszędzie – w chemii, energetyce, wodociągach, przemyśle spożywczym, górnictwie... Można wymieniać wiele sektorów, a w każdym z nich pełnią kluczową rolę. Jak zaczęła się właściwie „kariera pomp”? Historię przenośników cieczy przedstawia w swoim artykule profesor Waldemar Jędral (s. 92).

Pompy muszą sprostać wymagającym warunkom, jednocześnie odznaczając się wysoką niezawodnością. Pracują często w ekstremalnych warunkach ciśnieniowych, temperaturowych czy w kontakcie z agresywnymi mediami. Z tego względu istotne są nie tylko same ich konstrukcje, ale i cała armatura, uszczelnienia czy napędy. Nasi autorzy celnie nakreślają problemy, z jakimi muszą mierzyć się użytkownicy, jednocześnie przedstawiając skuteczne sposoby ich rozwiązania. Kluczową kwestią jest tutaj doświadczenie, które pomaga przewidzieć potencjalne „słabe ogniwa” w układzie, jak również łączyć fakty – przyczyny ze skutkami, dokonując trafnej diagnostyki.

W obecnym numerze widać kontynuację trendów związanych z wykorzystaniem druku 3D przy prowadzeniu badań. Naukowcy używają go zarówno w analizach uszczelnień (s. 60) jak i wirników (s. 88). Dzięki niemu można uzyskiwać elementy o nietypowej strukturze, którą ciężko byłoby otrzymać metodami odlewu. Kluczową rolę może odegrać tu inżynieria materiałowa oraz coraz większy

stopień dokładności, pozwalając również na lepszą korelację danych z programów symulacyjnych i wydrukowanych prototypów. Tematyka ta będzie kontynuowana w następnych numerach naszego czasopisma.

Udostępniamy swe łamy – jak zawsze – i wspomnianym naukowcom, jak i praktykom (m.in. z zakładów wodociągowych), stykającym się wyzwaniem codziennej eksploatacji pomp. Mamy nadzieję, że ich wskazówki, wiedza pomogą państwu w rozwiązywaniu czasem nietrywialnych problemów dotyczących utrzymania ruchu, modernizacji czy inwestycji w układy pompowe.

A skoro o wiedzy mówimy, to nie sposób tu nie wspomnieć Andrzeja Błaszczyka. Niestety, wraz z początkiem 2025 roku dobiegła do nas smutna informacja o śmierci Profesora. Przez lata mogliśmy liczyć na Jego wsparcie czy to przy tworzeniu konferencji, czy naszych magazynów. To m.in. za ich pośrednictwem przekazywał innym swe jakże cenne doświadczenie. Pamięć o Nim pozostanie w branży na długo, a cytowania Jego artykułów z pewnością wielokrotnie będą pojawiać się na łamach naszego magazynu.

*Sebastian  
Podsędek*

KIERUNEK  
**POMPY**



### Wydawca:

BMP spółka z ograniczoną odpowiedzialnością spółka komandytowa

KRS: 0000406244, REGON: 242 812 437  
NIP: 639-20-03-478  
ul. Morcinka 35  
47-400 Racibórz  
tel./fax 32 415 97 74  
tel.: 32 415 29 21, 32 415 97 93  
e-mail: pompy@e-bmp.pl  
www.kierunekpompy.pl

BMP to firma od ponad 30 lat integrująca środowiska branżowe, proponująca nowe formy budowania porozumienia, integrator i moderator kontaktów biznesowych, wymiany wiedzy i doświadczeń. To organizator branżowych spotkań i wydarzeń – znanych i cenionych ogólnopolskich konferencji branżowych, wydawca profesjonalnych magazynów i portali.

### Rada Programowa:

**prof. dr hab. inż. Andrzej Błaszczyk,**  
prezes zarządu HYDRO-POMP

**prof. dr hab. inż. Waldemar Jędral,**  
Politechnika Warszawska

**dr inż. Ryszard Nowicki,**  
niezależny ekspert w obszarze systemów zabezpieczenia maszyn i urządzeń, diagnostyki stanu technicznego oraz systemów wspomagania UR na poziomie przedsiębiorstwa i koncernu

**dr inż. Grzegorz Pakuła,**  
Stowarzyszenie Producentów Pomp

**prof. zw. dr inż. Janusz Plutecki,**  
Politechnika Wroclawska

**dr inż. Marek Skowroński,** Politechnika Wroclawska

**Tomasz Stupik,**  
Zakłady Pomiarowo-Badawcze Energetyki „ENERGOPOMIAR”

**dr inż. Przemysław Szulc,**  
Politechnika Wroclawska

**dr inż. Piotr Świński,**  
Akademia Techniki Pompoowej

**dr inż. Yuliia Tarasevych,**  
Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie

**Piotr Wiśniewski,**  
specjalista ds. techniki pompoowej,  
niezależny ekspert

**Prezes zarządu BMP Spółka z ograniczoną odpowiedzialnością sp. k.**

Mateusz Grzeszczuk

**Redaktor Naczelny:**  
Przemysław Płonka

**Redaktor wydania:**  
Sebastian Podsędek

**Redakcja techniczna:**  
Marcelina Gąsior

**Dział handlowy:**  
Magda Widzińska, Monika Majewska,  
Jolanta Mikołajec-Piela, Marta Mika

**Kolportaż:**  
Rafał Ruczał

Wykorzystywanie materiałów i publikowanie reklam opracowanych przez wydawcę wyłącznie za zgodą redakcji. Redakcja zastrzega sobie prawo do opracowywania nadesłanych tekstów oraz dokonywania ich skrótów, możliwości zmiany tytułów, wyróżnień i podkreśleń w tekstach. Artykułów niezamówionych redakcja nie zwraca.

**Redakcja nie odpowiada za treść reklam.**  
Niniejsze wydanie jest wersją pierwotną czasopisma  
Fot. na okładce: 123rf.com

**Druk:** Fischer sp. z o.o.





### POMPY GŁĘBINOWE

Moment zabudowy pompy HDM – RITZ w szybie na kopalni Sosnowiec.

W numerze też – o technologii wykorzystywania elastycznych przewodów do zabudowy pomp głębinowych w górnictwie i w instalacjach wod-kan pisze dr. inż. Marian Strączyński na stronie 54

*Fot. Marian Strączyński*

## WSPOMNIENIE PROF. DR. HAB. INŻ. ANDRZEJA BŁASZCZYKA

Wraz z początkiem roku dobiegła do nas przykra informacja. 4 stycznia 2025 roku zmarł prof. dr hab. inż. Andrzej Błaszczak – wieloletni prezes, dyrektor i współzałożyciel firmy P.B.W. HYDRO-POMP Sp. z o.o. oraz pracownik naukowy Politechniki Łódzkiej i Akademii im. Jakuba z Paradyża w Gorzowie Wielkopolskim.

Profesor Andrzej Błaszczak urodził się 23 listopada 1946 we Włocławku. Był specjalistą w zakresie systemów maszyn i urządzeń energetycznych, mechanikiem. Posiadał ogromne doświadczenie akademickie, jak również ściśle współpracował z przemysłem. Był bardzo dużym autorytetem oraz chętnie dzielił się swoją ogromną wiedzą. W wielu instytucjach kierował badaniami pomp i sprzężarek na fabrycznych stacjach prób, pomagając w uzyskiwaniu atestów dopuszczających maszyny do sprzedaży na polskim rynku.

Jego dorobek zawodowy i naukowy obejmuje ponad 350 prac naukowo-badawczych, których wyniki zostały wdrożone w 47 przypadkach modernizowanych maszyn. Wyniki prac naukowo-badawczych zostały opublikowane w 5 monografiach, ponad 180 artykułach

fot. BMP



w czasopiśmie krajowych i zagranicznych oraz materiałach konferencji krajowych i międzynarodowych. Był człowiekiem oddanym nauce, współautorem wielu patentów oraz wzorów użytkowych.

Profesor został uhonorowany m.in. Srebrnym Krzyżem Zasługi, Srebrną Honorową Odznaką SIMP NOT, Odznaką Zasłużony dla Politechniki Łódzkiej. Nagrodzony m.in. Nagrodami Ministra Nauki, Szkolnictwa Wyższego i Techniki, Ministra Gospodarki Materiałowej i Paliwowej NOT-U i Urzędu Postępu Naukowo-Technicznego i Wdrożeń.

Profesor wielokrotnie uczestniczył w konferencjach organizowanych przez BMP – najczęściej w Kongresie Użytkowników Pomp. Często publikował na łamach naszych magazynów, należał też do Rady Programowej czasopisma „Kierunek Pompy”.

Cześć Jego Pamięci.



## MIĘDZYNARODOWA KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA NSHP 2025

**Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne, Pompy wirowe, zawory, uszczelnienia odbędzie się 8-10.10.2025 w Hotelu Seidorf-Kazalnica w Sosnowce k. Karpacza. „Kierunek Pompy” objął wydarzenie patronatem medialnym. Konferencja odbędzie się pod patronatem Prezesa ZG SIMP i Prezydenta CETOP.**

Celem konferencji jest przedstawienie najnowszych osiągnięć naukowych, badawczych i technicznych w napędach hydraulicznych, wymiana wiedzy i doświadczeń w zakresie wykorzystania innowacyjnych technik i technologii, jak również prezentacja oferty producentów z branży napędów hydraulicznych i pneumatycznych, uszczelnień, pomp wirowych, zaworów oraz automatyki. Konferencja ma bogatą, 60-letnią tradycję spotkań specjalistów z zakresu hydrauliki maszynowej i przyczynia się do integracji środowiska

naukowego z przedstawicielami przemysłu, stając się doskonałą okazją do dyskusji i nawiązania kontaktów. Ponadto będzie ona, jak dotychczas, miejscem formułowania problemów naukowych i technicznych oraz wspólnego poszukiwania ich rozwiązań. Ważnym tematem będzie ochrona środowiska.

Tematyka konferencji:

- zagadnienia innowacyjności w obszarze techniki płynowej. Modelowanie i badania układów hydraulicznych i pneumatycznych, uszczelnień, pomp wirowych i zaworów;
- modelowanie i symulacja układów sterowania i regulacji układów płynowych;
- zagadnienia energooszczędności układów płynowych, energii odnawialnej oraz zrównoważonego rozwoju;
- zagadnienia opisu i identyfikacji zjawisk oraz procesów występujących w trakcie eksploatacji układów płynowych, pomp wirowych, zaworów oraz uszczelnień;
- nowe materiały w budowie elementów układów płynowych, uszczelnień, pomp wirowych i zaworów. Problemy ochrony środowiska, płyny ekologiczne, zagadnienia wibroakustyczne i ich oddziaływanie na środowisko naturalne;
- zastosowanie układów hydraulicznych i pneumatycznych, uszczelnień, pomp wirowych i zaworów w różnych sektorach przemysłu, w energetyce, górnictwie, budownictwie i przemyśle wytwórczym;
- bezpieczeństwo i niezawodność uszczelnień, pomp wirowych zaworów oraz układów hydraulicznych i pneumatycznych.

Magazyn KP objął patronat medialny nad wydarzeniem.

Źródło i fot.: [nshp.pwr.edu.pl](http://nshp.pwr.edu.pl)



fot. SRK S.A./M. Tomalik



## SRK ZAGRZEWA DO DZIAŁANIA

SRK zasili w ekologiczne źródło ciepła Muzeum Śląskie w Katowicach. To wypompowywana woda kopalniana, która za pośrednictwem dedykowanej instalacji ogrzeje obiekty instytucji kultury. Wszystko w ramach innowacyjnego projektu.

Muzealna wizytówka Górnego Śląska otrzyma ekologiczne źródło ciepła pochodzące spod ziemi, a dokładnie z wód kopalnianych, które są stale wypompowywane z terenu muzeum (dawniej kopalni Katowice) przez SRK na powierzchnię. To recepta na obniżenie kosztów funkcjonowania obiektu.

Projektowana instalacja, poprzez siłownię geotermalną, ma odbierać ciepło z wód po ich wypompowaniu przez SRK na powierzchnię i będzie zlokalizowana na kanale zrzutowym, co nie ingeruje w dotychczasowy system pompowania i odprowadzania wód do środowiska naturalnego.

Źródło: SRK S.A.

## MŁODZI NAUKOWCY PRZEZ NISKIE PŁACE ODCHODZĄ Z UCZELNI. TO DUŻE ZAGROŻENIE DLA ROZWOJU POLSKIEJ GOSPODARKI I TECHNOLOGII

Ośrodki naukowo-badawcze w Polsce cierpią na niedobór kadry. Wynika to przede wszystkim z niedofinansowania świata nauki, który w obliczu kryzysu demograficznego musi rywalizować z sektorem przemysłowym o najbardziej umysły.

Choć sektor nauki oferuje możliwość samorealizacji i rozwijania pasji, dla młodych ludzi istotne znaczenie ma również aspekt ekonomiczny, a w tym względzie świat nauki nie może się mierzyć z konkurencją ze strony firm i korporacji. Rozgoryczenie młodych naukowców pogłębia fakt szybkiego wzrostu płacy minimalnej, która goni ich zarobki.

Odptyw młodych, wykształconych ludzi z uczelni i ośrodków badawczych może się przełożyć na jakość dokonań polskiej nauki i spadek jej znaczenia zarówno wewnątrz polskiej gospodarki, jak i na tle innych krajów.

Źródło: newseria.pl

4 831 447,54  
ZŁOTYCH

Taką kwotę dofinansowania otrzymała gmina Parchowo w ramach KPO na projekt „Budowa infrastruktury wodno-kanalizacyjnej oraz wdrożenie systemu zdalnego odczytu wodomierzy w gminie Parchowo”. W planach m.in. budowa strefowej pompowni wodociągowej wraz ze zbiornikiem retencyjnym oraz remonty i modernizacje przepompowni ścieków.

Źródło:  
gmina Parchowo

”

Mniejsze spółki, jeśli chcą być konkurencyjne, muszą szukać dla siebie nisz rynkowych obejmujących pompy specjalistyczne, produkowane w mniejszych ilościach i wymagające większego wkładu myśli inżynierskiej

– dr inż.  
Grzegorz Pakuła,

Stowarzyszenie  
Producentów Pomp.

Więcej na s. 99

## RATOWNICY KGHM TRENUJĄ W SPECJALISTYCZNYM CENTRUM SZKOLENIOWYM MEDYCZNO-WYSOKOŚCIOWYM

Jednostka Ratownictwa Górniczo-Hutniczego zyskała nowoczesną przestrzeń szkoleniową. Składające się z części treningowej, zaplecza gospodarczo-sanitarnego i sali wykładowych Centrum, umożliwi zaawansowane szkolenia m.in. z zakresu bezpiecznego wykonywania i kierowania pracami na wysokości oraz w przestrzeniach zamkniętych, a także specjalistyczne kursy ITRA, OTDL czy RESCUE.



Centrum Szkoleniowe Medyczo-

-Wysokościowe to kolejna inwestycja KGHM w bezpieczeństwo i zdrowie pracowników, które od lat są priorytetem spółki. Dzięki starannie zaplanowanym stanowiskom szkoleniowym ratownicy JRGH oraz pracownicy KGHM mogą bezpiecznie trenować m.in. wejścia do studni i kanałów oraz ewakuację w warunkach zagrożenia; pracę na dachach, kratownicach i suwnicach oraz obsługę różnorodnych systemów asekuracyjnych.

Źródło i fot. KGHM

## INWESTYCJE W GMINIE BOROWA

Poprawa jakości systemu zaopatrzenia oraz efektywności wykorzystania wody na terenie gminy Borowa – zakres rzeczowy przedsięwzięcia obejmuje zwiększenie wydajności istniejącej SUW poprzez częściową wymianę istniejących urządzeń i instalacji technologicznych, elektrycznych oraz automatyki i sterowania.

W ramach zadania planuje się wykonać modernizację SUW w zakresie modernizacji systemu napowietrzania wody, wymiany pompy płuczającej filtry wraz z orurowaniem, wymiany zestawu pompowego zasilającego sieć wodociągową, modernizacji układu sterowania i wizualizacji pracy, budowę zestawu pompowego kontenerowego na sieci wodociągowej, remont węzłów na sieci wodociągowej, przebudowę dachu budynku Stacji Uzdatniania Wody, budowę zestawu paneli fotowoltaicznych dla zasilania SUW w energię elektryczną.

Źródło: gmina Borowa

# POMPOWANIE = BEZPIECZEŃSTWO

## Spółka Restrukturyzacji Kopalń

Wypompowane wody kopalniane za pośrednictwem dedykowanych instalacji mogą zostać wykorzystane np. do ogrzewania różnego rodzaju obiektów czy do generowania energii elektrycznej. Spółka Restrukturyzacji Kopalń realizuje tego typu innowacyjne projekty, zapewniając jednocześnie bezpieczeństwo czynnym kopalniom.

Spółka Restrukturyzacji Kopalń rocznie wypompowuje ponad 100 milionów metrów sześciennych wody, zapewniając w ten sposób bezpieczeństwo wszystkim czynnym kopalniom Górnośląskiego Zagłębia Węglowego. Zadanie to realizuje jeden z oddziałów SRK – Centralny Zakład Odwadniania Kopalń, który dysponuje dwiętnastoma pompowniami powstałymi na bazie majątku zlikwidowanych zakładów. Osiem pompowni głębinowych pracuje w szybach byłych kopalń, działa też jedenaście pompowni stacjonarnych wykorzystujących pokopalnianą infrastrukturę dołową.

- Odwadnianie jest konieczne, by nie doszło do przedarcia się wody ze zlikwidowanych kopalń do czynnych zakładów górniczych, co groziłoby katastrofą.

Działamy zapewniając bezpieczeństwo kopalń, terenów pogórnich i środowiska. Cały czas pracujemy też nad optymalizacją wykorzystania wód dołowych. Jednym z ciekawszych i innowacyjnych rozwiązań może być projekt ich zastosowania do ogrzewania Muzeum Śląskiego – mówi Jarosław Wieszołek, prezes SRK.

### Czysta energia dla muzeum

Innowacyjnym projektem jest zasilanie Muzeum Śląskiego w Katowicach w ekologiczne źródło ciepła. Wypompowywana woda kopalniana, za pośrednictwem dedykowanej instalacji, ogrzeje obiekty tej ważnej i zasłużonej instytucji kultury.

Muzeum wykorzysta ciepło pochodzące z wód kopalnianych mających temperaturę ok. 19°C – taką



foto: SRK S.A. M. Tomalik



wodę wypompowuje SRK z terenu muzeum (czyli dawnej kopalni Katowice). Możliwość wdrożenia takiego rozwiązania i jego opłacalność wykazały ekspertyzy zlecone przez muzeum.

Średni dopływ wód do pompowni wynosi ok. 4,5 m<sup>3</sup> na minutę, tj. 2,4 mln m<sup>3</sup> w skali roku. Wydajność każdego z dwóch zainstalowanych agregatów głębinowych to ok. 8 m<sup>3</sup>/min. Oba zawieszono na pionowych ciągach rurowych, wspartych na podporach głównych, zabudowanych na pomoście zrębowym szybu. Masa jednego ciągu wraz z agregatem i osprzętem to ok. 62 t. W ciągu doby agregat pracuje około 14 godzin.

Projektowana instalacja, poprzez siłownię geotermalną, ma odbierać ciepło wód po ich wypompowaniu i będzie zlokalizowana na kanale zrzutowym, co nie ingeruje w dotychczasowy system pompowania i odprowadzania wód do środowiska naturalnego. Silniki napędowe agregatów głębinowych zasilane są z rozdzielni, w budynku stacji sąsiadującym z szybem. Wybudowano go w 2021 r. w ramach modernizacji pompowni głębinowej. Stylistycznie nawiązuje do otaczających ten teren XIX- i XX-wiecznych budynków zlikwidowanej kopalni Katowice, a budowę nadzorował wojewódzki konserwator zabytków.

Projekt łączy się z rewitalizacją nieużytkowanej dotąd części Muzeum Śląskiego. Obejmuje 5-letnią inwestycję o wartości 250 mln zł.

### Bez inwestycji ani rusz

Z początkiem 2025 r. część dawnej kopalni Pokój zmieniła się w Pompownię Stacjonarną Pokój II. Kontynuowane są inwestycje rozpoczęte w 2024 roku, których celem jest pompowanie wody z poziomu 790.

Kiedy jeszcze kopalnia fedrowała, działało w niej pięć poziomów. Teraz czynne są dwa – 600 i 790. Z tego pierwszego woda jest odprowadzana rurociągami do Ruchu Bielszowice kopalni Ruda, gdzie znajduje się pompownia głównego odwadniania. Na poziomie 790 budowana jest nowa pompownia. Gdy ruszy, to właśnie z niej woda będzie odprowadzana w stronę Bielszowic.

Nowy obiekt ma być gotowy jeszcze w tym roku. Zabudowano już rurociągi, które pozwolą na skierowanie wody z poziomu 600 na 790, gotowe jest ujęcie, z jakiego woda będzie przepompowywana. Wybudowano też fundamenty dla dwóch zestawów pompujących i trwa ich montaż. Stawiane są odpowiednie tamy i przytamki. W wyrobisku na poziomie 790 powstał zbiornik buforowy o pojemności ok. 8 tys. m<sup>3</sup>, gdzie trafi woda z poziomu 600. Ponadto trwa budowa dwóch nowych rurociągów w kierunku Ruchu Bielszowice – pozwolą na niezakłóconą pracę nowej pompowni przez wiele lat. Woda będzie pompowana z wydajnością ok. 2,2 m<sup>3</sup> na minutę.

### Pompy ciepła „Saturna”

Pierwsza w Polsce pilotażowa instalacja centralnego ogrzewania z wykorzystaniem pomp ciepła z wód kopalnianych powstała w pompowni „Saturn”. Inno-



SRK  
W LICZBACH

fot. SRK S.A. M. Tomalik

wacyjność przedsięwzięcia polega na tym, że dolne źródło ciepła stanowi woda ze zlikwidowanej kopalni „Saturn”, pozyskiwana w czasie odwadniania wyrobisk.

W instalacji zastosowano pompy ciepła, dla których dolne źródło ciepła stanowi woda kopalniana z pompowni głębinowej Saturn, o średniej rocznej temperaturze ok. 13°C. Centrala ciepła jest wyposażona w dwie dwustopniowe pompy ciepła woda-woda, o łącznej mocy grzewczej ok. 117,8 kW, co zabezpiecza potrzeby cieplne budynku. Kubatura ogrzewanego budynku wynosi 6040 m<sup>3</sup>, zainstalowano w nim 88 grzejników.

Woda kopalniana pompowana szybem Paweł jest kierowana do zbiornika przelewowego zabudowanego bezpośrednio przy szybie, a stamtąd przepompowywana do stacji odżelaziania (stacji filtrów). Następnie, poprzez wymiennik obiegu pierwotnego, podawana jest do pomp ciepła, skąd po oddaniu ciepła wraca do zbiornika przelewowego, a następnie spływa do Brynicy.

\*\*\*

Centralny Zakład Odwadniania Kopalń – Oddział SRK S.A. zapewnia bezpieczeństwo wszystkim czynnym kopalniom w GZW. Celem odwadniania jest niedopuszczenie do niekontrolowanego i gwałtownego przepływu/wdarcia się wody ze zlikwidowanych kopalń do czynnych zakładów górniczych. SRK zabezpiecza przed zagrożeniem wodnym 12. typu obiektów, przy czym liczba ta może się zmieniać z uwagi na upraszczanie systemów odwadniania i zmiany organizacyjne. ■

# EKSPLOATACJA POMP W BRANŻY WOD-KAN

opracowanie: Sebastian Podsędek, Kierunek Pompy

Przedsiębiorstwa wodociągowe należą do największych użytkowników układów pompowych. Infrastruktura, w której pracują pompy w branży wod-kan, stawia przed nimi szereg wymagań – muszą być m.in. niezawodne i odporne na zużycie czy na trudne warunki.

Jakie są najczęstsze problemy techniczne w eksploatacji pomp w wod-kanie? Jak często przeprowadza się ich przeglądy? Czy nowoczesne technologie mogą pomóc w zwiększeniu ich efektywności i trwałości? Odpowiedzi na te pytania udzielił ekspert z branży wodociągowej.



## Jakie są najczęstsze problemy techniczne występujące w eksploatowanych układach pompowych?

**Mariusz Sowiński**  
MPWiK Sp. z o.o. Łask

Najwięcej problemów technicznych pojawia się bez wątpienia w układach pomp ściekowych. Największym i najczęstszym jest ich zapychanie. Patrząc z mojego doświadczenia stwierdzam jednoznacznie, że „stare” układy pompowe były znacznie mniej podatne na zapychanie. Z czego to wynika? M.in. z dążenia do coraz większej efektywności energetycznej układów poprzez uszczelnianie i dokładniejsze pasowanie układów: wirnik – komora wirnika, przez co zwiększa się ryzyko zapychania się, zacierania wirnika w komorze przez nawet „drobne” zanieczyszczenia w ściekach. Mieliśmy wiele takich przypadków na pompowni głównej oczyszczalni ścieków.

**Szymon Wyrwik**  
Wodociągi Chrzanowskie

W Wodociągach Chrzanowskich eksploatujemy kilka rozwiązań układów pompowych, w tym:

- przepompownie i tłocznie ścieków,
- zestawy hydroforowe na sieci wodociągowej,
- przepompownie ścieków i osadów ściekowych w oczyszczalniach,
- pompy głębinowe w studniach na ujęciach wody.

Najczęstszym problemem związanym z eksploatacją pomp ściekowych jest zatykanie wirników i utrata wydajności pompowania. Powyższe problemy spowodowane są przedostawaniem się wraz ze ściekami nieczystości stałych do kanalizacji sanitarnej (patyczki do czyszczenia uszu, chusteczki nawilżone itp.). Niewłaściwe korzystanie z kanalizacji przez jej użytkowników przyczynia się do częstego zatykania wirników pomp i wymaga częstej interwencji naszych służb technicznych. Pomimo prowadzonej od kilku lat przez spółkę kampanii „nie śmieć w sieci” proceder związany z wrzucaniem do toalet odpadów stałych jest nadal praktykowany i stanowi sporą uciążliwość dla eksploatacji.

Pozostałe użytkowane układy pompowe w Wodociągach Chrzanowskich nie są aż tak problematyczne.

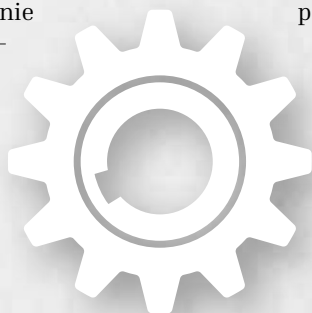


## Jak często przeprowadzane są rutynowe przeglądy pomp?

**Mariusz Sowiński**  
MPWiK Sp. z o.o. Łask

Jeżeli chodzi o układy pompowni ścieków – przeglądy rutynowe prowadzone są w zależności od potrzeb eksploatacyjnych i głównie wykonywane raz w roku podczas gruntownego czyszczenia pompowni.

Przeglądy pomp wody wodociągowej następują wyłącznie w czasie stwierdzenia nieprawidłowości pracy, na podstawie danych pomiarowych (przepływ, pobór prądu itp.).



**Szymon Wyrwik**  
Wodociągi Chrzanowskie

Eksplloatowane pompy w hydroforniach, pompowniach wody, ujęciach, stacjach uzdatniania wody oraz w przepompowaniach i w tłoczniach ścieków, a także w oczyszczalniach, są regularnie kontrolowane przez służby techniczne Wodociągów Chrzanowskich, zgodnie z DTR urządzenia. Posiadamy warsztaty pompowe, a także wykwalifikowanych pracowników, którzy regularnie przeprowadzają pomiary i przeglądy stanu technicznego wszystkich pomp. Sami wykonujemy też konieczne naprawy, łącznie z wymianą uszczelnień i łożysk pomp wirnikowych.

Eksplloatowane pompy śrubowe na układach pompowych, m.in. służące do przepompowywania osadu w oczyszczalniach, również naprawiane są niemal wyłącznie przez naszych pracowników w podstawowym zakresie, obejmującym wymianę statora, rotora czy też bardziej skomplikowanych napraw reduktorów napędów.

## Jakie nowoczesne rozwiązania ułatwiają eksploatację pomp?

**Mariusz Sowiński**  
MPWiK Sp. z o.o. Łask

Są to standardowe rozwiązania w zakresie montażu falowników sterujących pracą układów pompowych zarówno na układach ścieków, jak i wody czystej. W przypadku pomp ścieków sanitarnych ciekawym rozwiązaniem są układy pozwalające na krótką rewersyjną pracę pomp, co umożliwia – wg danych dostawców rozwiązań – usunięcie zatoru bez konieczności demontażu urządzeń. Takie rozwiązanie testujemy na pompowni głównej oczyszczalni ścieków i na dziś uważam, że zdaje to egzamin w tym zakresie, a demontaż i czyszczenie pomp to ostateczność.

**Szymon Wyrwik**  
Wodociągi Chrzanowskie

Zdecydowanym pomocnikiem przy właściwej eksploatacji układów pompowych jest ich bieżący monitoring, a także właściwe zabezpieczenie. Większość eksploatowanych pomp – zarówno tych służących pompowaniu wody na ujęciach i sieci wodociągowej, jak i zabudowanych w systemie ściekowym – jest objęta informatycznym monitoringiem.

W Wodociągach Chrzanowskich mamy wdrożony system SCADA, który umożliwia m.in. rejestrowanie czasu pracy pomp, tj. „od przeglądu do przeglądu”, a także monitoring stanu pracy oraz wydajności pompowania. Każda utrata wydajności jest weryfikowana przez pracowników technicznych, a jeżeli to konieczne – pompa jest demontowana i poddana naprawie. Bardzo ważne jest ponadto odpowiednie zabezpieczenie i sterowanie. Większość pomp wyposażona została w indywidualne sterowniki lub przemienniki częstotliwości, które zabezpieczają przed ewentualną awarią.

fot. 123rf



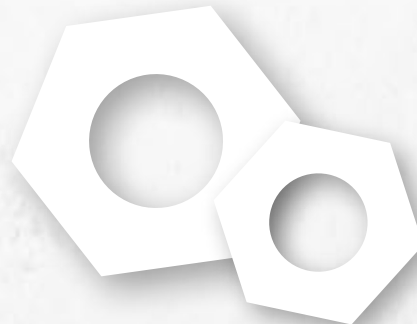
## Rady dla użytkowników układów pompowych.

**Mariusz Sowiński**  
MPWiK Sp. z o.o. Łask

Moim skromnym zdaniem uważam, że najważniejszym czynnikiem jest prawidłowy dobór układów pompowych. O ile dobór pompy na stały przepływ nie stanowi problemu, to wybranie układów pompowych pracujących w bardzo szerokim zakresie – już tak. W pompowniach (układach hydroforowych) na strefy zasilania o znacznie zróżnicowanym rozbiórze wody, który w godzinach nocnych oscyluje w granicach 2 m<sup>3</sup>/h, dziennych na poziomie około 20-30 m<sup>3</sup>/h i np. tych przeciwpożarowych na poziomie 72 m<sup>3</sup>/h, prawidłowy dobór pomp to klucz do sukcesu, jakim jest optymalna praca układu. Często skupiamy się (głównie projektanci) na zapewnieniu przepływów maksymalnych, a zapominamy o tych minimalnych (nocnych). Wystarować potem taki układ to prawdziwa sztuka, tak by zapewnić prawidłowe ciśnienie i przepływ dla każdego warunków pracy: od np. 2 m<sup>3</sup>/h do 72 m<sup>3</sup>/h. Warto o tym pamiętać szczególnie na tych mniejszych systemach dystrybucji wody.

**Szymon Wyrwik**  
Wodociągi Chrzanowskie

Przede wszystkim eksploatacja pomp zgodnie z posiadaną DTR. Ważne jest prowadzenie bieżącej kontroli i konserwacji, aby uniknąć nieprzewidywanych zdarzeń, w tym poważnych awarii.



**Czy w ostatnim czasie przeprowadziliście, lub planujecie w najbliższej przyszłości, inwestycje w nowe układy pompowe? Jakie kryteria bierzecie wówczas pod uwagę?**

**Mariusz Sowiński**  
MPWiK Sp. z o.o. Łask

Ostatnie znaczne inwestycje w układy pompowe to przeprowadzona już pięć lat temu modernizacja i rozbudowa oczyszczalni ścieków w Łasku. Obiekt w zakresie układów technologicznych przeszedł gruntowną przebudowę.

Najważniejszym kryterium, jakie należy wziąć pod uwagę, jest dostępność i fachowość serwisów dostępnych urządzeń. Bardzo ważny czynnik serwisu to chęć i zaangażowanie w proces znalezienia przyczyni nieprawidłowej pracy instalacji czy samej pompy (układu), celem uniknięcia nieprawidłowości przekładającej się na problem z pompą, tak aby uniknąć kolejnych usterek.

Istotne moim zdaniem jest także (na ile to możliwe) ujednoczenie dostawców pomp, gdyż ułatwia to przeglądy, naprawy i konserwację przez serwis, przekładając się na znaczne zmniejszenie kosztów związanych chociażby z dojazdem serwisantów. Upraszcza również planowanie prac na obiekcie, jak i zamawianie materiałów eksploatacyjnych.

Co do kolejnych wyzwań inwestycyjnych – planujemy przygotowanie do modernizacji stacji uzdatniania wody dla Łasku w zakresie głównie urządzeń technologicznych: ich optymalizacji i automatyzacji. Jednym z ważnych czynników będzie dobór zestawu hydroforowego oraz optymalizacja i zabudowa nowych układów pompowych w ujęciach wody. Jakie kryteria będą brane pod uwagę? Głównie rozwiązania w zakresie optymalizacji zużycia energii elektrycznej oraz niezawodności technicznej poparte referencjami, tak by obiekt po modernizacji spełniał wymagania w zakresie kryteriów energochłonności zapisanych w taksonomii Unii Europejskiej.

**Szymon Wyrwik**  
Wodociągi Chrzanowskie

Większość inwestycji związanych z wymianą pomp oraz rozbudową systemów pompowych w Wodociągach Chrzanowskich jest wcześniej ujmowana w rocznych planach modernizacji. Jesteśmy dużym przedsiębiorstwem, eksploatującym rozbudowany i rozległy system kanalizacyjny, z 36 przepompowniami oraz 4 oczyszczalniami ścieków. Posiadamy również 7 własnych głębinowych ujęć wody oraz kilkanaście lokalnych hydroforni. Oczywiście, wszystkich inwestycji nie jesteśmy w stanie zaplanować, zdarzają się również i u nas sytuacje awaryjne, które wymuszają podjęcie natychmiastowych decyzji związanych z zakupem.

Większość pomp mamy zamiennych, posiadamy rezerwy na czas naprawy urządzenia uszkodzonego, niemniej zdarzają się sytuacje nieplanowane. Kupując nowe urządzenie zwykle zwracamy uwagę na trzy ważne dla nas kwestie, tj. niski współczynnik energochłonności urządzenia, doświadczenie naszych pracowników serwisujących pompy, a także dostosowanie urządzenia do istniejącej już technicznej infrastruktury obiektu.



# GAA Lobex

fluid handling

## DLA PRZEMYSŁU

# Pompy

## Mieszadła

## Zawory

Urządzenia  
dedykowane

Wymienniki



CIRCOR | ALLWEILER®



DEPA  
Air Operated Diaphragm Pumps



DÜCHTING  
PUMPEN



RICHTER  
Process Pumps & Valves



FLUX



varisco  
solid pumping solutions



ALLFLOW



TECNICAPOMPE  
STAINLESS STEEL SANITARY PUMPS



SONDERMANN  
PUMPEN • FILTERTECHNIK



Turbo  
Mixer

[www.gaa.com.pl](http://www.gaa.com.pl)

ul. Traugutta 39, 37-500 Jarosław  
tel. (16) 621 08 91  
lobex@gaa.com.pl



XVIII Konferencja Naukowo-Techniczna

# REMONTY I UTRZYMANIE RUCHU W PRZEMYŚLE CHEMICZNYM



budujemy możliwości  
porozumienia

# UR

## ZAWSZE GÓRĄ!

14-16 maja 2025 r.



Zakopane



Więcej  
informacji

#Zakopane\_HEJ

ORGANIZATOR



budujemy możliwości  
porozumienia

HONOROWY GOSPODARZ



PARTNER GŁÓWNY



PARTNER BRANŻOWY



PATRONAT MEDIALNY





# EFEKTYWNOŚĆ SEPARACJI ZANIECZYSZCZEŃ STAŁYCH W TŁOCZNIACH ŚCIEKÓW

a prawidłowa eksploatacja systemów kanalizacyjnych

**mgr inż. Natalia Kaszubowska**

Dział Badawczo-Rozwojowy Hydro-Vacuum S.A.  
doktorantka, Wydział Inżynierii Łądowej i Środowiska, Politechnika Gdańska

**dr inż. Marcin Janczak**

Dział Badawczo-Rozwojowy Hydro-Vacuum S.A.

**dr inż. Witold Lorenz**

Dział Badawczo-Rozwojowy Hydro-Vacuum S.A.

**Kompleksowe działania wdrożeniowe rozwiązań konstrukcyjnych w zakresie separacji zanieczyszczeń stałych są szczególnie istotne z perspektywy zapewnienia niskiej uciążliwości eksploatacyjnej i niezawodności pracy obiektu pompowego.**

**T**ransport ciśnieniowy ścieków bytowo-gospodarczych od lat stanowi spore wyzwanie, skłaniając umysły inżynierskie do opracowywania nowych rozwiązań oraz doskonalenia i rozwoju dostępnych na rynku technologii z zakresu gospodarki wodno-ściekowej. Mimo że zagadnienie transportu ścieków sanitarnych jest powszechnie obecne i od wielu lat szeroko opisywane w literaturze naukowej i branżowej, w dalszym ciągu niektóre aspekty nie zostały jeszcze uszczegółowione i pozostawiają pole do działania w zakresie poprawy parametrów pracy obiektów pompowych, jak i systemów infrastruktury kanalizacyjnej. Jedną z odnotowywanych przyczyn trudności eksploatacyjnych w obiektach kanalizacyjnych jest zmiana w sposobie korzystania z przyborów sanitarnych przez użytkowników sieci.

Narastający od kilku lat globalny trend ekologiczny, przyczyniający się do zwiększenia świadomości i zmiany nawyków społeczeństwa w zakresie korzystania z zasobów naturalnych, m.in. wody pitnej, spowodował znaczne ograniczenie ilości zużywanej wody

wodociągowej. Wyniki analiz danych zarejestrowanych przez przedsiębiorstwa wod-kan wskazują, że średniodobowe zużycie wody przez mieszkańca w większych i średnich aglomeracjach miejskich uległo znacznej redukcji i wynosi obecnie ok. 100-110 dm<sup>3</sup>. Dla porównania, w Rozporządzeniu Ministra Infrastruktury z dn. 14 stycznia 2002 r. w sprawie określenia przeciętnych norm zużycia wody (Dz. U. Nr 8 z dn. 31 stycznia 2002 r., poz. 70) podano, że przeciętna norma zużycia wody dla gospodarstw domowych o najwyższym stopniu wyposażenia w instalacje i przybory sanitarne to ok. 140-160 dm<sup>3</sup>/M\*d.

Na przestrzeni ostatnich 20 lat nastąpił ok. 30% spadek dobowego zużycia wody na mieszkańca. Zjawisko to przyczynia się do istotnych trudności z zarówno grawitacyjnym, jak i ciśnieniowym transportem ścieków. Jest to spowodowane ich znacznie niższym stopniem uwodnienia, wynikającym bezpośrednio z mniejszej objętości wody wykorzystywanej na cele bytowe w gospodarstwach domowych. W sieci kanalizacyjnej dochodzi do zapychania kolektorów grawi-

tacyjnych oraz studni rewizyjnych, a także zbiorników przepompowni ścieków, pomp i rurociągów tłocznych. Przedstawiony problem wynika z obecności dużych ilości osadów, szlamu i elementów stałych w ściekach, spośród których możemy wyróżnić części długowłokniste, odpady komunalne, frakcje mineralne, odpady organiczne itp. Mając na uwadze bieżące uwarunkowania występujące w systemach kanalizacyjnych, kluczowe jest, by wdrażać innowacyjne rozwiązania produktowe i technologie, gwarantujące niezawod-

ność i ciągłość pracy urządzeń zainstalowanych w tych systemach. Jednym z nich jest zilustrowane na fot. 1 rozwiązanie konstrukcyjne tłoczni ścieków, w którym zastosowano pompy: główną (1) – tłoczącą ścieki silnie zanieczyszczone frakcjami mineralnymi, pompę mieszającą (2) – wzruszającą drobne osady denne przed uruchomieniem pompy głównej (1). Taki scenariusz pracy ma na celu zapewnić efektywne opróżnianie zbiornika.

FOT. 1  
Tłocznia ścieków z pompą główną (1) i pompą mieszającą (2)



1 – pompa główna  
2 – pompa mieszająca

FOT. 2  
Tłocznia ścieków TSC z układem by-pass



3 – rurociąg układu by-pass wraz z zasuwą serwisową  
4 – zawór trójdrożny  
5 – sterowanie zaworu trójdrożnego

### Ewolucja sposobów separacji zanieczyszczeń stałych

Spśród istniejących urządzeń przeznaczonych do eliminacji negatywnych skutków obecności dużych ilości zanieczyszczeń stałych w ściekach bytowo-gospodarczych, należy wymienić m.in.:

- kraty koszowe instalowane w tradycyjnych, mokrych pompowniach ścieków,
- rozdrabniacze mechaniczne przeznaczone do instalacji naściennej lub w ciągu kolektora gravitacyjnego,
- pompy z nożem tnącym/elementem rozdrabniającym.

Rozwiązania te mogą wiązać się ze znacznymi kosztami eksploatacyjnymi wynikającymi z wysokiego zużycia energii elektrycznej przez urządzenia, takie jak pompy, rozdrabniacze i wyciągarki automatyczne do krat. Kolejnym zagadnieniem jest konieczność gospodarowania usuwanymi z sieci skratkami, jak ma to miejsce w przypadku krat koszowych, które wymagają cyklicznego opróżniania i organizacji wywozu zgromadzonych zanieczyszczeń. Ponadto separacja na kratkach jest również źródłem innych uciążliwości, takich jak zalepanie oczek krat czy wysychanie zanieczyszczeń na ich prętach, co w późniejszym etapie bardzo utrudnia ich oczyszczenie. Nie należy również pomijać negatywnych skutków obecności dużej ilości bardzo drobnych frakcji zanieczyszczeń stałych (po przejściu przez rozdrabniacz lub pompę z nożem tnącym), które doprowadzone do oczyszczalni ścieków zapychają kraty albo przedostają się przez nie, stanowiąc ogromne ryzyko niepowodzenia procesu oczyszczania ścieków.

Na fot. 2 przedstawiono tłocznnię ścieków TSC z systemem separacji części stałych oraz układem by-pass, który ma na celu zwiększenie przepustowości hydraulicznej urządzenia w trakcie dopływu ścieków do tłoczni (fazy napływowej). Układ by-pass w tłoczniach TSC zbudowany jest z rurociągów (3), zasuw serwisowych, zaworów trójdrożnych (4) oraz siłowników sterujących tymi zaworami (5). System ten stosuje się, gdy rzeczywiste natężenie dopływu ścieków do tłoczni jest większe niż maksymalny przepływ wsteczny dla pompy zainstalowanej w danej tłoczni.

### Separacja części stałych w tłoczniach ścieków

Przedstawionych uciążliwości eksploatacyjnych nie stwarza system pośredniej separacji części stałych



stosowany w tłoczniach ścieków. Sercem tłoczni jest pompa umożliwiająca transport medium rurociągiem tłocznym. Równie istotne są zainstalowane przed każdą z pomp separatory zanieczyszczeń stałych, które niczym płuca mają za zadanie „filtrować” przepływające przez nie medium. W procesie tym oddzielane są części stałe zawarte w ściekach, co zatrzymuje ich

przemieszczanie w kierunku pompy, zabezpieczając ją przed zapchaniem, zablokowaniem i w konsekwencji tego – potencjalnym uszkodzeniem. Separatory stanowią ochronę pompy gwarantując ciągłość i bezpieczeństwo pracy układu napływowo-tłocznego oraz jego bezawaryjną, prawidłową pracę.

Wyróżnia się dwa główne etapy pracy tłoczni. Pierwszym jest faza napływowa (rys. 1), a drugim faza tłoczna (rys. 2). Napływające do tłoczni ścieki najpierw przepływają przez komorę rozdziału (A), następnie przez rurociąg napływowy i zasuwę serwisową oraz przez zainstalowany na rurociągu napływowym zawór zwrotny (C) i docierają do separatora (D). Separator chwilowo zatrzymuje obecne w ściekach większe zanieczyszczenia stałe i elementy długowłókniste, uniemożliwiając ich bezpośredni kontakt z wirnikiem pompy. Ma to przede wszystkim zapewnić ochronę pompy, a tym samym wydłużyć jej żywotność i znacznie zredukować koszty eksploatacyjne obiektu związane z usuwaniem skutków awarii spowodowanych zapchaniem i uszkodzeniem wirnika. Pozwala to również na zastosowanie wirników o mniejszych swobodnych przelotach, znacznie wyższej sprawności i tym samym mniejszej energochłonności.

Następnie pozbawione większych frakcji ścieki przepływają grawitacyjnie przez niepracującą pompę (E) i – poprzez zamontowaną na rurociągu ssawnym zasuwę serwisową (F) – doprowadzane są do komory retencyjnej (G).

W drugiej fazie pracy tłoczni ścieków (faza tłoczna) następuje uruchomienie pompy (E). Pompa włącza się, gdy komora retencyjna (G) zostanie wypełniona do poziomu maksymalnego (MAX), co rejestrowane jest przez sondę poziomu (H). Sonda przekazuje sygnał do urządzenia zabezpieczająco-sterującego, w którym zabudowany jest sterownik uruchamiający pompę. Zasysa ona płynną część medium zgromadzoną w poprzedniej fazie (napływowej) w komorze retencyjnej (G) i pompuje ją w kierunku separatora (D). Powoduje to zamknięcie zaworu zwrotnego (C) na rurociągu napływowym i otwarcie zaworu zwrotnego (J) na rurociągu tłocznym. W ten sposób zgromadzone chwilowo w separatorze (D) skratki zostają wypompowane w kierunku kolektora tłocznego (K) i rurociągu tłocznego za urządzeniem.

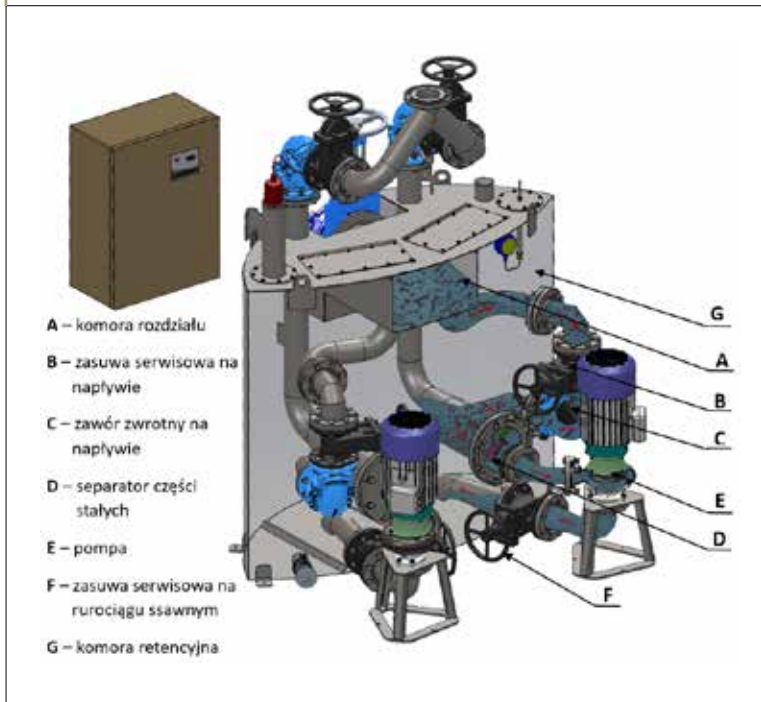
### Rozwój separatorów części stałych

W Dziale Badawczo-Rozwojowym Hydro-Vacuum S.A. prowadzone są działania mające na celu uzyskanie jak największej niezawodności pracy systemu kanalizacyjnego oraz wysokiej efektywności procesu separacji części stałych w trakcie fazy napływowej, z jednoczesnym zachowaniem wymaganej przepustowości urządzenia (wymiary podzespołów separatora i układu hydraulicznego).

W tłoczniach ścieków TSC stosuje się dwie konstrukcje separatorów części stałych, tj. jednokanałowy separator prętowy (rys. 3 i 4) oraz dwukanałowy separator klapowy (fot. 3, 4, 5, 6).

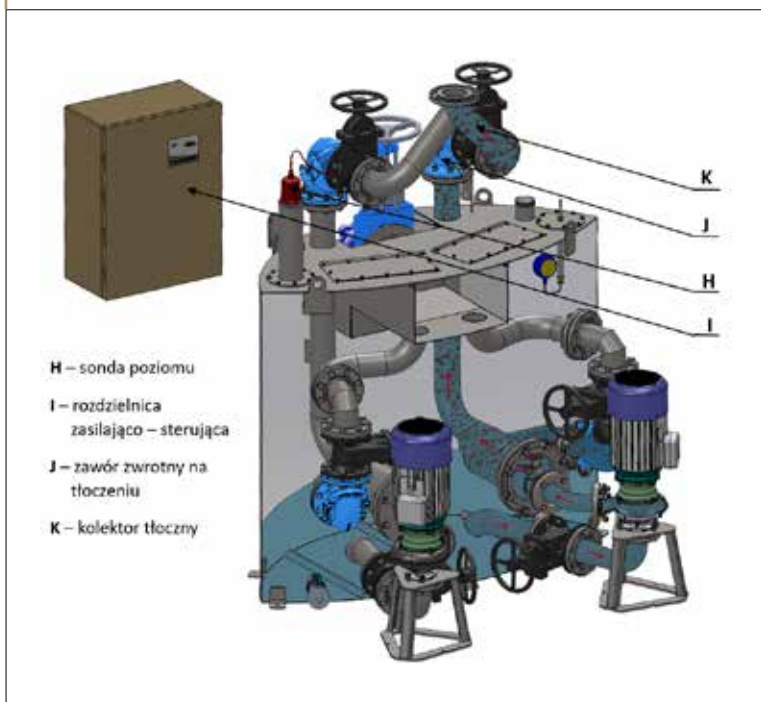
RYS. 1

Faza napływowa w tłoczni ścieków TSC

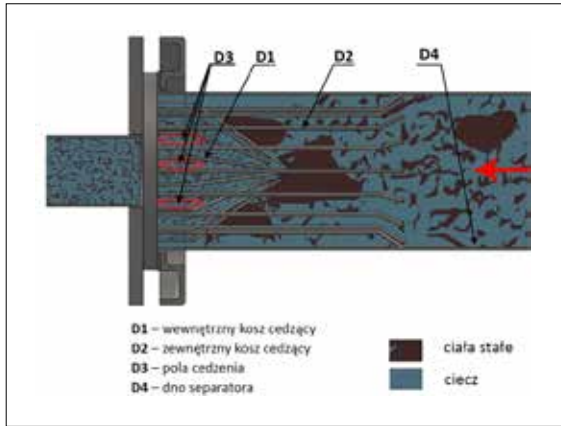


RYS. 2

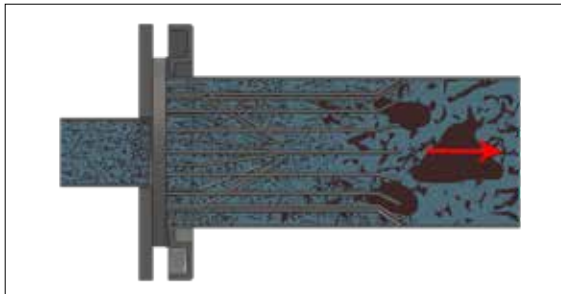
Faza tłoczna w tłoczni ścieków TSC



**RYS. 3**  
 Separator prętowy  
 w trakcie fazy  
 napływowej



**RYS. 4**  
 Separator prętowy  
 w trakcie fazy  
 tłocznej



Separator prętowy (rys. 3 i 4) zbudowany jest z wewnętrznego (D1) i zewnętrznego (D2) kosza cedzącego, które utworzone są z elastycznych prętów. Pomiędzy nimi występują duże przestrzenie, zdefiniowane jako pola cedzenia (D3). W trakcie fazy tłocznej pręty pod wpływem ruchu cieczy i dużego ciśnienia intensywnie drgają gwarantując samooczyszczanie (rys. 4) z zatrzymanych na nich oraz na dnie separatora (D4) części stałych.

Natomiast separator klapowy (fot. 3-6) zbudowany jest z dwóch elastycznych klap cedzących: górnej (D4) i dolnej (D5), przylegających do elementów cedzących ustawionych względem siebie w szyku kołowym (D6), tworzących wspólnie zespoły cedzące.

W trakcie fazy napływowej, w wyniku grawitacyjnego dopływu ścieków do separatora, klapy są dociskane do elementów cedzących, co powoduje, że zanieczyszczenia o gabarytach większych niż swobodne przeloty zespołu cedzącego zostają odseparowane od płynnej części medium i pozostają w korpusie separatora. Natomiast drobne frakcje przepływają dalej w kierunku pompy. Wolne przeloty separatora są tak dobrane względem wolnych przelotów wirnika pompy, aby nie występowało ryzyko zapchania wlotu i kanałów międzyłopatkowych wirnika cząstkami, które mogą przedostać się do pompy. W trakcie fazy tłocznej klapy podnoszą się, umożliwiając swobodny przepływ ścieków całym polem przekroju korpusu separatora w stronę rurociągu tłoczego. Wszystkie wcześniej zakumulowane w separatorze skratki zostają wówczas wypompowane do sieci tłocznej.

Poszczególne konstrukcje separatorów, w zależności od typowości, można stosować zarówno przy

wysokich, jak i stosunkowo niskich natężeniach dopływu ścieków do tłoczni. Porównując separator prętowy i klapowy pod kątem zdolności separacji zanieczyszczeń stałych należy wziąć pod uwagę ich przepustowość. W separatorze prętowym pola cedzenia (D3) są większe niż w separatorze klapowym zabudowanym w tłoczni dedykowanej do pracy w warunkach takiego samego natężenia dopływu. W związku z tym, z perspektywy zapewnienia wysokiej efektywności separacji, przy doborze odpowiedniego dla danej lokalizacji rozwiązania konstrukcyjnego należy wziąć pod uwagę również skład ścieków i stopień ich uwodnienia. Z uwagi na rozmiary pól cedzenia separator prętowy jest przystosowany do pracy w warunkach wyższych natężeń dopływu ścieków, gdyż charakteryzuje się większą przepustowością hydrauliczną niż separator klapowy.

W przypadku tłoczni o większych wydajnościach wykorzystuje się dodatkowe układy by-pass celem umożliwienia swobodnego grawitacyjnego dopływu podczyszczonych ścieków do komory retencyjnej z częściowym pominięciem pomp, co przedstawiono na fot. 2.

#### Kryteria doboru właściwego rozwiązania

Istotnym kryterium odpowiedniego doboru tłoczni do rzeczywistych warunków pracy jest prędkość przepływu ścieków przez jej układ hydrauliczny. Prędkość napływu ma szczególne znaczenie dla efektywności procesu separacji zanieczyszczeń stałych. Jej zbyt niska wartość może przyczynić się do nadmiernej sedimentacji cząstek mineralnych w układzie dopływowym do separatora (zbyt mała dynamika przepływu), natomiast zbyt duże prędkości mogą stwarzać trudności w zakresie sedimentacji i zatrzymywania zanieczyszczeń stałych w jego komorze. Z kolei prędkość przepływu przez separator w fazie tłoczenia ma ogromne znaczenie, ponieważ zbyt mała jej wartość mogłaby nie zagwarantować wzruszenia z dna separatora wszystkich zakumulowanych cząstek i samooczyszczania elementów cedzących. Natomiast zbyt duża prędkość przepływu nie jest wskazana z uwagi na występowanie wysokich strat ciśnienia w układzie hydraulicznym.

Oczekiwanym kompromisem, stwarzającym najlepsze warunki pracy tłoczni, jest zapewnienie stosunkowo niskich prędkości przepływu przez układ w trakcie napełniania tłoczni, przy jednoczesnym zachowaniu wysokiej prędkości w czasie tłoczenia. Prędkości przepływu, jak wynika z równania ciągłości strumienia, są bezpośrednio skorelowane z polem przekroju separatora, które jest niezmiennie w obu fazach. Dlatego też osiągnięcie najlepszych warunków przepływu cieczy przez układ separacji zanieczyszczeń stałych stanowi duże wyzwanie. Konstrukcję separatora projektuje się tak, aby w obu etapach pracy tłoczni uzyskać pożądane hydrauliczne warunki przepływu.

Oba typy separatorów dedykowanych do tłoczni ścieków TSC (prętowy i klapowy) zaprojektowano tak, aby ich kształt i wymiary umożliwiały wytracenie prędkości cząstek w dopływającym do korpusu separatora



**FOT. 3**

Ruch wirowy w separatorze klapowym w trakcie fazy tłocznej w tłoczni ścieków TSC – etap 1


**FOT. 4**

Ruch wirowy w separatorze klapowym w trakcie fazy tłocznej w tłoczni ścieków TSC – etap 2



D4 D5 D6  
D4 – klepa górna  
D5 – klepa dolna  
D6 – elementy cedzące

**FOT. 5**

Ruch wirowy w separatorze klapowym w trakcie fazy tłocznej w tłoczni ścieków TSC – etap 3


**FOT. 6**

Ruch wirowy w separatorze klapowym w trakcie fazy tłocznej w tłoczni ścieków TSC – etap 4



strumieniu cieczy i ułatwiły proces sedymentacji. Zadanie to zrealizowano poprzez ukształtowanie rurociągu napływowego pod kątem prostym do korpusu separatora i styczni z jego górną powierzchnią. Zastosowane rozwiązanie konstrukcyjne powoduje zmianę kierunku i charakteru przepływu: z osiowego na ruch w kształcie linii śrubowej o znacznie mniejszej prędkości liniowej, wydłużając czas przepływu cząstek przez separator, tym samym ułatwiając ich osadzanie w jego korpusie.

Wcześniej wymienione rozwiązania konstrukcyjne zostały przebadane na stanowisku testowym, w którym oceniano charakter przepływu cieczy przez separator zabudowany w korpusie wykonanym z przezroczystej rury poliwęglanowej. W wyniku przeprowadzonych badań doświadczalnych potwierdzono, że w trakcie fazy napływowej wprowadzenie ścieków do kanału separatora asymetrycznie pod kątem  $90^\circ$  wywołuje spowolnienie przepływu i generuje ruch cząstek według linii śrubowej, co zapewnia wysoką efektywność separacji. Natomiast w fazie tłocznej wykazano, że samooczyszczanie separatora zachodzi skutecznie i jest wspomagane ruchem wymiatająco-obrotowym, wynikającym z zastosowanego rozwiązania konstrukcyjnego zespołu separatora oraz hydraulicznych parametrów pracy pompy.

Rezultaty testów przedstawiają fot. 3-6, obrazujące ruch wirowy w separatorze klapowym w fazie tłocznej.

\*\*\*

Efektywność separacji części stałych w tłoczniach ścieków ściśle zależy od konstrukcji i gabarytów separatora oraz jego elementów cedzących. Istotne jest doświadczalne potwierdzenie założeń projektowych, dokonywane podczas badań danej konstrukcji, w trakcie których symulowane są rzeczywiste warunki pracy urządzenia. Umożliwia to zaobserwowanie prawdziwego obrazu przepływu opracowanego rozwiązania konstrukcyjnego i potwierdza jego wysoką skuteczność działania.

Kompleksowe działania wdrożeniowe rozwiązań w zakresie separacji zanieczyszczeń stałych są szczególnie istotne z perspektywy zapewnienia niskiej uciążliwości eksploatacyjnej i niezawodności pracy obiektu pompowego. W celu zapewnienia prawidłowej pracy separatora kluczowym jest zagwarantowanie, by tłoczni ścieków pracowała w takich warunkach, na jakie została zaprojektowana. W szczególności należy przestrzegać odpowiednio wysokiej wydajności pracy pompy, co jest czynnikiem decydującym o skutecznym samooczyszczaniu się separatora.

#### Literatura

- [1] W. Jędral, „Instalacje pompowe w przepompowniach i oczyszczalniach ścieków”, Wydawnictwo Naukowe PWN 2022 r.
- [2] D. Weismann, „Komunalne przepompownie ścieków”, Wydawnictwo Seidel-Przywecki Sp. z o.o., Warszawa, 2001 r.
- [3] PN-EN 12050-1:2002, „Przepompownie ścieków w budynkach i ich otoczeniu – Zasady budowy i badania – Część I: Przepompownie ścieków zawierających fekalia.”
- [4] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dn. 14 stycznia 2002 r. w sprawie określenia przeciętnych norm zużycia wody (Dz. U. Nr 8 z dn. 31 stycznia 2002 r., poz. 70)

Fot., rys. zasoby autorów ■

foto: RPWiK Zawiercie

# ZASTOSOWANIE FALOWNIKÓW DO ZASILANIA I STEROWANIA POMP W WODOCIĄGACH

oraz korzyści wynikające z takiego rozwiązania

**Marcin Sacharczuk**  
RPWiK Zawiercie

Zastosowanie falowników do zasilania i sterowania pomp wody w systemach wodociągowych przynosi liczne i wymierne korzyści. Główne wyzwania to wyższy koszt początkowy i potrzeba odpowiedniego doboru oraz konfiguracji falownika, ale analiza ekonomiczno-techniczna najczęściej przemawia za tą inwestycją.

Systemy wodociągowe pełnią kluczową rolę w zapewnianiu ciągłych dostaw wody pitnej oraz w licznych procesach technologicznych. W kontekście wzrastających kosztów energii i rosnących wymagań dotyczących niezawodności i efektywności, coraz częściej sięga się po rozwiązania, optymalizujące pracę urządzeń tłoczących wodę.

Jednym z najskuteczniejszych narzędzi wspierających takie działania jest falownik (przebiegnik częstotliwości). Jego wykorzystanie w pompach wody pozwala na płynną regulację prędkości obrotowej silnika, co przekłada się na znaczące korzyści, w tym redukcję zużycia energii, zmniejszenie awaryjności czy stabilizację ciśnienia w sieci wodociągowej.



Artykuł ma na celu przedstawienie zasady działania falowników, omówienie ich zastosowania w pompach wody oraz ukazanie najważniejszych korzyści wynikających z wprowadzenia takiego rozwiązania.

### Działanie falowników

Falownik to urządzenie energoelektroniczne przekształcające napięcie przemiennie o ustalonej częstotliwości (50 Hz) na napięcie o częstotliwości regulowanej. Umożliwia to dostosowanie prędkości obrotowej silnika indukcyjnego do bieżących potrzeb, co jest kluczowe w systemach wymagających zmiennej wydajności pomp.

Silniki pomp wody to najczęściej trójfazowe silniki asynchroniczne. Dzięki sterowaniu częstotliwością można płynnie regulować ich prędkość obrotową, a tym samym wydajność i ciśnienie wody pompowanej.

### Zastosowanie falowników w układach z pompami wody

W układach wodociągowych często oczekuje się utrzymania względnie stałego ciśnienia w sieci, mimo zmiennego zapotrzebowania na wodę. W tradycyjnym systemie bez falownika pompy zazwyczaj załączają się i wyłączają w momencie osiągnięcia określonych progów ciśnienia (sterowanie typu on/off). Taki tryb pracy ma kilka istotnych wad:

1. Częste cykle start-stop (włączanie/wyłączanie)
  - Mechaniczne obciążenia: przy każdym rozruchu pojawia się gwałtowny wzrost momentu obrotowego, zwiększone wibracje i siły działające na łożyska, uszczelnienia oraz rurociągi. W efekcie elementy te szybciej się zużywają.
  - Uderzenia hydrauliczne: wyłączenie pracującej pompy wywołuje nagłe zmiany przepływu i ciśnienia, co prowadzi do wstrząsów w rurach. Częste cykle potęgują to zjawisko i mogą skutkować uszkodzeniami urządzeń oraz armatury.
  - Prądy rozruchowe: rozruch pomp asynchronicznych bez falownika wiąże się z wysokimi prądami, kilkukrotnie przekraczającymi prąd znamionowy. Prowadzi to do chwilowych przeciążeń sieci i wyższych rachunków za energię.

## UKŁADY JEDNO- I WIELOPOMPOWE

- Układ z jedną pompą – falownik steruje silnikiem na podstawie pomiaru ciśnienia lub przepływu. Pompa pracuje płynnie, zwiększając bądź zmniejszając wydajność w zależności od zapotrzebowania.
- Układ wielopompowy – kilka pomp może pracować równolegle, a falowniki regulują każdą z nich oddzielnie. Istnieje możliwość przełączania pomp w miarę potrzeb, dzięki czemu uzyskuje się bardzo precyzyjną regulację ciśnienia i wydajności.

- Niestabilne ciśnienie w sieci: pompa pracująca w trybie on/off dostarcza maksymalną wydajność w chwili włączenia, a następnie wyłącza się, co wywołuje wahania ciśnienia i nierównomierność przepływu.
2. Brak płynnej regulacji  
Tradycyjny system nie pozwala na dostosowanie prędkości obrotowej do faktycznego zapotrzebowania. Przy niskim poborze wody wciąż następuje rozruch z dużym prądem, a wyłączenie – przy niewielkim obniżeniu ciśnienia. Taka praca bywa nieefektywna energetycznie i powoduje dodatkowe zużycie elementów pompy.
  3. Jak falownik eliminuje te problemy?
    - Płynny rozruch (soft start) – ogranicza uderzenia mechaniczne i hydrauliczne, zmniejsza prądy rozruchowe.
    - Możliwość pracy z niższą prędkością – przy mniejszym zapotrzebowaniu falownik utrzymuje pompę w ruchu z obrotami dostosowanymi do bieżących potrzeb, unikając cyklicznego wyłączania i włączania.
    - Stałe ciśnienie – sterowanie częstotliwością pozwala precyzyjnie regulować ciśnienie w sieci, co zapewnia komfort użytkowania i mniej awarii urządzeń.

Poprzez eliminację gwałtownych rozruchów i ograniczenie częstych cykli start-stop falowniki wydłużają żywotność całego układu pompowego. Mniejsze wibracje, niższe przeciążenia i ograniczenie uderzeń hydraulicznych oznaczają rzadsze awarie, dłuższe okresy międzyserwisowe i stabilniejszą pracę rurociągów.

### Korzyści wynikające z użycia falowników

Zastosowanie falownika w układzie z pompą głębinową często umożliwia oszczędność energii na poziomie kilkunastu do kilkudziesięciu procent, co daje szybki zwrot z inwestycji. Dla pomp odśrodkowych moc pobierana przez silnik zmienia się w przybliżeniu z sześcianiem prędkości obrotowej. W praktyce oznacza to, że nawet niewielkie obniżenie częstotliwości (i tym samym prędkości) skutkuje znaczącą redukcją zużycia energii.

## GŁÓWNE PODZESPOŁY FALOWNIKA:

- **układ prostowniczy (AC/DC)** – zamienia prąd przemienny z sieci na prąd stały;
- **układ pośredniczący (DC)** – magazynuje energię w kondensatorach (lub dławikach);
- **układ falownikowy (DC/AC)** – za pomocą tranzystorów IGBT lub MOSFET wytwarza prąd przemienny o zmiennej częstotliwości i amplitudzie, zazwyczaj z wykorzystaniem metody PWM (Pulse Width Modulation).



W większości systemów wodociągowych zapotrzebowanie na wodę nie jest stałe. Dzięki falownikowi pompa może pracować z dokładnie taką mocą, jaka jest potrzebna w danej chwili, co w znacznym stopniu obniża koszty energii elektrycznej w porównaniu z układami on/off. Łagodny rozruch (soft start) i brak wysokich prądów rozruchowych również sprzyjają zmniejszeniu ogólnego zapotrzebowania na energię elektryczną.

Dzięki płynnej regulacji częstotliwości zasilania silnika możliwe jest utrzymanie stałego ciśnienia w sieci wodociągowej, niezależnie od wahań w poborze wody. Zapewnia to:

- większy komfort użytkownika,
- ochronę rurociągów i podłączonych urządzeń przed szkodliwymi uderzeniami hydraulicznymi i wibracjami,
- ograniczenie ewentualnych strat wody wynikających z przecieków przy nagłych wzrostach ciśnienia.

Zastosowanie falowników ma ponadto wpływ na zmniejszenie kosztów eksploatacyjnych i konserwacyjnych:

- rzadsze przeglądy i niższa awaryjność – mniejsze obciążenia mechaniczne przekładają się na mniejsze zużycie elementów pompy (np. łożysk, uszczelnień);
- mniejsze ryzyko uszkodzeń sieci – stabilna praca i brak nagłych uderzeń ograniczają potencjalne pęknięcia rur czy innych podzespołów;
- oszczędność w wymiarowaniu instalacji elektrycznej – niższy prąd rozruchowy może umożliwić stosowanie aparatów zabezpieczających o mniejszych parametrach.

Współczesne falowniki często mają wbudowane funkcje komunikacyjne (np. Modbus, Profibus), co ułatwia ich integrację z systemami SCADA czy IoT. Pozwala to na:

- monitorowanie w czasie rzeczywistym parametrów pracy (prędkości, prądu, ciśnienia, awarii),
- zdalne sterowanie i natychmiastową reakcję na stany alarmowe,
- gromadzenie danych w celu analizy i dalszej optymalizacji.

### Wyzwania i ograniczenia

Zakup falownika wraz z jego instalacją i konfiguracją to wydatek wyższy niż w przypadku prostego układu on/off. Jednak oszczędności energii i dłuższa żywotność urządzeń zwykle pozwalają na szybki zwrot inwestycji w perspektywie kilku lat. Falowniki generują wyższe zakłócenia harmoniczne i mogą wymagać stosowania filtrów przeciwzakłóceń lub dławików w celu zachowania odpowiednich norm kompatybilności elektromagnetycznej (EMC). Jest to jednak standardowa praktyka w nowoczesnych instalacjach energoelektrycznych.



**W UKŁADZIE WIELOPOMPOWYM** kilka pomp może pracować równolegle, a falowniki regulują każdą z nich oddzielnie

Prawidłowy dobór falownika (moc, moment znamionowy, możliwości sterowania) oraz jego odpowiednie zaprogramowanie (rampy przyspieszenia i hamowania, limity prądu, zabezpieczenia termiczne) są kluczowe dla bezawaryjnej i efektywnej eksploatacji.

\*\*\*

Zastosowanie falowników do zasilania i sterowania pomp wody w systemach wodociągowych przynosi liczne i wymierne korzyści:

1. Znacząca oszczędność energii dzięki możliwości płynnej regulacji prędkości obrotowej i dopasowania mocy do realnych potrzeb.
2. Stabilizacja ciśnienia w sieci, co przekłada się na komfort użytkowników i mniejszą liczbę awarii.
3. Wydłużenie żywotności urządzeń, ograniczenie uderzeń hydraulicznych i przeciążeń mechanicznych.
4. Redukcja kosztów eksploatacyjnych w długim terminie dzięki mniejszemu zużyciu elementów i niższemu poborowi energii.
5. Lepszy nadzór i sterowanie nad systemem, możliwe dzięki integracji z nowoczesnymi systemami automatyki.

Główne wyzwania to wyższy koszt początkowy i potrzeba odpowiedniego doboru oraz konfiguracji falownika, ale analiza ekonomiczno-techniczna najczęściej przemawia za tą inwestycją. Współczesne trendy związane z optymalizacją zużycia energii oraz rosnące wymagania eksploatacyjne systemów wodociągowych dodatkowo wzmacniają argumenty za stosowaniem falowników.

### Bibliografia przykładowa

1. Kowalski, P. (2019). Układy napędowe z falownikami w gospodarce wodnej. Wydawnictwo Techniczne.
2. Nowak, A. (2021). Efektywność energetyczna w systemach wodociągowych. Katedra Inżynierii Środowiska.
3. Malinowski, M., Kazmierkowski, M. (2017). Podstawy energoelektroniki i napędu elektrycznego. Wydawnictwo Naukowe PWN.
4. Norma PN-EN 61800-3: Regulowane elektryczne układy napędowe – Część 3: Wymagania dotyczące EMC i metody badań.
5. Materiały producentów falowników (np. ABB, Siemens, Danfoss, Schneider Electric): karty katalogowe, instrukcje instalacji i obsługi. ■



**SPRZEDAŻ I SERWIS POMP  
UTRZYMANIE RUCHU**



## SICast<sup>®</sup>

POWŁOKI SiC · REGENERACJA CZĘŚCI

## Indar

*Ingeteam Group*

POMPY · AGREGATY GŁĘBINOWE

## caprari

pumping power

POMPY · ZESPOŁY POMPOWE

## Dewater

PRASY FILTRACYJNE

### NASZE USŁUGI

- serwisy gwarancyjne i pogwarancyjne
- remonty kapitalne z dostawą nowych części
- pomiary elektryczne
- modernizacje na urządzeniach
- przysuszenie i suszenie silników elektrycznych
- obróbka strumieniowo-ścierna z antykorozją
- obróbka mechaniczna
- utrzymanie ruchu na powierzonym zakładzie
- osiowanie zespołów wirujących
- przygotowanie dokumentacji odtworzeniowej



+48 (32) 726 36 01



biuro@flowcontrol.com.pl  
serwis@flowcontrol.com.pl



ul. Pszczyńska 106,  
43-175 Wyry



# EKSPLOATACJA STUDNI GŁĘBINOWYCH

w PGE GiEK S.A. KWB „Turów” po osuwisku z 2016 roku

Marta Kukuć

PGE GiEK S.A. Oddział KWB Turów

We wrześniu 2016 roku na terenie KWB „Turów” należącej do PGE GiEK S.A. doszło do osuwiska, które objęło 5,4 km<sup>2</sup> powierzchni zwałowiska wewnętrznego. W wyniku tego zdarzenia zostały przerwane drenaże podzwałowe oraz zniszczeniu uległo 15 studni głębinowych, które znajdowały się w centralnej części zwałowiska. Ten stan spowodował konieczność uruchomienia w jak najkrótszym czasie pompowania wód głębinowych.

Złoże węgla brunatnego „Turów” leży w południowo-wschodniej części Niecki Żytawskiej, która wypełniona jest utworami trzeciorzędowymi serii brunatno-węglowej wieku miocenijskiego. Utwory te wykształcone są w postaci ilów, piasków i żwirów z przewarstwieniami oraz pokładami węgla brunatnego o łącznej miąższości 350 m. Utwory

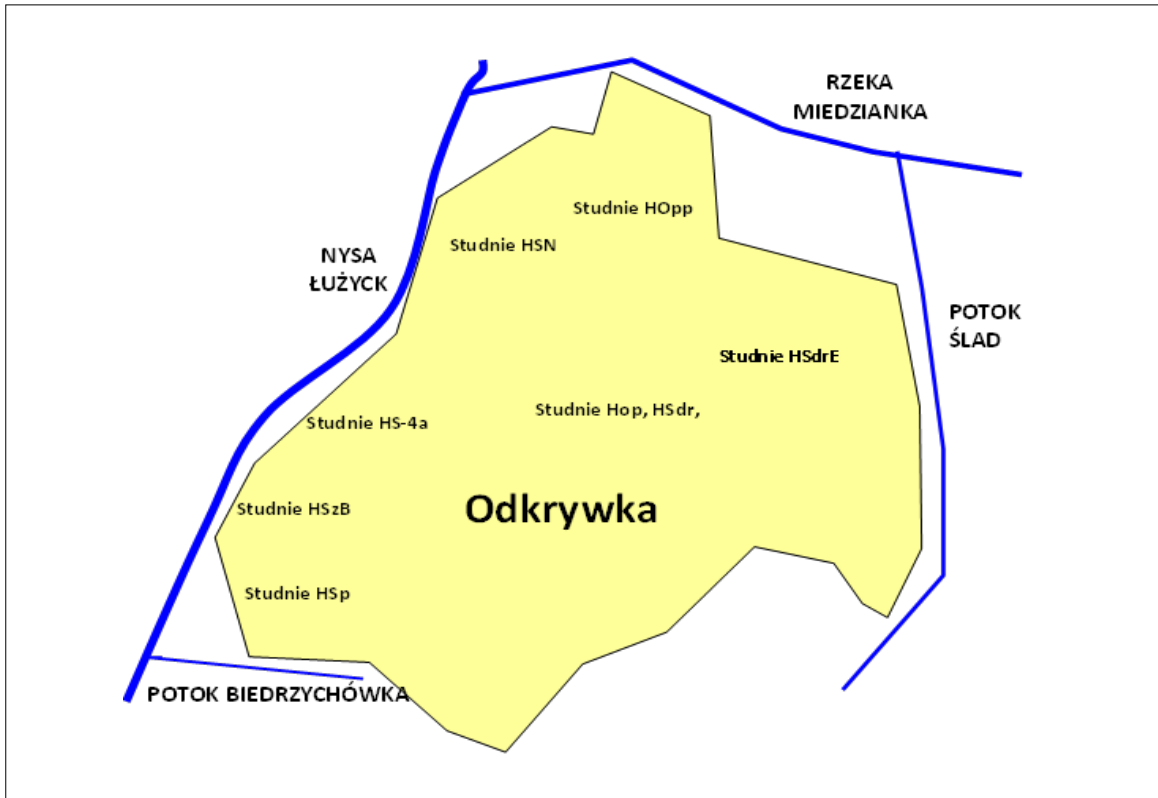
trzeciorzędowe pokrywa cienka warstwa osadów czwartorzędowych.

Warunki hydrogeologiczne złoża kształtowane są przez trzy piętra wodonośne: czwartorzędowe (Q), trzeciorzędowe (T) oraz trzeciorzędowo-paleozoiczne (TP).

Czwartorzędowe piętro wodonośne (Q) reprezentowane jest przez poziomy wodonośny występujący w:







**RYS. 1**  
Lokalizacja studni  
głębiniowych  
w KWB Turów  
(źródło: PGE GiEK  
KWB Turów)

- osadach rzecznych,
- osadach piaszczysto-żwirowych poza dolinami rzek,
- w gruntach nasypowych zwałowisk.

Trzeciorzędowe piętro wodonośne (T) podzielono na trzy zasadnicze poziomy:

- nadkładowy,
- międzywęglowy,
- podwęglowy.

### Trzeciorzędowo-paleozoiczne piętro wodonośne (TP)

Wody tego piętra występują w obrębie spękań i zwietrzelin skał podłoża oraz zalegających na krystalicznym podłożu zwietrzelinach i charakteryzują się występowaniem wód naporowych.

Na stan warunków hydrologicznych znaczący wpływ wywiera zaangażowanie tektoniczne górotworu. Wśród licznych dyslokacji istotne są: Uskok Główny oraz Uskok Południowy, które mają blokujący charakter dla przepływu wód podziemnych. Powoduje to, że obszar kopalni można podzielić na oddzielne rejony i strefy, różnie reagujące na odwodnienie i charakteryzujące się odmiennymi warunkami zasilania.

### Odwodnienie wgłębne w KWB Turów

Zlewnia Kopalni Turów wynosi 28,52 km<sup>2</sup>, a na jej obszarze odwodnienie wgłębne prowadzone jest przy pomocy:

- otworów studziennych,
- chodników podziemnych,
- otworów drenażowych kierunkowych.

Do otworów studziennych należą:

- studnie bariery zewnętrznej (HSzB),
- studnie i otwory odprężająco-pompowe w odkrywce (HS, HP, HSp, Hop),
- studnie drenażowe (HSdr) na zwałowisku wewnętrznym,
- studnie (HOpp) na zwałowisku wewnętrznym północnym,
- studnie (HSN) w północnej części filara ochronnego rzeki Nysy Łużyckiej i północnej części zwałowiska wewnętrznego,
- studnie HS-4a1bis÷7 odwadniające chodniki 4aW i 4aP,
- studnie odwadniające szyb drenażowy nr 1,
- studnie drenażowe (HSdrE) odprowadzające wody z chodników i drenaży podzwałowych z rejonu byłego składowiska elektrowni Turów.

### Osuwisko i jego wpływ na eksploatację odwodnienia wgłębego

We wrześniu 2016 roku na terenie kopalni doszło do osuwiska, które objęło 5,4 km<sup>2</sup> powierzchni zwałowiska wewnętrznego. W wyniku tego zdarzenia zostały przerwane drenaże podzwałowe oraz zniszczeniu uległo 15 studni głębiniowych, znajdujących się w centralnej części zwałowiska. Ten stan spowodował konieczność uruchomienia w jak najkrótszym czasie pompowania



**FOT. 1**  
Kolmatyzacja osadów na rurach tłocznych  
(źródło: PGE GiEK KWB Turów)

wód głębinowych. Jednak ze względu na zaburzenie stosunków wodnych, nowo powstałe studnie miały bardzo małe dopływy wód. Ich uruchomienie miało jednak bardzo istotne znaczenie, poprawiając stateczność skarp i zboczy zwałowiska.

Zaistniała sytuacja wymusiła na służbach kopalni konieczność zastosowania odpowiednio dobranych agregatów pompowych, które musiały charakteryzować się bardzo małą wydajnością (kilka litrów na minutę), wysokością tłoczenia od kilkunastu do kilkudziesięciu metrów, małą średnią silnika – 4", a przede wszystkim pracą na napięciu 500 V, które jest stosowane na kopalni. Rozwiązaniem w tym przypadku okazało się zastosowanie pomp typu GAB Hydro-Vacuum, które sprostały powyższemu wymogom.

W roku 2017, w celu odciążenia lateralnych dopływów do stopy zwału od Nysy Łużyckiej i Miedzianki, rozpoczę-

**FOT. 2**  
Korozja rur tłocznych  
(źródło: PGE GiEK KWB Turów)



to uruchomienie studni HOpp, które tworzą barierę studni od strony północnej. Standardowo kolumny studni głębinowych oraz rurociągi tłoczne pomp głębinowych wykonane są ze stali czarnej, jednak wody tego rejonu zawierają dużą ilość związków żelaza i są kwaśne, co powodowało kolmatyzację (fot. 1) i korodowanie (fot. 2) kolumn w bardzo krótkim czasie. Częste wymiany rurociągów tłocznych oraz konieczność czyszczenia studni, a tym samym rosnące koszty eksploatacji, skłoniły służby odpowiedzialne za wiercenia i eksploatację do zmiany stosowanych materiałów. Obecnie w tym rejonie pracuje 28 studni głębinowych, których kolumny wykonane są z rur PCV, a kolumny tłoczne ze stali 1.4301.

”

Na obszarze składowiska elektrowni zlikwidowano pompownię, a na jej terenie wybudowano studnie głębinowe wraz z siecią drenaży

Kolejnym rejonem, na który miało wpływ osuwisko z 2016 roku, jest teren byłego składowiska elektrowni Turów. Obszar ten został przejęty przez kopalnię w związku z postępowaniem zwałowiska wewnętrznego w kierunku północno-wschodnim. Na składowisku zlikwidowano pompownię, a na jej terenie wybudowano studnie głębinowe wraz z siecią drenaży. Obecnie w tym rejonie pracują trzy studnie głębinowe, które pompują wodę różnej jakości: HSdr-E2 i HSdr-E3 pompują wodę z drenaży podzwałowych i chodników (woda ze składowiska miesza się z wodami z rejonu kopalni), natomiast ze studni HSdr-E4 tłoczona jest tylko woda ze składowiska elektrowni.

Ze względu na temperaturę wody, pH i jej jakość (woda siarczano-sodowa) należało dobrać odpowiednie wykonanie pompy głębinowej. Mimo że studnie HSdr-E pracują w pobliżu siebie, to pompowane wody mocno się różnią. W przypadku studni HSdr-E 4 ponownie dobra współpraca z producentem pomp pozwoliła na odpowiednie dobranie jakościowe pompy, a tym samym zapewnienie ciągłości pracy studni głębinowej.

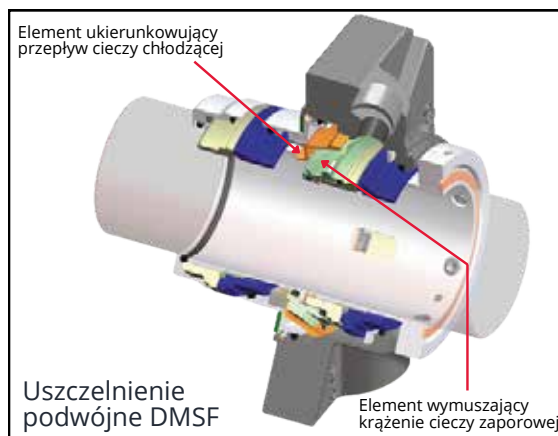
\*\*\*

Kopalnia Węgla Brunatnego „Turów” to rozległy teren, na obszarze którego eksploatowana jest woda o różnej jakości i właściwościach. Każdy rejon należy traktować indywidualnie, a zastosowane pompy (ich wykonanie) muszą być odpowiednio dobrane. Jest to ciągłe poznawanie i kontrolowanie zmian następujących wraz z postępowaniem eksploatacji. ■



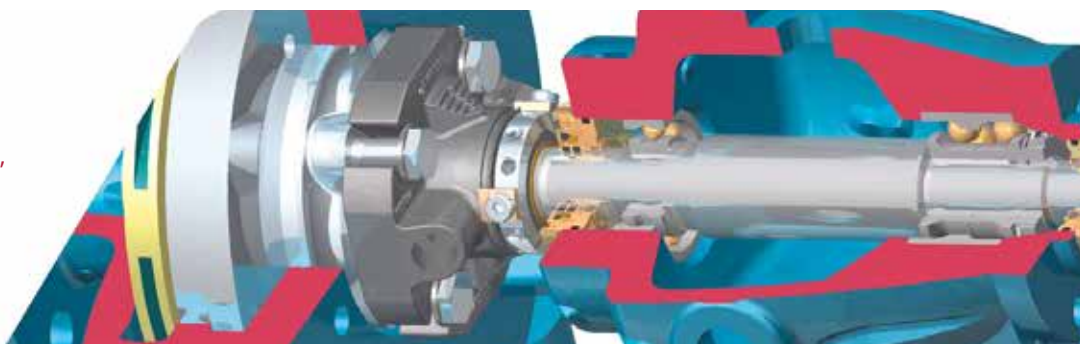
TECHNOLOGIA CHRONIĄCA ŚRODOWISKO

# USZCZELNIENIA MECHANICZNE



Zapraszamy do odwiedzenia strony:

**AESSEAL POLSKA Sp. z o.o.**  
ul. Mazańcowice 999,  
43-391 Mazańcowice,  
tel. +48 33 443 23 00,  
e-mail: [aes seal@aes seal.com.pl](mailto:aesseal@aes seal.com.pl),  
[www.aesseal.com.pl](http://www.aesseal.com.pl)







fot. 123rf

# BADANIA SYMULACYJNE MECHANICZNYCH USZCZELNIEŃ CZOŁOWYCH

dr hab. inż. Jerzy Bochnia, prof. PŚk  
Politechnika Świętokrzyska

W literaturze naukowo-technicznej pojawia się coraz więcej publikacji dotyczących metod modelowania pracy uszczelnień mechanicznych, metod obliczeniowych i symulacji komputerowych z zastosowaniem różnych programów oraz wszelkiego rodzaju analiz, których wnioski mogą być niezwykle przydatne dla inżynierów zajmujących się projektowaniem, badaniem i eksploatacją uszczelnień mechanicznych.

Uszczelnienia mechaniczne wałów maszyn wirnikowych, np. pomp i sprężarek, są obiektem badań interdyscyplinarnych. Pisałem o tym w artykule [1], charakteryzującym zakres prowadzonych analiz, z podkreśleniem roli badań eksperymentalnych, których wykonanie jest niezbędne przed wdrożeniem

do produkcji danego modelu lub typu uszczelnienia. Badania eksperymentalne to proces czasochłonny i kosztowny, zwłaszcza jeżeli uwzględnimy koszt budowy specjalistycznych stanowisk. Szczególnie uciążliwe są badania dynamiki i hydrodynamiki uszczelnień, a także wszelkie testy związane ze sterowaniem pa-

rametrami pracy uszczelnień. Testy dotyczą nie tylko prototypów, ale również poszczególnych elementów, np. pierścieni uszczelniających (badania właściwości mechanicznych i tribologicznych materiałów stosowanych na pierścieniu), uszczelnień wtórnych (badania właściwości lepkosprężystych o-ringów), elementów sprężystych (charakterystyki sztywności) itd.

Coraz częściej sięga się po różne metody badań teoretycznych, które poprzedzają te eksperymentalne. Nie eliminują one eksperymentów, ale umożliwiają wybór właściwych rozwiązań konstrukcyjnych, weryfikację koncepcji, dobór odpowiednich parametrów. Przed wszystkim jednak są niezwykle pomocne w opracowaniu konstrukcji prototypu, którego przydatność ostatecznie można zweryfikować stosując odpowiednie eksperymenty. Stąd w literaturze naukowo-technicznej obserwuje się coraz więcej publikacji dotyczących metod modelowania pracy uszczelnień mechanicznych, metod obliczeniowych i symulacji komputerowych z zastosowaniem różnych programów oraz wszelkiego rodzaju analiz, których wnioski mogą być niezwykle przydatne dla inżynierów zajmujących się projektowaniem, badaniem i eksploatacją uszczelnień mechanicznych.



## Często przyczyną awarii mechanicznego uszczelnienia czołowego są drgania rotora

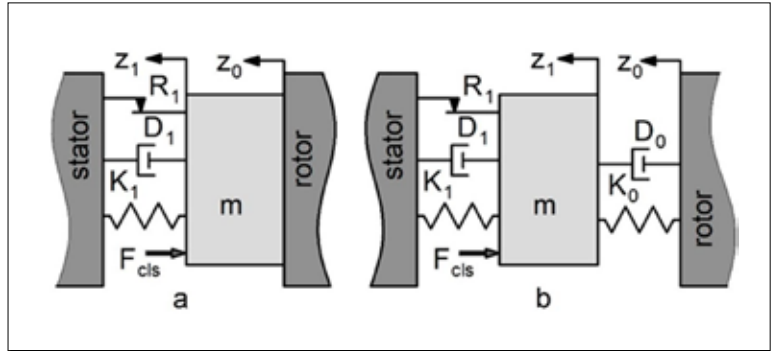
W artykule odniesiono się do kilku przykładowych prac z ostatnich dwóch lat, które opisują wyniki badań teoretycznych i procedury ich wykonania oraz prezentują interesujące wnioski.

### Dynamiczne modele uszczelnień mechanicznych

Często przyczyną awarii mechanicznego uszczelnienia czołowego są drgania rotora, dlatego w jednej z prac [2] zaprezentowano modele dynamiczne uszczelnień, które pomagają określić zakres warunków pracy uszczelnienia i wyjaśnić mechanizmy przecieku. Modele mogą być przydatne również na etapie projektowania umożliwiając dobór odpowiednich elementów konstrukcyjnych. W artykule opisano jednomasowe, dwumasowe i trójmasowe modele uszczelnień stosowane w turbosprężarkach.

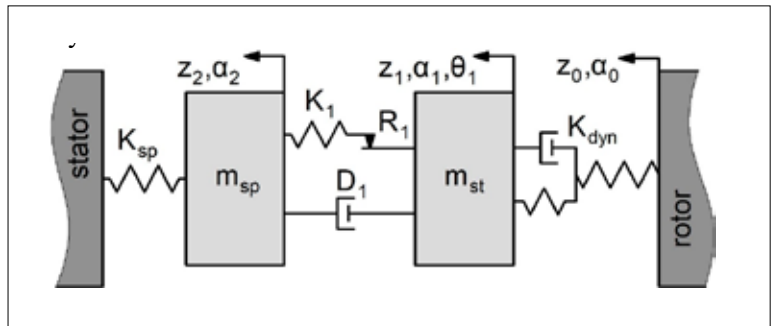
Na rysunku 1 pokazano model dynamiczny mechanicznego uszczelnienia stykowego dla dwóch trybów pracy: nominalnego (kontakt) i separacji.

Pierścień uszczelniający o masie  $m$  jest dociskany do powierzchni pierścienia uszczelniającego wirnika



RYS. 1

Dynamiczny model mechanicznego uszczelnienia czołowego: (a) tryb pracy kontaktowej; (b) tryb separacji [2].  $K_1$  – współczynnik sztywności sprężyny;  $R_1$  – siła tarcia elastomerowego pierścienia uszczelniającego typu O;  $D_1$  – współczynnik tłumienia elastomerowego pierścienia uszczelniającego;  $K_0$ ,  $D_0$  – współczynniki sztywności i tłumienia przepływu cieczy w szczelinie uszczelnienia (w przypadku trybu pracy w separacji);  $F_{cis}$  – siła dociskająca masę  $m$



RYS. 2

Model dynamiczny uszczelnienia dwumasowego [2]

przez siłę  $F_{cis}$ , będącą różnicą między siłą sprężyny a siłą pochodzącą od ciśnienia cieczy w szczelinie. W przypadku trybu pracy nominalnej, czyli kontaktu, przemieszczenia pierścienia uszczelniającego – rotora i pierścienia uszczelniającego – statora, są identyczne  $z_0 = z_1$ . Równanie ruchu pierścienia o masie  $m$  dla dwóch trybów pracy (kontakt i separacja) jest następujące [2]:

$$m\ddot{z}_1 + F_{cis} + R_0 \operatorname{sgn} \dot{z}_1 + D_1 \dot{z}_1 + K_1 z_1 = z_{0amp} \sin(\omega \cdot t \cdot 2 \cdot \pi) \quad (1)$$

$$m\ddot{z}_1 + F_{cis} + R_0 \operatorname{sgn} \dot{z}_1 + (D_1 + D_0) \dot{z}_1 + (K_1 + K_0) z_1 = K_0 z_0 + D_0 \dot{z}_0$$

gdzie:  $\operatorname{sgn} \dot{z}_1$  to funkcja signum:

$$\operatorname{sgn} \dot{z}_1 = \frac{d}{dz_1} |\dot{z}_1|, \quad \dot{z}_1 \neq 0 \quad \text{or} \quad \operatorname{sgn} \dot{z}_1 = \begin{cases} -1, & \text{if } (\dot{z}_1 < 0) \\ 0, & \text{if } (\dot{z}_1 = 0) \\ 1, & \text{if } (\dot{z}_1 > 0) \end{cases} \quad (2)$$

Nietrudno zauważyć, że (1) to równanie drgań osiowych pierścienia dla dwóch trybów pracy, gdzie  $\omega$  to częstotliwość, a  $z_{0amp}$  – amplituda drgań osiowych. W pracy [2] przedstawiono analizę tego równania, a także model dwumasowy (rysunek 2) i model trójmasowy oraz konkretne przykłady ich zastosowań.

Opisany w pracy [2] model dwumasowy odnosi się do pierścienia grafitowego o masie  $m_{sp}$ , który naciska

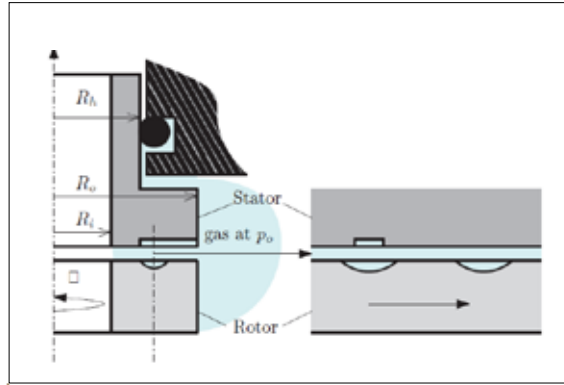
na pierścien elastomerowy. Analiza wartości sztywności poprzecznej i współczynnika tłumienia pokazała, że w badanym dwumasowym modelu dynamicznym mogą występować drgania osiowe  $z_0 \rightarrow z_1 \rightarrow z_2$  i drgania kątowe  $\alpha_0 \rightarrow \alpha_1 \rightarrow \alpha_2$ . Modele dynamiczne prezentowane w omawianym artykule [2] mają praktyczne zastosowanie dla przewidywania zachowania się uszczelnień podczas pracy oraz do badania lub wyjaśniania awarii uszczelnień.

Model dynamiczny pojedynczej masy rozwiązuje praktyczne problemy dotyczące uszczelnień mechanicznych stykowych i suchych uszczelnień gazowych o prostych konstrukcjach. W przypadku najprostszego mechanicznego uszczelnienia czołowego stykowego model ten określa maksymalną częstotliwość drgań wirnika, przy której następuje oddzielenie pierścienia uszczelniającego stojana od wirnika. Zaproponowano model dynamiczny pojedynczej masy dla bezkontaktowych mechanicznych uszczelnień czołowych o prostej konstrukcji, wykorzystując modele Kelvina – Voigta i Maxwella – Zenera do opisu odpowiedzi dynamicznej filmu płynnego i właściwości dynamicznych elastomerowego pierścienia uszczelniającego [2]. Dwumasowy model dynamiczny można wykorzystać do przewidywania zachowania się większości typów uszczelnień gazowych na sucho przy złożonych obciążeniach wzbudzenia, zaś gdy pierścien wirnika zamontowano elastycznie, trójmasowy model dynamiczny suchego uszczelnienia gazowego jest najdokładniejszy. Ten model może precyzyjnie określić zakres normalnych warunków pracy dla zaawansowanych suchych uszczelnień gazowych i pomóc zidentyfikować procesy strat wycieków w warunkach nadmiernych drgań wirnika [2].

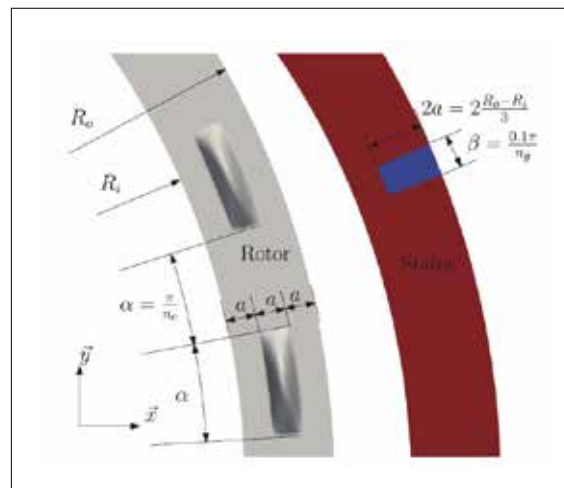
### Numeryczna symulacja zachowania się uszczelnień

Kolejną grupą prac w obszarze badań teoretycznych są publikacje związane z symulacjami komputerowymi dotyczącymi zachowania się uszczelnień w różnych warunkach pracy, ale także dotyczącymi różnych rozwiązań konstrukcyjnych. Przykład to artykuł opisujący numeryczną symulację zachowania się uszczelnień gazowych impulsowych [3].

Uszczelnienia mechaniczne gazowe impulsowe wyposażone są w pierścienie uszczelniające (rotor i stator) z komorami (komora – obustronnie zamknięty rowek/kieszon o bardzo małej objętości) na powierzchni rotora i rowkami na powierzchni statora, doprowadzającymi gaz pod wysokim ciśnieniem do komór. Podczas obrotu komory są zasilane gazem pod wysokim ciśnieniem – gdy są zwrócone w stronę rowków doprowadzających, a następnie uwalniają go, aby utrzymać warstwę gazu między powierzchniami uszczelnienia. W artykule [3] opisano wyniki badań wpływu warunków pracy i objętości komory na grubość warstwy gazu. Wykazano, że zmiana tej grubości w zależności od ciśnienia, prędkości i objętości komory może być opisana za pomocą prawa potęgowego parametru wypełnienia. Podobne



RYS. 3 Konfiguracja uszczelnienia impulsowego: po lewej – przekrój promieniowy, po prawej – przekrój obwodowy [3]

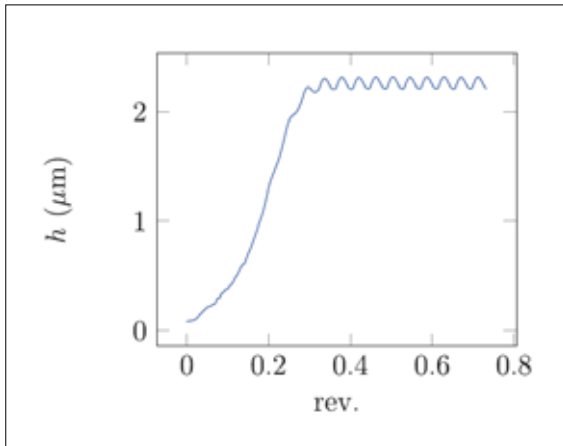


RYS. 4 Parametry geometryczne pierścieni uszczelniających: po lewej – pierścien obrotowy (rotor) z komorami, po prawej – pierścien stacyjny (stator) z rowkami doprowadzającymi

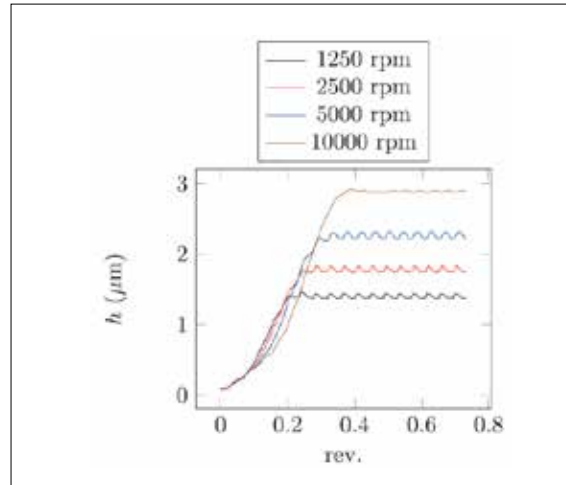
TAB. 1 Parametry eksploatacyjne i projektowe badanego uszczelnienia. Wartości pogrubione są wartościami referencyjnymi [3]

Parametr	Wartość
Promień wewnętrzny $R_i$	46,06 mm
Promień zewnętrzny $R_o$	51,45 mm
Liczba komór $n_c$	24
Liczba rowków $n_g$	8
Głębokości komory $h_c$	125– <b>250</b> –500 $\mu\text{m}$
Masa statora $m$	1,260 kg
Ciśnienie wewnętrzne $p_i$	1 bar
Ciśnienie zewnętrzne $p_o$	3,5–6– <b>11</b> –21 barów
Prędkości obrotowe $\omega$	1250–2500– <b>5000</b> –10000 obr./min
Współczynnik równowagi $B$	0,82
Medium	Powietrze o temperaturze 20°C

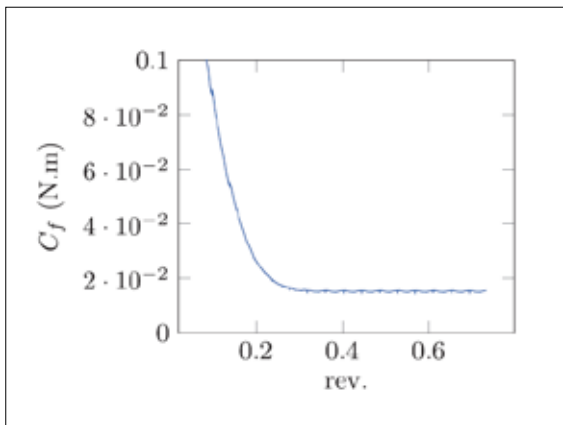



**RYS. 5**

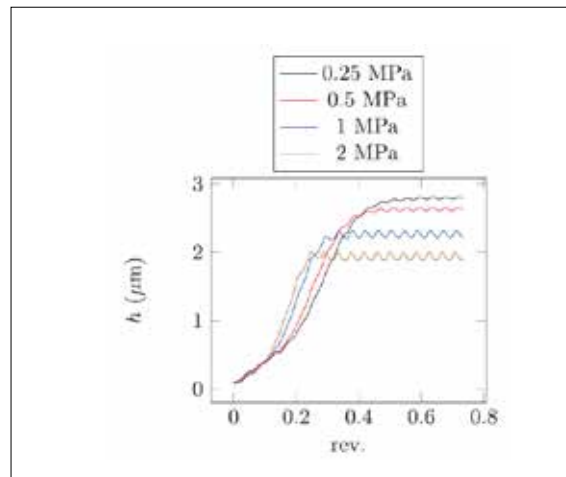
Minimalna grubość filmu w funkcji liczby obrotów wirnika dla warunków nominalnych ( $p_o - p_i = 1$  MPa,  $\omega = 5000$  obr./min,  $h_c = 0,25$  mm) [3]


**RYS. 7**

Wpływ prędkości kątowej  $\omega$  na minimalną grubość filmu przy  $p_o - p_i = 1$  MPa i  $h_c = 0,25$  mm [3]


**RYS. 6**

Moment tarcia jako funkcja liczby obrotów wirnika dla warunków nominalnych ( $p_o - p_i = 1$  MPa,  $\omega = 5000$  obr./min,  $h_c = 0,25$  mm) [3]


**RYS. 8**

Wpływ różnicy ciśnień gazów  $p_o - p_i$  na minimalną grubość filmu przy  $\omega = 5000$  obr./min i  $h_c = 0,25$  mm

wyniki uzyskano dla masowego natężenia przepływu i momentu tarcia. Konfigurację badanego uszczelnienia impulsowego przedstawiono na rysunkach 3 i 4.

Obracający się pierścień uszczelnienia ma płaską, gładką powierzchnię, na której wykonano komory o głębokości ułamka milimetra. Znajdują się one w środku szerokości pierścienia uszczelniającego i są równomiernie rozmieszczone na jego obwodzie. Na powierzchni uszczelniającej pierścienia statycznego utworzono osiem rowków doprowadzających, połączonych z płynem pod wysokim ciśnieniem na zewnętrznym promieniu. Poza rowkami powierzchnia ta jest również płaska i gładka. Zakłada się, że powierzchnie rotora i statora są równoległe podczas pracy.

W czasie obrotu komory rotora są naprzemiennie połączone z gazem pod wysokim ciśnieniem, gdy znajdują się przed rowkami doprowadzającymi statora. Autorzy rozpatrywanego artykułu [3] zamiast płynu stosowali powietrze w temperaturze otoczenia.

Przepływ w wąskiej szczelinie między powierzchniami uszczelnienia jest opisywany przez równanie Reynoldsa. Dla uproszczenia, to samo równanie stosowano w rowkach i komorach. Symulacje oparto na równaniach Naviera – Stokesa, które rozwiązano metodą elementów skończonych. Parametry analizowanego uszczelnienia przedstawiono w tabeli 1.

Warto przytoczyć kilka przykładowych wyników tych symulacji. Wszystkie były wykonywane podczas rozruchu. Podczas pierwszych 0,015 obrotów stosowana była prędkość od 0 do maksymalnej prędkości obrotowej. Rysunek 5 przedstawia ewolucję grubości filmu jako funkcji liczby obrotów rotora.

Początkowo grubość filmu jest bardzo mała, mniejsza niż  $0,1 \mu\text{m}$ . W tej sytuacji występuje kontakt chropowatości. Grubość filmu stopniowo wzrasta podczas pierwszych 0,3 obrotów z powodu obciążenia generowanego przez efekt impulsu. Następnie film osiąga średnią wartość około  $2,26 \mu\text{m}$  i oscyluje wokół tej średniej

wartości. Odchylenie standardowe oscylacji wynosi  $0,036 \mu\text{m}$ , a jego okres –  $1/24$  obrotów, przy czym 24 to liczba komór,  $n_c$ . Film gazowy jest wystarczająco gruby, aby znajdować się w pełnym reżimie smarowania.

Rysunek 6 przedstawia ewolucję momentu tarcia podczas rozruchu. Zmiana momentu obrotowego w czasie jest zgodna z ewolucją grubości filmu. Na początku występuje wysoki moment obrotowy, ze względu na kontakt chropowatości i małą grubość filmu. W miarę jej wzrostu moment obrotowy szybko spada do wartości tak niskich jak  $0,015 \text{ Nm}$ , z uwagi na niską lepkość powietrza [3].

Wpływ prędkości roboczej na odległość pierścieni uszczelniających przedstawiono na rysunku 7. Wyniki uzyskano dla prędkości obrotowej w zakresie od 1250 do 10000 obr./min.

”

Coraz częściej sięga się po różne metody badań teoretycznych, które poprzedzają badania eksperymentalne. Nie eliminują one eksperymentów, ale umożliwiają wybór właściwych rozwiązań konstrukcyjnych

We wszystkich przypadkach przedstawionych na rysunku 7 okres przejściowy po uruchomieniu jest bardzo podobny. Grubość filmu stopniowo wzrasta do średniej wartości stanu ustalonego, wokół której grubość filmu oscyluje. Średnia wartość grubości filmu rośnie z  $1,40 \mu\text{m}$  przy 1250 obr./min do  $2,88 \mu\text{m}$  przy 10000 obr./min, co jest lepsze dla bezpieczeństwa uszczelnienia. Zwiększenie grubości można wyjaśnić faktem, że komory są częściej zasilane gazem pod wysokim ciśnieniem przy dużej prędkości. Ponadto można zauważyć, że amplituda i kształt oscylacji grubości filmu zmieniają się wraz z prędkością. Przy dużej prędkości wielkość oscylacji jest mniejsza. Jak twierdzą autorzy [3] może to być spowodowane faktem, że czas zasilania komór ciśnieniem jest skrócony przy wyższej prędkości. Jednakże, gdy prędkość spada poniżej 5000 obr./min, amplituda oscylacji jest również niższa, a ich kształt ulega zmianie. Sztywność i tłumienie filmu gazowego są z pewnością wyższe przy niższych wartościach grubości filmu, co wyjaśnia zmiany w oscylacjach.

Inny interesujący wynik symulacji przedstawiono na rysunku 8.

Wpływ różnicy ciśnień gazu na odległość pierścieni uszczelniających, który widać na rysunku 8, uzyskano dla różnic ciśnień w zakresie od 0,25 do 2 MPa. Wyniki otrzymane przy zwiększaniu ciśnienia płynu są bar-

dzo podobne do tych uzyskanych przy zmniejszaniu prędkości kątowej. Średnia wartość grubości filmu zmniejsza się z  $2,79 \mu\text{m}$  przy 0,25 MPa do  $1,93 \mu\text{m}$  przy 2 MPa. Praca przy wysokim ciśnieniu może zatem mieć negatywny wpływ na żywotność uszczelnienia, ponieważ może wystąpić kontakt powierzchni pierścieni. Wzrostowi grubości filmu towarzyszy spadek amplitudy oscylacji grubości filmu.

Inne przykładowo wybrane prace, dotyczące modyfikacji powierzchni pierścieni uszczelniających, które ukazały się w ubiegłym roku, również opisywały wyniki symulacji komputerowych [4, 5, 6]. Na przykład w pracy [4] przedstawiono hybrydowe mechaniczne uszczelnienie czołowe łączące porowatą matrycę i spiralny rowek na pierścieniu uszczelniającym. Opracowano sprzężony model matematyczny biorąc pod uwagę interakcję między przesiąkaniem w porowatej matrycy a hydrodynamiką na powierzchni uszczelnienia. Zbadano, stosując metody symulacyjne, wpływ parametrów geometrycznych porowatego pierścienia i spiralnego rowka na poprawną pracę uszczelnienia. Wyniki pokazały, że w porównaniu z uszczelnieniem czołowym z rowkiem spiralnym przy niskiej prędkości, siła otwierania porowatego uszczelnienia czołowego z rowkiem spiralnym zwiększa się o 0,5% – do 10,0%, a szybkość przecieku rośnie o 7,5% – do 29,0%. Obieg przepływu tworzy się między porowatą matrycą a szczeliną uszczelniającą.

W artykule [5] przedstawiono model obliczeniowy do badania smarowania uszczelnień mechanicznych posiadających pierścienie z rowkami spiralnymi. Sformułowany w ramach równania Reynoldsa i stosujący zasadę zachowania masy model potwierdzony został eksperymentami przeprowadzonymi na stanowisku testowym do uszczelnień mechanicznych. Wyniki sugerują, że modyfikacja parametrów roboczych i wzorów rowków w dwurzędowych uszczelnieniach z rowkami spiralnymi może wpływać na relację gaz-ciecz, a także kawitację, poprawiając parametry pracy uszczelnienia poprzez optymalizację filmu płynnego. Jeden z trudniejszych problemów przedstawiono w pracy [6]. Dotyczył on uszczelnienia wału turbopompy w silniku raketowym na paliwo ciekłe. Uszczelnienia tego typu pracują w środowisku charakteryzującym się drastycznie niskimi temperaturami, podwyższonymi prędkościami i wysokimi ciśnieniami. Autorzy, biorąc pod uwagę te warunki operacyjne przyjęli, że jest wysoce prawdopodobne, iż przepływ dwufazowy może utworzyć się w warstwie cieczy znajdującej się na powierzchni końcowej uszczelnienia mechanicznego. Ta mieszanina cieczy i pary znacząco zmienia wzór smarowania płynem na powierzchniach końcowych i ma istotne implikacje dla ogólnej stabilności uszczelnienia. Zbadano metodami symulacyjnymi charakterystyki zmiany fazy płynu w szczelinie uszczelnienia w oparciu o modele przepływu wielofazowego laminarnego i mieszanego w uszczelnieniu mechanicznym z rowkiem spiralnym.

Przebadano zachowania charakterystyk przepływu dwufazowego i przejścia fazowego w ekstremalnych temperaturach, prędkościach obrotowych i ciśnieniu z mediami w postaci ciekłego azotu. Wyniki dostarczyły cennych spostrzeżeń na temat roli warunków operacyjnych we wpływaniu na zmianę fazy warstwy cieczy. Zaobserwowano i wyjaśniono złożone powiązania między szybkością wycieku, siłą otwierania i zachowaniem się filmu ciekłego podczas zmiany fazy.

\*\*\*

Omówione powyżej przykładowe, najnowsze prace dotyczące badań teoretycznych wskazują na dużą potrzebę prowadzenia tego typu analiz ze względu na osiągnięte rezultaty w postaci bezpośrednich wniosków lub też oraz pytań badawczych stanowiących podstawę do opracowania programów badań eksperymentalnych dotyczących uszczelnień mechanicznych. W większości rozważań teoretycznych łączy się klasyczne modelowanie matematyczne, czasem w oparciu o znane równania, z zastosowaniem coraz nowszych programów i metod komputerowego wspomaganie.

#### Literatura

- [1] Bochnia J.: Badania interdyscyplinarne uszczelnień mechanicznych. *Pompy Pompownie*, 2/2019.
- [2] Badykov, R.; Falaleev, S.; Benedyuk, M.; Diligenskiy, D.: Dynamic Models of Mechanical Seals for Turbomachinery Application. *Lubricants* 2024, 12, 355. <https://doi.org/10.3390/lubricants12100355>.
- [3] Brunetière N.; Zahorulko A.; Bouyer J.: Numerical Simulation of the Behavior of Impulse Gas Seals, *Tribology Online*, Vol. 19, No. 4 (2024) /362, DOI 10.2474/trol.19.360.
- [4] Li X.; Meng X.; Zhao W.; Peng X.: Numerical investigation on a hybrid Porous-Spiral Groove Mechanical Face Seal, *Tribology International* 198 (2024) 109943, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2024.109943>.



fot. 123rf

#### MODEL DYNAMICZNY

pojedynczej masy rozwiązuje praktyczne problemy dotyczące uszczelnień mechanicznych stykowych i suchych uszczelnień gazowych o prostych konstrukcjach

- [5] Ran Y.; Gao W.; He Q.; Zhu G.; Liu Y.; Wang Y.; Luo K.; Huang W.: Numerical investigation on immiscible two-phase flow in the mechanical seal gap, *Tribology International* 202 (2025) 110392, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2024.110392>
- [6] Wang J.; Lei L.; Li J.; Liu C.; Jia Q. Fan X.; Cui Y.: Effect of two-phase flow lubrication on sealing performance of spiral groove mechanical seal under high speed and low temperature conditions, *Advances in Mechanical Engineering*, 2024, Vol. 16(4) 1–13, DOI: 10.1177/16878132241248154. ■

Reklama

**Cantoni**®  
**GROUP**

Silniki elektryczne  
od 0,04 kW do 7000 kW  
w tym silniki do pomp

[www.cantonigroup.com](http://www.cantonigroup.com)



since 1920

**CELMA**  
**indukta**

since 1878







# POMPY Z VFD A UR

dr inż. Ryszard Nowicki

niezależny ekspert w zakresie systemów zabezpieczania maszyn i urządzeń, diagnostyki stanu technicznego maszyn oraz systemów wspomaganie UR na poziomie przedsiębiorstwa i koncernu

W poprzednim numerze czasopisma ukazał się artykuł omawiający zagrożenie drganiami skrętnymi dla agregatów pompowych charakteryzujących się pewnymi cechami konstrukcyjnymi, które jest powodowane przez napędy VFD<sup>1</sup>. Napędy te mogą również w inny sposób wywoływać problemy z UR majątku produkcyjnego, w tym pomp. Bywa, że powodują pojawienie się na agregatach prądów pasożytniczych i w konsekwencji ich elektroerozję.

Technika boryka się ze skutkami prądów łożyskowych od czasu wynalezienia przez Teslę silnika indukcyjnego w 1887 roku. Pojawiają się one, gdy na wale silnika indukowane jest napięcie wystarczająco wysokie, aby pokonać napięcie przebicia smaru łożyskowego i wtedy krążą przez łożyska między korpusem a wałem.

Począwszy od roku 1990 dynamicznie wzrasta liczba aplikacji, w których agregaty stałobrotowe są zastępowane agregatami z napędem zmiennobrotowym. Jednym z problemów towarzyszących stosowaniu maszyn napędzanych silnikami elektrycznymi, których prędkość jest kontrolowana przez przemienniki częstotliwości (w skrócie VFD), może być zwiększona awaryjność łożysk

tocznych, bowiem napędy VFD są „bardziej kreatywne” w stwarzaniu warunków sprzyjających pojawieniu się różnej natury prądów łożyskowych, tzn. nie tylko tej, z którą mamy do czynienia przy bezpośrednim zasilaniu z sieci AC. Słowo „może” jest użyte intencjonalnie, bowiem do zwiększenia awaryjności nie musi dochodzić, ale prawdopodobieństwo tego zwiększenia jest tym większe (a do uszkodzenia dochodzi tym szybciej), im bardziej naruszone są najlepsze praktyki inżynierskie wymagane dla takich aplikacji. Wzrasta ono także tym bardziej, im naruszenia są poważniejsze. Pojawienie się prądów łożyskowych skutkuje elektroerozją łożysk (i nie tylko) oraz prowadzi do przyspieszenia degradacji smaru łożyskowego, co również odbija się niekorzystnie na żywotności łożysk. Ich uszkodzenia, powodowane elektroerozją, nie należą do częstych. Wg różnych źródeł szacuje się, że są one przyczyną od ~4% [1] do 9% ogólnej liczby przyczyn odpowiedzialnych za defekty łożysk tocznych. Natomiast dobrze jest być świadomym tak ich przyczyn, jak i możliwych do podjęcia kroków im zapobiegających.

Problem powodowany przez prądy pasożytnicze jest wzmiankowany w niektórych normach, co zostało syntetycznie omówione w ramce po prawej stronie.

Organoleptycznie rozpoznawany wzrost hałasu maszyny jest najczęściej powodowany pogorszeniem stanu łożyska oraz warunków jego smarowania i może być spowodowany przez prądy łożyskowe.

### Intencje konstruktorów a rzeczywistość

Intencją konstruktorów silników nie jest oczywiście projektowanie, w wyniku którego będzie miał miejsce przepływ prądów przez łożyska. Pojawienie się pewnych niepożądanych przepływów elektrycznych to kwestia wykonawstwa, które nie jest idealne. Im odstępstwo to od ideału większe, tym poważniejsze problemy będą spowodowane przez niepożądane prądy. Owe odstępstwo pogłębia się także w czasie użytkowania silników.

Konstruktor dąży do skonstruowania możliwie dobrych obwodów magnetycznych wirników oraz do możliwie dużego podobieństwa obwodów elektrycznych poszczególnych faz stojana, bowiem doskonałość ich wykonania wpływa bezpośrednio na sprawność, a wszelkie niedoskonałości będą powodować generowanie niechcianych efektów elektromagnetycznych.

Nawet w przypadku idealnej konstrukcji naruszenie doskonałości nastąpi na etapie produkcji za przyczyną zastosowania elementów lub wykonania podzespołów, które posiadają cechy naruszające ideał (np. zróżnicowanie sąsiednich uzwojeń stojana, zróżnicowanie sąsiednich blach jego rdzenia). Strumień magnetyczny w wirnikowej maszynie elektrycznej winien być w pełni kontrolowany, co oznacza, że odstępstwo od ideału jednoznacznie prowadzi do pojawienia się niechcianych prądów w jej elementach. Oddalanie od ideału postępuje w czasie użytkowania (np. wtedy, kiedy dochodzi najpierw do naderwania, a potem do oderwania pręta wirnika od pierścienia zwierającego).

## UWAGI Z WYBRANYCH NORM I ZALECEŃ NAWIĄZUJĄCE DO ZAGROŻENIA PRĄDAMI PASOŻYTNICZYMI

**IEC 60034-17:** Dla silników o rozmiarze obudowy†) powyżej 315 zaleca się: (i) użycie przemiennika częstotliwości z filtrem zaprojektowanym w celu zmniejszenia składowej zerowej napięć fazowych (tzw. napięcia zaburzeń wspólnych) oraz prowadzącym do zmniejszenia  $dV/dt$ , (ii) zastosowanie izolowanego jednego lub obu łożysk silnika, (iii) izolowanie sprzęgła między silnikiem, a maszyną, (iv) sprawdzenie całego agregatu i w przypadku potrzeby zastosowanie szczotki uziemiającej.

**NEMA MG1:** W przypadku silników zasilanych napięciem sinusoidalnym z występowaniem prądów łożyskowych należy się liczyć przy silnikach o rozmiarze 500 i większym. Nie wyklucza się jednak ich pojawienia w silnikach mniejszych (tzn. już od rozmiaru obudowy 400). W przypadku zasilania VFD prądy łożyskowe mogą wystąpić już przy znacznie mniejszych silnikach. Norma zaleca stosowanie łożysk izolowanych, a także szczepek umożliwiających spływ ładunków z wału. Zwraca także uwagę, że używanie łożysk izolowanych w silniku nie jest równoznaczne z niewystępowaniem prądów łożyskowych na napędzanej przez ten silnik maszynie.

**IEC 60034-25:** Norma nie określa wielkości silnika, od której należy zastosować ochronę łożysk. Wspomina jedynie, że prądy łożyskowe powszechnie występują w silnikach o mocy powyżej 440 kW. Rodzaj wykorzystywanych środków zapobiegawczych (izolowanie łożysk lub uziemienie wału) uzależnia od rodzaju występujących dominujących prądów pasożytniczych, którym chce się zapobiegać.

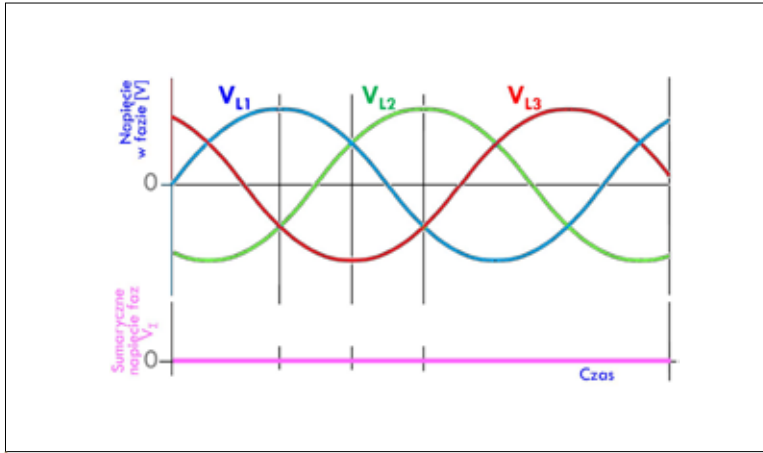
**CSA 22.2 N°100:** Dla silników o rozmiarze powyżej IEC 280/NEMA 440 wymaga stosowania szczepek uziemiających wał.

**GAMBICA/REMA – PORADNIK TECHNICZNY:** Dla silników o rozmiarze poniżej IEC 280/NEMA 440 wpływ prądów łożyskowych jest rzadko zauważalny. Dlatego nie jest potrzebne stosowanie dodatkowych zabezpieczeń, natomiast należy ściśle przestrzegać zaleceń producentów silników i VFD dotyczących montażu, okablowania i uziemienia. W przypadku większych silników destrukcyjny wpływ prądów łożyskowych może być znaczący. Zaleca się zastosowanie izolowanego łożyska NDE i uziemienia wału.

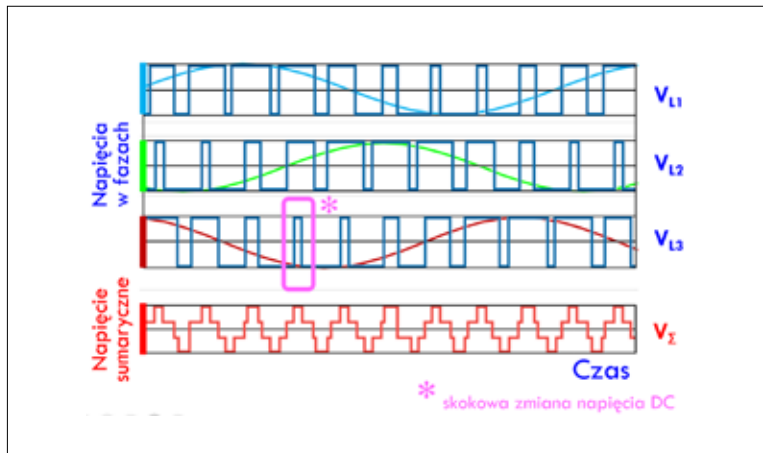
†) [https://www.baldor.com/Shared/pdf/NEMA\\_chart\\_04.pdf](https://www.baldor.com/Shared/pdf/NEMA_chart_04.pdf)

W silniku elektrycznym wiruje wirnik, a w stojanie pole magnetyczne. Konstruktor zakłada, że osie wirnika i stojana pokrywają się oraz że zarówno wirnik, jak i stojan są cylindryczne. Jednak jest szereg przyczyn, które powodują naruszenie tych założeń. I tak np.:

- nieosiowość na sprzęgle łączącym silnik z maszyną prowadzi do deformacji osi obu wirników, a poprzez łożyska – także korpusu silnika, co skutkuje w powiększeniu rozosiowania osi wirnika z osią stojana;
- niesymetria w odprowadzaniu ciepła ze stojana lub kierunkowe nagrzewanie korpusu przez zewnętrzne źródło ciepła powoduje deformację kształtu stojana, a być może także konstrukcji wsporczej;



RYS. 1  
Zmiana idealnego napięcia 3-fazowego



RYS. 2  
Symulowany przebieg sinusoidalny przez VFD

prowadzą do pasożytniczych prądów mogących mieć charakter zarówno stały (DC), jak i zmienny (AC).

### Odczucia a pomiary

UR bazujące na stanie technicznym wymaga monitorowania symptomatycznych procesów, co umożliwia rozpoznanie przyczyn powodujących pogorszenie stanu. Pasożytniczych efektów elektrycznych w silnikach rutynowo się nie monitoruje. W konsekwencji ich destrukcyjny wpływ na majątek produkcyjny jest rozpoznawany organoleptycznie jako zwiększony hałas (czasem także ciepłota) maszyny lub poprzez prowadzone dla niej pomiary drgań mechanicznych (czasem również temperatur). W obydwu przypadkach rozpoznawany jest skutek, a nie jego pierwotna przyczyna. Brak tej świadomości nie pozwala wszcząć racjonalnej akcji na kierunku proaktywnego UR i zahamowania postępującej degradacji maszyny.

Dla polepszenia świadomości przyczyn destrukcji niezbędne jest posiadanie jakiegoś sensora oraz przyrządu. Pomiary mogą być zorientowane na napięcia, prądy, pole elektromagnetyczne. We wszystkich przypadkach należy dążyć do wykorzystywania sensorów, które zapewniają wysokoczęstotliwościową akwizycję sygnału. Najlepszym przyrządem, podobnie jak w przypadku wszelkich innych pomiarów dynamicznych, jest oscyloskop, bowiem umożliwia podłączenie różnych sensorów. W odróżnieniu od drgań mechanicznych – w przypadku których pomiary prowadzi się typowo w paśmie do kilku, rzadziej kilkunastu kHz – do śledzenia napięć i prądów pasożytniczych winien być wykorzystywany oscyloskop umożliwiający pracę w paśmie do 50 MHz (w niektórych przypadkach wystarczający jest nieco słabszy, do 10 MHz).

### Skutki zróżnicowanego zasilania

Kiedy silniki są zasilane (3-fazowo) bezpośrednio z sieci, to w sytuacji idealnej (napięcia są takie same i przesunięte w fazie o 120°) mamy do czynienia z sytuacją jak ta pokazana na rys. 1: suma napięć  $V_x$  w fazach w dowolnej chwili równa się zero, co pokazuje prosta na dole wykresu. Gdyby natomiast wymienione warunki nie były spełnione, będzie ona łagodnie zmieniać się w funkcji czasu.

Od ponad pół wieku obserwuje się dynamiczny wzrost aplikacji VFD. Współcześnie wykorzystywane są one powszechnie dla sterowania prędkością obrotową silników indukcyjnych dedykowanych do pracy zarówno w sieciach z aplikacjami niskonapięciowymi (LV), jak i średnionapięciowymi (MV).

Na wyjściu z przemiennika częstotliwości przebieg sinusoidalny napięcia symuluje się z pomocą przebiegu zero-jedynkowego (z użyciem ograniczonej i na ogół niewielkiej liczby impulsów, tak jak to pokazano na rys. 2), o odpowiednio zmieniającej się szerokości impulsów (lub gęstości impulsów o krótkim i stałym czasie trwania). Natomiast gdyby w dowolnej chwili zsumować napięcia generowane

- drgania mechaniczne to nic innego jak dynamiczne deformacje elementów, które prowadzą do odstępstw od statycznej geometrii kształtu podzespołów silnika widzianej przez konstruktora;
- powiększenie luzów łożyskowych skutkuje naruszeniem symetrii szczeliny powietrznej;
- w czasie eksploatacji może dojść do uszkodzenia obwodów (osłabienie izolacji, pękanie prętów), co narusza projektowe przepływy elektryczne, wpływa na nasycenie magnetyczne, a także na pojawienie się i kumulowanie magnetyzmu szczątkowego.

W konsekwencji tych i im podobnych odstępstw przyczyniających się do naruszenia doskonałego kształtu szczeliny powietrznej tworzy się asymetryczne pole magnetyczne skutkujące pojawieniem się prądów krążących.

Jedno z pierwotnych założeń konstruktora dotyczy zasilania silnika. Ono także może podlegać wielorakim dewiacjom, które przekładają się na niepożądane zmiany pól elektromagnetycznych.

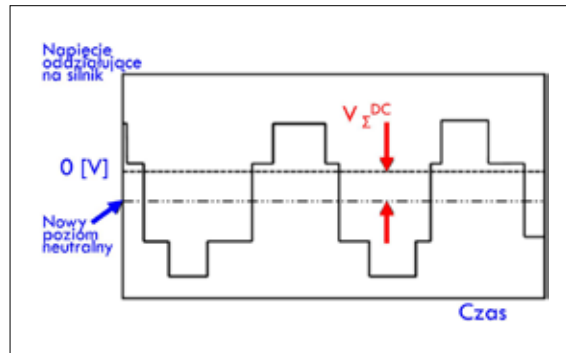
Wszystkie powyższe przyczyny wpływają na występowanie w silniku napięć pasożytniczych, które



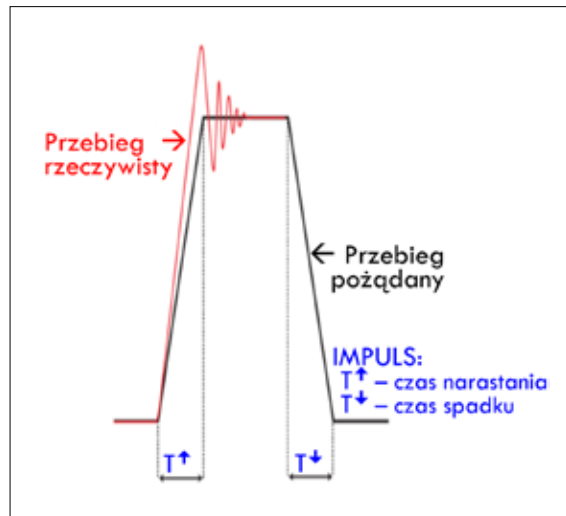
przez inwerter, to nie dają one wartości zerowej, co pokazano na najniższym przebiegu  $V_z$ . Jest to tzw. napięcie zaburzeń wspólnych, w piśmiennictwie często symbolizowane jako  $U_{CM}$  (z angielskiego Common Mode Voltage).

Na kolejnym rysunku pokazano ZOOM z przebiegu  $V_z$ . Wartość średnia tego przebiegu, która w przypadku przebiegów zaprezentowanych na rys. 1 jest zerowa, w odniesieniu do sygnałów na wyjściu z każdego inwertera jest od zera różna. Na rys. 3 została pokazana jako

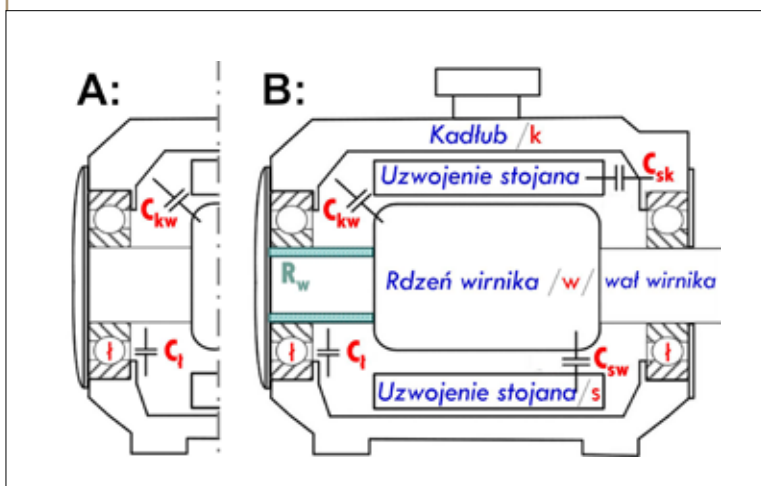
**RYS. 3**  
Zróżnicowanie poziomu neutralnego



**RYS. 4**  
Idealny i rzeczywisty przebieg impulsowy



**RYS. 5**  
Wybrane pojemności  $C_{m\alpha}$  w silniku elektrycznym oraz zróżnicowanie czopa NDE: A) niez izolowany, B) izolowany



$V_z^{DC}$  i odpowiada nowej wartości neutralnej. W konsekwencji różnicy napięć mogą się pojawić niepożądane przepływy prądowe.

**Impulsy i pojemności**

Z teorii przetwarzania sygnałów i sterowania wiadomo, że system dynamiczny (np. akustyczny, mechaniczny, elektryczny), na który działa impuls  $\delta(t)$ , odpowie na takie wymuszenie zgodnie z charakterystyczną dla niego funkcją odpowiedzi impulsowej (IRF). Bardziej ogólnie, odpowiedź impulsowa to reakcja dowolnego układu dynamicznego na zmianę zewnętrzną. Najczęściej odpowiedź taką przedstawia się w dziedzinie czasu, choć może to być także jakaś inna zmienna niezależna, która parametryzuje dynamiczne zachowanie układu.

Pozostając przy impulsie i dziedzinie czasu: nawet w przypadku bardzo stromych zboczy (tzn. przy dużych wartościach  $dV/dt$ ), impulsy muszą narastać w jakimś czasie ( $T^+$ ) i także zanikać w jakimś czasie ( $T^-$ ), co pokazano na rys. 4. Zamieszczono na nim dodatkowo krzywą czerwoną, która obrazuje hipotetyczną odpowiedź jakiegoś układu dynamicznego na wymuszenie impulsowe. Czas  $T^+$  może być krótszy lub dłuższy, a stromość zbocza będzie wpływać na uzyskiwaną odpowiedź.

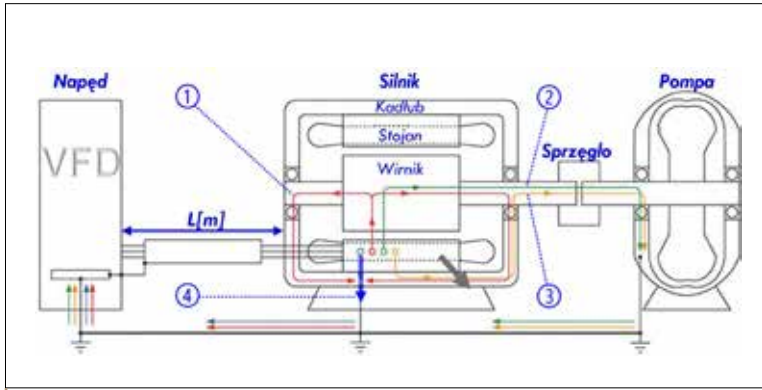
W przypadku VFD napięcie zaburzeń wspólnych  $U_{CM}$  charakteryzuje się wysokimi wskaźnikami zmian napięcia w czasie (wysokie  $dV/dt$ ). Im bardziej wysokoczęstotliwościowe wymuszenia, tym więcej pobudzają one rezonansów w rezonatorach. Praktyka pokazuje, że częstotliwości procesów pobudzonych przez  $U_{CM}$  mogą się mieścić w paśmie MHz. Spójrzmy na silnik z punktu widzenia tej problematyki.

Rezonatory elektryczne charakteryzują się indukcyjnością  $L$  i pojemnością  $C$ . Silnik elektryczny posiada zarówno szereg obwodów indukcyjnych (cewki), jak i pojemności. Te ostatnie zilustrowano na rys. 5. Pokazane zostały pojemności między stojanem (s) a kadłubem (k) oraz wirnikiem (w), między kadłubem i wirnikiem oraz dodatkowa pojemność przypisana do łożysk (ł). Na rysunku symbolicznie przedstawiono łożyska toczne, natomiast nie się nie zmienia w ogólnym spojrzeniu na silnik jak na multirezonator elektryczny, gdyby zastąpić je łożyskami ślizgowymi.

Prądy zaburzeń wspólnych ( $I_{CM}$ ) powstają w wyniku sprzężeń pojemnościowych pokazanych na rys. 5. Ich natężenie charakteryzuje zależność:  $I_{CM} = C \times dV/dt$ , gdzie  $C$  jest jedną z pojemności pokazanych na rysunku. Generowane tą drogą prądy pasożytnicze są tym większe, im większa pojemność  $C$  odpowiedzialna za przypisany do niej prąd oraz im większe  $dV/dt$ .

**Przepływy prądów**

W agregacie pompowym można wyróżnić różne ścieżki, jakimi generowane prądy pasożytnicze chcą spłynąć do uziemienia. Wśród nich są także takie, na które powszechnie patrzy się jak na izolatory.

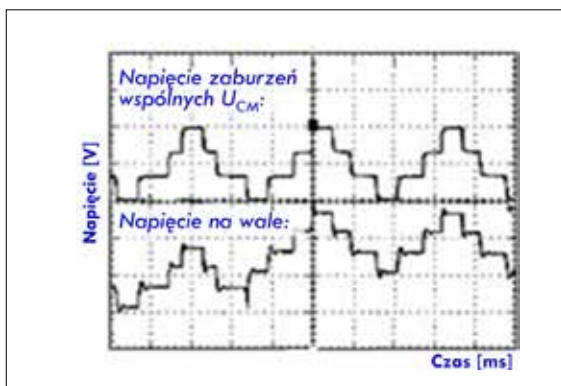


RYS. 6  
Typowe ścieżki prądów pasożytniczych

Na rys. 6 pokazano schemat agregatu pompowego z napędem VFD. Czterema kolorami zaznaczono typowe ścieżki prądów pasożytniczych, które mogą się pojawić w czasie pracy pompy. Przepływające prądy będą prowadziły do przyspieszenia pojawiania się pewnych uszkodzeń i w konsekwencji do skrócenia czasu międzyremontowego agregatu [2].

① – kolor CZERWONY: jest to ścieżka prądu pojemnościowego będącego konsekwencją sprzężeń wirnika z innymi elementami silnika ( $C_{KW}$  i  $C_{SW}$ ). Prąd ten rozchodzi się kilkoma drogami. Poprzez łożyska może zmierzać do uziemienia silnika i dalej do uziemienia VFD. Ta ścieżka przyczynia się do przepływu prądu przez jedno łożysko lub przez oba łożyska silnika, co wcześniej czy później spowoduje ich uszkodzenie. Przepływ prądu przez tradycyjne łożysko stalowe jest uzależniony od kilku czynników, w tym od stanu jego smaru (rodzaj, ilość, zaawansowanie degradacji). Prąd przewodzenia może popłynąć przez łożysko silnika w chwili, gdy nastąpi skokowa zmiana napięcia zaburzeń wspólnych i zawsze wtedy, kiedy dochodzi do metalicznego kontaktu wału z kadłubem (tzn. gdy w łożysku ma miejsce zwarcie w konsekwencji bezpośredniego kontaktu elementu tocznego z bieżniami). Na rys. 7 [2] pokazano jakościową relację między  $U_{CM}(t)$  oraz zmianą napięcia na wale silnika. Wyraźnie widoczna jest wysoka korelacja w przebiegu obu składowych AC.

RYS. 7  
Współzależność zmiany  $U_{CM}$  i napięcia na wale [2]



Zanim dojdzie do znacznego obniżenia rezystancji łożyska (w skrajnym przypadku – w konsekwencji kontaktu metalicznego między jego elementami), to we wcześniejszej fazie pracy maszyny zależy ona od bieżących właściwości smaru i od grubości jego warstwy między elementami tocznymi a bieżniami, ale nie tylko. Na grubość warstwy pierwotnie wpływa również montażowy luz roboczy (czyli dociążenie łożyska). Jeśli napięcie elektryczne między kadłubem a wałem jest niewielkie, to łożysko pracuje jak izolator. Natomiast jeśli jego wzrost osiągnie wartość wystarczającą do przebicia warstwy smaru, następuje przepływ prądu rozładowania. Wiadomo, że prądy płynące ścieżką czerwoną istnieją, natomiast nie można ich bezpośrednio zmierzyć bez specjalistycznego systemu pomiarowego zainstalowanego wewnątrz silnika, ponieważ cała ścieżka prądowa znajduje się w jego wnętrzu.

② – kolor ZIELONY: ścieżka pokazuje drogę prądu będącego wynikiem sprzężenia, w którym aktywną rolę odgrywa pojemność  $C_{KW}$ . Tak więc w tym przypadku sprzężenie odbywa się za pomocą tego samego mechanizmu, który ma miejsce dla powyżej opisanej ścieżki „czerwonej”. Tyle, że tym razem prąd znajduje inną preferencję. Ścieżka przebiega przez sprzęgło łączące wały (co może mieć miejsce wtedy, kiedy nie jest to sprzęgło izolowane), a następnie przez co najmniej jedno łożysko napędzanej maszyny, aż do jej uziemienia, i dalej z powrotem do uziemienia VFD<sup>2</sup>. W przypadku tej ścieżki przepływ prądu może doprowadzić do elektroerozji sprzęgła łączącego oba wały oraz łożyska pompy. W odróżnieniu od ścieżki „czerwonej”, prąd płynący ścieżką „zieloną” można zmierzyć wykorzystując bezkontaktowy czujnik prądu o wysokiej częstotliwości i umieszczając go wokół wału.

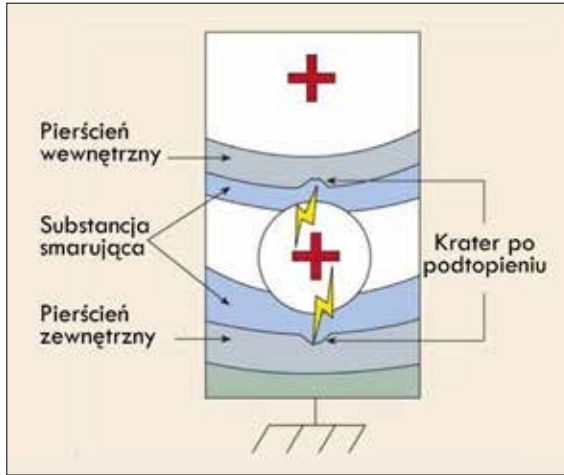
③ – kolor ŻÓŁTY: ścieżka jest przypisana do prądu będącego wynikiem sprzężenia, w którym aktywną rolę odgrywa pojemność  $C_{SK}$ . Prąd ten przepływa przez izolację uzwojenia stojana (jest ona pojemnościowo przewodnikiem dla prądów wysokoczęstotliwościowych). Przy niskiej jakości uziemienia silnika taki wysokoczęstotliwościowy prąd przepływa przez kadłub, przechodzi przez łożysko, wchodzi na wał silnika, a następnie przez nieizolowane sprzęgło przedostaje się na wał pompy, przechodzi przez jej łożysko, aby w końcu – poprzez jej uziemienie – dostać się do uziemienia VFD. Prąd płynący tą ścieżką może przyczynić się do uszkodzenia silnika, sprzęgła oraz łożysk(a) pompy.

④ – kolor NIEBIESKI: dla wszystkich ww. prądów preferowaną ścieżką jest ta niebieska. Jeśli jest ona dla nich drożna to przyczynia się do spowalniania procesu destrukcji łożysk. W tym przypadku ani przez silnik, ani przez łożyska pompy nie płyną żadne prądy.

### Prądy łożyskowe

Na rys. 8 zilustrowano przepływ prądu łożyskowego. Następuje on w przypadku, w którym różnica potencjałów umożliwia pokonanie oporności smaru łożyskowego. Obecność zanieczyszczeń w smarze może znacząco

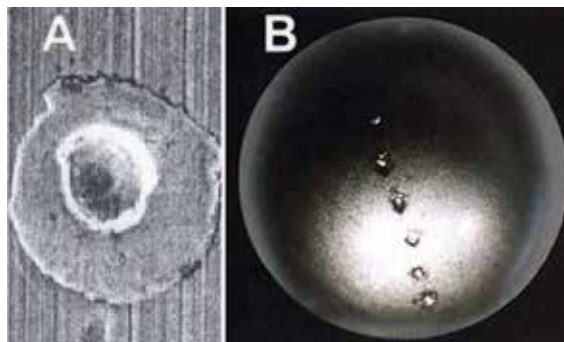
**RYS. 8**  
Prąd łożyskowy i jego skutki



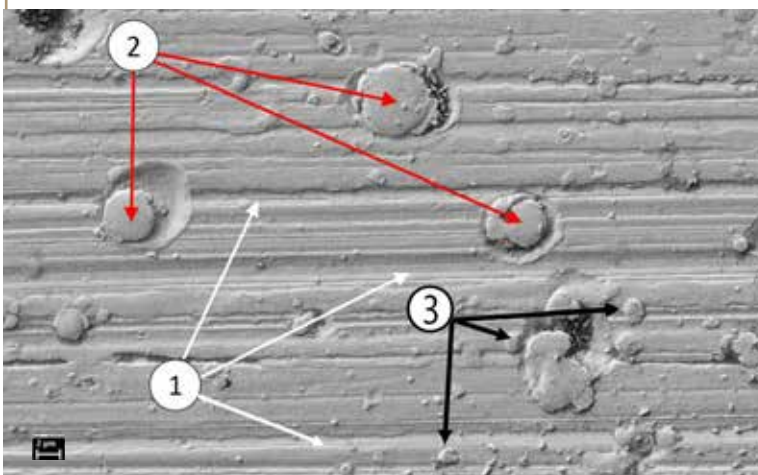
**RYS. 9**  
Chwilowy wzrost napięcia wałowego



**RYS. 10**  
Kraterki spowodowane przepływem prądu łożyskowego



**RYS. 11**  
Zróżnicowane efekty przepływu prądów łożyskowych



zmienić jego przewodność elektryczną. Zanieczyszczenia to np. wilgoć, fragmenty metali i inne cząstki stałe.

Przepływy prądowe przez łożysko mogą mieć różny charakter. Z punktu widzenia:

- rodzaju prądu – mogą być DC (np. wtedy, gdy wirnik z jakichś przyczyn gromadzi statyczne ładunki elektryczne, które następnie szukają ujścia do ziemi) lub AC;
- czasu – mogą być chwilowe lub ciągłe.

Na rys. 9 [3] pokazano przebiegi chwilowych zmienności napięcia i prądu w oknie czasowym 500 ns: (i) jakaś przyczyna powoduje wzrost napięcia wałowego, (ii) po osiągnięciu wartości 8,6 V dochodzi do rozładowania, które pociąga za sobą prąd oscylujący o wartości maksymalnej 6,84 A<sub>PEK-PEAK</sub>.

Przepływ prądu przez smar powoduje jego lokalną degradację, a metal w miejscu przepływu zostaje lokalnie podgrzany. Jeśli natężenie prądu jest wystarczająco wysokie, to przepływ doprowadzi nie tylko do lokalnego podgrzania, ale także do podtopienia. W jego pobliżu następuje chwilowe podgrzanie warstwy stałej prowadzącej do zmiany struktury metalu, a metal z podtopień może być przemieszczony przez element toczny w inne miejsce na bieżni. Po podtopieniu pozostaje minikrater, którego wielkość i kształt (i) zależy od natężenia prądu I, (ii) może być uzależniony od kierunku przepływu prądu.

Na rys. 10 pokazano przykłady kraterów: na fotografii A w bieżni, a na fotografii B na elemencie tocznym.

W przypadku A widoczny jest krater (w białej otoczce). W odległości porównywalnej do jego średnicy pojawia się pęknięcie (najprawdopodobniej w miejscu zmęczenia na granicy różnych struktur metalurgicznych) będące początkową fazą pittingu, czyli zużycia wykruszającego. Na fotografii B pokazano element toczny – na jego powierzchni widoczny jest szereg kraterów powstałych na obwodzie, który pozostawał w kontakcie z bieżnią w czasie toczenia.

Rys. 11 prezentuje obraz powiększonej powierzchni bieżni łożyska poddanej działaniu prądów łożyskowych (w lewym dolnym rogu fotografii pokazano marker o długości 2 μm). Na fotografii zaznaczono strzałkami trzy rodzaje zniszczenia powierzchni bieżni:

- ① – wytoczenia liniowe wzdłuż ścieżki bieżni będące wynikiem ciągłego wyładowania elektrycznego w czasie pracy łożyska;
- ② – kraterki ze schłodzonymi wytoczeniami; w tym przypadku średnica kraterów wynosi ~5 μm;
- ③ – zanieczyszczenia metaliczne bieżni metalem przemieszczonym z wytocień.

Erozja elektryczna łożysk ma miejsce zarówno dla maszyn wirnikowych pracujących ze stałą prędkością obrotową, jak i sterowanych przez VFD. Natomiast obrazy erozji różnią się w obu przypadkach.

Na rys. 12 pokazano trzy przykłady charakterystycznych wyżłobień (ang. *flutting*) będących wynikiem przepływów prądów łożyskowych.

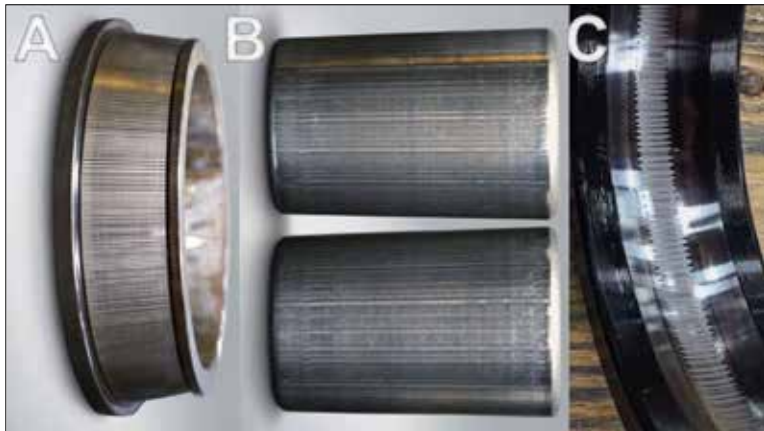


Na fotografii A i B zaprezentowano z kolei elementy łożyska stożkowego (odpowiednio bieżnia pierścienia wewnętrznego oraz dwa elementy toczne), a na C – bieżnię pierścienia zewnętrznego łożyska kulkowego. Tego typu uszkodzenia są typowe dla maszyn pracujących ze stałą prędkością obrotową.

Na rys. 13 widać przykład zmatowionej powierzchni łożyska kulkowego. Taki skutek erozji elektrycznej ma miejsce w przypadku maszyn pracujących ze znacz-

nie zmieniającą się prędkością obrotową wirnika oraz ze stosunkowo nieznaczoną energią iskrzenia między elementami łożyska (tzn. iskrzenie powoduje bardzo małe kraterki).

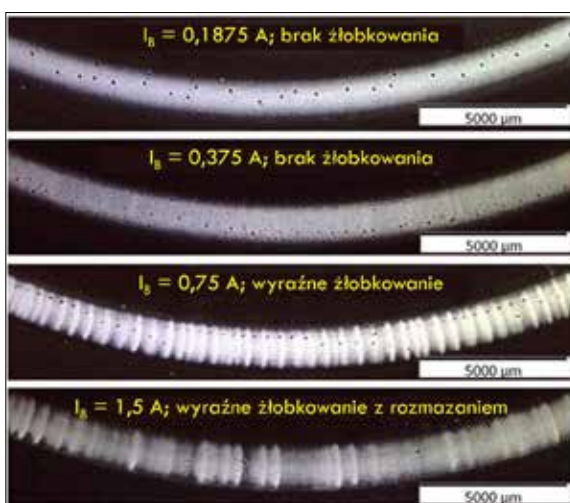
W [4] zaprezentowano wyniki badań eksperymentalnych prowadzonych na stanowisku badawczym. Wykorzystywano w nich prąd stały  $I_b$  o różnicowanym natężeniu. Jeden z wyników tych badań zamieszczono na rys. 14. Pokazuje on wpływ zaawansowania erozji elektrycznej łożyska w zależności od natężenia prądu – każdy kolejny wynik uzyskano dla prądu, którego uśredniona wartość była podwojona, a czas działania na testowane łożysko – taki sam. Z eksperymentu wynika, że dla niewielkich prądów efekt żłobkowania nie występuje, przy nieco większych wartościach pojawia się wyraźne żłobkowanie, a dalszy wzrost prądu prowadzi do rozmazania obrazu żłobków.



RYS. 12  
Wyżłobienia spowodowane erozją elektryczną



RYS. 13  
Zmatowienie wywołane erozją elektryczną



RYS. 14  
Zróżnicowanie elektroerozji w zależności od natężenia prądu

### Przeciwdziałanie prądom łożyskowym w silniku

W przypadku potencjalnego zagrożenia wystąpienia prądów pasożytniczych winny być używane rozwiązania zapobiegające ich negatywnym skutkom.

Bezpośrednio na silniku zastosowane mogą być dwa<sup>3</sup> podejścia:

- wprowadzanie dodatkowej izolacji elektrycznej mającej zapobiegać przepływowi prądów łożyskowych [5],
- bezpośrednie uziemienie wału silnika.

Wprowadzanie dodatkowej izolacji jest możliwe bądź to przez pokrycie wału materiałem izolującym w miejscu, w którym znajduje się łożysko (*vide* rys. 5B), bądź też zastosowanie łożyska charakteryzującego się zwiększoną rezystywnością. W tym drugim przypadku możliwe jest stosowanie łożyska: (i) z wybranymi powierzchniami powlekanymi materiałem izolacyjnym (powierzchnia zewnętrzna pierścienia zewnętrznego lub wewnętrzna – wewnętrzna), (ii) hybrydowego, tzn. takiego, które posiada pierścień stalowy oraz elementy toczne ceramiczne, (iii) izolującego ceramicznego, tzn. takiego, które posiada pierścień i elementy toczne wykonane z materiału ceramicznego<sup>4</sup>.

Wprowadzenie izolacji może być stosowane dla jednego lub obydwu łożysk. Natomiast dobrze jest pamiętać, że izolacja to skuteczne rozwiązanie dla prądów DC, natomiast może nie być wystarczająca dla prądów AC.

Może się także zdarzyć, że smar łożyskowy spowoduje mostkowanie elektryczne z gniazdem łożyskowym, tzn. smar pokryje cały mostek izolacyjny i umożliwi mniej rezystywne mostkowanie na drodze metal-metal. Wtedy ma miejsce naruszenie konstrukcyjnej izolacyjności i wystąpi przepływ prądu z korpusu, przez smar i dalej przez łożysko do wału.

### Uziemienie wału

By uniknąć problemów eksploatacyjnych powodowanych przez prądy pasożytnicze stosuje się dodatkowe układy uziemiające wał. Mają one na celu:

- przekierowywanie pasożytniczego prądu elektrycznego z wału do ziemi;
- ograniczanie rozpyłów pojawiających się na silniku nieroboczych prądów ścieżkami najmniejszego oporu, tzn. przez łożyska i podzespoły w otoczeniu silnika;
- odprowadzanie prądu elektrycznego od łożysk silnika w sposób kontrolowany.

Uziemianie wału może być realizowane na kilka sposobów. Wykorzystywane techniki, ze względu na kontakt z wałem, można podzielić na dwie grupy:

- lokalne (punktowe) – realizowane z pomocą szczotek zarówno na jego powierzchni walcowej, jak i czołowej,
- obwodowe – realizowane z pomocą specjalnych rozwiązań, które pracują na całym obwodzie wału.

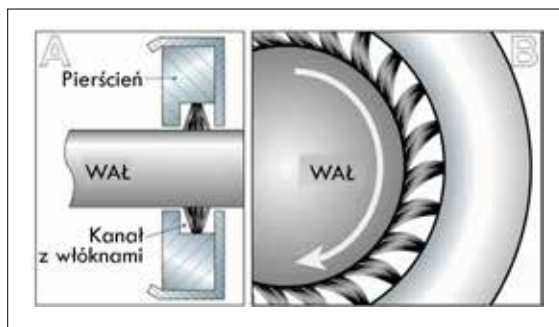
Zastosowanie szczotek jest sposobem najstarszym i wciąż najczęściej wykorzystywanym. Dla silników elektrycznych mogą być stosowane szczotki węglowe, grafitowe<sup>5</sup>, węglowo-grafitowe lub metalo-grafitowe.

Od szczotki wymaga się małej zużywalności, co winien zapewniać możliwie niski współczynnik tarcia kinematycznego oraz dobrej przewodności elektrycznej. Najwłaściwsze jest używanie szczotek metalo-grafitowych<sup>6</sup>, takich jak: miedziano-grafitowe lub srebrno-grafitowe<sup>7</sup>. Te ostatnie charakteryzują się niższym współczynnikiem tarcia i większą przewodnością niż szczotki będące kompozytem brązu i węgla. W szczotkach srebrno-grafitowych srebro służy jako składnik przewodzący, a grafit zapewnia smarowanie i przewodność cieplną.

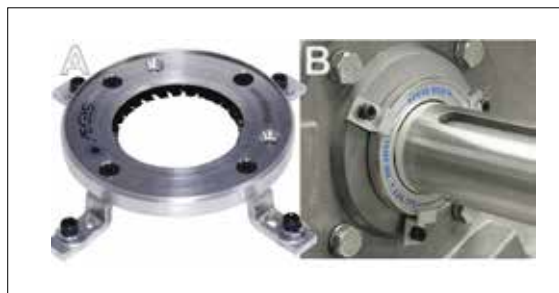
Dla uziemienia wału równie ważną kwestią jak rodzaj materiału szczotki jest jej uchwyt. Wymaga się od niego w miarę możliwości stałego docisku szczotki do wału<sup>8</sup>, łatwej możliwości kontroli poprawności pracy szczotki, a w przypadku potrzeby – łatwości jej wymiany. Docisk do powierzchni wału wpływa na powierzchnię rzeczywistego kontaktu z wałem oraz na warstwę kontaktową.

Różne firmy preferują różne miejsca lokalizacji szczotki na silniku. W zdecydowanej większości przypadków jako właściwe do uziemienia wału jest wskazywane miejsce w bezpośredniej bliskości łożyska po stronie napędowej silnika, a jako miejsce niewłaściwe – czop z łożyskiem po stronie przeciwnapędowej. Natomiast z tego podejścia wyłamuje się firma DP&A [7], która zdecydowanie preferuje właśnie swobodny koniec wału jako miejsce optymalne.

Za wersją instalowania szczotki uziemniającej współosiowo z osią wału przemawia mała prędkość poślizgu szczotki po powierzchni wału. Prędkość ta jest zawsze mniejsza niż ma to miejsce przy szczotkach lokalizowanych na kierunku promieniowym. W tym ostatnim przypadku, wraz ze wzrostem średnicy wału, prędkość na granicy styku: „szczotka – powierzchnia walcowa” wzrasta, co pierwotnie prowadzi do szybszego nagrze-



RYS. 15  
Pierścień SGR współpracujący z wałem silnika



RYS. 16  
SGR (A) przed i (B) po zainstalowaniu na silniku

wania się ścieżki roboczej oraz pogorszenia kontaktu, a wtórnie przyczyna się do przyspieszonego zużycia szczotki.

Od lat, równoległe do uziemień punktowych, są także wykorzystywane bardziej wyrafinowane techniki obwodowe, o których jest mowa w dalszej części tekstu.

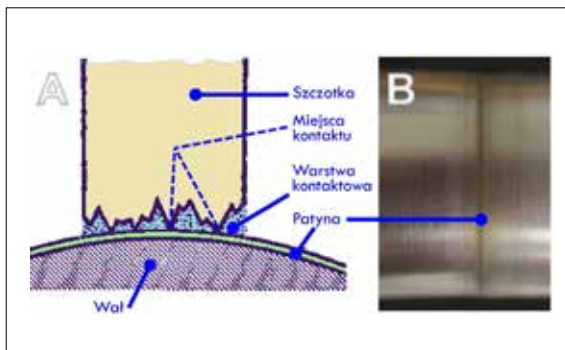
Jedną z nich to technologia elektrostatyczna opracowana przez ITW Company i propagowana od wielu lat przez firmę AEGIS® w postaci pierścieni uziemiających wały (SGR = Shaft Grounding Ring).

Znajdujące się wewnątrz pierścienia AEGIS® iPRO przewodzące mikrowłókna tworzą ścieżkę najmniejszego oporu dla pasożytniczych prądów łożyskowych dzięki ciągłemu pozostawaniu w kontakcie z wałem, tak jak to pokazano w dwóch widokach na rys. 15. SGR, minimalizując prądy pasożytnicze, zapobiega elektro uszkodzeniom łożysk silnika, co znacznie wydłuża ich żywotność. W wyniku procesów ciernych między wałem a włóknami (tak jak to pokazano na rys. 15B) dochodzi do ich naturalnego skracania. W materiałach firmowych producenta znajduje się informacja, że „podczas eksploatacji pierścienia włókna zużywają się dokładnie tylko do średnicy wału silnika i nie dalej, utrzymując >>nanogap<<<sup>9</sup> – kontakt, który pozwala pierścieniom uziemiającym AEGIS® na dalsze skuteczne działanie i ochronę łożysk silnika dzięki technologii transportu elektronów” (← Electron Transport Technology™).

Na rys. 16A pokazano SGR z uchwytami umożliwiającymi instalację na pokrywie łożyska silnika, a na rys. 16B podobny pierścień, już po zainstalowaniu.

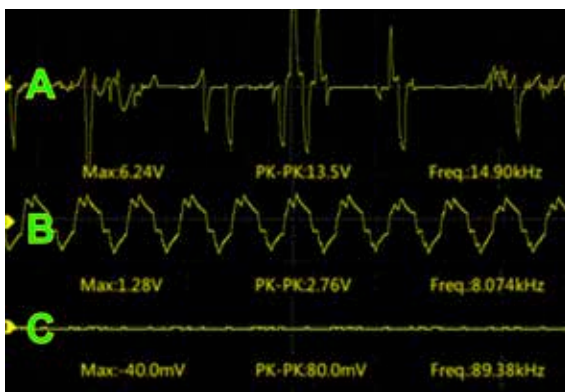
W [8] dokonano porównania aplikacji wykorzystującej SGR z aplikacją, gdzie zastosowano szczotkę węglową. W publikacji tej przyznaje się, że pierścienie AEGIS® nie są idealne. Kontestuje się także wypowiedzi producentów szczotek węglowych twierdzących, że

**RYS. 17**  
A. Kontakt szczotki z wałem;  
B. Patyna na ścieżce współpracy z SGR



obniżają one napięcie wału skuteczniej niż pierścienie AEGIS® podkreślając, że ta supremacja szczotek jest ograniczona w czasie, bowiem po paru miesiącach pracy – na ścieżce wału współpracującej ze szczotką – gromadzi się warstwa patyny (tlenki metalu wymieszane z węglem i wodą), co zostało pokazane na rys. 17A. Patyna sprzyja lepszemu transferowi napięć DC oraz upłynnia współpracę szczotki z wałem. Jej negatywnym wpływem jest jednak zwiększenie impedancji dla wysokoczęstotliwościowych prądów AC. W konsekwencji, w miarę upływu czasu i kumulacji patyny, szczotka pogarsza swoją zdolność do rozładowywania wału w zakresie zjawisk elektrycznych o wysokiej częstotliwości. W każdym przypadku o jakości kontaktu szczotki z wałem współdecyduje „warstwa kontaktowa” (także pokazana na rys. 17A), na którą składają się: zawiesina filmu gazowego ze zjonizowanymi cząsteczkami węgla i w której – w przypadku brudnego środowiska – może także dodatkowo znajdować się drobny pył.

**RYS. 18**  
(A) napięcie wałowe oraz jego redukcja z pomocą (B) pierścienia SGR (C) szczotki srebrno-grafitowej



**RYS. 19**  
Widok Smart CDR® przed i po zainstalowaniu na silniku



Jednak patyna nie pojawia się wyłącznie w przypadku stosowania szczotek. Na rys. 17B [9] pokazano zmianę powierzchni wału w miejscu stosowania SGR.

W [8] informuje się, że napięcia wałowe niższe od  $5 V_{0-PEAK}$  nie powodują zauważalnych uszkodzeń. Stwierdza się również, iż stosowanie SGR zapewnia utrzymywanie napięć wałowych na poziomie poniżej wymienionych  $5 V_{0-PEAK}$ . W niektórych publikacjach można jednak znaleźć informacje o niższych wartościach napięcia, które doprowadziły do elektroerozji łożysk. W [10] zamieszczono informację, że tak niewielkie napięcia wału jak  $\sim 500$  mV mogą spowodować występowanie prądów łożyskowych o natężeniu przekraczającym 20 A. Tak znaczne prądy muszą prowadzić do elektroerozji.

W [11] dokonano porównania różnych technik dykretnego (tzn. punktowego) uziemiania wału z techniką obwodową SGR. W zaprezentowanym tam zestawieniu odniesiono się niestety także jedynie do szczotki węglowej, a więc najgorszej jakościowo spośród możliwych do zastosowania punktowego.

Istniejąca od blisko 100 lat firma HALWIG CARBON zdecydowanie preferuje wykorzystywanie dla uziemiania wału wysokogatunkowych szczotek srebrno-grafitowych. Na rys. 18 [12] pokazano porównanie efektywności działania system uziemiającego wał z użyciem SGR oraz szczotki srebrno-grafitowej. Test przeprowadzono dla silnika o mocy  $\sim 7$  kW. Dla wirnika, dla którego pomierzono napięcia wałowe 13,5  $V_{PEAK-PEAK}$  (na rysunku przebieg „A”) przy zastosowaniu SGR udało się je zredukować do wartości 2,76  $V_{PEAK-PEAK}$  (vide przebieg „B”, czyli około pięciokrotnie), natomiast aplikując szczotkę srebrno-grafitową napięcia wałowe ograniczono do poziomu 80 mV  $V_{PEAK-PEAK}$ , tak jak to pokazuje przebieg „C” (czyli prawie 170-krotnie).

W konstrukcji uziemień obwodowych o krok do przodu poszła firma INPRO/SEAL. W roku 2005 opracowała rozwiązanie o nazwie Smart MGS® (MGS = Motor Grounding Seal), w skład którego wchodzi pierścień uziemiający z mikrowłóknami i dodatkowo elementy będące uszczelnieniem węzła łożyskowego przed szkodliwymi wpływami środowiska. Pierwsze aplikacje pokazały, że narastanie patyny na wale może wpływać na jakość uziemienia. W rezultacie INPRO/SEAL zrobiła kolejny krok w intencji postępu i w roku 2008 wdrożyła nowe uziemienie obwodowe wału o nazwie Smart CDR® (CDR Current Diverter Ring®). Jego intencją jest wyeliminowanie pogorszenia pracy będącego konsekwencją pokrywania się wału patyną i wzrostu impedancji połączenia uziemiającego. Rozwiązanie sprowadza się do osadzenia na wale na stałe dodatkowego pierścienia z brązu łożyskowego, po którym ślizgają się mikrowłókna. Zastosowanie takiego pierścienia jest podyktowane faktem, że brąz nie pokrywa się patyną<sup>10</sup>, tak jak to ma miejsce dla wału stalowego (rys. 17B) [9]). W konsekwencji, właściwości połączenia elektrycznego między wałem a mikrowłóknami, które jest realizowane przy pomocy Smart CDR®, nie zmie-

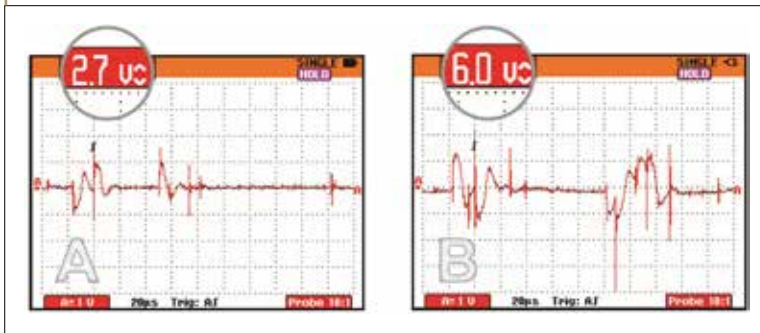


niają się w czasie. Na rys. 19 pokazano produkt przed i po zainstalowaniu go na silniku.

Na rys. 20 zauważalne są efekty redukcji napięć wałowych przez dwa różne rozwiązania obwodowe. „A” prezentuje wynik uzyskany przy zastosowaniu Smart CDR®, „B” – dla uziemienia obwodowego, określonego jako „najlepsze rozwiązanie konkurencyjne”.

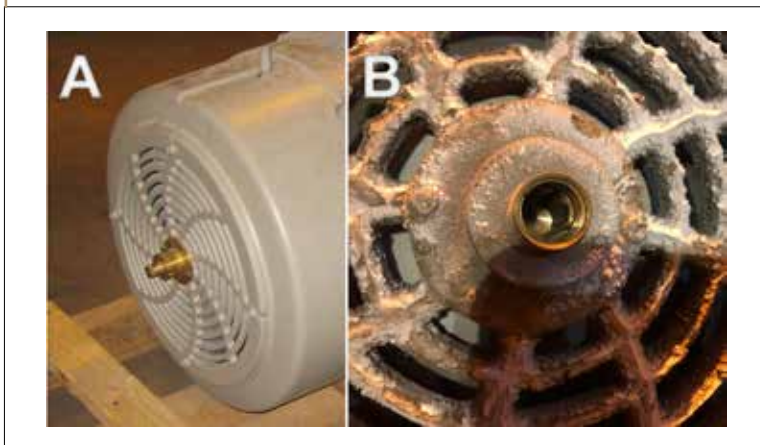
RYS. 20

Efektywność redukcji napięć wałowych przez dwa różne rozwiązania uziemienia obwodowego



RYS. 21

Przykład instalacji uziemienia SGS™ CR współośniowo z wirnikiem silnika [13]



RYS. 22

Przykłady elektroerozji z połączeń spoczynkowych



Z zaprezentowanych danych wynika, że (i) dzięki rozwiązaniu Smart CDR® uzyskano wynik ponaddwukrotnie lepszy niż w przypadku rozwiązania „konkurencyjnie najlepszego”; (ii) rezultat uzyskany przez tzw. „najlepszą konkurencję” jest wyższy o 20% od progu wymienionego w [8], tzn. przekracza 5 V; (iii) w obu przypadkach uzyskane wyniki są wielokrotnie gorsze od wyniku uzyskiwanego z pomocą szczotki srebrno-grafitowej, pokazanego na rys. 18C.

”

W agregacie pompowym można wyróżnić różne ścieżki, którymi generowane prądy pasożytnicze chcą spłynąć do uziemienia

### Pionowe agregaty pompowe

W przypadku pionowych agregatów pompowych nie zawsze dogodnym miejscem do instalacji uziemienia wału jest strona DE silnika. Firma DP&A preferuje umieszczanie uziemienia punktowego po stronie NDE silnika zarówno dla agregatów pionowych, jak i poziomych. Wykorzystuje ona w tym celu opracowane przez siebie i opatentowane rozwiązanie o nazwie SGS™ CR.

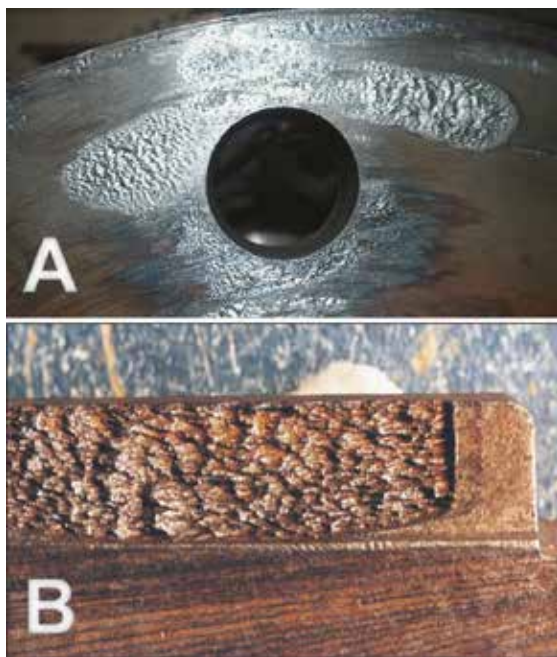
Na rys. 21A pokazano tylną stronę silnika Siemens o mocy ~180 kW z zainstalowanym fabrycznie systemem uziemienia wału SGS™ CR. Silnik napędza pompę wody uzdatnionej (agregat pompowy pracuje w ciężkich warunkach w papierni). Na rys. 21B ukazano częściowo zdemontowany SGS™ CR w celu sprawdzenia stanu szczotki po czterech latach pracy. Stwierdzono jej bardzo dobrą kondycję, rokującą możliwość dalszego wieloletniego poprawnego działania.

### Elektroerozja poza łożyskami

Prądy pasożytnicze mogą prowadzić do destrukcji innych elementów agregatu pompowego niż łożyska. I tak przepływając:

- i. między dwoma elementami korpusu mogą doprowadzić do punktowego ich zespawania<sup>11</sup>;
- ii. między pierścieniem łożyska a metalem pozostającym z nim w połączeniu spoczynkowym może również pojawić się efekt elektroerozji; na rys. 22A [14] pokazano przykład uszkodzenia czopa, a na rys. 22B krater na powierzchni wewnętrznej (a więc nie na bieżni) pierścienia wewnętrznego [15]; podobne efekty elektroerozji do pokazanych dla łożyska na rys. 22 mogą wystąpić w połączeniu spoczynkowym: wał – półsprzęgło;
- iii. przez połączenie dwóch wałów może dojść do elektroerozji sprzęgła; na rys. 23A pokazano efekt

**RYS. 23**  
Przykłady elektroerozji sprzęgieł



elektroerozji na powierzchni styku półsprzęgła sztywnego [15], a na rys. 23B zaawansowaną erozję zęba sprzęgła zębatego.

”

W procedurach odbiorowych maszyn napędzanych silnikami indukcyjnymi, zarówno w czasie procesu inwestycyjnego, jak i po przeprowadzeniu remontu, celem jest sprawdzenie występowania i poziomu napięć wałowych

### Montaż wewnętrzny

Wszystkie omówione do tej pory przykłady instalacji środków technicznych służących uziemianiu wałów wykorzystywały montaż po stronie zewnętrznej silnika. Są jednak pewne względy, które wskazują na celowość montażu wewnętrznego. Takie aplikacje funkcjonują na rynku już od ponad dekady. Na rys. 24 pokazano rozwiązanie stosowane przez firmę BALDOR [16]. Wewnątrz silnika, na ścianie DE, zainstalowany jest szczotkotrzymacz wraz ze szczotką uziemiającą wał.

Podobny montaż wewnętrzny jest również wykorzystywany przez kilku producentów silników do instalowania SGR AEGIS®. Pokazane rozwiązanie posiada certyfikację UL na okoliczność zastosowania w pewnych strefach zagrożenia Ex.

### Nic nie jest na wieki

We wcześniejszej części artykułu jako jedną z przyczyn pojawiania się prądów pasożytniczych w silnikach indukcyjnych wskazano niedoskonałości ich konstrukcji i produkcji. Natomiast nic nie jest na wieki. W miarę używania silnika na pewno nie dojdzie do polepszenia jego właściwości, a jeśli coś się zmienia, to najwyżej na gorsze. Jedną z przyczyn takiego pogarszania jest powiększenie się magnetyzmu rezydualnego, które powoduje, że silnik poza aktywnością podstawową, czyli napędzaniem maszyny, staje się także dodatkowo... generatorem.

W pewnej rafinerii wykorzystywano przez kilka lat agregat pompowy o mocy ~3,5 kW. Doszło w nim do uszkodzenia łożysk. Ze względu na niewielką moc agregatu nie był on objęty systemem monitorowania drgań. Uszkodzenie łożysk było na tyle zaawansowane, że w konsekwencji znacznego wzrostu luzów łożyskowych uszkodzone zostały także wirnik i obudowa. Po naprawie agregat ponownie uruchomiono, przepracował ~9 miesięcy i z powodu osiągnięcia złego stanu technicznego po raz kolejny został odesłany do remontu. Po ponownym uruchomieniu sytuacja powtórzyła się, ale tym razem już po ~6 miesiącach. Wtedy użytkownik podszedł bardziej poważnie do problemu i przeprowadził rozpoznanie natury uszkodzenia łożysk. Z pomocą mikroskopu, wykorzystując powiększenie 30X, rozpoznano charakterystyczne „robaki” elektroerozyjne<sup>12</sup>. Mając takie rozpoznanie oraz biorąc pod uwagę fakt skracania się czasu międzyawaryjnego postawiono tezę, że przyczyną może być magnetyzm rezydualny. Jest on jedną z przyczyn prądów pasożytniczych, a jego wzrost odpowiada za skracanie czasu międzyawaryjnego. Dokonano pełnego demontażu pompy, potwierdzono jej namagnesowanie, roznamagnesowano namagnesowane komponenty do poziomu dopuszczanego przez normy. Po przeprowadzeniu tego ostatniego, bardziej złożonego remontu, pompa przepracowała bezawaryjnie blisko 5 kolejnych lat.

### Maszyny o małej mocy

Z informacji zawartych we wcześniej zamieszczonej ramce można wyciągnąć błędny wniosek, że problem elektroerozji łożysk dotyczy silników o mocy

**RYS. 24**  
Przykłady instalacji uziemienia wału wewnątrz silnika



kilkadziesiąt i więcej kW. Natomiast praktyka pokazuje, że może on wystąpić także na maszynach o znacznie mniejszych mocach, takich jak 1...2 kW. W [17] opisano sukcesywne aplikacje szczotek srebrno-grafitowych na agregatach o niewielkiej mocy (pompy, wentylatory), które pracują w instalacjach HVACR<sup>13</sup> w jednym z amerykańskich uniwersytetów. W publikacji tej wymienionych jest także 9 innych uniwersytetów w USA korzystających z identycznego rozwiązania w celu minimalizacji prądów łożysko-

wych. Uniwersytet w NEBRASKA dla wszelkich nabywanych silników indukcyjnych wymaga aplikacji ww. szczotek.

W ramce po lewej opisano przypadek dalece różnego podejścia krajowego inwestora do zabezpieczenia maszyn z napędami VFD – w tym przypadku maszyn uczestniczących w procesie produkcyjnym.

\*\*\*

W artykule omówiono przyczyny pojawiania się prądów pasożytniczych w agregatach pompowych oraz dokonano przeglądu technik pomocnych w ich minimalizacji – takich, które można zastosować bezpośrednio na agregacie. Na etapie inwestycji (lub modernizacji wdrażającej VFD) do zmniejszenia zagrożenia ze strony prądów pasożytniczych można dążyć także przez zwrócenie uwagi na następujące kwestie:

- Czy VFD jest dobrze sparowany z silnikiem?
- Czy VFD posiada wystarczająco dobre filtry [18]?
- Czy kable łączące VFD z silnikiem są właściwego typu i nie są za długie?
- Czy zastosowanie dodatkowych tłumików na kablach nie zmniejszyłoby propagujących się nimi zaburzeń impulsowych?
- Czy uziemienia (VFD, silnik, pompa, ekrany) są wystarczająco dobre dla prądów wysokoczęstotliwościowych?

”

Przepływ prądu przez smar powoduje jego lokalną degradację, a metal w miejscu przepływu zostaje lokalnie podgrzany i podtopiony

Warto również pamiętać, aby w procedurach remontowych zadbać o kontrolę poziomu magnetyzmu rezidualnego w wirnikach, a jeśli przekracza on poziom zalecany przez normy – wymagać jego minimalizacji co najmniej do tego poziomu.

W procedurach odbiorowych maszyn napędzanych silnikami indukcyjnymi, zarówno w czasie procesu inwestycyjnego, jak i po przeprowadzeniu remontu, celem jest sprawdzenie występowania i poziomu napięć wałowych.

Nawet wtedy, gdy w procesie inwestycyjnym wymaga się instalowanie uziemienia wału, można nie osiągnąć zamierzonego celu. W [19] opisano kilka naruszeń dobrych praktyk instalacji uziemienia, które powodują, że uziemienie SGR AEGIS® jest zainstalowane

## DUŻA KRAJOWA INWESTYCJA

Dla dużej inwestycji dostarczanych zostało kilkadziesiąt agregatów z napędami VFD, z których większość stanowiły agregaty pompowe. We wczesnej fazie procesu inwestycyjnego zwróciłem się w imieniu Inwestora do EPC z pytaniem: czy, a jeśli tak, to w jaki sposób zabezpieczone zostaną agregaty pompowe przed zagrożeniami powodowanymi przez prądy pasożytnicze. Przedstawiciel EPC z radością odpowiedział, że TAK, bowiem silniki zostaną wyposażone w jedno lub dwa łożyska izolowane. Usłyszawszy taką odpowiedź zapytałem: „A co ze sprzęgłami – czy również są izolowane?”. Przedstawiciel EPC odpowiedział równie szybko: „NIE, bo w SIWZ<sup>14</sup>ie nie było takiego wymagania!”.

Drażąc temat zapytałem jeszcze o szczotki uziemiające wał (vide poprzednia ramka). Tutaj po stronie przedstawiciela EPC nastąpiła konsternacja. Nie widział on potrzeby używania uziemienia w sytuacji, w której zastosował izolowane łożyska.

Z wyprzedzeniem w stosunku do fazy odbiorów maszyn tej inwestycji sformułowałem dla inwestora zalecenie co do celowości przygotowania się do sprawdzania występowania napięć wałowych i ich poziomów w czasie prób odbiorowych. Temat tak szybko, jak został podjęty, tak szybko został porzucony. Aby prowadzić takie testy trzeba by było mieć właściwy instrument, a ten kosztuje kilka tysięcy USD. W procesie inwestycyjnym nie ma środków na takie dodatkowe wyposażenie, podobnie zresztą jak na serwisy outsourcingowe, które by zalecanego sprawdzenia mogły dokonać w czasie odbiorów.

Wynik zaleconej weryfikacji może być albo negatywny, albo pozytywny – truizm. Natomiast jeśli jest:

- **NEGATYWNY** – to fakt ten należy odnotować; maszyna z punktu widzenia kryterium „napięcia wałowe” może być odebrana; jednak przed kolejnym planowanym remontem dobrze by było taki test powtórzyć – w ciągu kilku lat stan elektrodynamiczny agregatu może się zmienić (tak jak to miało miejsce w przykładzie zamieszczonym w tekście głównym);
- **POZYTYWNY** i wtedy, kiedy napięcia wałowe przekraczają przyjęte kryterium<sup>15</sup>), maszyna nie powinna być odebrana, bowiem wcześniej czy później pojawiają się na niej prądy pasożytnicze prowadzące do elektroerozji i w konsekwencji do skrócenia czasu międzyremontowego; zwrot „wcześniej czy później” należy rozumieć „jeszcze na gwarancji czy już po jej wygaśnięciu”; jeśli dopiero PO – to skutki finansowe remontów, a być może także straty finansowe spowodowane zaburzeniami w procesie produkcyjnym, ponosił będzie właściciel.

A mógł tego uniknąć.

<sup>14</sup>) Byłoby najlepiej, gdyby kryterium zostało przez inwestora określone już w SIWZie.



**W MIARĘ UŻYWANIA SILNIKA**

na pewno nie dojdzie do polepszenia jego właściwości, a jeśli coś się zmienia, to najwyżej na gorsze. Jedną z przyczyn takiego pogorszenia jest powiększenie się magnetyzmu rezidualnego



i... nie zapobiega elektroerozji. Tak więc dokonując odbioru maszyny z takim zabezpieczeniem, celowe jest sprawdzenie poprawności jego instalacji.

Podjmując również decyzję o zakupie nowego agregatu pompowego warto się zastanowić, czy nie byłoby celowe jego skonfigurowanie ze sprzęgłem izolowanym [20], które ogranicza ewentualny przepływ prądów wałowych z silnika na pompę.

**Przypisy**

- <sup>1</sup> VFD = Variable Frequency Drive.
- <sup>2</sup> W niektórych przypadkach można się również liczyć ze spływem części prądu z wirnika pompy bezpośrednio do pompowanego medium, co na rysunku nie zostało pokazane.
- <sup>3</sup> Były podejmowane próby stosowania jeszcze jednego rozwiązania, a mianowicie wykorzystanie smarów łożyskowych posiadających możliwie wysokie właściwości przewodzące, tak aby nie dochodziło do iskrzenia powodującego erozję elektryczną części metalowych łożyska. Próby te nie dały jednak na tyle dobrych wyników, aby metoda zapobiegania elektroerozji z pomocą specjalnych smarów się upowszechniła (m.in. z tego powodu, że dodatki polepszające przewodność pogarszały właściwości smarne).
- <sup>4</sup> Stosowanie łożysk izolowanych jest możliwe, ale praktycznie nie ma często miejsca, bowiem im łożysko jest bardziej zaawansowane w wykorzystywaniu materiału ceramicznego, tym droższe i względny finansowo nie przemawiają za jego zastosowaniem.
- <sup>5</sup> Czysty grafit to krystaliczna forma węgla składająca się ze ściśle połączonych heksagonalnych warstw atomów węgla.
- <sup>6</sup> Szczotki metalo-grafitowe zawierają na ogół do 75% (a czasami nawet do 95%) metalu. W procesie produkcyjnym sproszkowany metal jest mieszany z grafitem i spoiwem. Czasami stosowane są także jako dodatki proszki cyny i ołowiu.
- <sup>8</sup> Stałość docisku zapewnia niezmienną współpracę szczotki z wałem. Jedynie niektóre uchwyty zapewniają stałość docisku. Nie w każdym przypadku uchwyt, który jest reklamowany jako cechujący się tą właściwością (nawet jeśli jest to czynione przez producentów silników) faktycznie zapewnia tą stałość [6].
- <sup>9</sup> W materiałach AEGIS nie znalazłem informacji, jakiemu wymiarowi to pojęcie odpowiada. Natomiast w żargonie fizyki nanogap odpowiada wymiarowi molekuly. Dla przykładu, rozmiar molekuly wody to 0,27 nm, a dla DNA dochodzi do 2 nm. Tak więc można przyjąć, że kryjący się za tym żargonem wymiar nie przekracza 0,01 μm.
- <sup>10</sup> Zauważmy, że to rozwiązanie jest ideowo podobne do realizowanego przez AEGIS i sprowadzającego się do pokrywania ścieżki na wale współpracującej z mikrowłók-

nami srebrem koloidalnym. Celem tej dodatkowej powłoki wykonanej z cząsteczek srebra o rozmiarach mikrometrycznych jest zwiększenie przewodności powierzchni wału silnika poprzez polepszenie kontaktu z mikrowłóknami. Rezystancja powierzchni wału jest znacznie mniejsza, a jej przewodność zwiększona o rząd, co zdecydowanie polepsza transfer elektronów z powierzchni wału do SGR. Czasami się zdarza, że prądy przepływają z jakichś przyczyn przez łożysko także w sytuacji nieobrótowego się wirnika, a więc poprzez połączenie spoczynkowe – podobnie jak w przypadku elementów korpusu. Wówczas także dochodzi do zespawania elementów łożyska w punkcie przewodzenia. Przy uruchomieniu maszyny następuje rozerwanie tego zespawania skutkujące wyrwaniem metalu.

<sup>11</sup> Na rys. 11 wskazanie ⊙ dotyczy konsekwencji ciągłych w czasie wyładowań elektrycznych. Spowodowały one prostolinię bruzdy. Natomiast nie w każdym przypadku wyładowania ciągłe musi skutkować prostoliniowymi żłobkami. Wynik elektroerozji może powodować wyżłobienia ciągłe, ale nie prostoliniowe. W żargonie branży o takich wyżłobieniach mówi się „robaki” (po angielsku: *worms*).

<sup>13</sup> HVACR = Heating, Ventilation, Air Conditioning, and Refrigeration, czyli ogrzewanie, wentylacja, klimatyzacja i chłodnictwo.

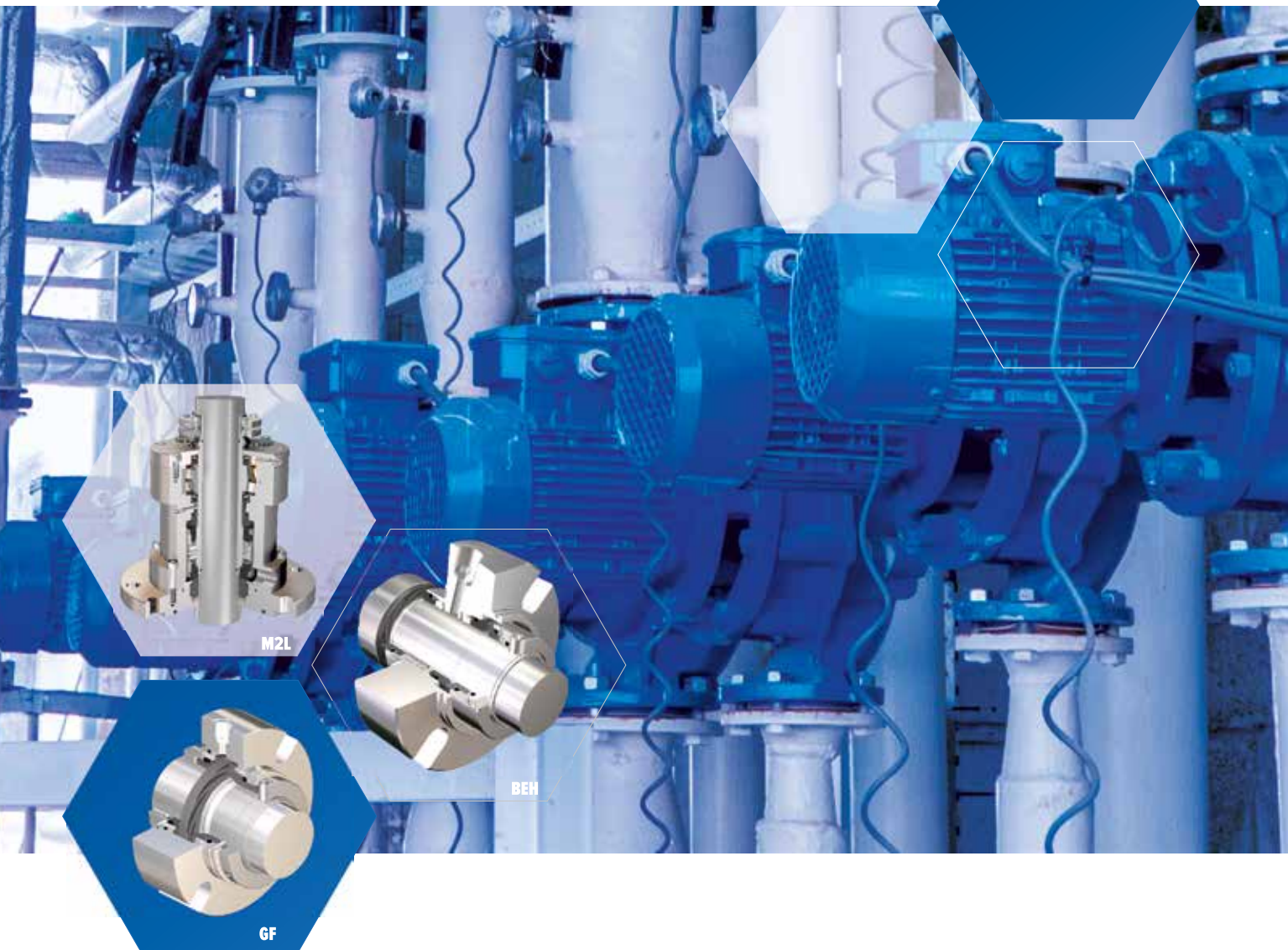
**Literatura**

- [1] Binder A., Application guide: bearing currents, Institut für Elektrische Energiewandlung, TU Darmstadt, Darmstadt, 28.09.2021.
- [2] Inverter-Driven Induction Motors Shaft and Bearing Current Solutions, INDUSTRY WHITE PAPER, Rockwell Automation, 03/11/02.
- [3] Why We Test For Shaft Voltage (And You Should, Too!), www.helwigcarbon.com
- [4] Omid Safdarzadeh O., Capan R., Werner M., Binder A., Koch O., Influencing Factors on the Fluting in an Axial Ball Bearing at DC Bearing Currents, Lubricants 2023, 11, 455.
- [5] Han P., Heins G., Patterson D., Thiele M., Ionel D.M., Evaluation of bearing voltage reduction in electric machines by using insulated shaft and bearings, 2020 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), Detroit MI, Oct. 11-15, 2020.
- [6] <https://www.helwigcarbon.com/constant-force-spring-differences/>
- [7] <https://www.dpa-solvere.com/>
- [8] <https://motion-drives.com/blog/2020/05/28/how-do-shaft-grounding-brushes-compare-with-aegis-rings/>
- [9] SHAFT GROUNDING SOLUTIONS: Smart Shaft Grounding, 2017 - 2019 Dover Precision Components.
- [10] McElveen R. Jr., Frederick Rick Hoadley F.R., Best Practices for Mitigating Bearing Currents, ABB, JUN 2019.
- [11] Comparison of AEGIS® Shaft Grounding Rings to Discrete-Point Brushes, TECHNICAL BULLETIN, © 2017 Electro Static Technology.
- [12] <https://www.helwigcarbon.com/why-motor-oems-are-switching-to-helwigs-bearing-protection-kits/>
- [13] <https://www.linkedin.com/company/dp-a-sales/posts/?feedView=images>
- [14] Berhausen S., Jarek T., Method of Limiting Shaft Voltages in AC Electric Machines, Energies 2021, 14, 3326.
- [15] Zientek P., Drogi przepływu prądów łożyskowych w układach napędowych dużej mocy zasilanych napięciem sieciowym, Politechniki Wrocławskiej Nr 66, Studia i Materiały Nr 32 2012.
- [16] 501 STANDARD MOTORS CATALOG – BALDOR-RELIANCE® NEMA MOTORS, JAN 2025.
- [17] University of Nebraska–Lincoln: Why are our motors failing?, Helwig Carbon Inc., AB-100 10/2018.
- [18] Common Mode Overview and Reduction Guide, © 2016 MTE Corporation, SP-003-E 06/16.
- [19] Common Missteps When Installing AEGIS Rings – and How to Avoid Them, eMotors Direct Jan 15, 2025.
- [20] Calistrat M.M., Extending machine life with insulated couplings, www.machinedesign.com, Oct. 1, 2000. ■

# USZCZELNIENIA MECHANICZNE



- ROZWIĄZANIA SPECJALNE I NIETYPOWE
- REGENERACJA USZCZELNIŃ ANGA I INNYCH PRODUCENTÓW
- PONAD 40 LAT DOŚWIADCZENIA
- PRODUKCJA W POLSCE



**ANGA Uszczelnienia Mechaniczne Sp. z o.o.**

ul. Wyzwolenia 550, 43-340 Kozy  
T. +48 33 827 80 00, [anga@anga.com.pl](mailto:anga@anga.com.pl)

[www.anga.com.pl](http://www.anga.com.pl)



# METODY OCHRONY POWIERZCHNI PRZED EROZJĄ KAWITACYJNĄ

Roman Masek

BELSE

Przeprowadzone badania, opisane w artykule, potwierdziły wysoką wytrzymałość i odporność na erozję kawitacyjną materiałów giętkich, jakimi są kompozyty polimerowe.

W maszynach przepływowych można wyodrębnić przestrzenie o wzmożonej intensywności zaburzeń lub zwiększonej szybkości przepływu cieczy. Przyczyną zaburzeń jest często oderwanie strugi od opływanej powierzchni i generacja struktur wirowych, w których jądrach dochodzi do gwałtownego wzrostu szybkości przepływu. Do tego wzrostu dochodzić też może na samej powierzchni opływanej, np. w zwężeniach kanałów przepływowych. Jak wynika z prawa zachowania energii, w obu przypadkach mamy do czynienia ze spadkiem ciśnienia statycznego, które niekiedy może przyjmować nawet wartości ujemne.

W zwykłej wodzie wodociągowej lub w rzekach i kanałach otwartych spadek poniżej ciśnienia pary nasyconej prowadzi generalnie do rozrostu obecnych w cieczy zarodków (mikropęcherzyków). Ma on początkowo charakter quasi-stacjonarny, lecz po osiągnięciu pewnego rozmiaru krytycznego nabiera charakteru eksplozyjnego. I odwrotnie – wzrost ciśnienia statycznego powoduje najpierw wyhamowanie rozrostu oraz zmniejszenie rozmiarów pęcherzyka do wartości krytycznej, a następnie jego nierównowagowy (implozyjny) zanik. Cykl tych zjawisk bywa określany mianem kawitacji, od słowa cavus (pustka). Może on oczywiście wystąpić nie tylko w przepływie, ale również w polu akustycznym, w którym naprzemiennie pojawiają się naprężenia rozciągające i ściskające. Pęcherzyki kawitacyjne mogą się dzielić i łączyć, tworząc dość skomplikowane struktury parowo-gazowe. Za kawitację uważa się także tworzenie zamkniętych kawern parowo-gazowych, zwykle przyłączonych do opływanych powierzchni. Ich eksplozyjny rozrost uniemożliwia ciśnienie, które na zewnątrz powierzchni rozdziału faz przyjmuje wartość większą od ciśnienia pary nasyconej.

Z uwagi na zawartość fazy gazowej wyróżnia się następujące rodzaje kawitacji:

- kawitacja parowa, rozwijająca się przy ciśnieniach zbliżonych do wartości ciśnienia pary nasyconej cieczy w danej temperaturze. Pęcherzyk wypełniony jest głównie parą danej cieczy;
- kawitacja gazowa, podczas której pęcherzyki rozrastają się głównie w wyniku dyfuzji gazu z cieczy do wnętrza pęcherzyków.

Kawitacji gazowej często w ogóle nie nazywa się kawitacją, gdyż rozrost pęcherzyków przebiega w tym przypadku quasi-stacjonarnie, a nie eksplozyjnie, zaś proces zaniku pęcherzyka następuje dość wolno i wiąże się w dużej mierze z dyfuzją gazu do otaczającej cieczy. Charakterystyczną cechą procesu zaniku pęcherzyka z dużą zawartością gazu innego niż pary cieczy otaczającej są pulsacje pęcherzyka przed ostatecznym rozpadem. W obiegu zamkniętym produkty rozpadu mogą służyć jako załączki kolejnego procesu kawitacyjnego.

Ze względu na sposób wywoływania depresji ciśnienia poniżej ciśnienia krytycznego wyróżnić należy następujące rodzaje kawitacji:

- kawitację hydrodynamiczną, powstającą w wyniku spadku ciśnienia statycznego w cieczy poniżej ciśnienia krytycznego. Spadek ten może być wywołany lokalnym wzrostem szybkości strugi lub zmianą warunków zewnętrznych;
- kawitację akustyczną, powstającą w wyniku lokalnego spadku ciśnienia pod wpływem fali akustycznej rozchodzącej się w cieczy.

Dalsze podziały klasyfikacyjne związane są w dużej mierze z formą, a także mechanizmem i dynamiką rozwoju utworów kawitacyjnych (np. kawitacja pęche-



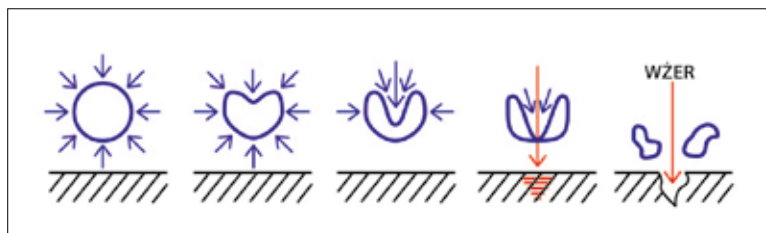
ryzkowa, chmurowa, wirowa, wierzchołkowa, osiowa, powłokowa, pasmowa, przyłączona, pulsująca, pseudo-superkawitacja, superkawitacja itp.).

### Przebieg i skutki erozji kawitacyjnej

Oddziaływanie na opływającą powierzchnię stałą ma charakter dynamiczny i prowadzi często do wibracji i zjawisk erozyjnych – łącznie z zagrożeniem dla integralności maszyn i urządzeń. Dla zainicjowania procesów kawitacyjnych zasadnicze znaczenie ma obecność mikropęcherzyków gazu stanowiących jądra kawitacji (jądra kawitacyjne) lub mechanizm ich inicjacji w cieczy (nukleacja) – zwłaszcza na powierzchni ciał stałych opływanych czy unoszonych w postaci zanieczyszczeń. Ewolucja typowego pęcherzyka kawitacyjnego przebiega wieloetapowo. W początkowej fazie rozwoju rozrasta się on quasi-stacjonarnie, aż do osiągnięcia pewnych krytycznych rozmiarów, po czym zaczyna rosnąć nierównowagowo (eksplozyjnie) aż do chwili, gdy dalszy rozrost zostanie ograniczony i wyhamowany przez czynniki zewnętrzne. Zazwyczaj to wzrost ciśnienia otaczającej cieczy, który w dalszej fazie prowadzi do zmniejszania rozmiaru pęcherzyka, a następnie jego implozji.

Jeśli powierzchnie opływane maszyny przepływowej znajdują się w bezpośrednim sąsiedztwie, są narażone na oddziaływanie mechaniczne implozji. Naprężenia działające na powierzchnię w wyniku implozji mogą sięgać nawet kilku gigapaskali. Jest to poziom naprężeń przekraczających wartość granicy plastyczności większości metali oraz stopów konstrukcyjnych i z tego właśnie powodu obserwuje się stopniowe, ale systematyczne odrywanie się cząstek materiału powierzchni. Ten mechanizm, nazywamy erozją kawitacyjną, co oczywiste w kontekście trwałości powierzchni erodującej, jest procesem – z pewnymi wyjątkami – niepożądanym. Skąd tak duża siła zdolna wywołać naprężenia niszczące w powierzchni (warstwie wierzchniej) metali?

Po pierwsze, samo oddziaływanie wynikające z natury zjawiska kawitacji, czyli cyklicznej sekwencji zdarzeń (tj. rozrostu, zapadania i implozji pęcherzyków), wywołuje efekty zużycia zmęczeniowego. Po drugie – co w istocie jest głównym mechanizmem niszczenia – ciśnienie implozji, choć krótkotrwałe, osiąga ogromne wartości od kilkuset do kilku tysięcy megapaskali! Sama implozja pojedynczego pęcherzyka trwa bardzo krótko, bo ułamki mikrosekund, i jest końcową fazą procesu zapadania się pęcherzyka kawitacyjnego. Ciecz otaczająca pęcherzyk implodujący przemieszcza się z ogromną prędkością rzędu 100-200, a nawet do 500 m/s. Jej wyhamowanie powoduje gigantyczne wartości ciśnienia wskutek zjawiska uderzenia hydraulicznego. Jest to coś w rodzaju „pioruna i błyskawicy” (notabene zdarza się, że powstają błyski światła w czasie kawitacji) i taki stan ma swoje konsekwencje dla urządzeń. W przypadku, gdy implozja następuje w bezpośrednim sąsiedztwie ścianki, zachwiana zo-



**RYS. 1**  
Przebieg zapadania się pęcherzyka z implozją w końcowej fazie procesu.  
(źródło: Archiwum Belse Sp. z o.o.)

staje symetria zjawiska, dochodzi do odkształcenia pęcherzyka i uformowania strugi kumulacyjnej, która przebija powierzchnię pęcherzyka i uderza z bardzo dużą prędkością w ściankę. W tym czasie pęcherzyk deformuje się już do torusa, który następnie ulega dalszemu rozpadowi i końcowej implozji (rys.1).

### Uszkodzenia korozyjne i kawitacyjne

Reasumując, kawitacja jest zjawiskiem wywołanym zmianą ciśnienia w cieczy, polegającym na zainicjowaniu, rozroście i zaniku pęcherzyków zawierających parę danej cieczy, rozpuszczone w niej gazy lub mieszaninę wodno-parową. Proces wywołuje erozję kawitacyjną wskutek implozji pęcherzyków w pobliżu lub bezpośrednio na powierzchni materiału erodującego. Skutki erozji kawitacyjnej obserwowano już z końcem XIX w. w turbinach wodnych i śrubach okrętowych, ale wówczas jeszcze zniszczenia kawitacyjne powierzchni interpretowano jako skutki specyficznej korozji. Zjawiska takie jak korozja i kawitacja występują jednocześnie i nawet wzajemnie mogą się „napędzać”. Erozja kawitacyjna generuje prąd o wartości kilku miliamperów, którego źródłem mogą być w szczególności zjawiska elektrochemiczne (korozja) związane z odrywaniem cząstek metalu i penetracją jonów wodoru. Z drugiej strony produkty korozji zmieniają strukturę powierzchni oraz – jako słabo związane z powierzchnią – łatwo przedostają się do cieczy, stanowiąc zanieczyszczenie cząstkami stałymi.

”

Pęcherzyki kawitacyjne mogą się dzielić i łączyć tworząc dość skomplikowane struktury parowo-gazowe

Nierówności powierzchni oraz zanieczyszczenie cząstkami może być przyczyną nukleacji pęcherzyków kawitacyjnych w przepływie. Mamy zatem do czynienia ze strefami, w których zniszczenia powierzchni będą wyraźnie powodowane przez kawitację, ze strefami z dominacją efektów korozyjnych i obszarami zużycia mieszanego. Intensywność i charakter zarodkowania

pęcherzy na granicy fazy ciecz/ciało stałe są również zależne od energii swobodnej (lub napięcia powierzchniowego) powierzchni ciała stałego. Powierzchnie gładkie o niskiej energii swobodnej, zbliżonej do wartości energii swobodnej cieczy (dla wody wynosi ona ok.  $70 \text{ mJ/m}^2$  w temp.  $20^\circ\text{C}$ ), czyli powierzchnie hydrofobowe, przyczyniają się do zmniejszenia prawdopodobieństwa powstania pęcherzyków kawitacji, co w konsekwencji prowadzi do osłabienia intensywności erozji. Gładkość, hydrofobowość oraz podatność na uderzenia hydrodynamiczne fali wywołanej implozją to cechy powierzchni, które mają bezpośredni wpływ na wytrzymałość erozyjną materiałów konstrukcyjnych.

”

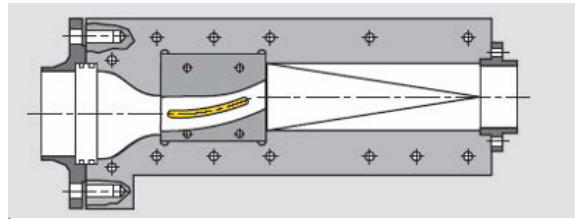
Oddziaływanie na opływającą powierzchnię stałą ma charakter dynamiczny i prowadzi często do wibracji i zjawisk erozyjnych – łącznie z zagrożeniem dla integralności maszyn i urządzeń

#### Badania skuteczności powłok ochronnych

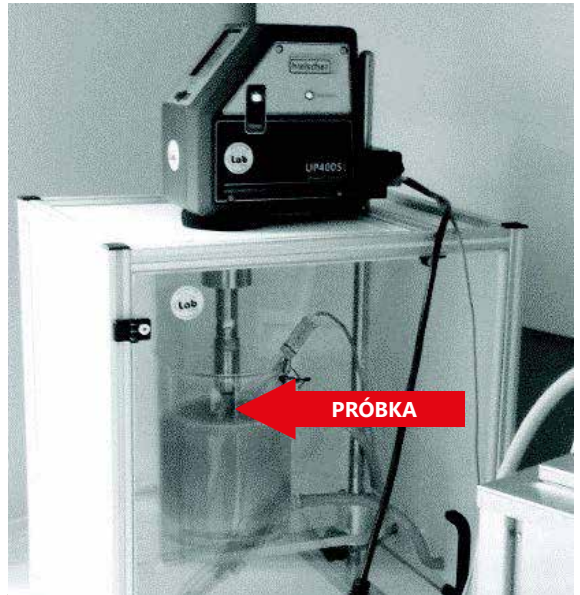
Liczne doświadczenia eksploatacyjne wskazują, że zastosowanie materiałów kompozytowych do wypełniania wżerów erozyjnych oraz do wytwarzania powłok ochronnych przynosi spodziewany efekt wydłużenia trwałości. Potwierdzają to również badania laboratoryjne, jak i testy przeprowadzane na specjalnych instalacjach (fot. 1 a i b). Podczas badań w warunkach rozwiniętej kawitacji określano czas, po upływie którego pojawiają się uszkodzenia erozyjne na powierzchni próbki badanego materiału. I tak, dla stali stopowej z dodatkiem chromu i niklu (Cr-Ni 134 „Turbine Alloy”)



**FOT. 1A**  
Stanowisko testowe do pomiarów czasu zainicjowania erozji kawitacyjnej powierzchni (źródło: Laboratorium maszyn przepływowych VOITH Turbo Sp. z o.o.)



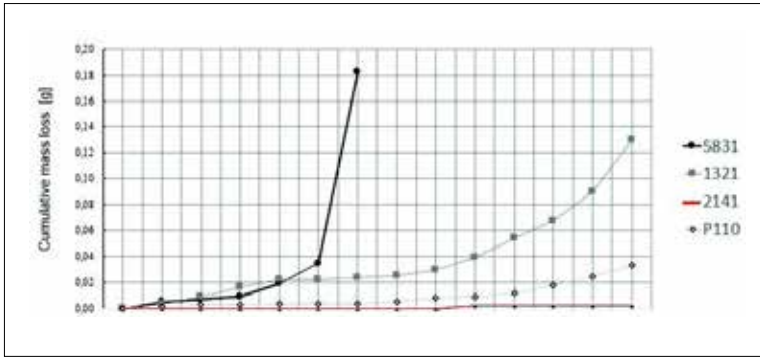
**FOT. 1B**  
Przekrój kanału modułu przepływowego stanowiska testowego. Próbkę poddaną działaniu kawitacji zaznaczona kolorem żółtym. Źródło: Laboratorium maszyn przepływowych VOITH Turbo Sp. z o.o.



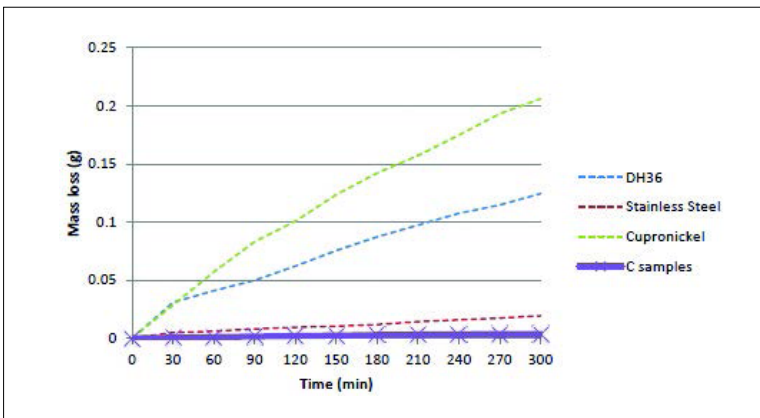
**FOT. 2**  
Stanowisko do badań materiałów w kawitacji wywołanej ultradźwiękami (źródło: Ł. Bolewski, M. Szkoda, M. Kmieć, PG)

pierwsze ubytki erozyjne wystąpiły po ok. 470 godzinach testu, natomiast nie zaobserwowano żadnych ubytków na próbce z kompozytu Belzona®2141, nawet po 500 godzinach testu w tych samych warunkach. Większą trwałość wobec zjawiska erozji kawitacyjnej wykazuje zatem kompozyt polimerowy w porównaniu do stali stopowej.

Ten efekt potwierdziły również badania przeprowadzone w laboratorium Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Tym razem kawitacja została wywołana ultradźwiękowo w naczyniu bez przepływu cieczy (fot. 2). Celem analiz było sprawdzenie wytrzymałości różnych materiałów na erozję w warunkach kawitacji generowanej w technikach wiertniczych. Porównywano m.in. trwałość stali P110 (zawiera m.in. następujące dodatki stopowe: 0,26% węgla; 0,19% krzemu; 1,37% manganu; 0,148% chromu; 0,028% niklu i inne) oraz kompozytów Belzona®5831, 1321 i Belzona®2141. Wyniki testu zestawiono na rys. 2. Krzywe erozyjne obrazują ubytek masy (w gramach) w funkcji czasu ekspozycji w środowisku kawitacji – im wyższy jest ubytek masy, tym niższa wytrzymałość



**RYS. 2**  
Krzywe erozyjne wyznaczone po badaniu kawitacyjnym w wodzie destylowanej (źródło: Ł. Bolewski, M. Szkoła, M. Kmieć, PG)



**RYS. 3**  
Krzywe erozji dla stopów metalowych i kompozytu Belzona®2141 (próbka C), po 5 godzinach ekspozycji w środowisku kawitacyjnym (źródło: Laboratorium maszyn przepływowych VOITH Turbo Sp. z o.o.)



**FOT. 3B**  
Próbka kompozytu Belzona®2141. Widok po ekspozycji (źródło: Laboratorium maszyn przepływowych VOITH Turbo Sp. z o.o.)



**FOT. 4**  
Powłoka Belzona®2141 zastosowana do ochrony przed kawitacją steru i śruby okrętowej (źródło: Archiwum Belse Sp. z o.o.)



**FOT. 3A**  
Próbka stopu Cu-Ni. Widok po ekspozycji na stanowisku wibracyjnym (źródło: Laboratorium maszyn przepływowych VOITH Turbo Sp. z o.o.)

erozyjna materiału. Krzywa erozyjna kompozytu Belzona®2141 niemalże pokrywa się z osią x na wykresie, co świadczy o bardzo dobrej odporności materiału, lepszej nawet w stosunku do wyników stali P110. Nawet stopy metali bardziej „miękkich” i ciągliwych, tzw. hydronali, np. Cu-Ni czy Al-Cr, wykorzystywanych w okrętownictwie, hydrotechnice właśnie ze względu na dobrą wytrzymałość na kawitację i korozję, w badaniach erozyjnych nie osiągnęły poziomu wytrzymałości powłoki kompozytowej Belzona®2141. Krzywe erozyjne wyznaczone na podstawie wyników badań na stanowisku, w którym kawitacja wywołana została falą

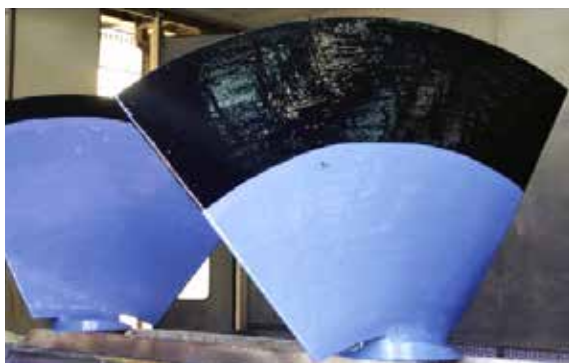




**FOT. 5**  
Wżery kawitacyjne w warstwie wierzchniej korpusu pompy (źródło: Archiwum Belse Sp. z o.o.)



**FOT. 6**  
Korpus pompy po wypełnieniu wżerów kompozytem Belzona®1311, modernizacji powłokowej Belzona®1341 i zabezpieczeniu przeciw kawitacji powłoką Belzona (źródło: Archiwum Belse Sp. z o.o.)



**FOT. 7**  
Łopata turbiny wodnej z powłoką hydrofobową Belzona®1341 oraz zabezpieczeniem przeciwkawitacyjnym Belzona®2141 (źródło: Archiwum Belse Sp. z o.o.)

ultradźwiękową o częstotliwości 20 kHz. W badaniu testowano, oprócz stopu Cu-Ni (na wykresie krzywa miedzionikiel) i Belzona®2141 (na wykresie próbka C), także stal DH36, tzw. stal okrętową (C-0,18% Si-0,10% Mn-0,90% Cr-0,20% Ni-0,40% Cu-0,35% oraz klasyczną stal stopową (stal nierdzewna) (rys. 3). Na fot. 3 a, b pokazano widok próbek po ekspozycji. Na tym stanowisku badawczym znajdującym się w laboratoriach City University w Londynie czas ekspozycji próbek w kawitacji wynosił po 5 godzin. Każda z próbek została dokładnie zważona przed i po badaniu, a wyniki zestawiono na rys 3.

\*\*\*

Kawitacja, jako zjawisko związane z lokalną nieciągłością pola przepływu, wywołuje krótkotrwałe uderzenia mechaniczne o bardzo wysokiej energii, zdolnej do przełamania spójności wewnętrznej materiałów eksponowanych w danym przepływie. Przeprowadzone badania opisane w artykule potwierdziły wysoką wytrzymałość i odporność na erozję kawitacyjną materiałów giętkich, jakimi są kompozyty polimerowe, w stosunku do sztywnych (o wielokrotnie wyższym module sprężystości) stopów metali. Wyniki badań otrzymane w testach laboratoryjnych zostały również potwierdzone w licznych zastosowaniach w przemyśle, hydroenergetyce czy okrętownictwie. I tak np. system powłokowy, system naprawczo/ochronny Belzona1221/2141, przeznaczony do zabezpieczeń powierzchni łopat turbin wodnych, wirników pomp (fot. 5, 6, 7), sterów i śrub okrętowych (fot.4), zwiększa trwałość tych powierzchni – w niektórych przypadkach kilkukrotnie.



**mgr inż. Roman Masek**  
Dyrektor Techniczny  
tel. +48 501 366 251  
rmasek@belse.com.pl  
[www.belse.com.pl](http://www.belse.com.pl)

POLUB NASZE PROFILE  
Kierunek  
**Pompy**





Inteligentna pompa zatapialna

## AmaRex Pro

Charakteryzuje się **inteligencją**, wysoką efektywnością oraz niezawodnością. Pompa ta zapewnia oszczędność energii dzięki zastosowaniu silnika nowej generacji o najwyższej klasie efektywności **IE5** oraz otwartemu diagonalnemu wirnikowi typu D-max.

Zintegrowane funkcje, takie jak automatyczne wykrywanie zatkania oraz autonomiczne samooczyszczanie się, sprawiają, że **AmaRex Pro** działa bez przerw i wyręcza serwis awaryjny. Idealna do trudnych zadań – zawsze gotowa do pracy, czysta i bezpieczna!

# PRZEWODY ELASTYCZNE DO ZABUDOWY POMP GŁĘBINOWYCH

## Korzyści technologiczne i energetyczne

dr inż. Marian Strączyński

niezależny ekspert techniki pompowej

W przypadku pompowania wody surowej z dużą zawartością tlenków żelaza lub manganu, a więc medium szybko osadzającego wytrącenia na ściankach tradycyjnych rur stalowych, redukcja oporów przepływu w rurociągach elastycznych przynosi wyraźne oszczędności. Szacuje się, że w najbliższym czasie liczba ujęciowych i górniczych układów pompowych zbudowanych na bazie przewodów elastycznych wyraźnie wzrośnie, przynosząc tym samym wymierne korzyści dla ich użytkowników.

Wyraźny postęp w technologii materiałowej oraz innowacje w technice zabudowy pomp głębinowych na przewodach elastycznych powodują coraz większe zainteresowanie tematem wykorzystania tej technologii do zabudowy pomp na

ujęciach – zarówno w gospodarce wodnej, jak i w górnictwie. Nie bez znaczenia jest tu rachunek ekonomiczny, który pokazuje wiele korzyści [1, 2]. Przewody elastyczne posiadają wszelkie niezbędne dopuszczenia do stosowania w ujęciach wód pitnych.



fol. zasoby autora



## Przewody elastyczne do zabudowy pomp głębinowych

Konstrukcja przewodów elastycznych [1, 2, 3] przeznaczonych do zabudowy głębinowych agregatów pompowych jest specjalnie przygotowana zarówno pod kątem ich wytrzymałości, jak i technologii montażu w studniach – fot. 1.

Stosowane przewody wykonano jako dedykowane do zabudowy pomp głębinowych łącznie z uchwytami, klamrami mocującymi kabel silnika oraz innym oprzyrządowaniem pomiarowym. Przewody zakończone są specjalnymi złączami przystosowanymi do połączenia

**FOT. 1**  
Montaż przewodów elastycznych w studniach



fot. zasoby autora



fot. zasoby autora

**FOT. 3**  
Zabudowa wykorzystująca bęben montażowy z nawiniętym przewodem wraz z kablem

z kołnierzem zaworu zwrotnego pompy głębinowej z jednej strony i kolanem głowicy studni z drugiej. Opracowana jest technologia zabudowy pomp wraz z kompletnym oprzyrządowaniem.

Na fot. 2 pokazano [2] specjalnej konstrukcji „ściśki montażowe” dla różnych średnic przewodów, wykorzystywane podczas montażu układu pompowego w studni.

Fot. 3 ilustruje [2] przykład zabudowy wykorzystujący bęben montażowy z nawiniętym przewodem wraz z kablem – małe pompy.

Przewody elastyczne posiadają odpowiednie certyfikaty i zatwierdzenia do stosowania w warunkach ujęciowych. Użycie przewodów elastycznych wymaga pewnego doświadczenia oraz praktyki, którą posiadają wyspecjalizowane firmy z tego zakresu.

**FOT. 2**  
Ścisiki montażowe dla różnych średnic przewodów, które wykorzystywane są podczas montażu układu pompowego w studni



fot. zasoby autora

### Korzyści technologiczne

Stosowanie dedykowanych rur (przewodów) elastycznych w porównaniu do rur stalowych ma wiele zalet [1]:

- Przewody elastyczne są lekkie, elastyczne i płaskie, dzięki czemu sprzedaje się je w zwojach. Łatwe w przechowywaniu i poręczne w transporcie.
- Przewody elastyczne skutecznie eliminują (zastępują) rury stalowe przewodu tłocznego pompy, które często są droższe (nierdzewne).
- Przewody elastyczne zabudowywane są przeważnie w jednym odcinku, tak więc posiadają tylko dwa złącza montowane w dolnym i górnym za-

kończeniu. Złącza zabudowuje się łatwo i przede wszystkim szybko oraz jednorazowo.

- Rurociąg elastyczny zapewnia szczelność złącza oraz niezawodność działania.
- Czas montażu pompy na rurociągu elastycznym jest kilkukrotnie krótszy od czasu montażu na klasycznych rurach stalowych, a tym samym rurociąg elastyczny umożliwia zmniejszenie kosztów zabudowy i wybudowy agregatów pompowych.

”

Przewody elastyczne posiadają odpowiednie certyfikaty i zatwierdzenia do stosowania w warunkach ujęciowych

- Występujące podczas pracy pompy średnio około 3% wydłużenie rurociągu elastycznego oraz około 15% zwiększenie średnicy zabezpiecza rurociąg przed trwałą osadzeniem się tlenków żelaza czy innych wytrąceń, a tym samym radykalnie zmniejszone są liniowe opory przepływu.
- Elastyczność i wytrzymałość rurociągu zmniejsza wpływ ewentualnych uderzeń hydraulicznych.
- Konstrukcja rurociągu elastycznego przygotowana jest do szybkiego i pewnego mocowania kabla silnika głębinowego (np. co 1-2 m) oraz kabli sterowniczych czy też pomiarowych (co 4-5 m).
- Materiał, z którego wykonany jest rurociąg elastyczny, umożliwia jego pracę w temperaturze poniżej 30°C przy pH od 4 do 9, natomiast przy

temperaturach od 30°C do 55°C zalecane pH wynosi od 5 do 9. Rurociąg odporny jest na wody zasolone i inne zanieczyszczenia chemiczne.

Kilka ważnych uwag związanych z zabudową pomp głębinowych na rurociągach elastycznych:

- kabel silnika głębinowego należy mocować do rurociągu elastycznego co np. 1-2 m specjalnymi opaskami klamrowymi,
- długość kabla wzdłuż rurociągu elastycznego musi być nie mniejsza niż 105% długości rurociągu,
- silnik głębinowy musi być dodatkowo uziemiony wg ogólnych wymogów elektrycznych w tym zakresie.

Aktualnie wdrażanych jest wiele instalacji pomp głębinowych z zastosowaniem przewodów elastycznych o średnicach: 2", 4" i 6".

### Korzyści energetyczne

Jak wspomniano [1], przewody elastyczne do zabudowy pomp głębinowych posiadają wyjątkową, indywidualną własność polegającą na niewielkiej zmianie swoich wymiarów (zarówno średnicy, jak i długości) pod wpływem występującego ciśnienia i obciążania. Ta własność powoduje, że osadzające się wytracenia (osady) na wewnętrznej powierzchni przewodu (pod wpływem zmian swoich gabarytów – wymiarów) ulegają „odrywaniu się”, a więc samoczynnie powstaje mechanizm „samooczyszczenia” wewnętrznej powierzchni przewodu tłocznego pompy. Dodatkowo, nowe przewody posiadają wyjątkowo wysoką gładkość swojej powierzchni, co niewątpliwie wpływa na znikome wartości strat liniowych – przy określonych prędkościach przepływu cieczy można przyjąć, że rurociągi 6" mogą zastępować np. rurociągi stalowe DN200.

Na rys. 1 pokazano przykład z praktyki, gdy po kilkunastu miesiącach eksploatacji wystąpiły nadmierne straty liniowe (2,98 kW) w stalowym przewodzie tłocznym pompy głębinowej pracującej w środowisku wody ze sporą ilością tlenków żelaza. Na studni tej zainstalowana była zintegrowana sonda pomiarów ciśnień, stąd można było wykonać bilans mocy i dokładnie wyliczyć straty.

Po wymianie rur stalowych na przewód elastyczny oraz (kontrolnie) pompy GCA.3.13 na GC.0.11 straty liniowe zmalały (do 0,06 kW) – rys. 2, a sumaryczne oszczędności energii wyniosły 33%!

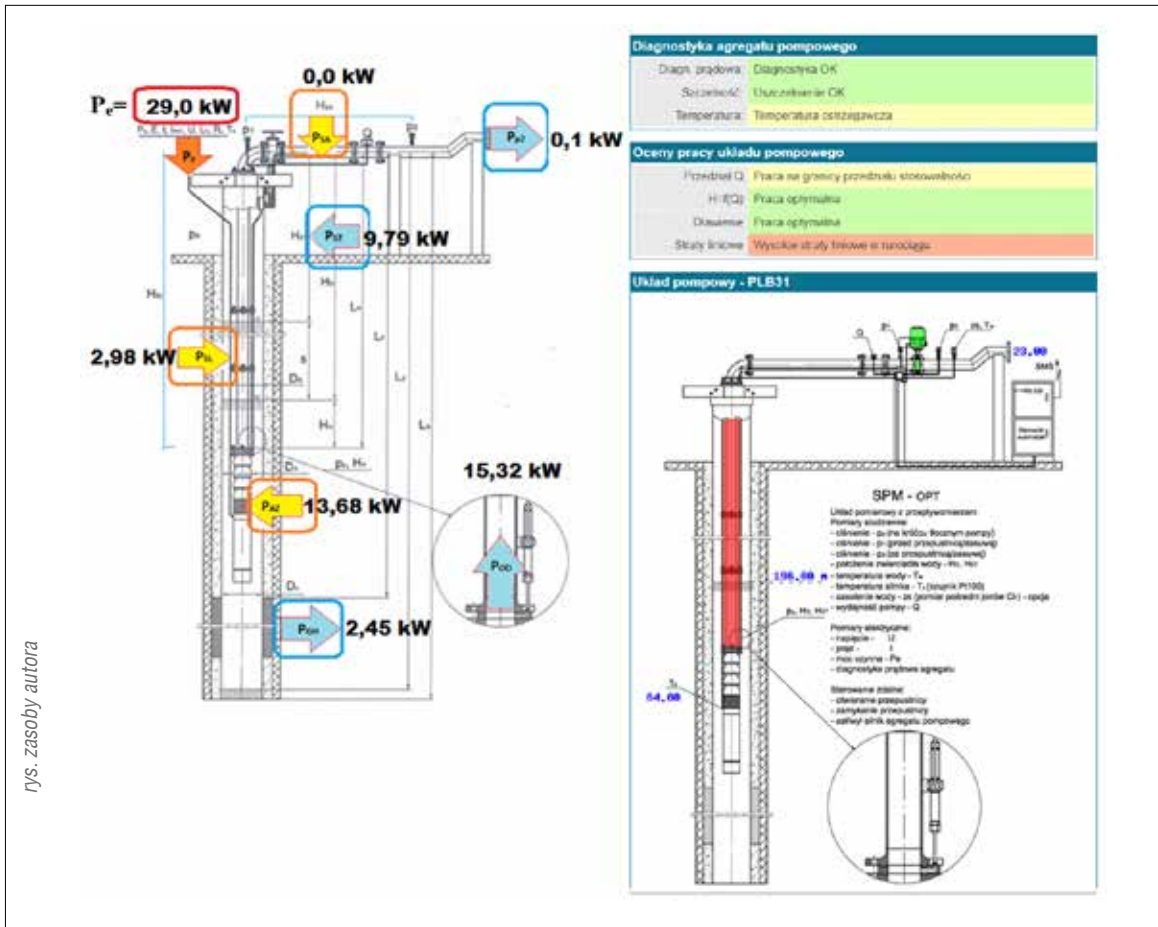
Trzeba podkreślić, że wydajność studni i położenie zwierciadła wody nie zmieniły się. Przy okazji [3] widzimy, jakie komunikaty ocen i wizualizacje eksploatacji przedstawia v.2.21 SPMSYSTEM.

Zastosowanie przewodów elastycznych do zabudowy i eksploatacji pomp głębinowych upraszcza wiele problemów technologicznych i wpływa na oszczędności ekonomiczne w eksploatacji ujęć wód wgłębnych. Bywa, że korzyści te są często pomijane ze względu na obawy zrywania się przewodów i zatopienia agregatów pompo-

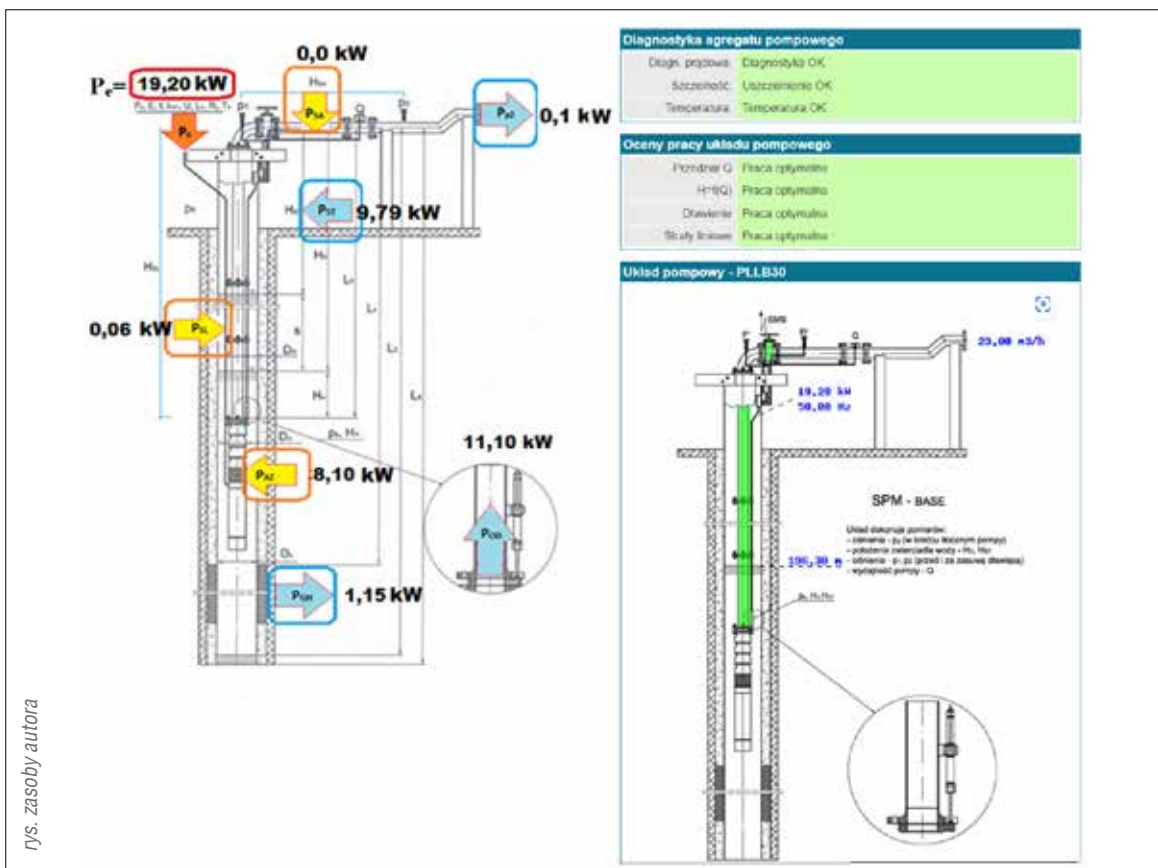
### WYMAGANIA RÓŻNIĄCE SIĘ OD OGRANICZEŃ DLA KLASYCZNYCH RUR STALOWYCH

- Rurociągi elastyczne mogą być magazynowane w temperaturach od -20°C do +40°C.
- Zastosowanie rurociągów elastycznych wymaga przewiercania grzybków zaworów zwrotnych pomp głębinowych (otwór rzędu 6 mm) w celu zapewnienia spływu wody przed demontażem – wybudową pompy. Można też stosować inne sposoby, np. tzw. piloty.
- Maksymalne długości rurociągów elastycznych osiągają w standardzie ca 200 m, bywa też 300 m.
- Przy dłuższym czasie magazynowania nie należy wystawiać rurociągu elastycznego na bezpośrednie działanie słońca.
- W przypadku pożaru lub zapalenia się magazynowanych rurociągów elastycznych niekiedy mogą wydzielić się toksyczne gazy.





RYS. 1  
Nadmierne straty liniowe (2,98 kW) w stalowym przewodzie tłocznym pompy głębinowej



RYS. 2  
Wyniki uzyskane po wymianie rur stalowych na przewodzie elastyczny



wych. Nic bardziej mylnego – współczesne rozwiązania sięgają w standardzie głębokości zabudowy do około 200 m i więcej, szczegóły należy poznać w firmach oferujących te rozwiązania na rynku. Należy sądzić, że uzupełnienie wiedzy [1, 2, 3] skutkuje wyraźnym zwiększeniem zastosowań przewodów elastycznych w eksploatacji ujęć wód w głębinach.

\*\*\*

Doświadczenia wynikające z wdrażania instalacji głębinowych agregatów pompowych na przewodach elastycznych praktycznie potwierdzają znaczne oszczędności kosztów związanych z czasem zabudowy i wymiany pomp głębinowych. Nie bez znaczenia jest eliminacja kosztów materiałowych, np. przewodów ze stali nierdzewnej, które są zastępowane dedykowanymi wykonaniami z tworzyw sztucznych. Potwierdzają się też zalety eksploatacyjne głównie związane z oszczędnością energii wskutek zmniejszonych strat liniowych w rurociągu tłocznym pracującej pompy. W przypadku pompowania wody surowej z dużą zawartością tlenków żelaza lub manganu, a więc medium szybko osadzającego wytrącenia na ściankach tradycyjnych rur stalowych, redukcja oporów przepływu w rurociągach elastycznych przynosi wyraźne oszczędności – np. w szczególnych przypadkach można przyjąć, że rurociągi 6" mogą zastępować rurociągi stalowe DN200.

Szacuje się, że w najbliższym okresie czasu liczba ujęciowych i górniczych układów pompowych zbudowanych na bazie przewodów elastycznych wyraźnie wzrośnie, przynosząc tym samym wymierne korzyści dla użytkowników ujęć.

”

Przewody elastyczne są lekkie, elastyczne i płaskie, dzięki czemu sprzedaje się je w zwojach

#### Literatura

1. Strączyński M., Urbański P., Solecki J. Pompy głębinowe, Wydawnictwo Seidel – Przywecki, Wydanie I, Warszawa, 2019.
2. Strączyński M., Korzyści wynikające z zastosowania przewodów elastycznych do zabudowy pomp głębinowych, Technologia Wody, 6/2013, Warszawa, 2013.
3. Strączyński M., Urbański P., Latoń D., Energooszczędna eksploatacja pomp głębinowych, Wydawnictwo Seidel – Przywecki, Wydanie I, Warszawa, 2021. ■

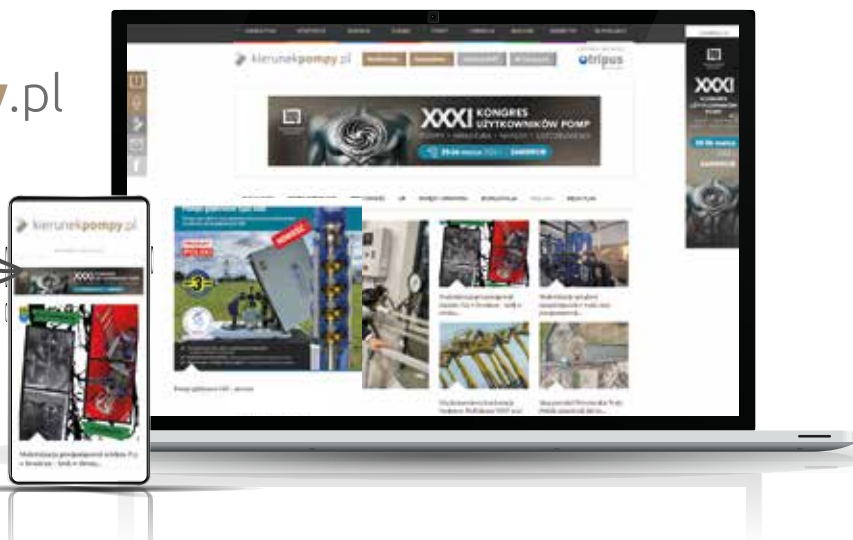
Reklama

# PORTAL z pompą



budujemy możliwości porozumienia

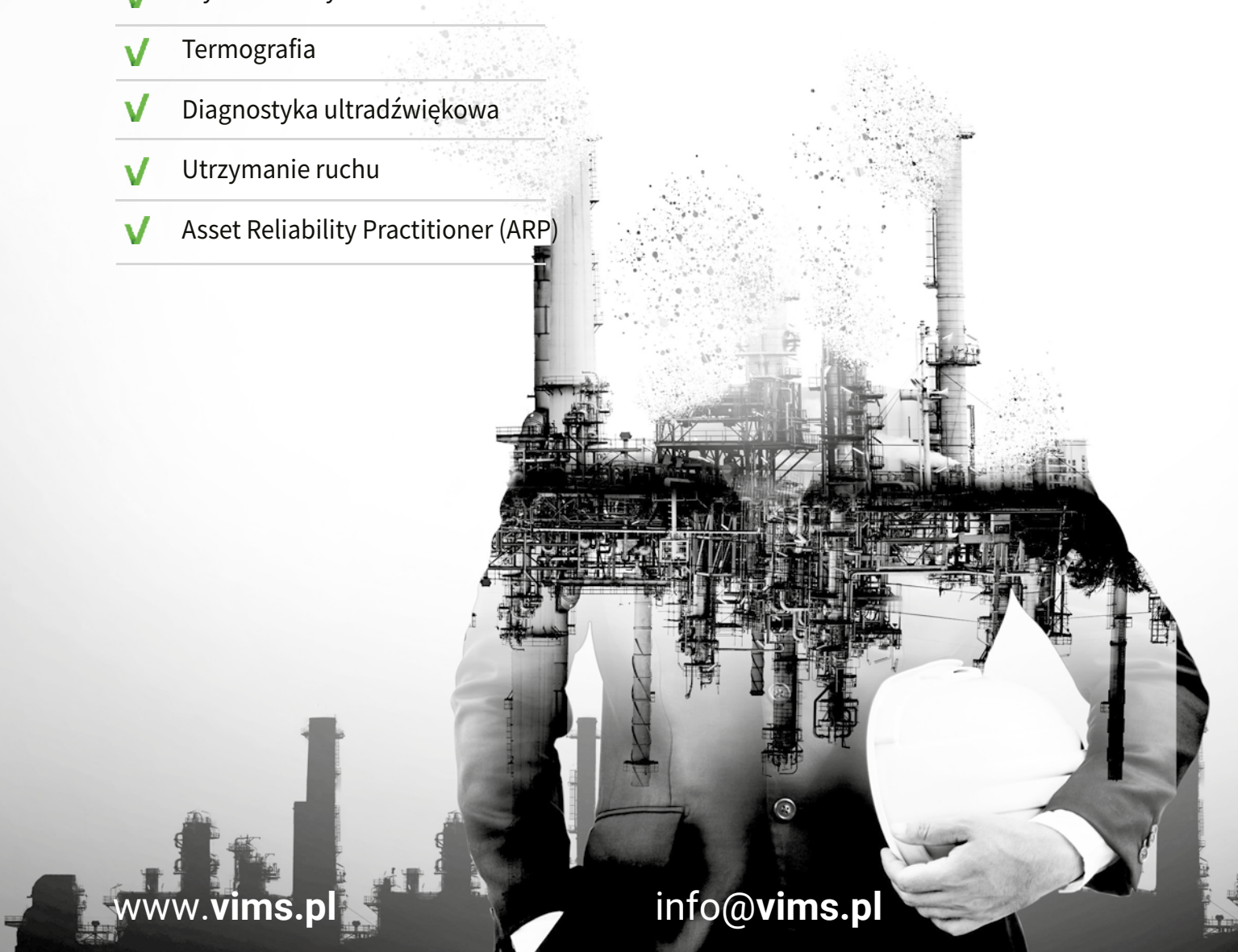
kierunekpompy.pl



# TWOJA ŚCIEŻKA DOSKONALENIA I ROZWOJU ZAWODOWEGO

## SZEROKA OFERTA SZKOLEŃ DLA SŁUŻB UTRZYMANIA RUCHU

- ✓ Diagnostyka wibracyjna
- ✓ Wyważanie dynamiczne
- ✓ Termografia
- ✓ Diagnostyka ultradźwiękowa
- ✓ Utrzymanie ruchu
- ✓ Asset Reliability Practitioner (ARP)



# WPŁYW MIKROSTRUKTURY WARSTWY WIERZCHNIEJ USZCZELNIEŃ STATYCZNYCH na poziom szczelności

mgr inż. Anna Piwowar, dr hab. inż. Przemysław Jaszak, dr inż. Marcin Bieganowski  
Katedra Inżynierii Konwersji Energii, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wrocławska

Wyniki pomiarów szczelności uszczelnień statycznych o dwóch wariantach wykonania – tj. uszczelnienia gładkiego i uszczelnienia z mikrogeometryczną strukturą warstwy wierzchniej – wykazały, że strukturyzacja powierzchni uszczelniającej może poprawiać efektywność uszczelniania.

Obiektami badań były uszczelnienia o wymiarach DN40 PN40, w dwóch wariantach. Pierwszy wykonano jako uszczelnienie z gładką (nieustrukturyzowaną) powierzchnią uszczelniającą. Powierzchnia uszczelniająca drugiego wariantu posiadała kształ-

towaną geometrycznie mikrostrukturę o regularnym wzorze. Porównanie wyników badań szczelności pokazało, że uszczelnienie z mikrostrukturą charakteryzuje się wyższym poziomem szczelności niż uszczelnienie gładkie, przy stosunkowo niewielkim zacisku złącza.



### Tło problemu

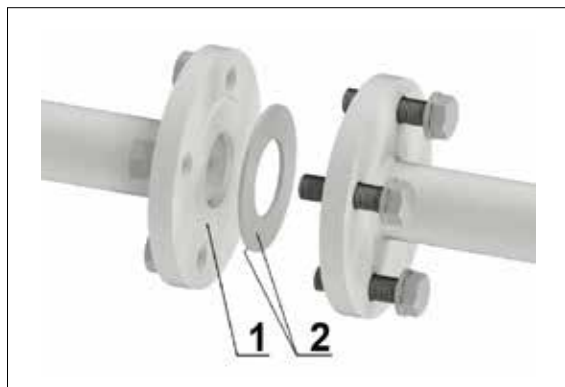
Uszczelnienia stanowią kluczowe elementy większości maszyn, urządzeń i instalacji, których zadaniem jest zapobieganie przedostawaniu się płynów na zewnątrz i ochrona wnętrza przed wpływem czynników zewnętrznych. Do uszczelniania elementów nieruchomych względem siebie, m.in. w połączeniach odcinków rurociągów, zaworach czy pompach, stosuje się uszczelnienia statyczne. Decydujący wpływ na uzyskiwany poziom szczelności ma w nich stan

powierzchni uszczelniającej, czyli powierzchni czołowych uszczelnienia (rys. 1, ozn. 1) oraz stan powierzchni współpracujących, np. przyłg kołnierza w połączeniu kołnierzo-śrubowym (rys. 1, ozn. 2).

Parametry warstwy wierzchniej uszczelnienia i elementu współpracującego, takie jak chropowatość, twardość i struktura, wywierają znaczący wpływ na warunki kontaktu na ich styku oraz poziom szczelności [1]. Powszechnie stosowaną metodą poprawy szczelności jest zmniejszenie chropowatości powierzchni poprzez ich dotarcie, co ma szczególne zastosowanie w uszczelnieniach metalowych. Poprawę szczelności uzyskuje się także poprzez odpowiednie ukształtowanie powierzchni uszczelnienia, które zapewnia poprawę rozkładu nacisku oraz skuteczniejsze wypełnianie nierówności na powierzchni współpracującej, np. poprzez wykonanie koncentrycznych rowków na powierzchni uszczelnienia, czego przykładem jest uszczelnienie wielokrawędziowe [2] lub faliste [3].

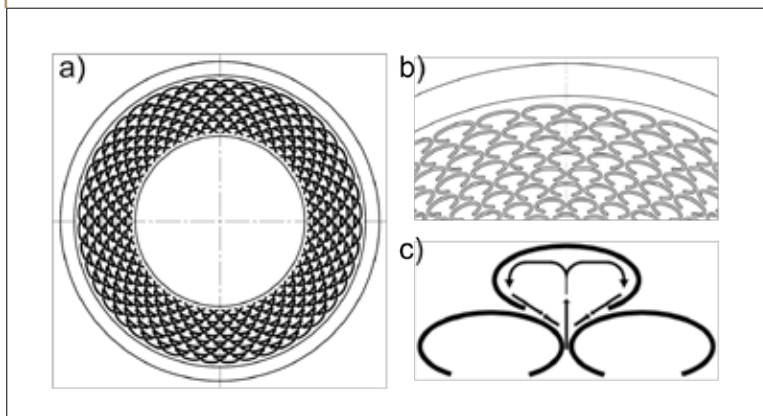
RYS. 1

Połączenie kołnierzo-śrubowe;  
1 – powierzchnia uszczelniająca,  
2 – powierzchnia współpracująca (uszczelniana)



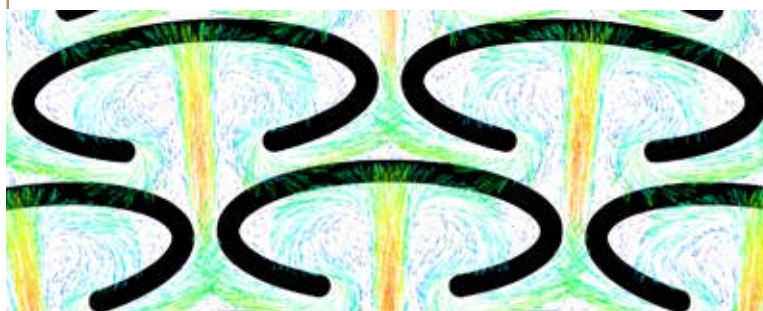
RYS. 2

Wariant konstrukcji uszczelnienia z geometrycznie modyfikowaną strukturą powierzchni uszczelniającej, a) – ukształtowanie mikrostruktury na powierzchni uszczelnienia, b) – powiększenie strefy uszczelnienia z mikrostrukturą o wzorze geometrycznym w kształcie rozciętej elipsy, c) – efekt zawirowania płynu na pojedynczym wypuszczeniu mikrostruktury



RYS. 3

Efekt zawirowania płynu na styku powierzchni uszczelnianej z modyfikowaną geometrycznie strukturą warstwy wierzchniej uszczelnienia. Wizualizacja otrzymana na podstawie obliczeń CFD

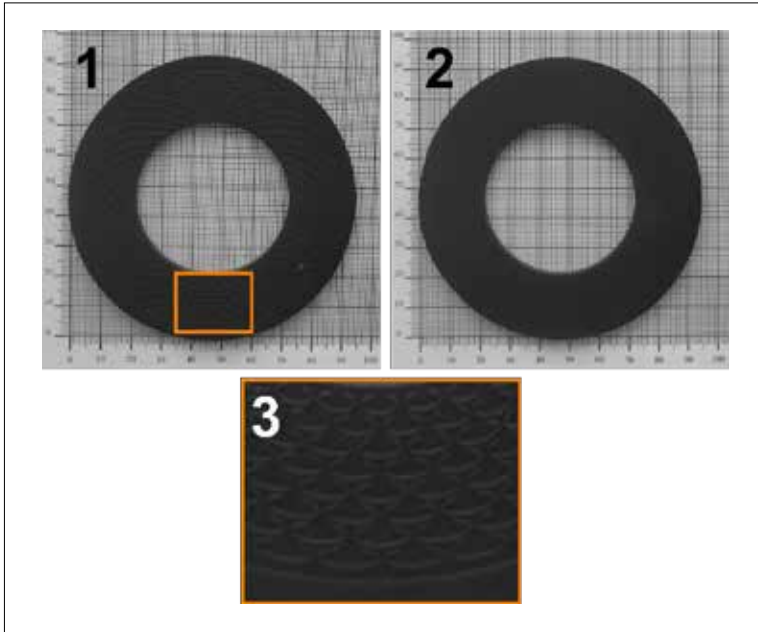


”

Parametry warstwy wierzchniej uszczelnienia i elementu współpracującego wywierają znaczący wpływ na warunki kontaktu na ich styku oraz poziom szczelności

W artykule opisano nowatorskie podejście do kształtowania warstwy wierzchniej powierzchni uszczelniającej. Zaproponowano uszczelnienie statyczne ze ustrukturyzowaną (w sposób geometryczny) warstwą wierzchnią, wywołującą tzw. efekt zawirowania strugi płynu. W pierwotnym założeniu rozwiązania tej konstrukcji przyjęto, że mikrostrukturę buduje wzór składający się z szeregu koncentrycznie ułożonych mikrowypustów o równomiernym rozłożeniu obwodowym i tworzących szczyk przestawny w kierunku promieniowym – rys. 2a.

W proponowanym wariantcie konstrukcji kształtem pojedynczego wypustu jest rozcięta elipsa o wysokości 0,1 mm – rys. 2b. W myśl idei tego rozwiązania przepływ płynu przez tak ukształtowaną mikrogeometrię powinien wywołać lokalne krążenie, czego efektem jest częściowy przepływ wsteczny względem kierunku przepływu uszczelnianego czynnika oraz dodatkowy opór przepływu – rys. 2c. Wstępne wyniki badań symulacyjnych wykonane metodą CFD potwierdzają to założenie – rys. 3. Na podstawie badań eksperymentalnych dokonano oceny wpływu proponowanej mikrostruktury na poziom szczelności i odniesiono go do poziomu szczelności uszczelnienia „gładkiego”.



**RYS. 4**  
Próbki do badań; 1 – uszczelnienie ze zmodyfikowaną strukturą warstwy wierzchniej, 2 – uszczelnienie gładkie (referencyjne), 3 – powiększenie powierzchni uszczelnienia z mikrostrukturą

### Obiekt badań

Obiektem badań były uszczelnienia o wymiarach zgodnych z normą [4] i grubości 3 mm, przeznaczone do złączy kołnierzo-śrubowych o oznaczeniu DN40 PN40, zgodnych z normą [5]. Badaniom poddano dwa warianty uszczelnienia, tj. uszczelnienie ze zmodyfikowaną

strukturą warstwy wierzchniej (rys. 4, ozn. 1) oraz uszczelnienie gładkie (rys. 4, ozn. 2), przyjęte za referencyjne. Próbki do badań wykonano z żywicy fotopolimerowej metodą druku 3D przy użyciu drukarki Formlabs Form 4.

### Metoda badań

Metodykę badań prowadzono na podstawie wytycznych zawartych w normie [6].

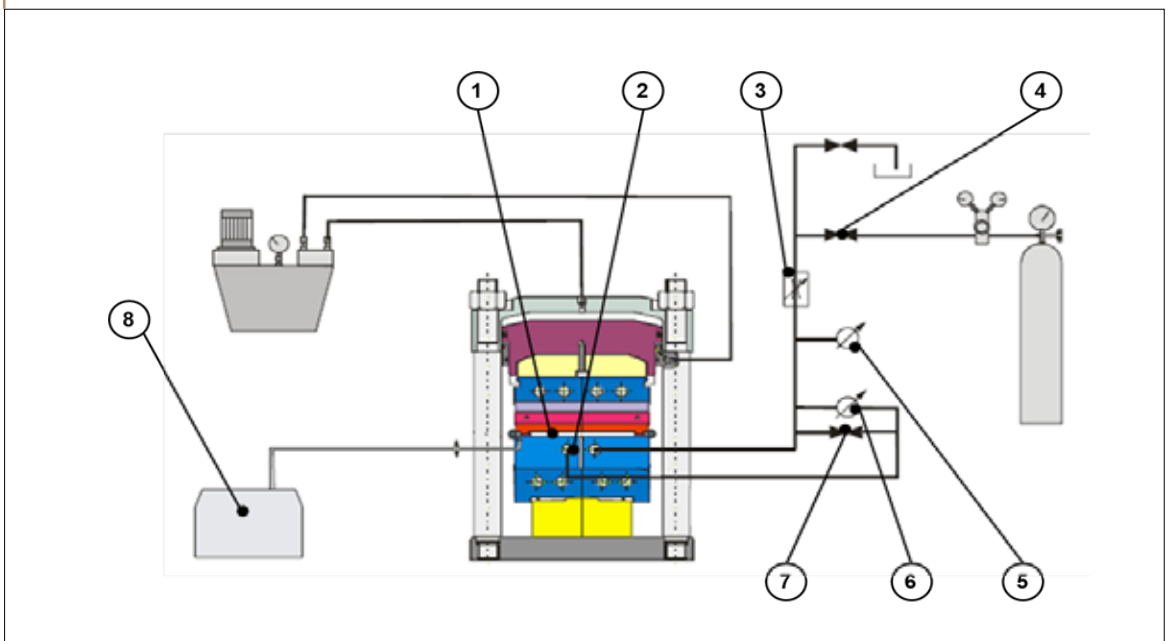
Badania wykonano na stanowisku, którego schemat przedstawiono na rys. 5.

Głównym elementem stanowiska jest sterowana komputerowo prasa hydrauliczna symulująca warunki pracy uszczelnienia w połączeniu kołnierzowym. W skład dodatkowego oprzyrządowania stanowiska wchodzi: spektrometryczny detektor nieszczelności, system do różnicowego pomiaru nieszczelności, przetworniki umożliwiające pomiar grubości oraz poziomu nacisku wywieranego na badaną próbkę (uszczelnienie). Stanowisko jest w pełni zautomatyzowane, umożliwia realizację odpowiednio dobranego bloku obciążeń w czasie rzeczywistym i jednoczesną rejestrację danych w postaci: nacisku, grubości badanej próbki, szczelności i temperatury badania.

Przyjęty w eksperymencie program badań uszczelnień zakładał ich stopniowe ściskanie z poziomu początkowego, wynoszącego 20 MPa, do maksymalnego nacisku 80 MPa. Przyrost obciążenia w poszczególnych krokach wynosił 20 MPa. W każdym ustabilizowanym kroku obciążeń rejestrowano poziom szczelności. Jako czynnik badawczy wykorzystano gazowy hel o ciśnie-

### RYS. 5

Schemat stanowiska badawczego do pomiaru szczelności; 1 – komora pomiarowa, 2 – komora referencyjna, 3 – zawór regulacyjny dopływu helu, 4 – zawór odcinający dopływ helu, 5 – manometr do pomiaru ciśnienia absolutnego, 6 – manometr do pomiaru ciśnienia różnicowego w układzie, 7 – zawór odcinający przepływ helu pomiędzy komorą referencyjną a komorą pomiarową, 8 – spektrometryczny detektor nieszczelności



niu 40 bar. Badania przeprowadzono w temperaturze otoczenia wynoszącej 20°C. Pomiary wykonano na dwóch próbkach dla każdego wariantu konstrukcji uszczelnienia, co pozwoliło na wyliczenie arytmetycznej wartości średniej wyniku pomiaru.

### Wyniki badań

Wynikiem badań prowadzonych zgodnie z powyższą metodą są charakterystyki szczelności, czyli zależności poziomu przepływu masowego czynnika uszczelnianego, odniesionego do średniego obwodu uszczelnienia, w funkcji wywartego na powierzchni uszczelnienia nacisku stykowego. Przyjęto, że mierzony nacisk stykowy dla uszczelnienia strukturyzowanego jest odniesiony do powierzchni nominalnej (ekwiwalentnej do powierzchni gładkiej). Z porównania charakterystyk obu wariantów uszczelnień (rys. 6)

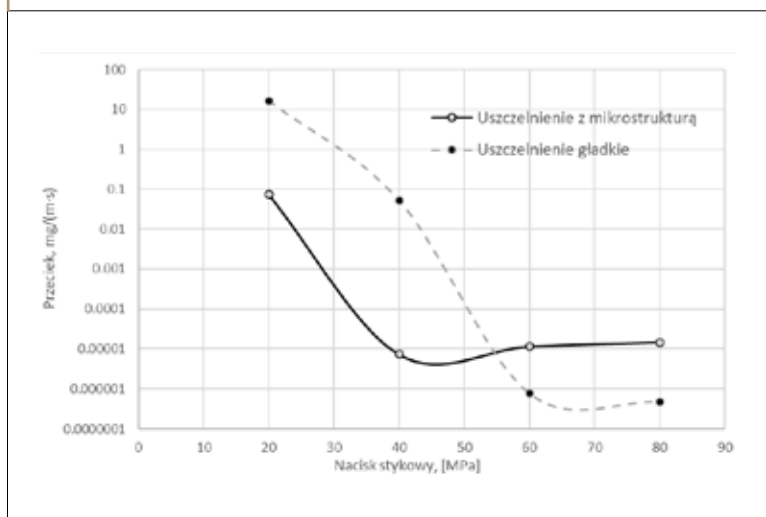
wynika, że w zakresie nacisku stykowego od 20 MPa do 40 MPa uszczelnienie z mikrostrukturą charakteryzuje się znacznie wyższą szczelnością od uszczelnienia gładkiego. Niewielki nacisk początkowy (20 MPa), wywarły na uszczelnienie z mikrostrukturą, zapewnia szczelność na poziomie 0,1 mg/(s·m), podczas gdy szczelność uszczelnienia gładkiego jest dwa rzędy mniejsza. Znaczącą przewagę poziomu szczelności wariantu uszczelnienia z mikrostrukturą widać aż do momentu nacisku stykowego 40 MPa. Szczelność w tym zakresie jest od dwóch do trzech rzędów wyższa w porównaniu do uszczelnienia gładkiego.



Powszechnie stosowaną metodą poprawy szczelności jest zmniejszenie chropowatości powierzchni poprzez ich dotarcie

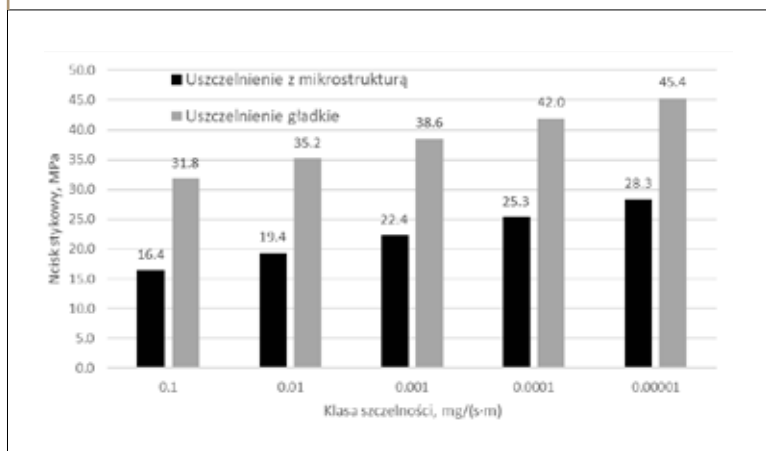
RYS. 6

Porównanie charakterystyk przecieku w funkcji nacisku stykowego dla uszczelnienia strukturyzowanego i gładkiego



RYS. 7

Porównanie nacisków stykowych wymaganych do uzyskania poszczególnych klas szczelności dla uszczelnienia strukturyzowanego i gładkiego



Osiągnięcie poziomu szczelności na poziomie  $1 \cdot 10^{-5}$  mg/(s·m) występuje przy nacisku nie większym niż 40 MPa, co jest bardzo dobrym rezultatem. Przy wyższych wartościach nacisku stykowego wyższą szczelność wykazuje uszczelnienie gładkie (referencyjne). W obszarze nacisku stykowego powyżej 40 MPa szczelność uszczelnienia z mikrostrukturą nieznacznie spada, a przy dalszym wzroście nacisku, tj. 60 MPa i 80 MPa, stabilizuje się na poziomie nieprzekraczającym klasy szczelności  $1 \cdot 10^{-4}$  mg/(s·m). Najpewniej zatrzymanie wzrostu szczelności w uszczelnieniu z mikrostrukturą wynika ze sprasowania mikrowypustów i zaniku efektu wywoływania krążenia strugi. W dalszych badaniach należy wykazać dlaczego uszczelnienie gładkie zapewnia wyższą szczelność przy większym nacisku stykowym w porównaniu do uszczelnienia z mikrostrukturą.

Na rys. 7 zestawiono porównanie nacisków stykowych wymaganych do uzyskania poszczególnych klas szczelności. Z porównania wynika, że strukturyzowane uszczelnienie osiąga wymagane klasy szczelności przy dużo niższych naciskach stykowych niż uszczelnienie gładkie.

\*\*\*

W artykule przedstawiono wyniki pomiarów szczelności uszczelnień statycznych o dwóch wariantach wykonania, tj. uszczelnienia gładkiego i uszczelnienia z mikrogeometryczną strukturą warstwy wierzchniej wywołującej tzw. efekt krążenia strugi (tożsamy z efektem wykorzystanym w jednokierunkowym za-



**POPRAWĘ  
SZCZELNOŚCI**

uzyskuje się m.in. poprzez odpowiednie ukształtowanie powierzchni uszczelnienia, które zapewnia poprawę rozkładu nacisku oraz skuteczniejsze wypełnianie nierówności na powierzchni współpracującej



foto. 123rf

worze Tesli). Wyniki pomiarów wykazały, że strukturyzacja powierzchni uszczelniającej może poprawiać efektywność uszczelniania. Przeprowadzone badania potwierdzają zasadność kontynuacji prac nad uszczelnieniami o modyfikowanej mikrostrukturze warstwy wierzchniej.

”

Uszczelnienie gładkie zapewnia wyższą szczelność przy większym nacisku stykowym (powyżej 40 MPa) w porównaniu do uszczelnienia z mikrostrukturą

Na podstawie analiz można sformułować następujące wnioski:

- uszczelnienie z mikrostrukturą wykazuje znacznie wyższą szczelność niż uszczelnienie gładkie w zakresie nacisku stykowego od 20 MPa do 40 MPa. Jako wyjaśnienie tego zjawiska wskazuje się formowanie lokalnego krążenia strugi na powierzchni uszczelnienia strukturyzowanego, co prowadzi do częściowego przepływu wstecznego względem kierunku przepływu uszczelnianego czynnika oraz generowania dodatkowych oporów przepływu. Możliwość występowania tego efektu została potwierdzona wstępnymi badaniami symulacyjnymi przeprowadzonymi metodą CFD.

- Przy wartościach nacisku stykowego powyżej 40 MPa (tj. przy wartościach 60 MPa i 80 MPa) obserwuje się stabilizację poziomu przecieku dla obu wariantów uszczelnień, jednak przeciek w przypadku uszczelnienia strukturyzowanego jest wyższy w porównaniu do uszczelnienia gładkiego, co wskazuje na lepszą szczelność tego drugiego w tym zakresie nacisku. Prawdopodobną przyczyną tego zjawiska jest sprasowanie mikrostruktur i zanik efektu krążenia strugi, jednak potwierdzenie tej hipotezy wymaga dalszych prac.

**Literatura**

[1] Y. Wang, J. Fan, H. Jiang “Leakage Prediction of a Bolted-Flange-Joint Subjected to Axial Cyclic Loading Based on Magnetic Measurement Method”, *Experimental Techniques*, <https://doi.org/10.1007/s40799-025-00779-4>.  
 [2] P. Jaszak, “The elastic serrated gasket of the flange bolted joints”, *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 176 (2019) 103954.  
 [3] S. Haruyama, D. Nurhadiyanto M. A. Choiron, K. Kaminishi, “Influence of surface roughness on leakage of new metal gasket”, *International Journal of Pressure Vessels and Piping* Vol. 111–112, November–December 2013, Pages 146–154.  
 [4] PN-EN 1514-1:2025-01. Kołnierze i ich połączenia, Wymiary uszczelki do kołnierzy z oznaczeniem PN, Część 1: Uszczelki niemetalewe płaskie z wkładkami lub bez wkładek. Warszawa: Polski Komitet Normalizacyjny, 2025.  
 [5] PN-EN 1092-1:2018-08. Kołnierze i ich połączenia, Kołnierze okrągłe do rur, armatury, kształtek, łączników i osprzętu z oznaczeniem PN, Część 1: Kołnierze stalowe. Warszawa: Polski Komitet Normalizacyjny, 2018.  
 [6] PN-EN 13555:2021-07. Kołnierze i ich połączenia, Parametry uszczelki i procedury badań dotyczące zasad projektowania połączeń kołnierzowych okrągłych z uszczelką. Warszawa: Polski Komitet Normalizacyjny, 2021. ■



## Zapewnij trwałość i wydajność Twojej instalacji

**Naprawa pomp, mieszadeł, dmuchaw, pras filtracyjnych**

**Modernizacja pompowni oraz innych obiektów technologicznych**

**Diagnostyka i monitorowanie stanu technicznego pomp i silników elektrycznych**



- **Dostawa nowych urządzeń i części serwisowych dla przemysłu, energetyki i gospodarki komunalnej**
- **Kompleksowe umowy serwisowe**

**BOLDER Serwis Sp. z o.o.**  
ul. Mogielnicka 103  
05-600 Grójec  
tel. +48 784 382 750

**BOLDER Serwis Sp. z o.o.**  
ul. Kędzierzyńska 19  
41-902 Bytom  
tel. +48 602 402 639

**BOLDER.COM.PL**





fot. 123rf

# OCENA WPŁYWU DRGAŃ WŁASNYCH I DRGAŃ ZEWNĘTRZNYCH na szczelność zaworu

dr inż. Janusz Rogula, mgr inż. Piotr Poliszuk  
Politechnika Wroclawska

W artykule opisano badania określenia wpływu drgań na szczelność zaworu zasuwowego DN25. W pierwszym przypadku mierzono drgania własne zaworu powstałe na skutek przepływającego medium i zmierzono szczelność po określonym czasie pracy. W drugim – wymuszono dodatkowe drgania zewnętrzne wywołane przez wzbudnik.

**W** trakcie badań mierzono drgania całkowite zaworu spowodowane przez przepływ oraz dodatkowe drgania zewnętrzne wywołane przez wzbudnik. Do rejestracji drgań użyto oprogramowania LMS Test Lab. Zarejestrowane widma drgań porównano ze sobą oraz oceniono ich wpływ na szczel-

ność zaworu, którego pomiar przeprowadzono przed i po eksploatacji zaworu.

## Obecność drgań w pompach

Energia przetwarzana przez pompy nie jest w całości wykorzystywana przy przepływie przez rurociągi



ze względu na straty występujące w procesie konwersji energii, takie jak spadek ciśnienia i temperatury oraz brak szczelności. Kolejnymi są powstające podczas pracy drgania będące stratami wynikającymi ze złego wyważenia czy będące skutkami przepływu. Część z nich jest emitowana do otoczenia za pośrednictwem hałasów lub przenoszona dalej po konstrukcji w postaci drgań, które wpływają na środowisko naturalne, a także mogą być powodem wystąpienia innych zjawisk o negatywnym wpływie na działające obiekty (np. drgania rezonansowe powodujące zniszczenie konstrukcji) znajdujące się w pobliżu.

Drgania mogą także doprowadzić do zwiększenia się luzów spowodowanych przez uszkodzenie powierzchni strefy styku pomiędzy elementami zamykającymi w zaworze. Nadmierna amplituda drgań może wywołać również zmniejszenie napięcia śrub w połączeniu kołnierзовym, w efekcie wpływając na zwiększenie wycieku (ograniczenie zacisku powoduje zmniejszenie odkształcenia materiału uszczelniającego, zwiększając przeciek wskroś uszczelki oraz pomiędzy chropowatościami na styku kołnierz – uszczelka).

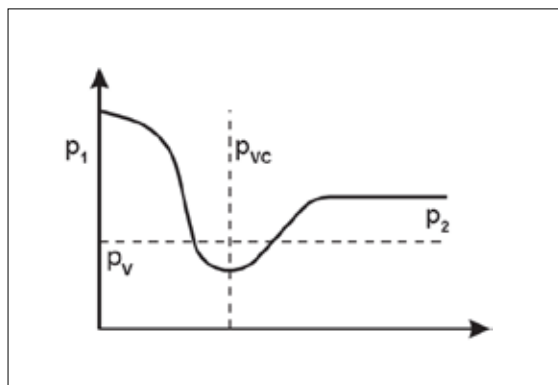
Obecność drgań jest równoznaczna z istnieniem w elemencie zmiennego przebiegu naprężeń, co przez intensyfikację procesów zmęczeniowych prowadzi do szybszego zmęczenia elementu oraz w konsekwencji – do jego uszkodzenia.

Analiza widma drgań jest bardzo często wykorzystywana do oceny stanu dynamicznego maszyny. Przykładowo analizując zmiany prędkości drgań i przemieszczeń wału pompy można zauważyć postępujący proces pęknięcia zmęczeniowego. Badając częstotliwości harmoniczne można także określić, na którym stopniu pompy doszło do uszkodzenia wirnika. Pozwala to przewidzieć czas i miejsce wystąpienia nieprawidłowości, a dzięki temu zapobiec awarii całej maszyny poprzez zaplanowanie odstawienia i remontu elementu.

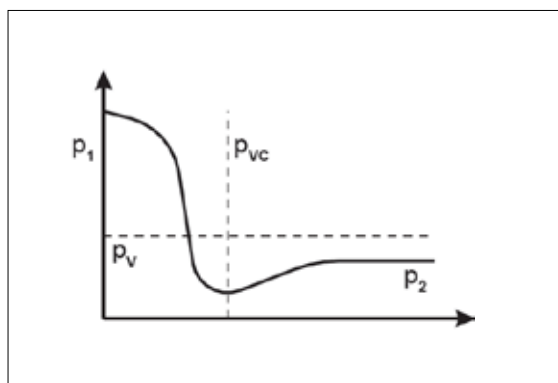
### Zawory podatne na drgania

Jednym z elementów wchodzących w skład instalacji przesyłowej mediów narażonych na drgania są zawory. Podczas przepływu medium przez zawór może wystąpić szereg szkodliwych zjawisk mających negatywny wpływ na jego pracę. Większość z nich spowodowana jest nieodpowiednim doбором zaworu do rodzaju przepływającego płynu, niewłaściwymi warunkami zabudowy i umiejscowienia podpór czy złym dopasowaniem kształtu zawieradła do charakteru przepływu cieczy. W celu ograniczenia ryzyka wystąpienia awarii lub zapewnienia możliwości szybkiego wykrycia i wyeliminowania negatywnego wpływu niepożądanych zjawisk na zawór należy monitorować jego pracę oraz poddawać go szczegółowej diagnostyce. Najbardziej charakterystycznymi oraz znanymi szkodliwymi zjawiskami występującymi w pracy zaworów są kawitacja, odparowanie czy hałas.

Wspomniana kawitacja najczęściej występuje podczas pracy przy niecałkowitym zamknięciu w szczeli-



**RYG. 1**  
Zjawisko kawitacji podczas przepływu cieczy przez zawór,  $p_1$  – ciśnienie przed zaworem,  $p_2$  – ciśnienie za zaworem,  $p_v$  – ciśnienie parowania medium,  $p_{vc}$  – ciśnienie w strefie „vena contracta”



**RYG. 2**  
Zjawisko flashingu podczas przepływu cieczy przez zawór

nach pomiędzy gniazdem a zawieradłem. Powodem jej wystąpienia jest nagłe obniżenie ciśnienia statycznego przepływającego płynu poniżej wartości jego ciśnienia parowania (rys. 1), które zależy od temperatury cieczy.

Zjawisko polega na gwałtownej przemianie stanu skupienia z fazy ciekłej w gazową, podczas której tworzą się pęcherzyki pary, a ciągłość przepływu zostaje przerwana. Za zaworem ciśnienie medium wzrasta ponad wartość ciśnienia parowania, przez co pęcherzyki pary powracają do postaci ciekłej. Kondensacja pary w tej strefie powoduje gwałtowne zanikanie pęcherzyków. Implodujące pęcherzyki powodują lokalny przyrost ciśnienia o wielkości kilkuset MPa, co objawia się wzrostem drgań oraz powoduje erozję kawitacyjną elementów zaworu.

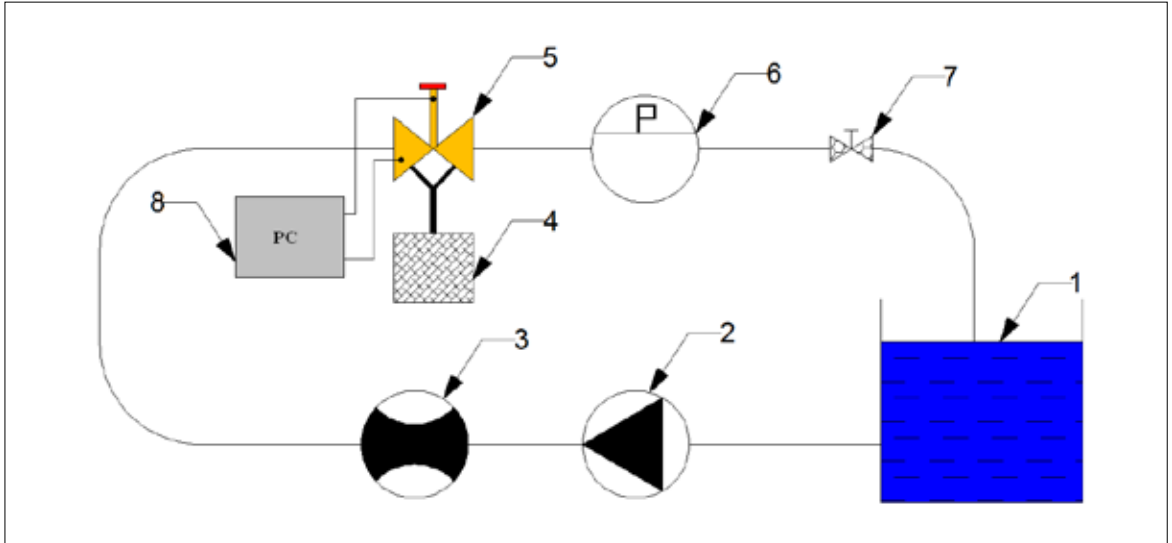
Kolejnym przypadkiem nagłego spadku ciśnienia płynu podczas przepływu przez zawór jest odparowanie, nazywane inaczej flashingiem. Występuje ono w momencie, gdy ciśnienie na wylocie pozostaje niższe od ciśnienia parowania (rys. 2).

Następstwem odparowania jest trwała zamiana ciała płynnego w mieszaninę cieczy i pary. Powstałe pęcherzyki pary rozrastają się, zmniejszając czynny przekrój przepływowy. Towarzyszy temu gwałtowny wzrost objętości fazy ciekłej, prędkości przepływu oraz hałas.

Zmiany masy medium w zaworze poprzez opisane wcześniej zjawiska mają dodatkowo destrukcyjny wpływ na wewnętrzne elementy zaworów oraz znacząco przyczyniają się do pogorszenia ich szczelności w przypadku złego umiejscowienia podpór.

**RYS. 3**

Schemat stanowiska badawczego:  
 1 – zbiornik,  
 2 – pompa,  
 3 – przepływomierz,  
 4 – wzbudnik drgań,  
 5 – zawór,  
 6 – ciśnieniomierz,  
 7 – zawór regulacyjny,  
 8 – komputer



### Stanowisko badawcze

Analizując przedstawione wcześniej zjawiska, zdecydowano się przeprowadzić badania mające na celu potwierdzenie szkodliwego wpływu drgań na pracę zaworu. Analizowany obiekt został poddany działaniu drgań o pewnym zakresie częstotliwości oraz dla różnych stopni jego otwarcia i strumienia przepływu ciecży. Do realizacji eksperymentu mającego na celu wyznaczenie wpływu drgań na szczelność zaworu konieczne było skonstruowanie odpowiedniego stanowiska badawczego umożliwiającego pomiar drgań i szczelności zaworu.

W skład stanowiska pomiarowego przedstawionego schematycznie na rys. 3 wchodzi:

- wzbudnik drgań zewnętrznych,
- badany zawór zasuwowy,
- elementy konstrukcji odciążającej mocowanie zaworu,
- komplet czujników rejestrujących widma drgań,
- układ akwizycji danych,
- pompa oraz pozostałe elementy armatury.

Woda ze zbiornika otwartego (1) za pomocą pompy wirowej (2) pracującej z napływem tłoczona jest przez przepływomierz (3). Za przepływomierzem w instalacji zabudowany jest badany zawór (5), który poprzez wzbudnik drgań (4) wprowadzany jest w drgania o różnej częstotliwości. Sygnały z czujników drgań znajdujących się na zaworze są rejestrowane przez komputer (8). Za badanym zaworem znajduje się przetwornik ciśnienia (6) oraz zawór regulacyjny (7). Poprzez zmianę otwarcia można dławić przepływ, powodując wzrost oporów przepływu na części tłocznej układu, co pozwala regulować strumień objętości przepływu ciecży przez układ. Do komputera wyposażonego w odpowiednie oprogramowanie jest podłączony wzmacniacz sygnału drgań oraz analizator. Dzięki tym komponentom można tworzyć wykresy przedstawiające zarejestrowane odczyty przyspieszeń miejscowych na badanym elemencie.

”

Analiza widma drgań jest bardzo często używana do oceny stanu dynamicznego maszyny

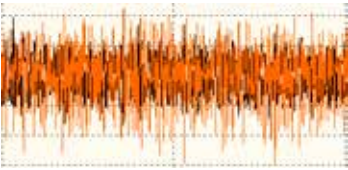
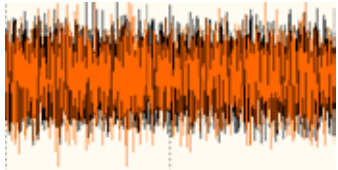
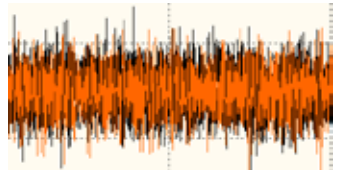
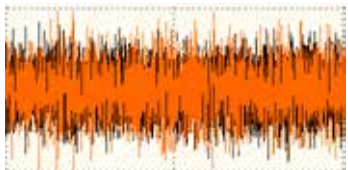
**FOT. 1**

Pomiar szczelności nowego zaworu DN25



Do określenia szczelności zaworu przed i po eksploatacji wykorzystano pomiar wycieku przy użyciu przepływomierza; stanowisko badawcze użyte do pomiaru przedstawiono na fot. 1. Wyciek zmierzono bezpośrednio po stronie tłocznej badanego zaworu.

Do pomiaru wycieku z zaworu DN25 wykorzystano gazowy przepływomierz Alltech-5. Zaletą tych urządzeń jest możliwość zastosowania ich dla szerokiego zakresu ciśnień, oczywiście o ile szczelność badanego zaworu na

Warunki przepływu cieczy		Zarejestrowane przyspieszenia		
Ciśnienie za zaworem	Strumień objętości	Czujnik na korpusie	Czujnik na nakrętce	Obraz widma
MPa	m <sup>3</sup> /h	m/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	-
0,0	0,0	0,06	0,10	
0,0	1,0	0,09	0,14	
0,0	2,0	0,16	0,22	
0,0	3,5	0,21	0,30	

**TAB. 1**  
Porównanie zarejestrowanych widm drgań własnych zaworu dla maksymalnej wydajności pompy oraz zmiany przepustowości badanego obiektu

to pozwala i wyciek mieści się w zakresie pomiarowym. W celu uzyskania możliwości dokładnej regulacji ciśnienia na wlocie do zaworu zdecydowano się podłączyć układ redukcyjny do butli z azotem, który następnie połączono do zaworu przewodem z ciśnieniomierzem, z jakiego doprowadzano gaz. Po obu stronach badanego zaworu zamontowano specjalne kołnierze, wyposażone w otwory o gwincie M10x1, które umożliwiały dopływ gazu od strony wlotowej oraz odczyt wycieku przy użyciu przepływomierza na wylocie z zaworu. Pomiar wycieku prowadzono przy zamkniętym przelocie w zaworze. Ciśnienie azotu zwiększano stopniowo i odczytywano wyciek z przepływomierza.

Pomiar wycieku przeprowadzono dla zakresu ciśnień w komorze zaworu od 1 do 16 bar. Ciśnienie zwiększano bardzo powoli i stopniowo w celu możliwie jak najszybszego ustabilizowania się przepływu, co poprawiło dokładność odczytu wycieku przez zawór. W celu uzyskania pewności, że wyniki są prawidłowe, badanie powtórzono dwa razy, a następnie uśredniono uzyskane strumienie wyciekającego gazu.

### Wyniki badań i dyskusja

W celu porównania zarejestrowanych przebiegów drgań własnych zaworu należało otrzymane wyniki

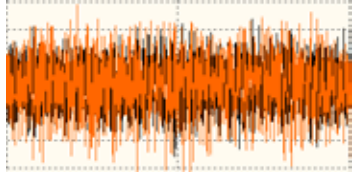
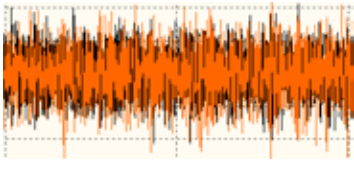
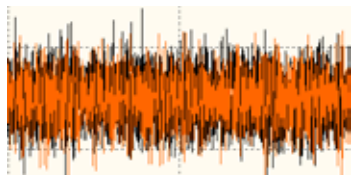
przedstawić w zbiorczej postaci, określając również parametry, dla których owe widma wystąpiły. Pozwoliło to na zaobserwowanie różnic oraz wyciągnięcie późniejszych wniosków. Zbiorcze zestawienie drgań własnych zaworu w zależności od zmieniającego się strumienia objętości cieczy poprzez zamykanie i otwieranie badanego obiektu przedstawiono w tabeli 1. W omawianym przypadku pompa pracowała z maksymalną wydajnością.

Przy braku przepływu silnik pompy był uruchomiony. Widmo pokazuje oddziaływanie drgań pompy na instalację układu przepływowego. Bazując na zamieszczonych w tabeli 1 danych, można stwierdzić, że istnieje zależność między wartościami amplitud drgań własnych zaworu a stopniem jego otwarcia oraz strumieniem przepływu. Jak wynika z porównania zarejestrowanych przypadków, zwiększając przepływ przez zwiększenie przepustowości, częstotliwość występowania drgań, ich amplituda oraz wartości przyspieszeń miejscowych ulegały widocznemu powiększeniu. Zarejestrowane drgania na korpusie zaworu (kolor pomarańczowy) i na jego nakrętce (kolor czarny) ulegały wyrównaniu wraz ze wzrostem strumienia objętości. Poprzez zaobserwowane nakładanie się obrazów drgań można stwierdzić, że początkowo przy



TAB. 2

Porównanie zarejestrowanych widm drgań własnych zaworu dla maksymalnej wydajności pompy, zmiany przepustowości badanego obiektu oraz dławienia przepływu

Warunki przepływu cieczy		Zarejestrowane przyspieszenia		
Ciśnienie za zaworem	Strumień objętości	Czujnik na korpusie	Czujnik na nakrętce	Obraz widma
MPa	m <sup>3</sup> /h	m/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	-
0,02	0,5	0,06	0,08	
0,02	1,5	0,11	0,13	
0,02	2,5	0,14	0,16	

niskim przepływie drgania powstawały w głównej części badanego obiektu, aby następnie – podczas zwiększania przepływu – zająć całą jego konstrukcję w sposób równomierny, a zarazem, jak się później okazało, destrukcyjny dla jego szczelności.



Energia przetwarzana przez pompy nie jest w całości wykorzystywana przy przepływie przez rurociągi ze względu na straty występujące w procesie konwersji energii, takie jak spadek ciśnienia i temperatury oraz brak szczelności

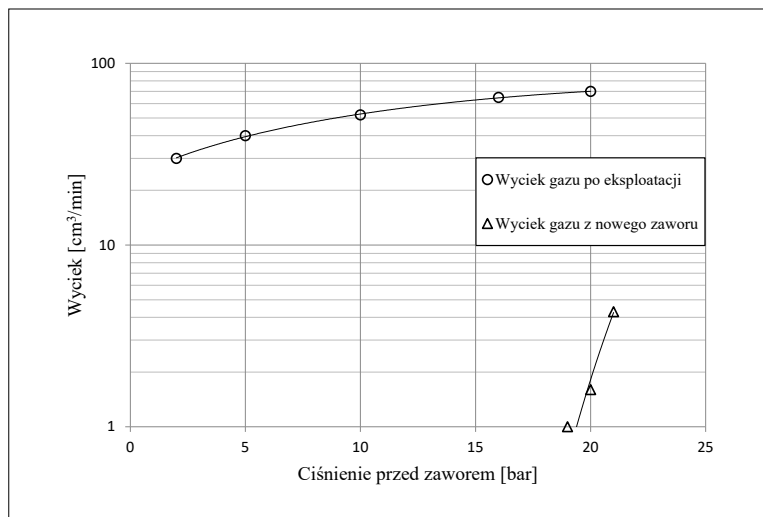
Warto również przedstawić porównanie wszystkich otrzymanych wyników, gdy przepustowość badanego obiektu była zmieniana, a przepływ dławiony przez zawór regulacyjny. Analizując rejestry odczytów, można zaobserwować, że różnice w przyspieszeniach drgań są stałe, a ich obrazy od samego początku badania bardzo podobne. W przypadku przedstawionym w dalszej części artykułu utrzymywano stałą wartość ciśnienia wynoszącą 0,02 MPa poprzez regulację stopnia zamknięcia zaworu badanego oraz regulacyjnego; zmianie ulegał strumień

przepływu. Wyniki badań przedstawiono w tabeli 2. Dzięki dławionemu przepływowi zawór pozostawał cały czas wypełniony wodą.

Różnice zarejestrowanych przyspieszeń były mniejsze niż w poprzednim przypadku. Można więc wywnioskować, że dławienie przepływu przy użyciu zaworu regulacyjnego ma wpływ na generowanie drgań własnych przez badany zawór, co może być spowodowane zjawiskami przepływowymi zachodzącymi na elementach oporowych (którymi mogły być: oderwanie warstwy przyściennej, krążenie cieczy, indukowany przepływ wsteczny). Zmierzone wartości przyspieszenia również rosły, wraz ze wzrostem strumienia, jednak przyrosty te były mniejszej wartości niż w opisanym wcześniej porównaniu.

Kolejnym etapem badań było sprawdzenie wpływu drgań zewnętrznych o wysokich częstotliwościach na szczelność zaworu. Wzbudnik działał w zakresie różnych częstotliwości przekraczających nawet 1000 Hz. Nieprzekraczalną wartością częstotliwości była wartość 1400 Hz, ponieważ po osiągnięciu tej wartości wewnętrzne elementy zaworu wpadały w rezonans, przez co badania musiały być przerywane. Towarzyszyły temu silne efekty dźwiękowe.

Ostatni etapem całego eksperymentu to analiza ewentualnych uszkodzeń oraz pogorszenia stanu technicznego badanego zaworu. Po przeprowadzeniu rejestracji drgań dla różnych wariantów jego pracy oraz dokładnej analizie otrzymanych wykresów, zawór został wymontowany z układu i zdemontowany w celu dokonania oględzin jego wewnętrznych elementów.



**RYS. 4**  
Porównanie zarejestrowanych wycieków dla zaworu DN25 przed i po eksperymencie

Biorąc pod uwagę wygląd nowego zaworu oraz porównując go z jego obecnym stanem nie było widać większych różnic, oprócz zabrudzenia i śladów obecności wody. Śladów kawitacji czy flashingu nie stwierdzono, dalsze analizy wymagają badań mikroskopowych. Jedynym sposobem na ocenę negatywnych zmian powstałych w czasie eksploatacji jest sprawdzenie szczelności badanego obiektu.

Szczelność zaworu została zbadana przed i po eksperymencie. Analiza wykresu pozwala zauważyć, że poziom wycieku z zaworu poddanego drganiom uległ znacznemu wzrostowi.

#### FOT. 2

Do określenia szczelności zaworu przed i po eksploatacji wykorzystano pomiar wycieku przy użyciu przepływomierza, a sam wyciek zmierzono bezpośrednio po stronie tłocznej badanego zaworu



fot. 123rf

W przypadku nowego zaworu wyciek można było zaobserwować dopiero przy ciśnieniu wynoszącym ok. 18 barów. Co ciekawe, przy tym samym ciśnieniu zawór po eksploatacji charakteryzował się około 70 razy gorszą szczelnością, co pozwala stwierdzić, że zewnętrznie generowane drgania znacząco skróciły czas wysokiej szczelności zaworu. Otrzymane wyniki przedstawiono na wykresie (rys. 4).

\*\*\*

Po przeprowadzeniu wszystkich badań oraz zaobserwowaniu zmian można przedstawić nasuwające się wnioski. Zauważono, że istnieje zależność pomiędzy strumieniem objętości medium a generowanymi drganiami własnymi zaworu. Jak wykazano, zmiana natężenia przepływu przez zawór powoduje zmianę częstotliwości i amplitudy jego drgań własnych. Dane odczytane z dwóch czujników umieszczonych na korpusie i dławiku zaworu wykazują różnicę przyspieszeń miejscowych dla tych elementów. Istnieje więc potrzeba zbadania wpływu części składowych zaworu na jego drgania całkowite. Drgania wymuszone przez wzbudnik nie spowodowały widocznych zniszczeń elementów wchodzących w skład konstrukcji zaworu, jednak znacząco wpłynęły na jego poziom szczelności, co pozwala wysunąć hipotezę o zaistnieniu mikrouszkodzeń na styku zawieradło – gniazdo. Podczas rejestracji drgań własnych zaworu stwierdzono, że poszczególne jego elementy wytwarzają różne widma drgań. Analizę drgań własnych zaworu przeprowadzono dla różnych przypadków. Przepływ był dławiony stopniowo przy użyciu zaworu regulacyjnego, także badany zawór był zamykany i otwierany.

Drugim etapem pomiarów była rejestracja odpowiedzi zaworu na drgania wymuszone przez wzbudnik. W tym przypadku uzyskane przyspieszenia były znacznie większe, jednak pomimo tego nie zaobserwowano zjawiska kawitacji czy flashingu na elementach zaworu. Pomimo braku występowania zjawisk szkodliwych szczelność zaworu uległa znaczącemu pogorszeniu.

Przeprowadzony eksperyment może stanowić podstawę do bardziej rozszerzonych i zaawansowanych badań dotyczących oddziaływania drgań na różne typy zaworów stosowanych w przemyśle.

#### Literatura

1. „Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn”, Cempel C., Warszawa 1982.
2. Norma EN 12266-1:2012, „Armatura przemysłowa, badania armatury metalowej”.
3. „Układy pompowe”, Skowroński M., Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.
4. Mateusz Burkiewicz, Janusz Roguła, Badanie trwałościowo zaworu DN25 - ocena szczelności. W: XV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Uszczelnienia, Pompy, Armatura = XVth International Scientific-Technical Conference Sealing, Pumps, Fittings, Kudowa Zdrój, 23-25 maja 2018 / red. Janusz Skrzypacz. Wrocław : SIMP Oddział we Wrocławiu, [2018]. s. 1-12. ■



# MOTOPOMPY STRAŻACKIE

## Ale jakie?

dr inż. Michał Chmiel

kierownik Jednostki Certyfikującej CNBOP-PIB

Motopompy odgrywają istotną rolę w działaniach straży pożarnej, będąc podstawowym sprzętem używanym w sytuacjach ratowniczych i gaśniczych. Ich głównym zadaniem jest tłoczenie wody albo innych środków gaśniczych z dostępnych źródeł, takich jak rzeki, jeziora czy zbiorniki przeciwpożarowe, do systemów gaśniczych lub bezpośrednio na miejsce pożaru.

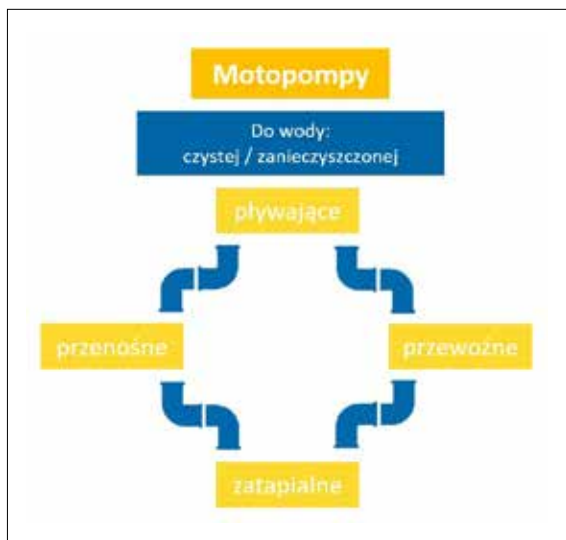
W dynamicznie rozwijającym się obszarze szeroko rozumianego ratownictwa nie tylko umiejętności i doświadczenie strażaków decydują o skuteczności ich działań. Jednym z kluczowych elementów właściwego prowadzenia działań ratowniczo-gaśniczych jest odpowiednie do potrzeb zaopatrzenie w sprzęt. Takim są między innymi motopompy, które stanowią nieodzowny element wyposażenia jednostek ochrony przeciwpożarowej ze względu na swoją uniwersalność i szeroki zakres zastosowań w działaniach ratowniczych. Należy jednak mieć na uwadze, że wyrób ten – aby mógł być wykorzystany na potrzeby akcji ratowniczych w Polsce

– musi przejść proces dopuszczenia do użytkowania przeprowadzony przez odpowiednią jednostkę. A więc uzyskać potwierdzenie, że spełnia odpowiednie dla nich, specjalistyczne wymogi norm i wymagań techniczno-użytkowych.

### Klasyfikacja i podział

Na wstępie kilka słów o podziale rozpatrywanych motopomp. Na rynku dostępnych jest wiele ofert sprzedaży tych wyrobów, możemy je sklasyfikować w kilku głównych grupach. Na rysunku 1 przedstawiono podział motopomp strażackich ze względu na zastosowanie i normatywną klasyfikację.





RYS. 1

Podział motopomp według konstrukcji i zastosowania (źródło: opracowanie własne)

### Istota i rola systemu dopuszczeń

Zanim motopompy będą mogły być wykorzystywane do działań przez jednostki ochrony przeciwpożarowej muszą zostać poddane procesowi dopuszczenia do użytkowania. Od 2007 roku, z niewielkimi zmianami, działa w Polsce system dopuszczeń do użytkowania wyrobów wykorzystywanych w działaniach ratowniczych, który realizowany jest przez instytuty badawcze Państwowej Straży Pożarnej (obecnie Centrum Naukowo-Badawcze Ochrony Przeciwożarowej im. Józefa Tuliszkowskiego – Państwowy Instytut Badawczy – CNBOP-PIB). System ten z powodzeniem funkcjonuje do dzisiaj, z drobnymi aktualizacjami, i odegrał kluczową rolę w podniesieniu standardów bezpieczeństwa w jednostkach ochrony przeciwpożarowej. Sprzęt, taki jak pojazdy pożarnicze, motopompy, środki ochrony indywidualnej czy podręczny sprzęt gaśniczy musi uzyskać świadectwo dopuszczenia, które jest wydawane na okres do 5 lat.

Użyteczność systemu dopuszczeń dla jednostek ochrony przeciwpożarowej, a w szczególności dla Państwowej Straży Pożarnej i ochotniczych straży pożarnych, jest nieoceniona. Bez wątpienia system ten bazuje na zasadzie stawiania ściśle określonych wymagań wyrobom i dlatego kluczowym elementem jest, aby wymagania techniczno-użytkowe były adekwatne do aktualnych potrzeb użytkowników. W związku z tym tak ważne są właściwości, niezawodność i przydatność stosowanych wyrobów. Należy w tym miejscu zaznaczyć, że w obecnych czasach poszczególne formacje jednostek ochrony przeciwpożarowej są nowoczesnymi, dobrze przygotowanymi organizacjami, mającymi bardzo wysoki poziom wykształcenia i wyszkolenia oraz potrafiącymi samodzielnie definiować swoje potrzeby. Formacje te są też obdarzone największym zaufaniem społecznym wśród służb ratowniczych.

## RODZAJE POMP WYKORZYSTYWANYCH PRZEZ STRAŻ POŻARNĄ

- Motopompy przenośne – pompy napędzane własnym silnikiem spalinowym, przenoszone ręcznie, mogące służyć do podawania środków gaśniczych lub przepompowywania wody przy ciśnieniu od 6 bar do 8 bar.
- Motopompy przewoźne – pompy napędzane własnym silnikiem spalinowym, zamontowane na stałe na platformie (podwozie – przyczepa, kontener), które mogą być holowane przez pojazd lub transportowane na nim. Służą do przepompowywania dużych objętości wody do celów gaśniczych lub wypompowywania jej np. z terenów popowodziowych.
- Motopompy pływające – pompy pożarnicze napędzane silnikiem spalinowym wyposażone w pływak utrzymujący je na powierzchni wody. Służą głównie do wypompowywania wody z zalanych obiektów (piwnice budynków, ulice, rozlewiska).
- Pompy zatapiałne – przeznaczone do pracy w pełnym zanurzeniu w wodzie, czasem wyposażone w pływak, który w momencie przekroczenia minimalnego dopuszczalnego zanurzenia przerywa pracę silnika elektrycznego (w tym przypadku), aby nie dopuścić do jego spalania w wyniku suchobiegu. Służą do usuwania wody z zalanych pomieszczeń, jak również przepompowywania ścieków.

### Z czego to wynika?

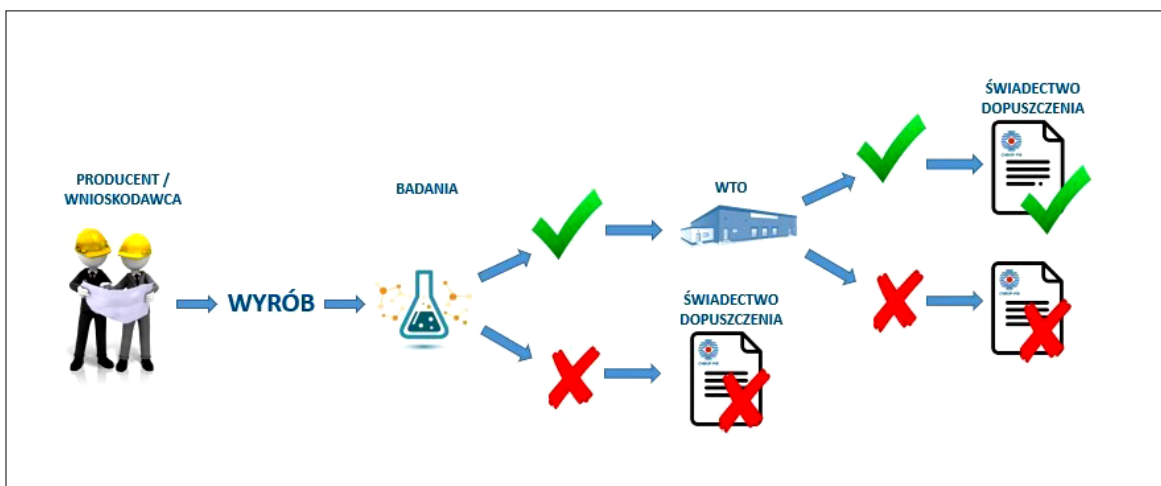
Prowadzenie przez CNBOP-PIB procesów dopuszczenia wyrobów do użytkowania wynika z następujących aktów prawnych:

1. Ustawa z dnia 24 sierpnia 1991 r. o ochronie przeciwpożarowej (tj. Dz. U. z 2024 r. poz. 275 z późn. zm.).
2. Rozporządzenie MSWiA z dnia 20.06.2007 r. w sprawie wykazu wyrobów służących zapewnieniu bezpieczeństwa publicznego lub ochronie zdrowia i życia oraz mienia, a także zasad wydawania dopuszczenia tych wyrobów do użytkowania (Dz. U. Nr 143 poz. 1002 ze zm.) [1].

Na podstawie wspomnianych przepisów wyroby służące zapewnieniu bezpieczeństwa publicznego lub ochronie życia i zdrowia wprowadzane są do użytkowania w jednostkach ochrony przeciwpożarowej:

- Państwowa Straż Pożarna,
- ochotnicza straż pożarna,
- Wojskowa Ochrona Przeciwożarowa,

**RYS. 2**  
Główne etapy procesu dopuszczenia (źródło: opracowanie własne na podstawie [5])



**FOT. 1**  
Badanie motopomp do wody zanieczyszczonej (źródło: archiwum CNBOP-PIB)



**FOT. 2**  
Badanie motopomp do wody czystej (źródło: Archiwum CNBOP-PIB)



- zakładowa straż pożarna oraz zakładowa służba ratownicza,
- gminna i powiatowa zawodowa straż pożarna,
- inne jednostki ratownicze.

Aktem wykonawczym do ustawy o ochronie przeciwpożarowej jest rozporządzenie Ministra Spraw Wewnętrznych i Administracji z 2007 r. [1], gdzie wskazano wyroby służące zapewnieniu bezpieczeństwa, których strażacy używają podczas prowadzenia działań ratowniczo-gaśniczych. Jednym z nich są motopompy pożarnicze.

**Przebieg procesu**

Proces dopuszczenia pojazdów w CNBOP-PIB składa się z następujących etapów:

1. Złożenie przez wnioskodawcę wniosku o przeprowadzenie procesu dopuszczenia do użytkowania pojazdu wraz z dokumentacją techniczną.
2. Badanie motopomp w akredytowanym laboratorium.
3. Ocena warunków techniczno-organizacyjnych (WTO) w miejscu wytwarzania motopomp.
4. Wydanie świadectwa dopuszczenia (w przypadku pozytywnych wyników etapu 2 i 3).
5. Coroczna kontrola dopuszczenia w okresie jego ważności.

**Program badań**

Na potrzeby wydania świadectwa dopuszczenia poszczególne rodzaje sklasyfikowanych motopomp pożarniczych poddawane są różnego rodzaju próbom w laboratorium, zgodnie z programem badań.

**Okres ważności**

Na podstawie § 8 rozporządzenia [1] świadectwo dopuszczenia obejmuje wyroby wyprodukowane w okresie jego ważności. Na tej podstawie należy zauważyć, że motopompy, które zostały wyprodukowane i wprowadzone do użytkowania w okresie ważności świadectwa dopuszczenia mogą być stosowane przez

Lp.	Sprawdzana/badana cecha pojazdu	Opis badanej cechy
1.	<p><b>Wykonanie i znakowanie</b> (motopompy do wody zanieczyszczonej, i czystej, motopompy pływające)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• podział,</li> <li>• wloty ssawne,</li> <li>• wloty tłoczne,</li> <li>• zbiornik paliwa motopompy,</li> <li>• urządzenia sterownicze,</li> <li>• uchwyty do przenoszenia,</li> <li>• oznaczenia i znakowanie</li> </ul> <p>(motopomp do wody zanieczyszczonej, dla wody czystej),</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• silnik motopompy,</li> <li>• odwadnianie,</li> <li>• urządzenia kontrolne,</li> <li>• instalacja elektryczna (dla motopomp pływających)</li> <li>• pływak,</li> <li>• wykończenie</li> </ul>	<p>W tym miejscu sprawdzane jest:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• poprawne oznaczenie wydajności motopompy,</li> <li>• konstrukcja motopompy (czy posiada silnik spalinowy, kolektor ssawny, kolektor tłoczny, osłony zabezpieczające przed kontaktem z elementami ruchomi lub/i gorącymi),</li> <li>• czy wloty ssawne zostały wyposażone w nasady zgodne z polską normą PN-M 51038 i pokrywy nasad zgodne z PN-M-51024, <ul style="list-style-type: none"> <li>• czy motopompa została wyposażona w odpowiednią liczbę nasad tłocznych,</li> </ul> </li> <li>• czy istnieje możliwość podłączenia do układu wydechowego motopompy węża do odprowadzenia spalin,</li> <li>• czy jest dostęp do zaworu odwadniającego motopompę, <ul style="list-style-type: none"> <li>• czy występuje instalacja elektryczna oraz oświetlenie przyrządów pomiarowych,</li> </ul> </li> <li>• czy uchwyty do przenoszenia umożliwiają ergonomiczną pracę (wymaganie to dotyczy motopomp przenośnych), <ul style="list-style-type: none"> <li>• rozmieszczenie, liczba oraz klasa zastosowanych przyrządów pomiarowych.</li> </ul> </li> </ul>
2.	<p><b>Wymiary</b> (motopomp do wody zanieczyszczonej, dla wody czystej, dla motopomp pływających)</p>	<p>W tym miejscu sprawdzane są wymiary motopompy. Gabaryty mają znaczenie podczas jej transportu (wymaganie to dotyczy jedynie motopomp przenośnych).</p>
3.	<p><b>Masa</b> (motopomp do wody zanieczyszczonej, i czystej oraz motopomp pływających)</p>	<p>W tym miejscu sprawdzana jest masa motopompy przenośnej. W celu zapewnienia możliwości jej swobodnego i bezpiecznego transportu, zgodnie z zasadami BHP.</p>
4.	<p><b>Parametry pracy</b> (motopomp do wody zanieczyszczonej, i czystej, dla motopomp pływających)</p> <p><b>Charakterystyki pracy motopompy – wysokość podnoszenia w funkcji czasu</b></p>	<p>W tym miejscu sprawdzane są główne parametry pracy motopompy, czyli przepływ wody w dm<sup>3</sup>/min przy ciśnieniu co najmniej 1 bar dla motopompy do wody zanieczyszczonej oraz przy 6 bar lub 8 bar dla motopompy wody czystej. Jest to główny czynnik określający parametry pracy motopompy. Na podstawie otrzymanych wyników motopompa klasyfikowana jest do odpowiedniej klasy, np. M 8/8 (800 dm<sup>3</sup>/min przy 8 bar).</p>
5.	<p><b>Ssanie na sucho</b></p>	<p>W tym miejscu sprawdzany jest czas potrzebny do osiągnięcia podciśnienia 0,8 bar w motopompie za pomocą urządzenia zasysającego. Podczas próby pompa jest bez wody, zamknięte są też nasady ssawne oraz tłoczne.</p>
6.	<p><b>Czas zassania</b></p>	<p>W tym miejscu sprawdzany jest czas zassania (w sekundach) wody przez motopompę. Jest to czas, w którym powietrze znajdujące się w układzie zostaje zastąpione przez wodę (motopompa zaczyna podawać wodę).</p>
7.	<p><b>Niezawodność pracy pompy</b></p>	<p>Podczas tej próby motopompa pracuje bez przerwy przez 6 godzin (motopompy do wody czystej) lub 24 godziny (motopompy do wody zanieczyszczonej). Jest to jedna z najważniejszych prób dla motopompy, która ma na celu zasymulowanie pracy przy pełnej wydajności motopompy podczas długotrwałych działań ratowniczych. Motopompa w czasie prób nie powinna wykazywać oznak uszkodzenia.</p>
8.	<p><b>Zużycie paliwa</b> (dla motopomp pływających)</p>	<p>W tym miejscu sprawdzany jest czas pracy motopompy pływającej na zbiorniku paliwa. Zgodnie z obowiązującymi wymaganiami motopompa pływająca powinna pracować przynajmniej 60 minut bez potrzeby uzupełnienia paliwa.</p>
9.	<p><b>Minimalna głębokość ssania</b> (dla motopomp pływających)</p>	<p>W tym miejscu sprawdza się, z jakiej minimalnej głębokości (poziomu wody) motopompa pływająca jest zdolna do ssania wody, tj. jaki poziom wody pozostanie w pomieszczeniu po użyciu motopompy pływającej.</p>

**TAB. 1**  
Program badań dla motopomp (źródło: opracowanie własne na podstawie [3])



**RYS. 3**  
Przykładowe świadectwo dopuszczenia motopompy do wody zanieczyszczonej (źródło: archiwum CNBOP-PIB)



jednostki ochrony przeciwpożarowej po wygaśnięciu ważności świadectwa dopuszczenia do czasu ich tzw. śmierci technicznej lub w czasookresie określonym przez producenta, z zastrzeżeniami przestrzegania zasad użytkowania i konserwacji wskazanych przez producenta. W sposób jednoznaczny oznacza to, że po 5 latach użytkowania motopompy i faktu końca ważności świadectwa, nie zachodzi potrzeba wycofywania jej z użytkowania i uzyskiwania nowego dopuszczenia, do

Na pierwszej stronie świadectwa dopuszczenia wskazane są między innymi takie informacje, jak:

- numer dokumentu,
- nazwa i typ motopompy,
- dane posiadacza dopuszczenia,
- podstawa wydania świadectwa (w tym numery sprawozdań z badań),
- okres ważności.

Na stronie drugiej umieszczono informacje dotyczące podstawowych danych technicznych dopuszczanej motopompy, takie jak:

- rodzaj, typ silnika i pompy,
- dopuszczalna średnica zanieczyszczeń (dla wody zanieczyszczonej),
- wymiary i masy,
- maksymalna wydajność,
- charakterystyki pracy.

### Kontrola dopuszczeń

Bezpieczeństwo ratowników, osób zagrożonych i budynków zależy od wielu czynników. Szczególną uwagę należy zwrócić na zapewnienie bezpiecznego stosowania oraz funkcjonalności między innymi motopomp służących zagwarantowaniu ochrony zdrowia i życia oraz mienia. Zweryfikowanie tych istotnych cech wyłącznie na etapie ich przygotowywania do wprowadzenia do użytkowania może być niewystarczające. Dlatego konsekwencją pozytywnie zakończonego procesu dopuszczenia jest coroczna kontrola

„ Zanim motopompy będą mogły być wykorzystywane do działań przez jednostki ochrony przeciwpożarowej muszą zostać poddane procesowi dopuszczenia do użytkowania

dalszego wykorzystania. Motopompy wyprodukowane w okresie ważności świadectwa dopuszczenia muszą być znakowane przez posiadacza dopuszczenia znakiem jednostki dopuszczającej i numerem świadectwa. Na stronie internetowej CNBOP-PIB ([www.cnbop.pl](http://www.cnbop.pl)) zamieszczone są wykazy wydanych i ważnych świadectw dopuszczenia. Od roku 2007 do dziś CNBOP-PIB wydało ponad 5100 takich dokumentów.

świadczeń dopuszczenia. Kontrolę prowadzi się dla ważnych świadectw dopuszczenia i polega ona na ocenie zgodności (w tym przypadku motopomp) z wymaganiami technicznych dokumentów odniesienia (norm i wymagań techniczno-użytkowych) na podstawie przeprowadzonych badań, zgodnie z programami badań ujętymi w planie kontroli. Niespełnienie wymagań w procesie kontroli może w konsekwencji skutkować cofnięciem udzielonego dopuszczenia, a co za tym idzie – brakiem możliwości oferowania w sprzedaży kolejnych motopomp.

\*\*\*

Motopompy odgrywają istotną rolę w działaniach straży pożarnej, będąc podstawowym sprzętem używanym w sytuacjach ratowniczych i gaśniczych. Ich głównym zadaniem jest tłoczenie wody lub innych środków gaśniczych z dostępnych źródeł, takich jak rzeki, jeziora czy zbiorniki przeciwpożarowe, do systemów gaśniczych lub bezpośrednio na miejsce pożaru. Dzięki swojej mobilności i możliwości pracy w trudnych warunkach terenowych, motopompy są niezastąpione w miejscach, gdzie dostęp do wody jest ograniczony, a szybkie dostarczenie jej w dużych ilościach ma kluczowe znaczenie. Są również wykorzystywane w akcjach przeciwpowodziowych, do wypompowywania wody z zalanych budynków i terenów.

Z kolei świadectwa dopuszczenia, wydawane przez CNBOP-PIB, stanowią potwierdzenie, że dany sprzęt spełnia określone normy techniczne i wymogi prawne, a także został przetestowany w warunkach zbliżonych do rzeczywistych. Dla straży pożarnej, która prowadzi działania w krytycznych sytuacjach, niezawodność sprzętu jest priorytetem. Dlatego też posiadanie świadectwa dopuszczenia przez motopompy daje pewność użytkownikowi, że są one odpowiednio sprawdzone, wykonane w wysokiej jakości, zapewniając bezpieczeństwo i zgodność z wymaganiami, co w konsekwencji przekłada się na efektywność prowadzonych działań ratowniczo-gaśniczych.

#### Literatura

- [1] Rozporządzenie MSWiA z dnia 20.06.2007 r. w sprawie wykazu wyrobów służących zapewnieniu bezpieczeństwa publicznego lub ochronie zdrowia i życia oraz mienia, a także zasad wydawania dopuszczenia tych wyrobów do użytkowania (Dz. U. Nr 143 poz. 1002 ze zm.).
- [2] Ustawa z dnia 24 sierpnia 1991 r. o ochronie przeciwpożarowej (t.j. Dz. U. z 2024 r. poz. 275 z późn. zm.).
- [3] Standardy CNBOP-PIB, Badania i proces dopuszczenia do użytkowania motopomp pożarniczych, CNBOP-PIB-0034:2017.
- [4] Standardy CNBOP-PIB, Kontrola dopuszczenia, CNBOP-PIB 0004:2022.
- [5] Standardy CNBOP-PIB, System dopuszczeń dla jednostek ochrony przeciwpożarowej, CNBOP-PIB 0015:2022. ■

# PRZEPLÝWOMIERZE

## POLSKI PRODUCENT

ponad 30 LAT NA RYNKU



### PRZEPLÝWOMIERZE ELEKTROMAGNETYCZNE MPP®8

DN 3 do DN 1400  
dokładność 0,2%  
MODBUS RTU  
Profibus DP V0  
pomiar ciśnienia  
pomiar temperatury  
rejestrator (karta microSD)

do pomiaru pulpy piaskowej  
przepływomierze MPP®8HF

### PRZEPLÝWOMIERZE RADAROWE

łatwa instalacja  
przenośny lub stacjonarny  
układy częściowo-wypełnione  
kanały otwarte  
rzeki i strumienie  
instalacje burzowe



WYPOŻYCZ! WYPRÓBUJ!

### PRZEPLÝWOMIERZE ULTRADŹWIĘKOWE UPT

bezinwazyjny  
bez ingerencji w instalację  
metalowe i plastikowe rurociągi  
możliwość zmiany miejsca pomiaru  
do zastosowania na różnych średnicach  
dwa tory pomiaru temperatury



wiele urządzeń dostępnych OD RĘKI  
MOŻLIWOŚĆ WYPOŻYCZENIA  
WYSOKA JAKOŚĆ  
NISKA CENA

**ENKO**®

www.enkopomiar.pl  
biuro@enkopomiar.pl



fot. 123rf

# POMPOWANIE AMONIAKU DO WYSOKICH CIŚNIEŃ

dr inż. Grzegorz Peczkis, dr hab. inż. Grzegorz Przybyła,  
prof. dr hab. inż. Wojciech Adamczyk, inż. Marta Iwachów  
Politechnika Śląska

Pompowanie amoniaku w instalacjach przemysłowych wymaga oceny poszczególnych elementów pomp z uwagi na konflikty reakcji amoniaku z metalami i tworzywami. To istotne zagadnienie, gdyż amoniak może stać się kluczowym nośnikiem energii w przyszłości, szczególnie w kontekście przechowywania wodoru. Wskazuje na to rozwój technologii jego spalania zarówno w silnikach spalinowych, jak i w turbinach gazowych oraz ogniwach paliwowych.

W artykule zaprezentowano podstawowe problemy i sposoby ich zapobiegania w praktycznej realizacji pompowania wysokociśnieniowego amoniaku na potrzeby spalania go w silnikach spalinowych. Przedstawiono kilka wybranych informacji zweryfikowanych pracami w Laboratorium Silników Spalinowych Politechniki Śląskiej z zakresu pompowania amoniaku, w szczególności do ciśnień bliskich 20 MPa, przy niewielkich, nieprzekraczających

15 l/h wydajnościach. We wstępie zawarto podstawowe informacje ze współczesnych osiągnięć techniki pompowania amoniaku. Przedstawiono obserwacje z badań laboratoryjnych i wybrane wyniki z pomiarów pompowych.

Amoniak, jakkolwiek może być paliwem uzyskanym bez udziału paliw kopalnych (i jako taki traktowany jako „czysty”), jest w rzeczywistości toksyczny i jego użytkowanie musi odbywać się przy bezwzględnym



przestrzeganiu zasad techniki. Jego zweryfikowane badaniami laboratoryjnymi właściwości w trakcie spalania np. w silnikach tłokowych czynią go energetycznie atrakcyjnym wobec innych paliw alternatywnych.

### Ograniczenia w pompowaniu amoniaku

Jako substancja toksyczna amoniak nie powinien wydostawać się do otoczenia, chociaż naturalnie występuje w przyrodzie w ilościach śladowych. Magazynowany w butlach ciśnieniowych w stanie gazowym, bądź w butlach z czynnikiem separującym w stanie ciekłym, jest bezpieczny dla otoczenia. Już niewielkie stężenia amoniaku w powietrzu (dopuszcza się 35 ppm krótkotrwałych ekspozycji) są szybko identyfikowane z powodu przykrego zapachu. Zapach drażniący jest powodem do ewakuacji bądź skorzystania z natrysku wodnego, co dobrze neutralizuje amoniak. Po zmieszaniu z wodą, kiedy to wydziela się ciepło, amoniak uznaje się za względnie bezpieczny i jest konfekcjonowany w pojemnikach z tworzyw sztucznych, sprzedawany na stacjach benzynowych jako adBlue (32,5% roztwór amoniaku w wodzie).

Temperatura wrzenia w warunkach normalnych wynosi  $t_v = -33,4^\circ\text{C}$ , prężność par w ciśnieniu bezwzględnym to blisko  $p = 0,6\text{MPa}$ , a temperatura samozapłonu  $t_z = 651^\circ\text{C}$ . Zakres ilości amoniaku w powietrzu, w którym może dojść do zapłonu, zawiera się w przedziale  $x = 15\% \div 28\%$ . Amoniak wchodzi w reakcje z miedzią, cynkiem i mosiądzem. W uszczelnieniach nie stosuje się gum typu NBR, EPDM itp., zastępując je kauczukiem fluorowym (tzw. Viton). Praca z amoniakiem wymaga ubrań ochronnych, masek z filtrami, rękawic, obuwia gumowego, dobrej wentylacji pomieszczeń i zainstalowanych natrysków wodnych z możliwością szybkiego uruchamiania zraszania otoczenia pracy. Zdrowy rozsądek pracowników jest jak najbardziej pożądany.

### Publikacje w literaturze

Przedstawiamy kilka wybranych, w opinii autorów ciekawych obserwacji, na które natrafiliśmy się w trakcie przeglądu literatury. Załączono również wykaz kilku naukowych artykułów, w jakich znajduje się szczegółowy opis badań nad amoniakiem, prowadzonych przez autorów niniejszego opracowania.

Amoniak może stać się kluczowym nośnikiem energii w przyszłości, szczególnie w kontekście przechowywania wodoru. Wskazuje na to rozwój technologii spalania amoniaku zarówno w silnikach spalinowych, jak i w turbinach gazowych oraz ogniach paliwowych. Istniejące wyzwania obejmują konieczność lepszego modelowania kinetyki spalania amoniaku oraz opracowanie strategii minimalizacji emisji  $\text{NO}_x$  (Olivier Herbinet, 2022). Zalety i wyzwania związane z wykorzystaniem amoniaku jako paliwa w silnikach spalinowych, ze szczególnym uwzględnieniem jego właściwości energetycznych i emisji, trudności dotyczące niskiej prędkości spalania amoniaku, jego toksyczności oraz potrzeby opracowania odpowied-

nych systemów magazynowania i dystrybucji opisano w (Cova-Bonillo, 2024).

Ciekły amoniak jest idealnym paliwem o zerowej emisji dwutlenku węgla dla silników spalinowych. Wtrysk wysokociśnieniowy to kluczowa technologia w organizacji spalania amoniaku; charakterystyka wysokociśnieniowego wtrysku ciekłego amoniaku jest przedmiotem badań. Zachowanie rozpylacza może ulec zmianie, gdy wysokociśnieniowy wtryskiwacz oleju napędowego wykorzystuje ciekły amoniak jako paliwo. W badaniach (Fangi i inni, 2023) zastosowano szybkie obrazowanie za pomocą metody DBI do zbadania penetracji cieczy, szerokości i prędkości końcówki rozpylania ciekłego amoniaku wtryskiwanego pod wysokim ciśnieniem do 100 MPa. W warunkach eksperymentalnych uwzględniono warunki wrzenia bez rozpryskiwania i z rozpryskiwaniem. Do oceny wyników wykorzystano również symulację. Podczas wrzenia bezpłomieniowego model Hiroyasu zapewniał lepszą dokładność niż model Siebersa.

”

Praca z amoniakiem wymaga ubrań ochronnych, masek z filtrami, rękawic, obuwia gumowego, dobrej wentylacji pomieszczeń i zainstalowanych natrysków wodnych z możliwością szybkiego uruchamiania zraszania otoczenia pracy

W warunkach wrzenia błyskawicznego stwierdzono zjawisko, w którym penetracja cieczy i prędkość końcówki natrysku były silnie tłumione w początkowej fazie procesu wtrysku, co jest „zjawiskiem oporu natrysku”. „Zjawisko oporu rozpylania” zaobserwowano, gdy ciśnienie otoczenia było niższe niż 0,7 MPa podczas 0-0,05 ms ASOI i było silnie związane ze stopniem przegrzania. Kształt aerozoli w pobliżu dyszy zmieniał się gwałtownie przy 0,05 ms ASOI, wskazując, że silna kawitacja wewnątrz dyszy, spowodowana efektem unoszenia iglicy, jest kluczową przyczyną „zjawiska oporu rozpylania” (Fang i inni, 2023).

W opisanym (Yu Z, 2024) badaniu opracowano nieizotermiczny model symulacji ściśliwego przepływu kawitacyjnego ciekłego amoniaku w wysokociśnieniowym wtryskiwaczu, uwzględniający właściwości przemiany fazowej. Model został zweryfikowany przy użyciu danych eksperymentalnych z istniejącej literatury. Zbadano proces kawitacyjnej przemiany fazowej ciekłego amoniaku w dyszy wtryskiwacza oraz różnice w rozkładzie kawitacji między amoniakiem a olejem napędowym. Wyniki wskazują, że wraz ze wzrostem ciśnienia wtrysku frakcja objętościowa pary amoniaku

rośnie liniowo, podczas gdy frakcja objętościowa oleju napędowego wykazuje szybki początkowy wzrost, po którym następuje tendencja spadkowa. Pod względem współczynnika przepływu amoniak jest niższy niż olej napędowy, chociaż obie wartości zbiegają się przy wyższych ciśnieniach wtrysku. Przy ciśnieniu niskim ciepło pochłaniane przez kawitacyjną przemianę fazową amoniaku przewyższało ciepło generowane przez szybkie tarcie przepływu amoniaku o ściankę dyszy, co prowadziło do spadku temperatury na jej wlocie. I odwrotnie, przy wysokim ciśnieniu wtrysku temperatura amoniaku na ściance dyszy wzrasta o ponad 20 K, co powoduje gwałtowny wzrost ciśnienia pary nasyconej i znacznie nasila efekt kawitacji.

W porównaniu do amoniaku, olej napędowy doświadczył wyższego wzrostu temperatury w dyszy, ale wykazywał mniejsze zmiany ciśnienia pary nasyconej, przez co wpływ temperatury na kawitację był mniej wyraźny. Wyższa gęstość i lepkość oleju napędowego skutkowało niższymi prędkościami przepływu w porównaniu do amoniaku, co prowadziło do bardziej rozwiniętej kawitacji w dolnym obszarze ściany dyszy i tworzyło obszar wyższego ciśnienia na górnej ścianie, który był bardziej oddalony od wlotu dyszy i hamował tam rozwój kawitacji. Wyniki badań stanowią teoretyczne wsparcie dla projektowania wtryskiwaczy ciekłego amoniaku (Yu Z, 2024).

Jednym z kluczowych aspektów związanych z podawaniem amoniaku do silników jest jego właściwe wtryskiwanie. Badania nad wysokociśnieniowym wtryskiem ciekłego amoniaku wskazują na trudności wynikające z jego niskiej temperatury wrzenia, co prowadzi do przedwczesnej ewaporacji paliwa w trakcie wtrysku. W warunkach niskiego ciśnienia otoczenia amoniak może podlegać zjawisku flash boiling (błyskawiczne wrzenie), co wpływa na charakterystykę rozpylania. Badania eksperymentalne wykazały, że w warunkach flash boiling początkowa faza wtrysku jest hamowana przez powstawanie dużych ilości pary wewnątrz dyszy, co prowadzi do „zjawiska oporu rozpylania”. Efekt ten występuje, gdy ciśnienie otoczenia znajduje się poniżej 0,7 MPa, a jego główną przyczyną jest intensywna kawitacja związana z ruchem iglicy wtryskiwacza. Efektywność atomizacji strugi paliwa ma kluczowe znaczenie dla zapewnienia równomiernego spalania i ograniczenia emisji spalin, dlatego konieczna jest odpowiednia konstrukcja dysz wtryskiwaczy oraz precyzyjna regulacja ciśnienia wtrysku (Ning Wang, 2024).

### **Pompowanie amoniaku pompami wyporowymi. Wyniki badań własnych**

Spalanie amoniaku w silnikach tłokowych, co można zdradzić już na wstępie, w laboratoryjnej praktyce odbywa się zupełnie przyzwoicie. Spalanie przebiega względem wodoru stosunkowo wolno, bez tendencji do nagłych eksplozji. W klasycznych silnikach spalinowych, po niewielu modyfikacjach konstrukcyjnych uzyskano

pożądane parametry termodynamiczne. Przebiegający wolno proces spalania preferuje niskie prędkości obrotowe silników. Przechowywanie tego paliwa, jego transport oraz gęstość energetyczna czynią go technicznie możliwym do zasilania dużych silników spalinowych np. na statkach lub pracujących jako chwilowe jednostki wytwórcze itp. Faktycznym problemem, wymagającym jeszcze rozwiązań, jest minimalna, nieprzekraczająca 1% ilość amoniaku w spalinach, która z uwagi na wymogi ochrony środowiska oraz toksyczność amoniaku nie jest zadowalająca. Amoniak wytwarzany obecnie w kraju na potrzeby produkcji nawozów sztucznych pozyskuje się masowo z gazu ziemnego. Technicznie możliwe jest jego wytwarzanie z wodoru pochodzącego z hydrolizy (OZE) oraz dwutlenku węgla, ewentualnie można go pozyskać szczerkowo z procesów biologicznych.

Handlowo, na potrzeby badań, amoniak zakupywano w butlach dwuczynnikowych, w których towarzyszył mu dwutlenek węgla, a sam amoniak był dostępny w stanie ciekłym z nadciśnieniem. Nadciśnienie można nieznacznie podnosić podgrzewając butle dedykowanymi kocami grzewczymi. W praktyce pozwala to na uzyskiwanie ciśnienia amoniaku do 1,2 MPa. Okazało się to bardzo ważne w trakcie badań, ponieważ amoniak w temperaturze otoczenia chętnie zmienia stan skupienia na gazowy, co uniemożliwia jego pompowanie. Można albo utrzymywać podwyższone ciśnienie, albo stan ciekły podtrzymywać, obniżając temperaturę pompowanego amoniaku.

W założeniu poprzedzającym badania pompowania amoniaku znalazło się sprawdzenie możliwości jego pompowania na potrzebę spalania w silniku spalinowym z wtryskiwaczami. Zaproponowane rozwiązanie powinno zapewniać mobilność modułu pompowania i w miarę możliwości niewielkie gabaryty.

Już wstępne poszukiwania istniejących rozwiązań wskazywały, że do pompowania amoniaku w zadanych parametrach używane są przekładnie tłokowe napędzane sprężonym powietrzem, tzw. boostery. Po wstępnych analizach rynku postanowiono zakupić takie urządzenie produkcji amerykańskiej. Po kilkutygodniowej wymianie informacji wytwórca odstąpił od ofertowania produktu, powołując się na chwilowe problemy techniczne. Urządzenie takie katalogowo kosztuje około 30 tys. USD. W praktyce jego stosowanie przy niewielkich silnikach będzie utrudnione z powodu konieczności wytwarzania dużej ilości sprężonego powietrza, które go napędza. Czołowe laboratorium w Londynie, w jednej z jednostek naukowych badających silnik spalinowy zasilany amoniakiem, stosuje takie właśnie urządzenia.

Przystąpiono do poszukiwań klasycznych konstrukcji pomp, które można wykorzystać. Z uwagi na bardzo małe wydajności oraz wysokie ciśnienia w zasadzie zrezygnowano z pomp wirowych, skupiając się na wyporowych.

Krajowy producent pomp dostarczył oraz czynnie wspierał technicznie badania na pompie wyporowej

FOT. 1

Pompa zębata używana w badaniach. W prawym górnym rogu obudowa do dodatkowego uszczelnienia



zębatej, używanej do napędów hydraulicznych (fot. 1). Pompę doposażono w uszczelnienie mechaniczne, zakładając możliwość jego zdublowania oraz wypełnienia komory pośredniej pomiędzy uszczelnieniami dwutlenkiem węgla pod ciśnieniem wyższym niż ciśnienie pompowania. Uzyskana z pompowania ciecz miała trafić do zbiornika, akumulatora, który wytlumiłby ewentualne drgania ciśnienia. Kontrolowany z uwagi na wielkość nadciśnienia amoniak w postaci płynnej trafiałby do wyzwanych elektromagnetycznie wtryskiwaczy. Wielkość nadciśnienia oraz czas ich otwarcia decydują o ilości paliwa dostarczonego do spalania w silniku. Zbudowano stanowisko badawcze, w którym pompę zębatą napędzał silnik zasilany przez przemiennik częstotliwości.

Badania szybko wykazały, że na obecnym etapie techniki nie jest to dobry kierunek. Pompa podejmowała pracę i na tłoczeniu otrzymywaliśmy żądane ciśnienie, proces ten jednak trwał 2-3 sekundy. Prawdopodobną przyczyną przerwania strumienia

pompowanej fazy ciekłej był intensywny wzrost temperatury pompy, która nie posiadała naturalnego chłodzenia czynnikiem pompowanym. W niecałe 30 sekund temperatura podnosiła się do 90°C na kadłubie pompy i przerywano próby z uwagi na ograniczenia temperaturowe uszczelnień. Próby stosowania chłodzenia blokiem wodnym wydłużały czas pracy pompy, ale nie dawały szans na ciągłą realizację procesu pompowania.

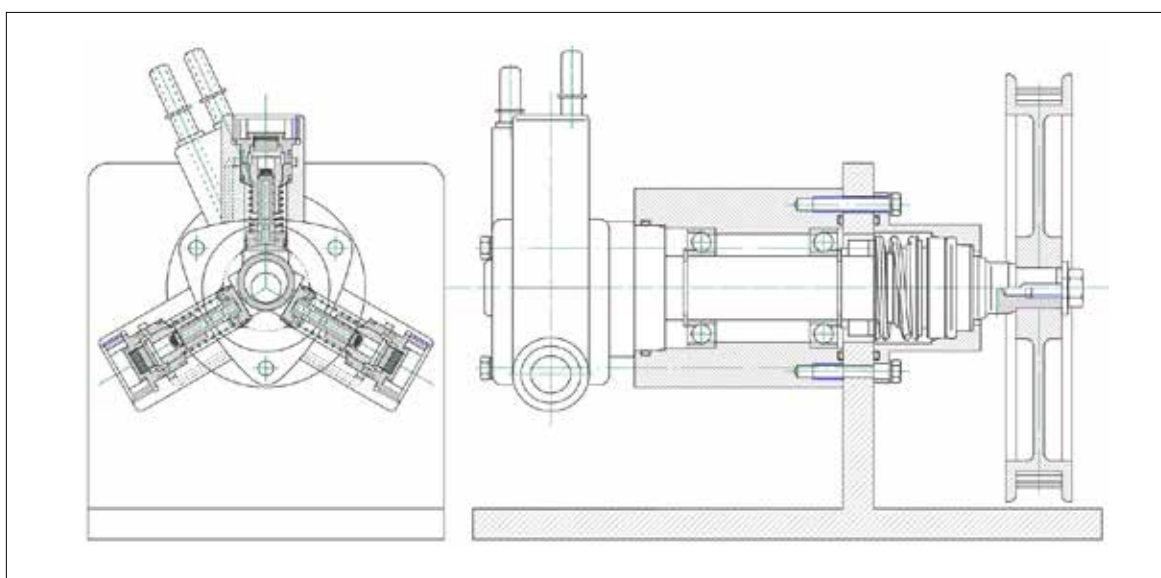
Proponowane rozwiązanie chłodzenia pompy ciekłym azotem zarzucono mając na względzie wymóg pracy mobilnej zestawu pompowego, który miał pracować na ciągniku rolniczym. Podobnie niesatysfakcjonujące efekty odnotowano podnosząc ciśnienie płynnego amoniaku na ssaniu pompy ponad ciśnienie jego wrzenia w danych warunkach. Proces pompowania również ulegał przerwaniu.

Dalsze poszukiwania skupiono na pompach tłoczkowych i membranowych stosowanych jako wtryskowe w silnikach spalinowych. Membranowe szczelnie separują przestrzeń pompowanego medium od napędu; wykonywane są jako połączenie gumowej membrany zakończonej płytką metalową. W pompach tego typu o ich przydatności do użytkowania decyduje w praktyce szczelność membrany. Oryginalne membrany, jako części do remontu uszkodzonych pomp, nie są dostępne na rynku. Zamienniki produkcji tureckiej oraz włoskiej nie wytrzymują tylu cykli pracy co oryginalne. Zastosowanie pompy do celów pompowania amoniaku wymagałoby dokładnego przebadania użytego do produkcji membrany elastomeru oraz dostępu do elementów zamiennych. Z tego powodu rozwój w tym kierunku nie był możliwy.

Skupiono się na badaniu pompy tłoczkowej, trzysekccyjnej, niemieckiej, stosowanej w samochodach produkcji włoskiej. Przedstawiona schematycznie na rysunku 1 pompa odzwierciedla konstrukcję badanej pompy. Pokazano również złożenie jednej sekcji pom-

RYS. 1

Schemat konstrukcji pompy tłoczkowej trójsekccyjnej używanej w badaniach w dwóch uproszczonych rzutach







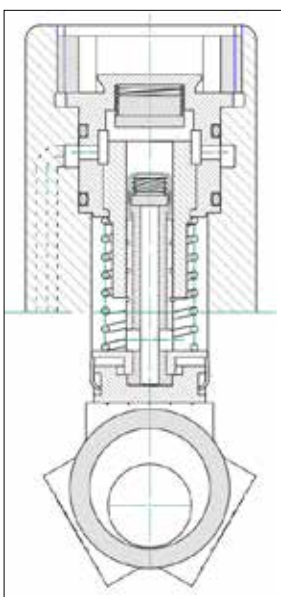
FOT. 2

Elementy robocze jednej sekcji pompowej. Od lewej: cylinder, drażony tłoczek uszczelniony na zewnętrznej średnicy, sprężyna tłoczka, panewka pośrednia współpracująca z mimośrodowo na wale pompy



FOT. 3

Złożenie jednej sekcji tłoczącej

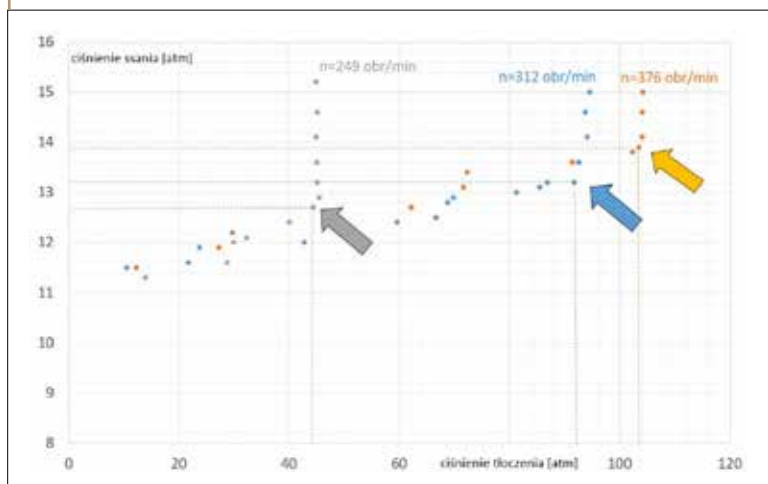


RYS. 2

Schemat pojedynczej sekcji tłoczącej

RYS. 3

Zmierzone punkty rozpoczęcia stabilnej pracy tłoczenia amoniaku dla wybranych prędkości obrotowych wału pompy

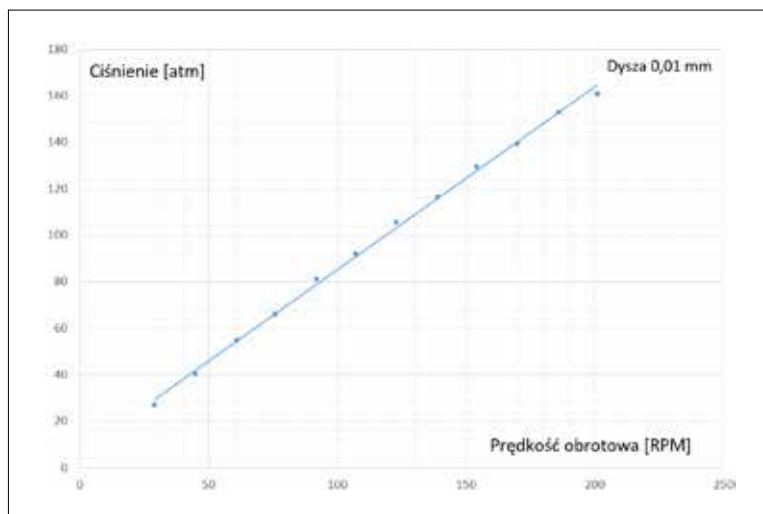


powej (fot. 2, 3 oraz rys. 2). Trzy identyczne w konstrukcji sekcje pompy napędzane są naprzemiennie obracającym się mimośrodowo, łożyskowanym wałem oraz uszczelnionym w kadłubie pompy. Do celów badawczych dodano dodatkowe uszczelnienie oraz przedłużono wał napędowy. Badana pompa miała pracować z nadciśnieniem na ssaniu sięgającym do 0,15 MPa. Za pomocą koła zębatego, poprzez pas zębaty, pompę napędzano silnikiem elektrycznym trójfazowym, zasilanym poprzez przemiennik częstotliwości.

Zakupione, używane pompy tego samego typu demontowano celem oceny ich stanu i wyboru sekcji, których poszczególne elementy nie wykazywały wyeksploatowania (potocznie zużycia). Demontaż przeprowadzano zestawem wykonanych do tego zadania zaślepek za pomocą sprężonego powietrza. Uniknięto w ten sposób mechanicznej ingerencji w poszczególne, filigranowe elementy pompy, które po montażu ponownie poprawnie wykonywały swoją pracę. Wstępną poprawność działania zmontowanych pomp wykonywano na oleju napędowym, porównując otrzymane parametry ze znanymi charakterystykami.

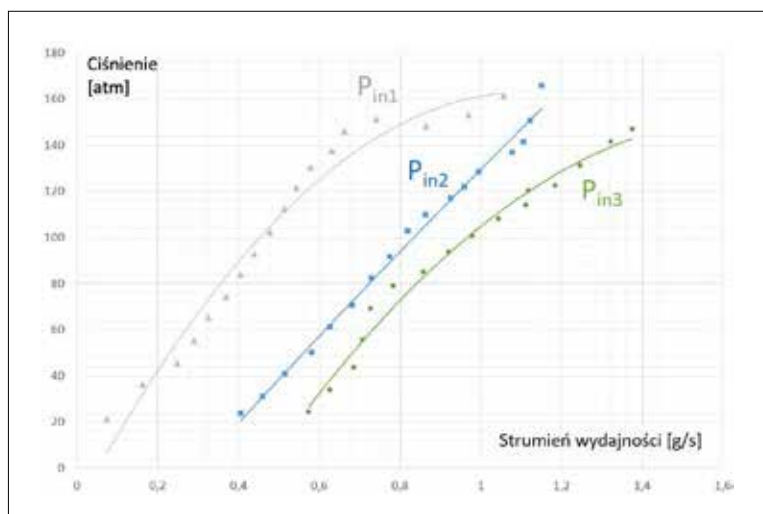
Każda z sekcji pompy pracuje w ruchu posuwisto-zwrotnym wydrążonego w środku tłoczka uszczelnionego na zewnątrz szczelinowo z cylindrem. Pompowana ciecz napływa przez środek tłoczka do przestrzeni, która w czasie unoszenia tłoczka do góry zamykana jest płytką. Płytką szczelnie zamyka przestrzeń tłoczną z cieczą pod wpływem ciśnienia oraz siły od niewielkiej sprężynki, która znajduje się ponad nią. Zamknięta ciecz jest tłoczona i przepływa naprzemiennie z trzech kanałów do wspólnego króćca tłocznego pompy.

Na podstawie wykonanych badań ustalono minimalne ciśnienie, przy jakim realizowany jest w pompie stabilny i powtarzalny proces pompowania amoniaku. Na rys. 3 pokazano strzałkami przyjęte umownie, powtarzalne granice minimalnych parametrów pompowania amoniaku dla różnych prędkości obrotowych wału napędowego pompy. Faktycznym problemem uzyskiwania niewielkich wydajności przy wysokich ciśnieniach była konieczność stosowania dyszy na tłoczeniu pompy o średnicach od 0,1 mm. Pokazane na rys. 4, 5, 6 przykładowe zmiany parametrów pompowania dotyczą używania dyszy o średni-



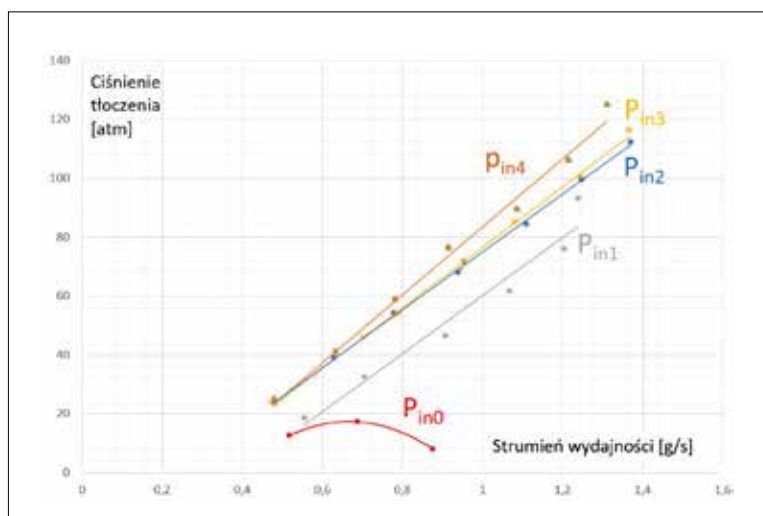
RYS. 4

Zależność pomiędzy prędkością obrotową wata pompy i ciśnieniem na jej tłoczeniu dla wybranej dyszy 0,1 mm



RYS. 5

Zamierzone strumienie wydajności pompowanego amoniaku w zależności od wielkości nadciśnienia zasilania pompy dla dyszy 0,1 mm



RYS. 6

Zamierzone strumienie wydajności w zależności od nadciśnienia na zasilaniu pompy oraz niewystarczającym nadciśnieniu dla dyszy 0,2 mm

cach 0,1-0,35 mm. W celu uzyskiwania parametrów pośrednich stosowano dysze w zabudowie szeregowej, gdzie pompowany amoniak pokonywał dwie kolejne dysze. Dysze czasami zatykały się, a pompowanie ustawało. Pompa nie ulegała zniszczeniu z uwagi na zastosowanie zaworu przelewowego kierującego pompowany strumień na ssanie po przekroczeniu założonego ciśnienia granicznego. Próby używania zaworów iglicowych do regulacji parametrów pompy, z uwagi na ich stosunkowo duże przekroje przepływowe wobec stosowanych dysz, nie dały zadowalających rezultatów.

”

Już wstępne poszukiwania istniejących rozwiązań wskazywały, że do pompowania amoniaku w zadanych parametrach używane są przekładnie tłokowe napędzane sprężonym powietrzem, tzw. boostery

Pomiary przepływu realizowano dedykowanymi, sprawdzonymi w pracy na amoniaku przepływomierzami Coriolisa. Ciśnienie mierzono czujnikami tensometrycznymi i podobnie jak pozostałe parametry – temperaturę i prędkość obrotową pompy przesyłano poprzez kartę A/C i archiwizowano w komputerze.

Przy pompowaniu tym typem pompy tłoczkowej nie wystąpił gwałtowny wzrost temperatury. Przepływu amoniaku przez dysze towarzyszy znane zjawisko spadku temperatury. Pompowano czysty amoniak bez dodatku środka smarnego, którym może być np. olej napędowy. Po okresach kilkugodzinnej eksploatacji, wyznaczanych opróżnieniem butli zasilających w amoniak, pompy tego typu czasami nie podejmowały ponownie pracy. Demontowane części nie wykazywały oznak nadmiernego zniszczenia.

Na elementach uszczelniających tłoczek poruszający się w cylindrze powstawał minimalny osad, który powodował zawieszanie się tłoczka w cylindrze i brak pompowania. Sprężyna dociskająca tłoczek do krzywki mimośrodowej nie gwarantowała wystarczającej siły. Mechaniczne usunięcie osadu przywracało możliwość dalszej pracy pompy po jej montażu. W trakcie prowadzonych prób nie doszło do wycieku amoniaku przez zdublowane uszczelnienie. Pompowany amoniak wstępnie kierowany był do zbiornika z wodą, tworząc roztwór. W dalszych pracach magazynowano go w butlach i spalano w silniku tłokowym na stanowisku

**BEZPIECZNA  
EKSPLOATACJA**

Przy poważnym i odpowiedzialnym prowadzeniu eksploatacji pomp do amoniaku, ich praca nie jest niebezpieczna dla otoczenia



fot. 123rf

stacjonarnym w trakcie wyznaczonych programem eksperymentów prób.

\*\*\*

W trakcie prowadzonych przez trzy lata badań nie doszło do zdarzeń niebezpiecznych. Przy poważnym i odpowiedzialnym prowadzeniu eksploatacji pomp ich praca nie jest niebezpieczna dla otoczenia. Wycieki amoniaku do otoczenia następowały w chwilach demontażu poszczególnych elementów stanowiska badawczego celem przeprowadzenia w nim zmian. Ewentualne pompowanie amoniaku w instalacjach przemysłowych wymaga oceny poszczególnych elementów pomp z uwagi na opisane we wstępie konflikty reakcji amoniaku z metalami i tworzywami. Pojazd lekki do prac rolniczych, na którym zabudowano eksperymentalny układ napędowy zasilany amoniakiem, z powodzeniem i ku uciesze badających jeździł i nie były to chwilowe sukcesy, co czasami zdarza się w nauce. Zagłębianiu się w prowadzone badania towarzyszyła narastająca świadomość własnych ograniczeń wobec pozornie prostych problemów technicznych, potwierdzając przytaczaną przez świętej pamięci prof. Macieja Zarzyckiego tezę, że proste jest tylko to, co jest nam dobrze znane.

#### Literatura

- [1] E. Nadimi, G. Przybyła, T. Løvås, W. Adamczyk, Effects of biodiesel injector configuration and its injection timing on performance, combustion and emissions characteristics of liquid ammonia dual direct injection engine, *Journal of the Energy Institute*, Volume 114, 2024, 101605, <https://doi.org/10.1016/j.joei.2024.101605>.
- [2] Proniewicz, M., Petela, K., Szlęk, A., and Adamczyk, W. (January 22, 2024). "Life Cycle Assessment of Selected Ammonia Production Technologies From the Perspective

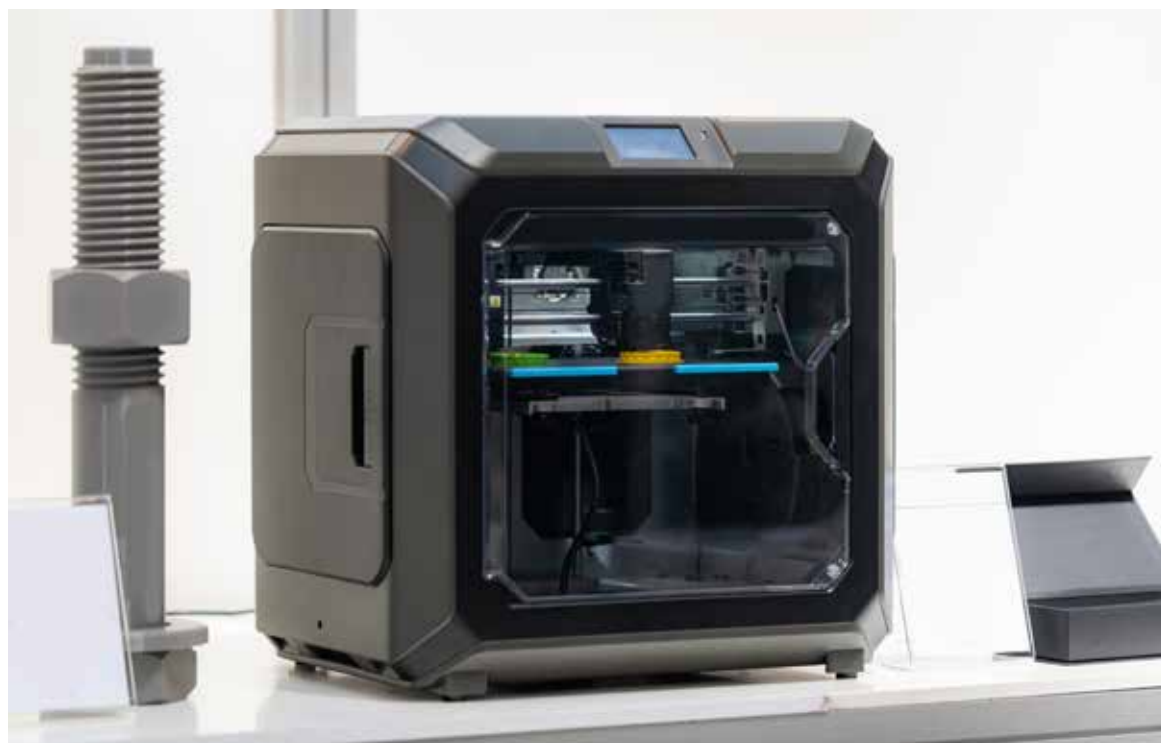
of Ammonia as a Fuel for Heavy-Duty Vehicle." *ASME. J. Energy Resour. Technol.* March 2024; 146(3): 030905. <https://doi.org/10.1115/1.4064371>.

- [3] E. Nadimi, G. Przybyła, T. Løvås, G. Peczkis, W. Adamczyk, Experimental and numerical study on direct injection of liquid ammonia and its injection timing in an ammonia-biodiesel dual injection engine, *Energy*, Volume 284, 2023, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129301>.
- [4] E. Nadimi, G. Przybyła, M. Lewandowski, W. Adamczyk, Effects of ammonia on combustion, emissions, and performance of the ammonia/diesel dual-fuel compression ignition engine, *Journal of the Energy Institute*, Volume 107, 2023, 101158, <https://doi.org/10.1016/j.joei.2022.101158>.
- [5] E. Nadimi, G. Przybyła, D. Emberson, T. Løvås, Ł. Ziółkowski, W. Adamczyk, Effects of using ammonia as a primary fuel on engine performance and emissions in an ammonia/biodiesel dual-fuel CI engine, *International Journal of Energy Research*, Volume 46(11), 15347-15361, 2022, <https://doi.org/10.1002/er.8235>.
- [6] M. Proniewicz, K. Petela, A. Szlęk, G. Przybyła, E. Nadimi, Ł. Ziółkowski, T. Løvås, W. Adamczyk, Energy and Exergy Assessments of a Diesel-, Biodiesel-, and Ammonia-Fueled Compression Ignition Engine, *International Journal of Energy Research*, 2023, art. no. 9920670 <https://doi.org/10.1155/2023/9920670>.
- [7] Cova-Bonillo, A. (2024). Ammonia as a Potential Clean Fuel for Engines. *MariNH<sub>3</sub>, Clean green ammonia*.
- [8] Fang, Y., Ma, X., Zhang, Y., Li, Y., Zhang, K., Jiang, C., Shuai, S. (2023, Vol.16). Experimental Investigation of High-Pressure Liquid Ammonia Injection under Non-Flash Boiling and Flash Boiling Conditions. *Energies*, str. 2843.
- [9] Ning Wang, T. L. (2024). Characteristics of high-pressure ammonia spray combustion under diesel-like conditions. *Applied Thermal Engineering*.
- [10] Olivier Herbinet, P. B. (2022). On the use of ammonia as a fuel – A perspective. *Fuel Communications*, str. Volume 11.
- [11] Yu Z, W. L. (2024). Simulation study on the cavitation flow characteristics of liquid ammonia in the nozzle under high-pressure injection conditions. *International Journal of Engine Research*.

Źródła rysunków i fotografii – zasoby własne autora ■



fot. 123rf



# DRUK 3D W PRODUKCJI POMP

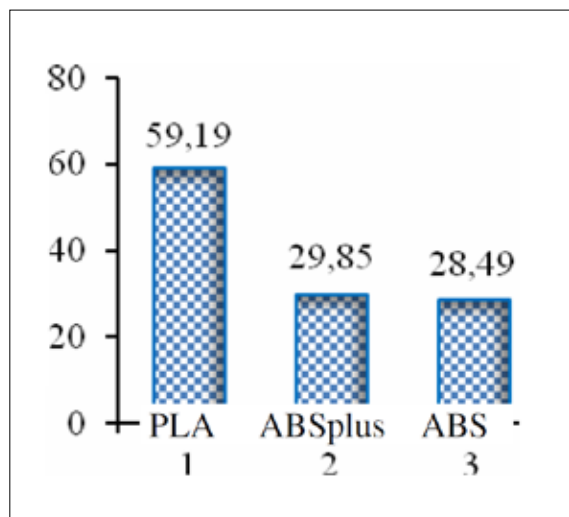
## Nowe materiały

dr hab. inż. Krzysztof Karaśkiewicz  
Politechnika Warszawska

Postęp w dziedzinie materiałów, technologii drukowania i coraz większe zastosowanie w różnych gałęziach przemysłu wskazują, że druk 3D staje się kluczowym elementem nowoczesnej produkcji w branży pompowej. Dzięki jego integracji z oprogramowaniem CAD branża ta może skorzystać z niższych kosztów i skróconego czasu realizacji, co sprzyja innowacjom.

**T**echnologia addytywna zmienia projektowanie i produkcję pomp. Jedną z jej głównych zalet jest możliwość tworzenia skomplikowanych kształtów i geometrii, które są trudne lub wręcz niemożliwe do uzyskania za pomocą klasycznych technik produkcyjnych. Dzięki drukowi 3D wytwórcy pomp mogą projektować niestandardowe elementy dostosowane do specyficznych potrzeb.

Kolejnym atutem druku 3D w produkcji pomp jest znaczne skrócenie czasu realizacji zamówień. Tradycyjne procesy wytwórcze mogą trwać od kilku tygodni do miesięcy, podczas gdy drukowanie 3D pozwala na błyskawiczne prototypowanie i produkcję. Dzięki temu producenci mogą szybciej reagować na zmieniające się wymagania rynku i wprowadzać nowe rozwiązania do sprzedaży w znacznie krótszym czasie. Drukowanie



**RYS. 1**  
Wytrzymałość na rozciąganie w MPa trzech typów polimerów [1]

3D przyczynia się też do redukcji odpadów, ponieważ technologia ta umożliwia precyzyjne wykorzystanie materiałów. W metodzie odlewania wirników dochodzi do dużych strat materiałowych przez skrawanie lub wycinanie. Drukowanie 3D zużywa tylko tyle materiału, ile jest rzeczywiście potrzebne, co obniża koszty produkcji.

Tradycyjnie druk 3D wykorzystywał jako materiały polimery, ze względu na łatwość produkcji i obsługi oraz niskie koszty. Właściwości wytrzymałościowe polimerów są jednak niewystarczające do zastosowań w komercyjnych wirnikach.

Na rysunku 1 porównano właściwości wytrzymałościowe trzech typów polimerów PLA (kwas polimlezkowy), ABSplus i ABS (akrylonitryl-butadien-styren) użytych do wytwarzania wirników badawczych [1].

Jak widać na rysunku, wytrzymałość polimerów na rozciąganie jest niska.

**Proszki metaliczne**

W ostatnich latach rozwinęła się produkcja proszków metalicznych. Oferowane są [2] czyste proszki metaliczne stosowane, takie jak: Al, Mg, Ti, Cr, Mn, Fe, Co, Ni, Cu, Zn, Zr, Nb, Mo, W, Si, Te itp., jak i szeroka gama proszków stopowych, m.in. stopy tytanu (Ti-6Al-4V klasy 5 i klasy 23), 13Nb13Zr, Ti-5Al-5Mo-5V-1Cr-1Fe, Inconel 625, Inconel 718, stopy stali nierdzewnych (AISI 316, 316L, 304, 17-4PH), stopy niklu (NiTi, NiCr, NiCrMo), stopy aluminium (Al 7075, Al 5052, Al 2024, AL 5083, Al 6061, Al 2195), stopy kobaltu i chromu (CoCrMo, CoCrW), stopy brązu (CuSn), CuCrZr, AlSiMg, stal narzędziowa (MS1) i wiele innych.

Przykładem nowoczesnego proszku metalicznego jest EOS 254 firmy EOS. To austenityczna stal nierdzewna o bardzo dobrej odporności na korozję, zgodna z DIN EN 10088-3, EN 1.4547. Wysoka zawartość chromu, molibdenu i azotu zapewnia doskonałą odporność na korozję w wielu trudnych warunkach. Ogólny ekwiwalent odporności na wżery PREN dla stali 254 wynosi 43 ( $PREN = \%Cr + 3,3 X \%Mo + 16 X \%N$ ).

Główne własności tego stopu to:

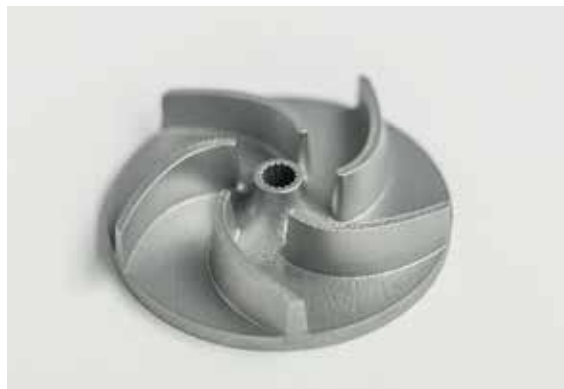
- doskonała odporność na korozję równomierną, wżerową i szczelinową,
- wysoka odporność na pękanie korozyjne naprężeniowe,
- wyższa wytrzymałość niż w przypadku konwencjonalnych austenitycznych stali nierdzewnych.

W tabeli 1 podany został skład chemiczny proszku metalicznego EOS 254.

Składnik	min.	max
Cr	19.5	20.5
Ni	17.5	18.5
Mo	6	7
Cu	0.5	1

**TAB. 1**  
Skład chemiczny proszku (w-%) [3]

Na fotografii 1 zaprezentowano przykładowy wirnik wykonany ze stopu EOS 254.



**FOT. 1**  
Wirnik wykonany z EOS 254 [4]

W tabeli 2 podane są podstawowe właściwości wytrzymałościowe stopu.

Skład chemiczny	EN 1.4547
Wytrzymałość na rozciąganie	700 MPa
Granica plastyczności	600 MPa
Wydłużenie przy zerwaniu	30%

**TAB. 2**  
Typowe właściwości wytrzymałościowych EOS 254

**Producenci wykorzystują druk 3D**

Technologię addytywną wdrożyli już duzi producenci pomp. KSB wprowadził do produkcji addytywnej stop ALLOY 625, za który otrzymał certyfikat kwalifikacyjny DNV AMC 3 (certyfikat TÜV). Z kolei firma Flowserve nawiązała współpracę z 3D Metalforge, która wydrukowała 10 zamkniętych wirników, co dało 50-procentową

**FOT. 2**  
Wirnik  
prototypowy  
firmy Ultimaker  
[6]



redukcję czasu realizacji w porównaniu z tradycyjnym odlewaniem [5].

Spółki Höganäs czy Incredible AM Pvt Ltd oferują szeroką gamę proszków metalowych do produkcji addytywnej z możliwością tworzenia niestandardowych stopów.

Firma Ultimaker dostarcza proszki i drukuje wirniki. Pokazany na fot. 2 szybki prototyp wirnika pompy odśrodkowej powstał z wykorzystaniem materiału BASF Forward AM Ultrafuse® 17-4PH i technologii metalowej FFF.

Wytwórca proszków metalowych Mimete Srl współpracuje z Nordic Additive Manufacturing (NAM) w zakresie produkcji addytywnej wirników pomp. Wykonany przez nich z sukcesem wirnik (fot. 3) ma średnicę 550 mm, wagę 90 kg i przeszedł test zmęczeniowy, a obecnie przechodzi certyfikację DNV. Zastosowanym materiałem jest tu Duplex 22CR (MARS F51), którego stosunkowo wysoka zawartość Cr, Mo i Ni przekłada się na lepsze właściwości mechaniczne w porównaniu z austenityczną stalą nierdzewną.

### Rozwój technologii addytywnej

Druk 3D w przemyśle pompowym wciąż znajduje się na wczesnym etapie rozwoju. Potrzebne są dalsze badania i innowacje w zakresie jakości nowych stopów, ich właściwości wytrzymałościowych, w tym wytrzymałości zmęczeniowej. Wyzwaniem wciąż jest utrzymanie stałej jakości produkowanych addytywnie części. Czynniki takie jak przyczepność warstw i integralność strukturalna muszą być dokładnie monitorowane i kontrolowane. Sprzęt do badania jakości

**FOT. 3**  
Wirnik wykonany  
przez NAN  
z proszków  
metalowych  
Mimete Srl [7]



i monitorowania osiągnął postęp, ale nadal jest to obszar wymagający rozwoju. Z tym wiąże się brak norm, jakkolwiek pewien wysiłek w tym kierunku został już poczyniony [8].

Dalszego rozwoju wymagają techniki obróbki końcowej, tj. wygładzanie powierzchni, usuwanie konstrukcji podporowych i wykańczanie detali. nierozwiązane są też kwestie własności intelektualnej, w tym sprawy dotyczące jej kradzieży i możliwości podrobienia.

W przypadku produkcji pomp np. dla przemysłu spożywczego potrzebne są regulacje pozwalające określić czy komponenty drukowane 3D spełniają normy bezpieczeństwa i jakości, jeśli mają bezpośredni wpływ na zdrowie i bezpieczeństwo ludzi.

Pomimo powyższych, już teraz omawiana technologia oferuje ogromny potencjał. Dzięki integracji druku 3D z oprogramowaniem CAD branża pomp może skorzystać z niższych kosztów i skróconego czasu realizacji, co sprzyja innowacjom. Obecnie wytwórcy pomp, aby obniżyć koszty, koncentrują się na produkcji masowej, jednak druk 3D umożliwia tworzenie skomplikowanych, specjalistycznych produktów w mniejszych seriach, co pozwala na redukcję kosztów ogólnych oraz inwestycji w infrastrukturę. Kolejną istotną korzyścią jest zmniejszenie potrzeby przechowywania części.

\*\*\*

Postęp w dziedzinie materiałów, technologii drukowania i coraz większe zastosowanie w różnych gałęziach przemysłu wskazują, że druk 3D stanie się kluczowym elementem nowoczesnej produkcji w branży pompowej.

*Artykuł jest pierwszym z przygotowywanej serii opracowań na temat nowoczesnych materiałów w branży pompowej.*

### Literatura

- [1] Pavlovic A., Slijivic M., Kraisnik M., Ilic J., Anic J., Polymers in Additive Manufacturing: the Case of a Water Pump Impeller, FME Transactions, January 2017, DOI: 10.5937/fmet1703354P.
- [2] <https://kamb.com.pl/en/metal-powders/metal-powders-for-additive-manufacturing/>
- [3] <https://www.eos.info/metal-solutions/metal-materials/data-sheets/mds-eos-stainlesssteel-254>
- [4] <https://www.eos.info/metal-solutions/metal-materials/stainless-steel#eos-stainlesssteel-17-4ph>
- [5] <https://www.manmonthly.com.au/3d-metalforge-becomes-qualified-supplier-flowsolve/>
- [6] <https://ultimaker.com/learn/metal-3d-printed-pump-impeller/>
- [7] <https://www.metal-am.com/mimete-and-nam-develop-3d-printed-pump-impeller/>
- [8] <https://www.engineering.com/challenges-and-opportunities-in-additive-manufacturing/> ■



Fundusze Europejskie  
dla Nowoczesnej GospodarkiRzeczpospolita  
PolskaDofinansowane przez  
Unię Europejską

# STRUKTURYZACJA POWIERZCHNI ZEWNĘTRZNYCH WIRNIKA

dr hab. inż. Janusz Skrzypacz, dr inż. Przemysław Szulc, dr inż. Bartłomiej Chomiuk,  
dr inż. Marcin Bieganowski, mgr inż. Aneta Nycz

Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Katedra Inżynierii Konwersji Energii

Badania, których bazowym obiektem jest klasyczny wirnik odśrodkowy, wskazują, że można zwiększyć sprawność pomp wolnobieżnych poprzez strukturyzację powierzchni zewnętrznych wirnika.

Pompy odśrodkowe o bardzo niskiej szybkoobrotowości ( $n_q < 15$ ) i wydajności ( $Q < 10 \text{ m}^3/\text{h}$ ) są niezwykle trudne do zaprojektowania na akceptowalnym poziomie sprawności. Wynika to ze struktury strat mocy, co przedstawiono na rys. 1.

Jak widać na rysunku, dominującym rodzajem strat dla pomp o wyróżniku szybkoobrotowości  $n_q < 20$  są straty tarcia tarcz wirujących. Zależą one głównie od średnicy zewnętrznej wirnika w piątej potęgde oraz od prędkości obrotowej w potęgde trzeciej ( $d_2^5, n^3$ ) [2]. Jednak z przepływowego punktu widzenia generatorem strat tarcia tarcz wirujących są naprężenia styczne,

powstające pomiędzy warstwami cieczy a powierzchnią ścian wirnika.

Aby zwiększyć sprawność wirników odśrodkowych w rozpatrywanym zakresie parametrów należy ograniczyć straty tarcia tarcz wirujących. Jednym ze sposobów może być metoda opracowana na Politechnice Wrocławskiej, polegająca na strukturyzacji powierzchni zewnętrznych wirnika poprzez wykonanie na nich wgłębień, podobnie jak w piłeczce golfowej (rys. 2).

Takie wgłębienia wprowadzają lokalne turbulencje, dzięki czemu zmniejszają się naprężenia styczne. Rozwiązanie zgłoszono do ochrony patentowej [3]. W artykule przedstawiono fragment badań wstępnych, mających na celu ocenę wpływu rozłożenia wgłębień na parametry energetyczne pompy.

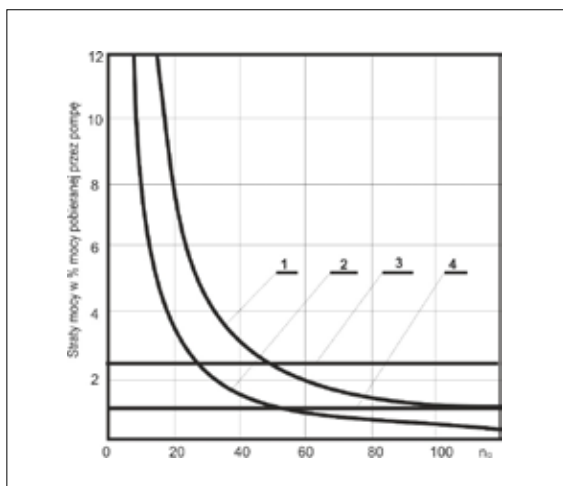
## Obiekt badań

Bazowym obiektem badań jest klasyczny wirnik odśrodkowy, którego parametry geometryczne przedstawiono w tab. 1.

W ramach analizy wpływu wzoru rozłożenia wgłębień na parametry pracy wirnika, przebadano trzy wzory (rys. 3):

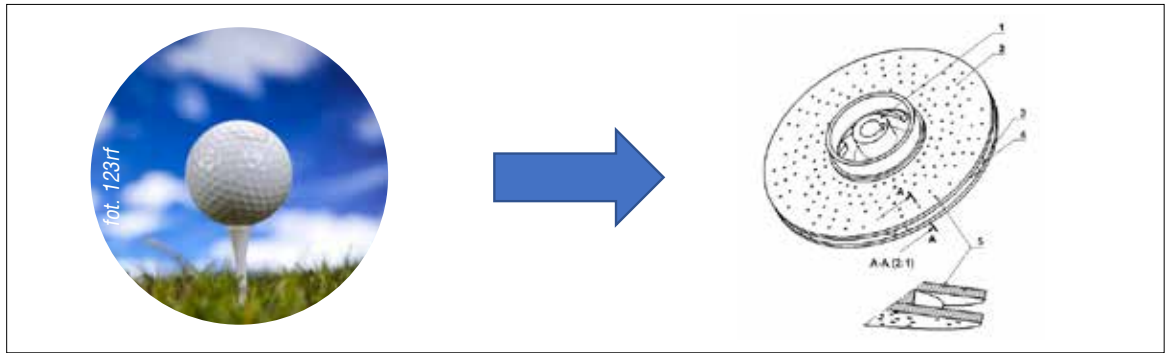
- rozłożenie promieniowe – wgłębienia są rozłożone równomiernie po promieniu wirnika, a następnie powielone szykiem kołowym – rys. 3a;
- rozłożenie po kształcie łopatki – wgłębienia są rozłożone zgodnie z kształtem szkieletowej łopatki, a następnie powielone szykiem kołowym – rys. 3b;

**RYS. 1**  
Straty mocy w pompie wirowej. 1 – straty tarcia tarcz wirujących, 2 – straty wolumetryczne, 3 – straty hydrauliczne, 4 – straty mechaniczne [1]



RYS. 2

Idea koncepcji strukturyzacji powierzchni wirnika:  
 1 – piasta,  
 2 – tarcza przednia wirnika,  
 3 – tarcza tylna wirnika,  
 4 – łopatką,  
 5 – wgłębienia



TAB. 1  
 Parametry geometryczne wirnika bazowego

Lp.	Parametr	Jednostka	Wartość
1	Średnica zewnętrzna $d_2$	mm	150
2	Średnica wlotowa $d_0$	mm	40
3	Średnica wału $d_w$	mm	10
4	Szerokość wirnika $b_1=b_2$	mm	2
5	Kąt wlotowy $\beta_1$	°	42
6	Kąt wylotowy $\beta_2$	°	27,2
7	Liczba łopatek z	szt.	7

rozłożenie po kształcie kanału – wgłębienia są rozłożone na powierzchni, której kształt odpowiada zarysowi kanału międzyłopatkowego, a następnie powielone szykiem kołowym – rys. 3c.

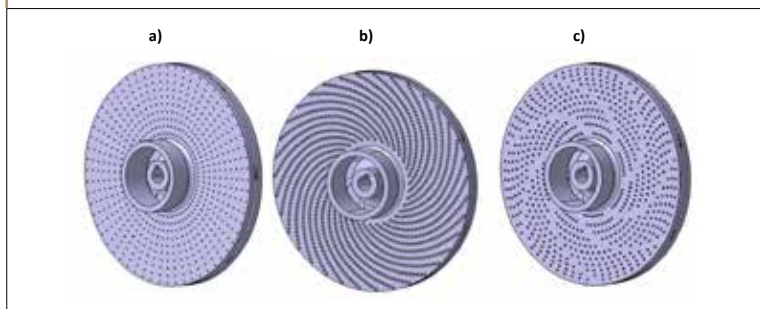
Dla każdego wzoru przyjęto stałą głębokość ( $h = 0,3 \text{ mm}$ ) oraz stałą średnicę ( $d = 0,18 \text{ mm}$ ) wgłębień. Liczba wgłębień dla każdego wzoru wynosiła około 600 na tarczy przedniej i 600 na tylnej.

Wirniki wykonano przy użyciu drukarki Formlabs Form 4, pracującej w nowo opatentowanej technologii LFD (Low Force Display). Największą jej zaletą jest możliwość wykonania jednobryłowych modeli wirników łopatkowych o dowolnej strukturze wewnętrznej i zewnętrznej, z zachowaniem bardzo wysokiej jakości powierzchni (nieosiągalnej dla druku w technologii FDM czy SLS), przy jednoczesnym wyeliminowaniu podpór wewnętrznych w kanałach wewnętrznych oraz ultrawysokiej dokładności wydruku, wynoszącej nawet  $25 \mu\text{m}$ . Dodatkowym atutem jest niski skurcz wykonywanego elementu – maksymalnie 2% przy utwardzaniu UV bez wygrzewania wydruku oraz pełna szczelność wirnika.

Aby zweryfikować dokładność wydruku, a tym samym dokładność odwzorowania wgłębień, zmierzono wgłębienia przy pomocy mikroskopu pomiarowego firmy Keyence. Wyniki przedstawiono na rys. 4 i 5.

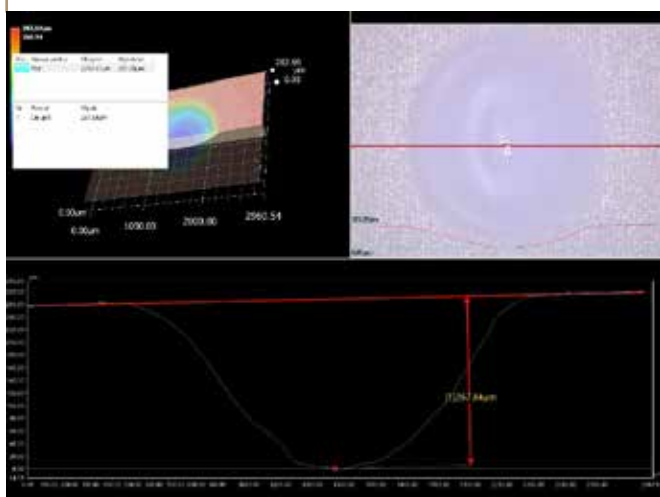
RYS. 3

Wzory rozmieszczenia wgłębień: a) rozłożenie promieniowe, b) rozłożenie po łopatkce, c) rozłożenie po kształcie kanału



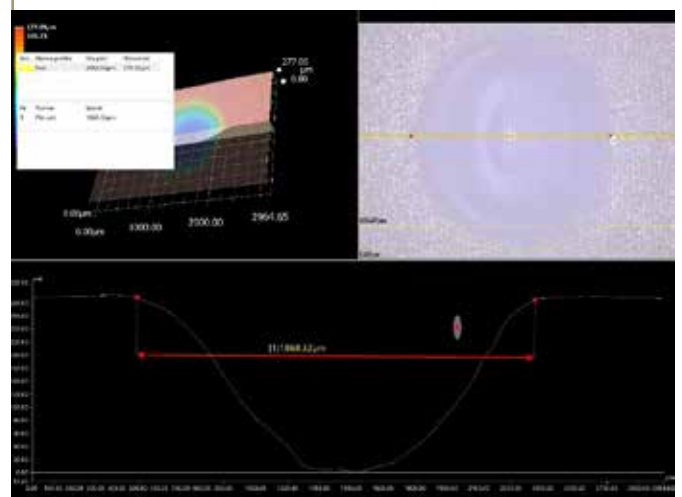
RYS. 4

Pomiar głębokości wgłębienia



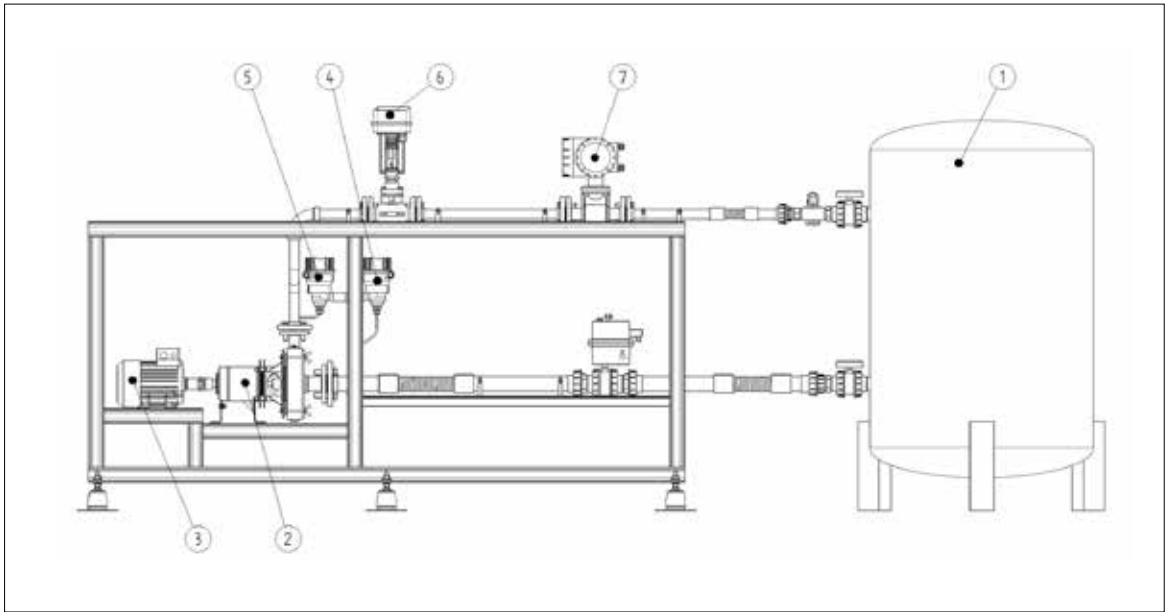
RYS. 5

Pomiar średnicy wgłębienia



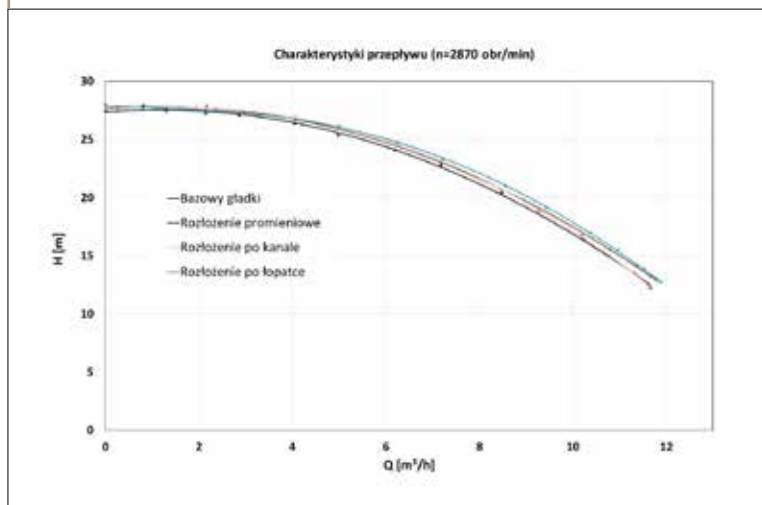
**RYS. 6**

Schemat stanowiska pomiarowego:  
 1 – zbiornik,  
 2 – pompa,  
 3 – silnik elektryczny,  
 4 – czujnik ciśnienia na ssaniu,  
 5 – czujnik ciśnienia na tłoczeniu,  
 6 – zawór regulacyjny,  
 7 – przepływomierz



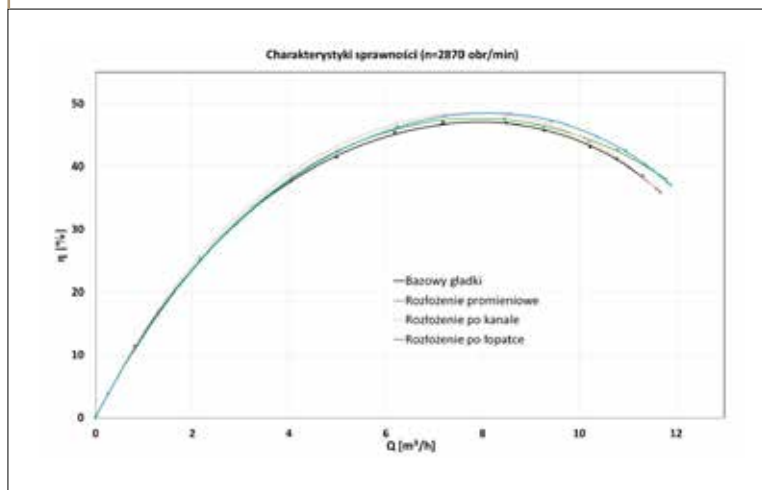
**RYS. 7**

Porównanie charakterystyk wysokości podnoszenia  $f = H(Q)$  badanych wirników



**RYS. 8**

Porównanie charakterystyk sprawności  $f = \eta(Q)$  badanych wirników



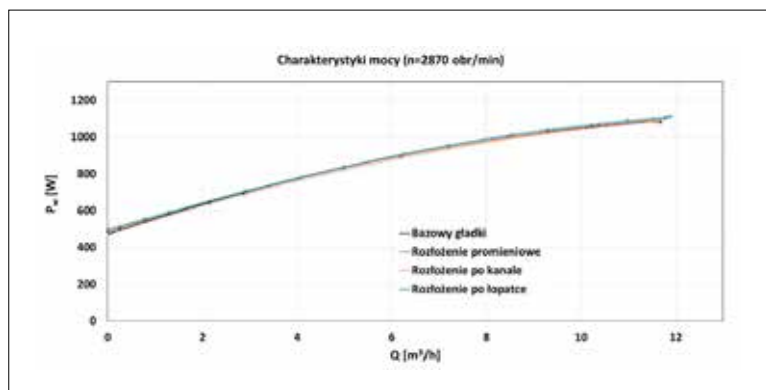
Jak widać z analizy rys. 4 i 5, dokładność odwzorowania wgłębień jest bardzo wysoka. W przypadku wysokości wgłębienia  $h$  rzeczywista wartość wynosiła  $h_r = 0,267$  mm, co zapewnia dokładność odwzorowania na poziomie 0,03 mm. Dla średnicy  $d$  osiągnięto  $d_r = 1,86832$  mm, zatem dokładność wynosi tu 0,06 mm. Osiągane chropowatości powierzchni wynosiły  $Ra = 1$  μm. Można więc stwierdzić, że przyjęta metoda wydruku zapewnia bardzo wysoką dokładność odwzorowania wgłębień i w wysokim stopniu spełnia wymagania realizowanego projektu.

### Badania doświadczalne

Badania doświadczalne przeprowadzono na stanowisku badawczym przedstawionym schematycznie na rys. 6. W skład stanowiska wchodzi zbiornik (1) o pojemności 1 m<sup>3</sup>, z którego zasilana jest pompa modelowa (2) pracująca w układzie zamkniętym. Pomiar ciśnienia na ssaniu pompy realizowany jest przez czujnik FUJI FKP 01 (4), na tłoczeniu zaś przez czujnik FUJI FKP 03 (5). Do pomiaru strumienia objętości w układzie wykorzystuje się przepływomierz elektromagnetyczny ARKON MAGS-1-ST (7). Wydajność pompy jest regulowana za pomocą zaworu MARS 88V (6) napędzanego silnikiem krokowym IntrOM OM-1. Pompę napędza silnik elektryczny, asynchroniczny klatkowy (3), połączony z wałem pompy sprzęgłem podatnym. Prędkość silnika jest regulowana za pomocą przemiennika Danfoss VLT Micro Drive FC 51, za pomiar mocy odpowiada przetwornik mocy czynnej METEST PPP730. Pomiar temperatury cieczy wykonuje znajdujący się wewnątrz zbiornika czujnik temperatury.

Zaprojektowane wirniki wytworzono technologią druku 3D (LFD) i zmierzono na stanowisku pomiarowym, zgodnie z wymaganiami [4]. Wyniki w postaci charakterystyk energetycznych przedstawiono na rys. 7 – rys. 9 i porównano z wirnikiem bazowym gładkim.





RYS. 9  
Porównanie charakterystyk mocy  $f = P_u(Q)$  badanych wirników

Na podstawie analizy wykresów 7–9 można sformułować następujące wnioski:

- dla wydajności odpowiadającej optymalnemu punktowi pracy każdy wzór rozłożenia wcięć zapewnia większą wysokość podnoszenia w porównaniu do wirnika gładkiego,
- dla wydajności odpowiadającej optymalnemu punktowi pracy najwyższa wysokość podnoszenia jest osiągana dla wzoru wycięć odpowiadającemu rozłożeniu po łopatkach. Dwa pozostałe wzory zapewniają zbliżoną wysokość podnoszenia,

\*\*\*

W artykule przedstawiono nowatorską metodę poprawy sprawności wirników pomp wolnobieżnych. Pierwsze badania wstępne, mające na celu sprawdzenie wpływu rozłożenia wcięć na parametry energetyczne pompy pokazały, że koncepcja rozwiązania działa i można zwiększyć sprawność pomp wolnobieżnych poprzez strukturyzację powierzchni zewnętrznych wirnika.

”

Pompy odśrodkowe o bardzo niskiej szybkoobrotowości i wydajności są niezwykle trudne do zaprojektowania na akceptowalnym poziomie sprawności

Aktualnie prowadzone są badania nad zjawiskami przeplywowymi towarzyszącymi strukturyzacji powierzchni. Analizowany jest również wpływ cech geometrycznych (takich jak głębokość, średnica i kształt wcięć oraz stopień pokrycia powierzchni wirnika) na parametry pracy pompy.

#### Literatura

- [1] Łazarkiewicz S., Troskoleński A., Pompy wirowe, Warszawa 1959.
- [2] Jędral W., Pompy Wirowe, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2001.
- [3] Skrzypacz J., Wirnik promieniowy pompy wirowej o zmniejszonych oporach tarcia tarcz wirujących, zgłoszenie patentowe WIPO ST 10/C PL445478, 2023 r.
- [4] EN ISO 9906:2012 Rotodynamic pumps – Hydraulic performance acceptance tests – Grades 1, 2 and 3 (ISO 9906:2012). ■

OBECZNIE  
PROWADZONE  
SĄ BADANIA  
nad zjawiskami  
przeplywowymi  
towarzyszącymi  
strukturyzacji  
powierzchni



fot. BMP

# PRZENOŚNIKI CIECZY

## wczoraj, dziś i jutro

prof. dr hab. inż. Waldemar Jędrał  
emeryt. prof. zw. w Politechnice Warszawskiej

Pierwsze pompy stworzyła natura setki milionów lat temu. Pompy wyporowe – serca – mają płazy, gady, ryby, ptaki i ssaki. Są to wciąż urządzenia bardziej niezawodne i długowieczne niż pompy wytwarzane przez człowieka. A tu pierwszymi pompami zbudowanymi przez naszą rasę były pompy tłokowe.

Potrzeba transportowania cieczy pojawiła się wraz z początkiem rozwoju wielkich cywilizacji, a więc już prawdopodobnie 6-8 tys. lat p.n.e. Tą cieczą była oczywiście woda. Najpierw zapewne noszono ją w naczyniach umieszczonych na głowie. Wraz z rozwojem rolnictwa konieczne stało się nawadnianie pól i transportowanie wody w znacznie większych ilościach. Zaczęto wtedy budować czerpadła, zalicza-

ne – wraz z pompami, strumienicami i niektórymi innymi urządzeniami z grupy maszyn roboczych – do przenośników cieczy [1] ÷ [4].

### Czerpadła – pierwsza forma przenośników cieczy

Pierwsze urządzenia dość trudno zaliczyć do maszyn; były to „żywe” przenośniki cieczy stosowane

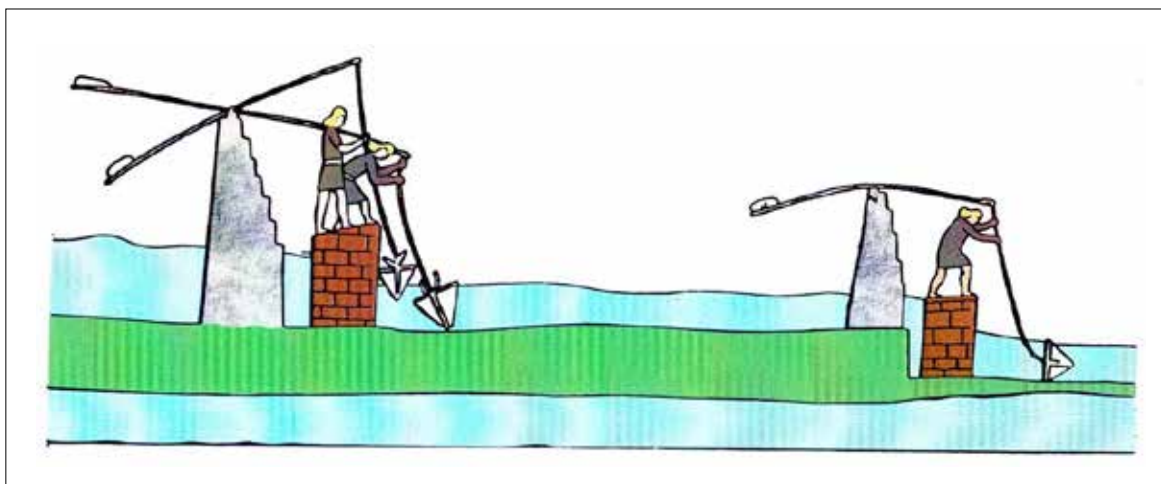


foto: 123rf



RYS. 1

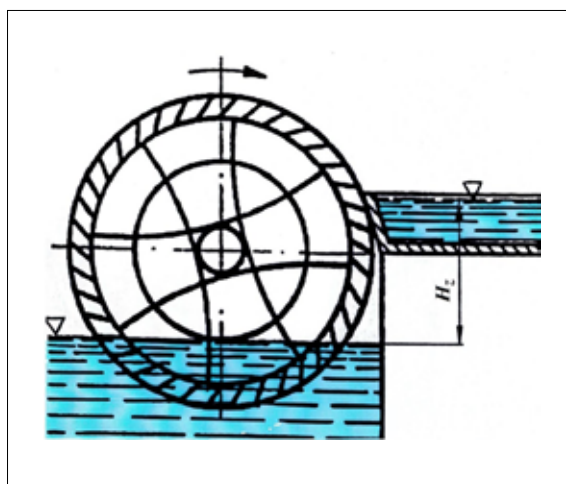
Szaduf (żuraw),  
kilkustopniowy  
system  
czerpakowy  
stosowany do  
nawadniania pól  
wodą pobieraną  
z rzeki lub kanału  
w starożytnym  
Egipcie  
i Mezopotamii [1]



od ok. 1550 r. p.n.e. w Egipcie i Mezopotamii (rys. 1); ludzie przelewali wodę w kanale z poziomu niższego na wyższy, stosując znane dziś żurawie w połączeniu szeregowym.

Do najstarszych urządzeń, pochodzących z ok. 1700 r. p.n.e., należą czerpadła pojemnikowo-ciężłowe stosowane nie tylko do nawadniania pól, ale też do wydobywania wody z głębokich studni (rys. 2). Na przykład w Kairze wydobywano w ten sposób wodę ze studni o głębokości 91,5 m [2, 3].

Ponad 2000 lat p.n.e. budowane były i stosowane do nawadniania pól uprawnych, m.in. w Mezopotamii, koła czerpalne podające wodę na wysokość  $H_z = 3-4$  m w ilości  $Q = 8-10$  m<sup>3</sup>/h. Jedno z wielu rozwiązań tego typu czerpadła pokazano na rysunku 3 wg [2]. Koła napędzane były – za pośrednictwem stosowanego do dziś

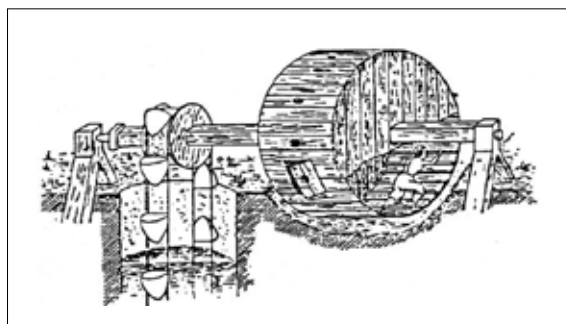
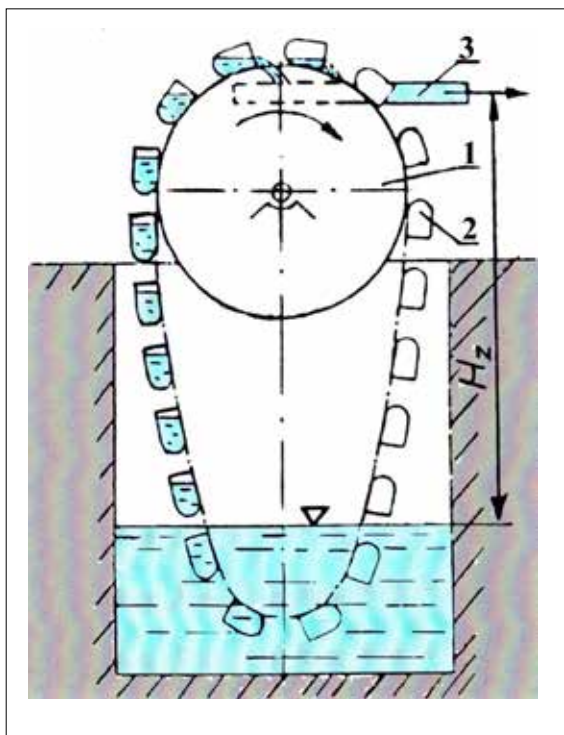


RYS. 3

Koło czerpalne – jedno z wielu stosowanych rozwiązań [2]

RYS. 2

Czerpadło  
pojemnikowe;  
1 – koło  
tańcuchowe,  
2 – pojemnik,  
3 – rynna  
odprowadzająca  
[2, 3]



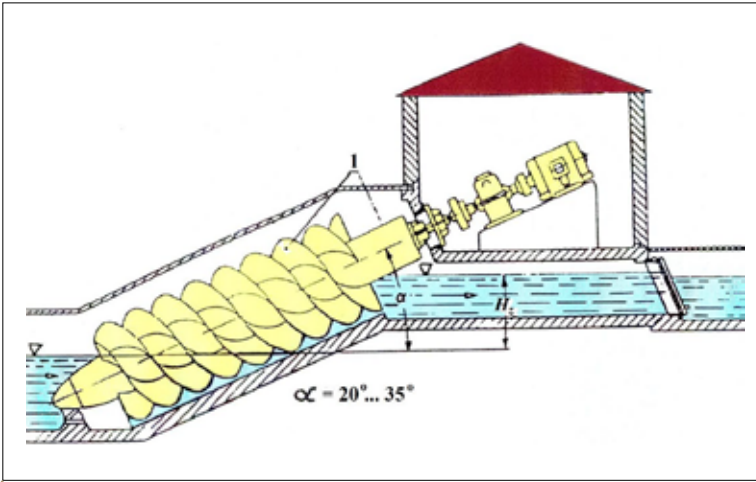
RYS. 4

Napęd czerpadła przez człowieka poruszającego się w obręczy o średnicy kilku m [1]

kieratu – przez zwierzęta pociągowe, a w przypadku mniejszych urządzeń oraz innych czerpadeł – przez człowieka poruszającego się w obręczy o średnicy rzędu 3-4 m (rys. 4, wg [1]).

Około 1000 r. p.n.e. znane było czerpadło śrubowe, nazywane obecnie śrubą Archimedesesa (mimo że żył on 7 wieków później). Współczesną wersję tego urządzenia, napędzanego silnikiem elektrycznym, pokazano na





RYS. 5  
Czerpadło śrubowe („śruba Archimedesesa”), wersja współczesna; 1 – wirnik [4]

rysunku 5. Czerpadła śrubowe są często stosowane do dziś w oczyszczalniach ścieków, m.in. ze względu na prostą budowę, łatwość czyszczenia i niezatykanie się wirników.

Ciekawym połączeniem czerpadła z kołem wodnym są norie, wykorzystujące energię płynącej cieczy równocześnie do napędu koła i podnoszenia wody za pomocą tego samego koła, do którego na obwodzie przymocowane są pojemniki (lub znajdują się tam odpowiednio ukształtowane komory). Pojawiły się w Egipcie w IV wieku p.n.e. i były powszechnie używane przez ponad 1500 lat; jeszcze dziś można spotkać działające norie m.in. na Półwyspie Iberyjskim oraz Bliskim i Dalekim Wschodzie. Największe osiągały wydajność ponad 280 m<sup>3</sup>/h i mogły podnosić wodę na wysokość ponad 40 m. Na fotografii 1 pokazano przykładowo jedną z wielu norii działających do dziś [5].

FOT. 1

Noria z Hamy nad rzeką Orontes w Syrii [5]



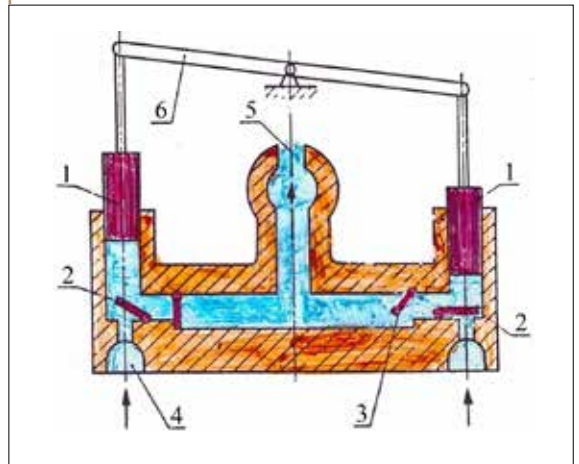
## Pompy – najpowszechniejsze przenośniki cieczy

Pierwsze pompy stworzyła natura (lub Stwórca, zależnie od światopoglądu), setki milionów lat temu. Pompy wyporowe – serca – mają płazy, gady, ryby, ptaki i ssaki; są to wciąż urządzenia bardziej niezawodne i długowieczne niż pompy wytwarzane przez człowieka.

Jako pierwsze zostały zbudowane pompy tłokowe. Na rysunku 6 pokazano przekrój pompy pożarniczej, skonstruowanej ok. 230 r. p.n.e. przez Ktesibiosa, greckiego mechanika z Aleksandrii, autora wielu ciekawych urządzeń, m.in. zegara wodnego i działa pneumatycznego. Pompa Ktesibiosa, wykonana z brązu, zawierała wszystkie elementy współczesnych pomp tłokowych (cylindry i tłoki, zawory ssawne i tłoczne, mimośrodowy napęd tłoków) [3, 4].

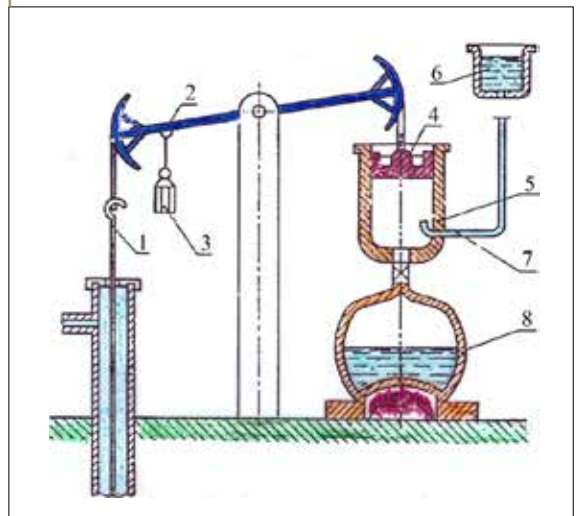
RYS. 6

Pompa pożarnicza z Aleksandrii; 1 – tłok, 2 – zawór ssawny, 3 – zawór tłoczny, 4 – otwory ssawne, 5 – króciec tłoczny, 6 – dźwignia napędowa [3, 4]



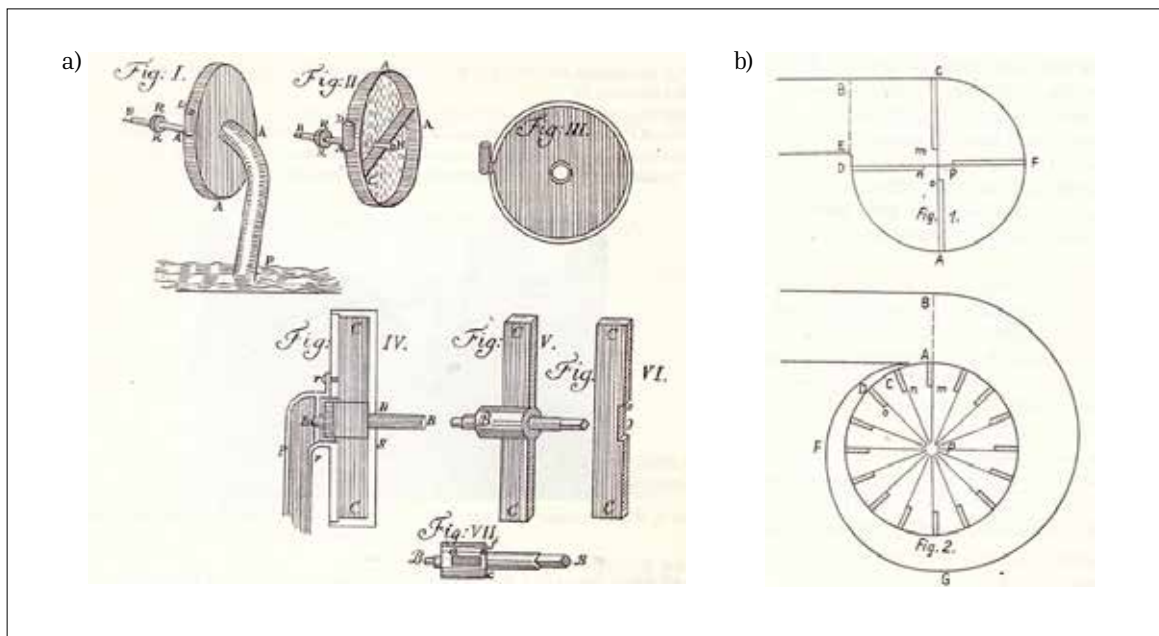
RYS. 7

Schemat pompy Newcomena; 1 – tłocznisko pompy, 2 – balansjer, 3 – przeciwwaga, 4 – tłok parowy, 5 – cylinder parowy, 6 – zbiornik wody zimnej, 7 – wtrysk wody zimnej, 8 – kocioł [3]

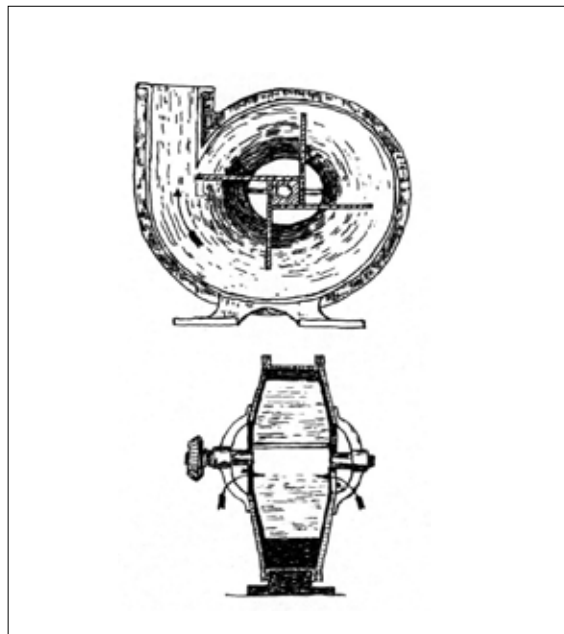


**RYS. 8**

Pompa  
odśrodkowa  
Denisa Papina  
(1689):  
a) rysunki modelu  
naukowego  
pompy,  
b) schemat osłony  
spiralnej i wirnika  
wielłopatkowego  
zbudowanej  
pompy (1705) [6]

**RYS. 9**

Realna pompa  
z początku  
lat 1700 [1]  
(prawdopodobnie  
konstrukcji  
D. Papina)



Pompa Ktesibiosa napędzana była siłą rąk ludzkich. Do dziś można spotkać proste pompy tłokowe z napędem ręcznym, tzw. abisynki. Przez wiele stuleci budowano pompy tłokowe napędzane kołami wodnymi. Wiele przykładów takich rozwiązań znajdujemy w książce [1]. Zastosowanie silnika parowego przyczyniło się do rozwoju największych pomp tłokowych.

Na rysunku 7 pokazano schemat pompy zbudowanej w 1712 r. przez T. Newcomena i zastosowanej do odwadniania kopalń. Prymitywny silnik parowy zastąpił używane dotąd zwierzęta pociągowe poruszające tłoczysko pompy za pośrednictwem kieratu. Dopiero jednak zbudowanie w 1789 r. przez J. Watta nowoczesnego silnika parowego spowodowało wielki rozwój i rozpowszechnienie pomp tłokowych, m.in. w zakładach wodociągowych.

Ogólną koncepcję pompy wirowej przedstawił w XV w. Leonardo da Vinci. W 1696 r. Denis Papin, francuski fizyk i wynalazca, opatentował prostą pompę odśrodkową z promieniowymi łopatkami (rys. 8) [6]; zbudował ją następnie w 1705 r. (rys. 9).

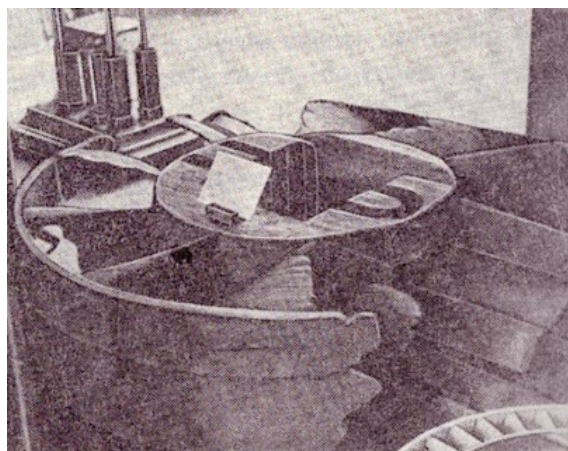
Przypuszczalnie pierwsza pompa wirowa powstała jednak ponad 1000 lat wcześniej. Pracowała w V w. n.e. w kopalni miedzi w Portugalii; jej wirnik znajduje się w muzeum w Paryżu [6].

Drewniany wirnik miał łopatki o krzywiznie przestrzennej, co nasuwa pytanie: kim był genialny twórca tej pompy? Wirniki z takimi łopatkami opatentowano w połowie XIX wieku i zaczęto powszechnie stosować dopiero pod koniec tego stulecia.

Do końca XIX w. dominowały pompy tłokowe napędzane silnikami parowymi. Poważnym problemem utrudniającym rozpowszechnienie pomp wirowych, których wysokość podnoszenia wynosiła  $H \sim n^2$ , był brak szybkoobrotowych silników napędowych. Wolnoobrotowe silniki parowe, nawet z przekładniami

**FOT. 2**

Wirnik pompy  
stosowanej do  
odwadniania  
kopalni miedzi  
(V w. n.e.), wg [6]



pasowymi czy zębatymi, nie mogły zapewnić odpowiednio dużej prędkości obrotowej  $n$ , a ponadto były zbyt duże i ciężkie.

Rewolucyjną zmianę spowodowało dopiero zbudowanie silnika elektrycznego prądu przemiennego (N. Tesla, 1887), a zwłaszcza silnika i transformatora trójfazowego oraz sieci przesyłowej prądu 3-fazowego (M. Doliwo-Dobrowolski, 1889 r.). Nastąpił wówczas

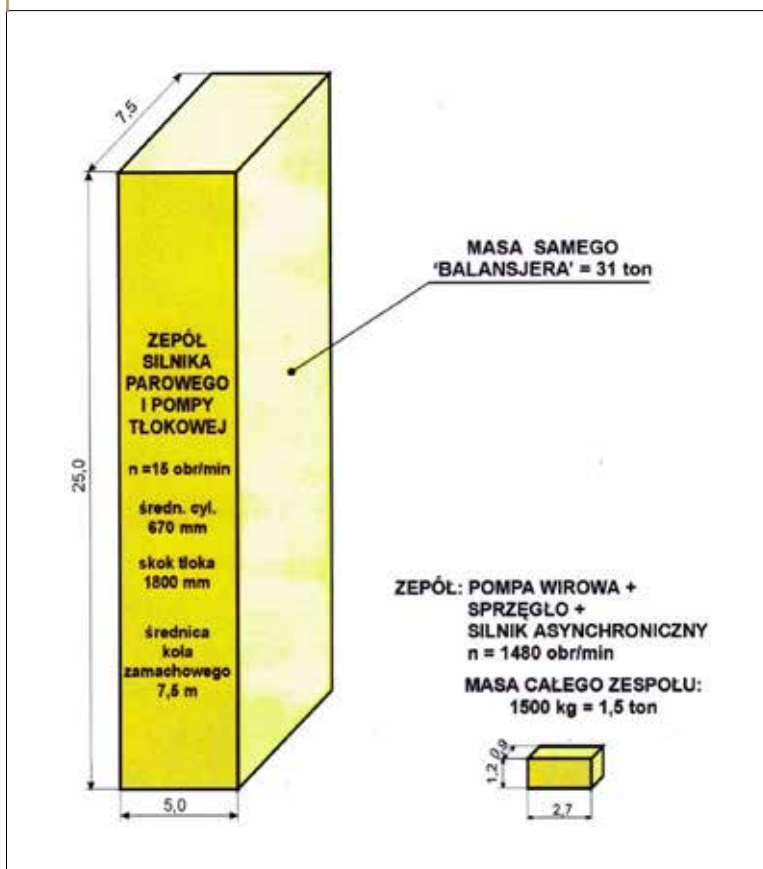
lawinowy wręcz rozwój szybkoobrotowych pomp wirowych, które wyparły pompy tłokowe z większości typowych zastosowań przemysłowych.

Uzasadnienie tej „rewolucji” dobrze przedstawia rysunek 11. Porównano na nim wymiary gabarytowe i masę wielkiej pompy tłokowej, napędzanej równie wielkim silnikiem parowym, stosowanej w zakładzie wodociągowym jednego z dużych miast europejskich, i współczesnej pompy odśrodkowej. Porównanie jest wręcz miażdżące i nie wymaga komentarza.

Rysunki wielkich zespołów pomp tłokowych z napędem parowym można znaleźć w wielu monografiach wydanych przed II wojną światową, np. w książce H. Berga [7].

**RYS. 10**

Porównanie wymiarów, wyrażonych w metrach, oraz mas zespołów pompy tłokowej napędzanej silnikiem parowym (koniec XIX w.) i współczesnej pompy wirowej odśrodkowej: wydajność  $Q = 900 \text{ m}^3/\text{h}$ ; wysokość podnoszenia  $H = 42,5 \text{ m}$ ; moc silnika  $P_s = 110 \text{ kW}$



”

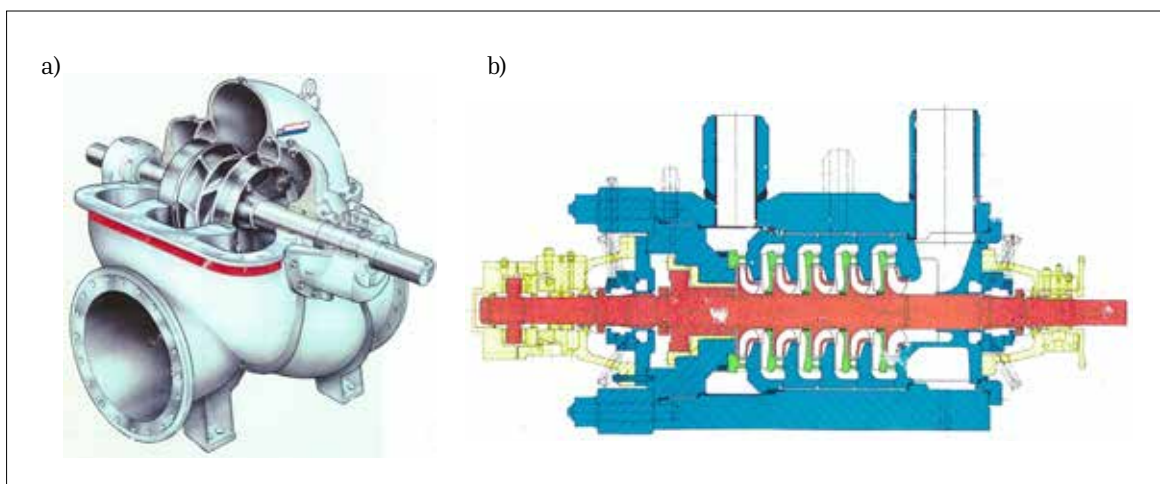
Czerpadła śrubowe są często stosowane w oczyszczalniach ścieków, m.in. ze względu na prostą budowę, łatwość czyszczenia i niezatykanie się wirników

### Jaki będzie dalszy rozwój pomp?

Pompy wirowe stosowane są obecnie do transportu praktycznie wszystkich rodzajów cieczy, nawet najbardziej agresywnych chemicznie i/lub erozyjnych, z największymi potrzebnymi wydajnościami i wysokościami podnoszenia nieprzekraczającymi 5 000 m. Natomiast pompy wyporowe wykorzystuje się do najwyższych ciśnień, rzędu nawet kilku tysięcy barów, przy najmniejszych wydajnościach; także do przetłaczania cieczy o bardzo dużych lepkościach oraz cieczy zawierających bardzo duże ilości frakcji stałych, np. popiołu, osadów w oczyszczalniach ścieków itp. Używa się ich też do zadań specjalnych, np. pompy wielotłoczkowe

**RYS. 11**

Przykłady współczesnych pomp wirowych:  
a) pompa dwustrumieniowa o wydajności do ok. 20 000  $\text{m}^3/\text{h}$ , pompa zasilająca kocioł parowy, o wysokości podnoszenia rzędu 4 000 m



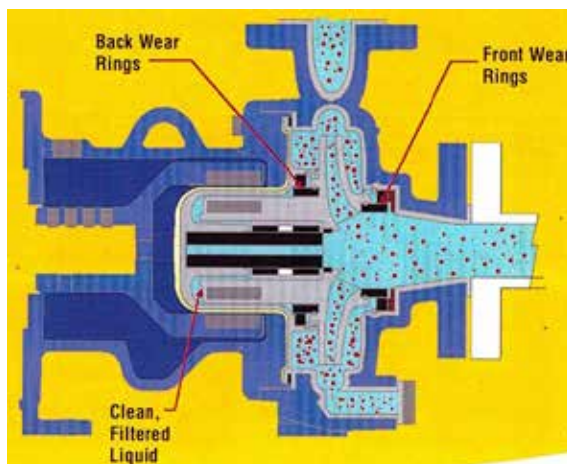


w lotnictwie, pompy zębate w hydraulice siłowej, pompy membranowe silnikowe podające paliwo, precyzyjne pompy dozujące i bardzo wiele innych. Szacuje się, że łączna liczba pomp wyporowych na świecie przekracza łączną liczbę pomp wirowych.

Zapotrzebowanie na pompy w bliskiej i dalszej przyszłości nie zmniejszy się, a raczej będzie rosło w miarę rozwoju cywilizacji i powstawania nowych potrzeb, co jest dobrą perspektywą dla wytwórców pomp.

Pompy osiągnęły już bardzo wysoki stopień rozwoju. Sprawności najlepszych pomp wirowych są już tak wysokie, że można je będzie powiększyć co najwyżej o jeden, a może nawet – jedynie o ułamek punktu procentowego. Natomiast z pewnością będzie się zwiększała średnia sprawność całej populacji pomp wirowych, nawet tych najtańszych, produkowanych masowo. Dalsze doskonalenie pomp będzie zapewne polegało na ciągłym ulepszaniu technologii ich produkcji: stosowaniu coraz lepszych materiałów i podzespołów, np. uszczelnień mechanicznych, zwiększaniu dokładności wymiarowej obróbki i montażu itd. Współczesne metody obliczeniowe już teraz umożliwiają projektowanie pomp „na miarę”, o zamówionych przez użytkownika charakterystykach. Pompy, generalnie zunifikowane, będą wkrótce miały indywidualnie zaprojektowane i wykonane elementy hydrauliczne. Precyzyjne metody obliczeniowe, uwzględniające m.in. rzeczywisty kształt pierścieniowych szczelin osiowych tworzących uszczelnienia wewnętrzne (wynikający z ugięcia wału i statystycznego rozrzutu ich wymiarów), pozwolą na minimalizację hydraulicznych sił osiowych i promieniowych. Możliwe stanie się też dokładne wyznaczanie krytycznych prędkości obrotowych w całym zakresie pracy pomp. Wszystko to spowoduje wydatny wzrost ich niezawodności pracy i żywotności.

Dość mało prawdopodobne wydaje się natomiast pojawienie się zupełnie nowych, nowatorskich konstrukcji pomp. Ostatnią z nich była pompa bezwałowa, bezdławnicowa, opatentowana przez W. A. Marcinkowskiego (Ukraina, Uniwersytet Techniczny w Sumach) [8]. Wirnik takiej pompy, tzw. wirnik pływający, jest łożyskowany w pierścieniach uszczelniających i napędzany silnikiem elektrycznym za pomocą sprzęgła magnetycznego. Pompa, znacznie krótsza i lżejsza od



**RYŚ. 12**  
Schemat pompy bezwałowej INNOMAG TB-MAG (Flowserve) z napędem magnetycznym

klasycznych pomp odśrodkowych, jest już produkowana przez jedną z przodujących wytwórni światowych. Jej schemat pokazano na rysunku 13.

Inna rysująca się możliwość, jak można mniemać – łącznie razie jedyna, to dalsze zmniejszanie wymiarów i mas pomp odśrodkowych przez powiększanie ich prędkości obrotowych. Umożliwiają to silniki szybkoobrotowe napędzane przez przetwornice częstotliwości, które i tak muszą być stosowane do regulacji wydajności pomp. Wymaga to jednak jeszcze doskonalszej technologii ich produkcji. Jak będzie naprawdę, pokaże nieodległa już przyszłość.

#### Literatura

- [1] Schönemann F., Vom Schöpfrad zur Kreiselpumpe, VDI-Verlag, Düsseldorf 1988.
- [2] PN-90/M-44000 Przenośniki cieczy. Terminologia i podział.
- [3] Stępniewski M., Pompy, WNT, Warszawa 1985.
- [4] Jędrał W., Pompy wirowe, wyd. 2 zmienione, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2014.
- [5] Noria, <https://en.wikipedia.org/wiki/noria>, dostęp 23.01.2025.
- [6] Łazarkiewicz S., Troskolarński A.T., Pompy wirowe, WNT, Warszawa 1968 (wyd. 2), 1973 (wyd. 3).
- [7] Berg H., Die Kolbenpumpen, Springer Verlag, Berlin 2021.
- [8] Marcinkowskij W. A. i in., Cíentrobíeżnyj nasos, patent nr 1771248, BI No 2, 1995; opis można znaleźć m.in. w: Marcinkowskij W. A., Dinamika rotorow cíentrobíeżnyh maszin, Sumskij Gosudarstwiennyj Uniwersitet, Sumy 2012. ■



**DOPIŹYW RZETELNYCH  
INFORMACJI**

dla pasjonatów pomp i pompowni

kierunek**pompy**



# PRZEMYSŁ POMPOWY OCZAMI EKSPERTÓW

Dawniej, dzisiaj, jutro

opracowanie: Sebastian Podsędek, „Kierunek Pompy”

W ostatnim numerze magazynu „Kierunek Pompy” 2/2024 tradycyjnie zamieściliśmy felieton doktora Piotra Świtalskiego pt. „Bez sentymentu”, w którym autor omówił stan techniki pompowej w okresie PRL. Zaproponował, aby branżowi eksperci wypowiedzieli się, jak z ich perspektywy wyglądał wtedy przemysł, jak zmieniał się na przestrzeni lat i jakie kroki należy podjąć, aby być konkurencyjnym w dzisiejszym świecie pomp.

- 1 W jaki sposób polskie fabryki pokrywały zapotrzebowania na pompy do wszystkich branż gospodarczych w latach PRL?
- 2 W jaki sposób poziom ograniczonej dostępności tworzyw i technologii oraz prymat ilości nad jakością w czasach PRL wpływały na nowoczesność produkowanych pomp?
- 3 Jak zaczął zmieniać się rynek pomp na przestrzeni lat 90. i dwutysięcznych? W jaki sposób zweryfikował on poziom techniki pompowej w Polsce?
- 4 Jakie kroki należy podjąć, aby być konkurencyjnym w dzisiejszym świecie pomp?



## dr inż. Grzegorz Pakuła

Stowarzyszenie Producentów Pomp

Powszechnie wiadomo, że w latach PRL występował rynek producenta. Zamówienia na pompy często przyjmowano z terminami realizacji odległymi o kilka lat. Poza bezpośrednimi relacjami producent–użytkownik funkcjonował system przydziałów, w ramach którego ministerstwa decydowały o dostawach dla zakładów uznawanych za kluczowe dla kraju. Jednak pomimo tego polskie fabryki (przy wspomnianych wyżej utrudnieniach) były w stanie pokryć zapotrzebowanie przemysłu na pompy przynajmniej w standardowym zakresie (to znaczy za wyjątkiem niektórych specjalistycznych zastosowań).

Oczywistym jest, że skoro na zakupy tworzyw i technologii z importu należało się starać o przydział dewiz, to wdrażanie nowoczesnych rozwiązań było utrudnione. Pojawiały się jednak czynniki wpływające pozytywnie na rozwój polskiego przemysłu pompowego. Przede wszystkim powstało silne zaplecze projektowo-badawcze zatrudniające licznych, wybitnych specjalistów. Wystarczy wspomnieć monografię „Pompy wirowe” autorstwa prof. A. Troskolańskiego i inż. Sz. Łazarkiewicza, gdzie opisano metody projektowe stosowane do dziś w Polsce i za granicą. Powstały one w znacznej mierze w oparciu o prace polskich specjalistów, w tym w głównej mierze w wyniku doświadczeń inż. Łazarkiewicza, wieloletniego głównego konstruktora Warszawskiej Fabryki Pomp.

Jeśli już władze centralne zdecydowały o wdrożeniu nowych typów pomp, to z reguły przydziały państwowe fundusze na ten cel i umożliwiały zastosowanie nowych konstrukcji w przemyśle (obecnie wdrożenie prototypowych konstrukcji jest utrudnione, gdyż często wykluczają to zapisy w wymaganiach przetargowych).

Podstawowa zmiana po roku 1990 polegała na tym, że powstał wolny rynek, a fabryki pomp, które w większości się sprywatyzowały, uzyskały prawo do decydowania o swojej strategii bez pytania władz państwowych. Firmy wybrały różne strategie. Niektóre dokonały konsolidacji,

inne nawiązały współpracę z podmiotami zagranicznymi, jeszcze inne działały samodzielnie. Należy podkreślić, że po roku 1990 polski rynek pompowy nie był chroniony żadnymi rozwiązaniami protekcyjnymi i każda firma zagraniczna miała do niego swobodny dostęp. Niestety, nie działało to tak w drugą stronę, gdyż polski eksport w wielu przypadkach napotykał na bariery celne i formalne. Sytuacja zmieniła się na lepsze dopiero w roku 2004, kiedy po wejściu do Unii Europejskiej dostępny stał się rynek unijny. Fakt, że zdecydowana większość polskich fabryk pomp przetrwała trudne lata 90. świadczy o tym, że poziom rodzimej techniki pompowej nie odstaje od średniego światowego.

Otwarcie polskiego rynku spowodowało utratę jego części na rzecz producentów zagranicznych, ale jednocześnie umożliwiło swobodny dostęp do zagranicznych komponentów i technologii oraz do rynków eksportowych. Wolna konkurencja wymusiła postęp techniczny i jakościowy, w wyniku którego polskie firmy są obecnie w stanie z powodzeniem funkcjonować. Przykładem może być dwukrotny wzrost sprzedaży Grupy POWEN-WAFAPOMP SA na przestrzeni ostatnich trzech lat.

W zakresie standardowych pomp konkurencyjne są przede wszystkim wielkie, międzynarodowe firmy wytwarzające je na masową skalę i lokujące produkcję w krajach o niskich kosztach osobowych, głównie azjatyckich. Mniejsze spółki, jeśli chcą być konkurencyjne, muszą szukać dla siebie nisz rynkowych obejmujących pompy specjalistyczne, produkowane w mniejszych ilościach i wymagające większego wkładu myśli inżynierskiej. W technice pompowej obowiązuje zasada „system matters”, która mówi, że pomyślna eksploatacja pompy zależy nie tylko od niej samej, lecz w równej mierze od jej dopasowania do układu, w którym pracuje. Mniejsze przedsiębiorstwa, będące bliżej klienta, są w stanie lepiej dobrać i dostosować swoje produkty do jego potrzeb i uzyskać konkurencyjność, dostarczając wraz z pompą pakiet usług inżynierskich.



## dr inż. Marcin Janczak

Hydro-Vacuum S.A.

Odnosząc się do felietonu autorstwa niepodważalnie znakomitego eksperta z dziedziny techniki pompowej, dr inż. Piotra Świtalskiego, należy odpowiedzieć na pytanie: czy 33% to mało, czy dużo? Czy przemysł pompowy po roku 1989 przegrał, czy wygrał starcie z całym światowym przemysłem pompowym, który niewątpliwie miał możliwość rozwijania się naturalnie w gospodarstwach wolnorynkowych, bez nakładanych z zewnątrz ograniczeń ideologicznych i technologicznych?

Z perspektywy dorastania w latach dziewięćdziesiątych i dwutysięcznych muszę stwierdzić, że był to czas trudny, ale niewątpliwie dający szanse tym, którzy z uporem dążyli do wyznaczonego celu, lub dziwnym zrządzeniem losu trafili pod skrzydła wizjonerów, którzy nie narzucali im swojego punktu widzenia, ale dali wsparcie i możliwość rozwoju.

Będąc dzisiaj szefem rozwoju w jednej z największych fabryk pomp w Polsce, miałem ostatnio przyjemność ponownie sięgnąć do monografii opisującej 150 lat istnienia fabryki w Grudziądzu. Czytając o historii lat 90. i rozmawiając z ówczesną kadrami zarządzającą należy stwierdzić, że sukcesem jest, że przemysł pompowy w ogóle przetrwał starcie z zachodnią konkurencją i nie podzielił losów wielu zachodnich firm, które upadły lub zostały wchłonięte przez ogromne koncerny i istnieją dziś w bardzo okrojonym kształcie.

Przemysł przetrwał z dwóch powodów: charyzmatycznej kadry oraz szybkiego rozwoju produktów.

Mało kto zdaje sobie sprawę, że opracowanie w Hydro-Vacuum S.A. pomp SKC do płynnego gazu i przejęcie 90% budującego się w latach 90. rynku stacji LPG dało nie tylko płynność finansową, ale również

poczucie, że rozwój i inwestycja w kadry stanowi klucz do sukcesu.

Dzisiaj z dumą patrzę na mój zespół, który rośnie i chce osiągnąć jeszcze więcej niż poprzednicy. Potwierdzeniem tego są chociażby trzy doktoraty wdrożeniowe realizowane pod moją opieką, będące wynikiem ambicji młodych ludzi, również z generacji „Z”, którzy chcą często poświęcić swój prywatny czas dla dalszego rozwoju osobistego, który niewątpliwie przyniesie również rozwój całej branży.

Wydający się niewielki, 33% udział polskich firm pompowych w rynku, pociągnął również za sobą konieczność wygaszenia zespołów badawczych na uczelniach technicznych. Budujące jest jednak to, że w tych zespołach, które przetrwały, znajdują się pasjonaci techniki o świeżym podejściu do rozwiązywania problemów z wykorzystaniem najnowszych metod badawczych, symulacji komputerowych i sztucznej inteligencji. Dobrym prognozykiem na przyszłość jest również zacieśnianie się współpracy pomiędzy biznesem i uczelniami, wspieranie dydaktyki oraz wspólnie prowadzone projekty B+R.

Patrząc przez pryzmat rozwoju produktów naszej fabryki, które dają jej możliwość konkurowania z sukcesem na rynkach zewnętrznych, umiejętności kreowania mody na pewne nowatorskie rozwiązania techniczne i fakt, że polscy użytkownicy coraz częściej wracają do polskich wyrobów, z pewnością i zadowoleniem stwierdzam, że szklanka jest do połowy pełna. Co nie znaczy, że nie może być jeszcze lepiej wypełniona, czego sobie i całej polskiej branży pompowej życzę.

## prof. dr hab. inż. Waldemar Jędrał

Politechnika Warszawska

Dr inż. Piotr Świtalski, którego można z przekonaniem, ale i z całym szacunkiem nazwać nestorem polskich pomparzy, rzetelnie przedstawił dzieje polskiego przemysłu pompowego w minionym stuleciu. Zgadzam się właściwie ze wszystkimi tezami felietonu.

Gdybym jednak musiał koniecznie coś dodać, to uzupełniłbym zarysowaną w nim historię trzema elementami. Po pierwsze, na przemysł pompowy negatywnie wpłynęły „dokonania” rządów liberalnych i socjalistycznych po 1989 r., które – zwłaszcza przez osławione Narodowe Fundusze Inwestycyjne – doprowadziły do upadku wielu wielkich wytwórców i całych gałęzi przemysłu ciężkiego. Ofiarą padł m.in. praktycznie

zlikwidowany przemysł stoczniowy, a z nim – produkcja pomp okrętowych.

Po drugie, najlepsi polscy producenci pomp i ważnych elementów do nich (np. uszczelnień) walczą jednak dzielnie z zagraniczną konkurencją i rozwijają swoją produkcję, wciąż ją unowocześniając.

Po trzecie wreszcie, ponieważ – zgodnie z tezami W. I. Lenina, że o wszystkim decydują kadry – dotrzymanie kroku najlepszym firmom zagranicznym wymaga nieustannego inwestowania w zaplecze naukowo-badawcze, także we współpracy z polskimi uczelniami technicznymi, mimo ich niewysokich pozycji w rankingach światowych.



# POZOSTAŃMY W KONTAKCIE



**bmp**



budujemy możliwości  
porozumienia



dr inż. Piotr Świtalski  
ekspert techniki pompowej

## Prowokacje

W ostatnim numerze pozwoliłem sobie na małą prowokację. Mówiąc o konstrukcjach pomp powstałych w latach PRL, wyraziłem pogląd, że były one na poziomie na tyle doskonałym, na ile pozwalały dostępne tworzywa i technologie, a więc miernym. Nic tu nie znaczyło wspomaganie uczelni, nic talenty konstruktorów. Działy kryteria jakości, ale nie znam ani jednego przypadku niedopuszczenia do produkcji przez komisję działającą przy Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Pomp. Przywołałem opinię przyjaciela – docenta Pawła Zworskiego – że było to „kopanie szmacianki”.

Wiem, że wielu konstruktorów pomp miało prawo się obrazić. Ale takich sygnałów nie otrzymałem. Wypada więc, abym sam stanął w obronie autorów pomp, które do dziś działają w wodociągach, górnictwie i energetyce. Wiele z nich (pomp, a nie autorów) opiera się zarzutem niezadawalającej efektywności energetycznej i jest zamawianych na przykład do wymiany lub uzupełnienia w eksploatowanych obiektach. Pozdrawiam więc koleżanki i kolegów, którzy jak ja, działali w zapleczu przemysłu pompowego w latach, kiedy marksizm wykluczał kontakty z techniką zachodnią, począwszy od inżynierów dziewięćdziesięciolatków – Januarego Skórskiego i Józefa Wowka.

Druga prowokacja dotyczy nie zawsze uzasadnionych modernizacji. Podczas Kongresu Użytkowników Pomp kilka lat temu zareagowałem spontanicznie na referat o zmianach w pompie wielostopniowej, które miały przynieść redukcję NPSH. Były one wydumane, ale moja reakcja – może nie na miejscu. Do dziś przepa-

szam, ale niech to będzie świadectwem braku dyskusji i samokrytycyzmu. Jest wiele podobnych przykładów, że wymienię jeden – pokrycie preparatem jednej z firm korpusu nowej, dużej pompy diagonalnej. Efekt wizualny – znakomity, ale uzasadnienie... Wiadomo, że w pompie o sprawności rzędu 90% straty tarcia przepływu przez korpus wyniosą nie więcej niż 0,5%. Żadne działania ograniczające te straty o kolejny ułamek procenta nie znajdują uzasadnienia.

” Pozdrawiam koleżanki i kolegów, którzy jak ja, działali w zapleczu przemysłu pompowego w latach, kiedy marksizm wykluczał kontakty z techniką zachodnią

Trzecia prowokacja odnosi się do budowy zespołów pompowych pracujących równolegle. Pytam się, jakie jest uzasadnienie powiększania średnicy krótkich przyłączy między pompami a kolektorem. Nie znajduję go ani w redukcji strat, ani w stosowaniu armatury o średnicach dwu- i kilkakrotnie większych od średnicy króćca wylotowego. Tylko większe koszty i trudności regulacji zaworem. Nie widzę też wytłumaczenia w stosowaniu izolacji termicznej podobnie krótkich przyłączy.



# APLIKACJA BMP



**BEZPŁATNE  
NARZĘDZIE**  
dla uczestników  
konferencji

## FUNKCJE INTERAKTYWNE

komentowanie debat,  
wymiana wizytówek

## AKTUALNE INFORMACJE O WYDARZENIU

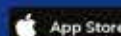
termin, program, miejsce,  
prelegenci, plan stoisk

## BUDOWANIE RELACJI

aranżowanie spotkań  
między uczestnikami



## ZESKANUJ i POBIERZ



budujemy możliwości  
porozumienia



TŁOCZNIE ŚCIEKÓW

TS



wirnik wielołopatowy jednostronnie otwarty

A++  
sprawność energetyczna

A+++  
niezawodność pracy

A+++  
siła rekomendacji

FZA

FZC



wirnik dwukanałowy zamknięty

A++  
sprawność energetyczna

A++  
niezawodność pracy

A++  
siła rekomendacji

wirnik trzykanałowy zamknięty

FZB

A+++  
sprawność energetyczna

A+  
niezawodność pracy

A+  
siła rekomendacji



PRZEPOMPOWNIE ŚCIEKÓW

PS



FZG



wirnik dwułopatowy jednostronnie otwarty z utwardzoną tarczą rozciągającą i nożem tnącym

PS TS

A++  
sprawność energetyczna

A+++  
niezawodność pracy

A+++  
siła rekomendacji

wirnik dwułopatowy jednostronnie otwarty z utwardzoną tarczą rozciągającą



A++  
sprawność energetyczna

A++  
niezawodność pracy

A++  
siła rekomendacji

PS TS

FZF

FZE



wirnik wielołopatowy otwarty typu VORTEX SPECIAL z przestonami łopatek

B  
sprawność energetyczna

A+++  
niezawodność pracy

A+  
siła rekomendacji

FZV



wirnik wielołopatowy otwarty typu VORTEX

D  
sprawność energetyczna

A+++  
niezawodność pracy

A  
siła rekomendacji