



TEMAT NUMERU | POMPY PRZYSZŁOŚCI

## TRANSFORMACJA PRZEMYSŁU – ROZWIĄZANIA NA NOWE WYZWANIA

- | zastosowanie technik druku 3D w badaniach maszyn hydraulicznych
- | jak powiększyć efektywność energetyczną instalacji pompowej?
- | wykorzystanie algorytmów predykcyjnych

XXIII Konferencja Naukowo-Techniczna

# BEZPIECZEŃSTWO INSTALACJI PRZEMYSŁOWYCH



Infrastruktura krytyczna

24-26  
września 2024 r.  
SZCZECIN

## NOWA WIZJA BEZPIECZEŃSTWA

Przyszłość i rola bezpieczeństwa w przemyśle

Szacowanie ryzyka i wzmocnienie infrastruktury krytycznej

System zarządzania bezpieczeństwem

Bezpieczeństwo a nowe technologie

ORGANIZATOR



HONOROWY GOSPODARZ



PARTNER BRANŻOWY



PATRONAT MEDIALNY

ENERGETYKA

kierunekenergetyka.pl

CHEMIA

kierunekchemia.pl

KIERUNEK  
**POMPY**

kierunekpompy.pl

## TEMAT NUMERU: POMPY PRZYSZŁOŚCI

- 8** | Zastosowanie technik druku 3D w badaniach maszyn hydraulicznych  
Grzegorz Peczkis, Adrianna Milert
- 16** | Innowacyjne podejście do branży pompowej  
Rozmowa z Jarosławem Kukawskim, prezesem firmy Bolder Serwis Sp. z o.o.
- 18** | Jak zwiększyć efektywność energetyczną instalacji pompowej? PAT – jeden ze sposobów rekuperacji energii  
Waldemar Jędral
- 26** | Pompowanie cieczy o bardzo wysokiej temperaturze w przemyśle chemicznym  
Damian Matusik
- 30** | Wykorzystanie algorytmów predykcyjnych i zarządzania hurtową ilością danych do optymalizacji pracy pompowni pod kątem obniżenia energochłonności  
Jerzy Zarówny, Marcin Święch, Rafat Polak

## EKSPLOATACJA

- 39** | Jak chronić przed kawitacją?  
Krzysztof Karaśkiewicz
- 46** | Wspomaganie utrzymania ruchu pomp łożyskowych tocznie  
Ryszard Nowicki
- 65** | Sztuka wyboru pompy. Najważniejsze aspekty, które warto wziąć pod uwagę  
Piotr Cyklis
- 72** | Przegląd konstrukcji wirników pomp ściekowych  
Mikołaj Sitniewski, Janusz Skrzypacz, Przemysław Szulc, Marcin Janczak, Witold Lorenz
- 81** | Eksploatacja układów pompowych pomp głębinowych cz. I Opomiarowanie układów, interpretacja wyników pomiarów  
Marian Strączyński
- 86** | Poprawa sprawności pomp wirowych  
Roman Masek
- 87** | Efektywność energetyczna 416 metrów pod ziemią  
Sebastian Podsedek
- 92** | Wpływ ukształtowania krawędzi wylotowej wirnika na parametry energetyczne pompy  
Mirosław Sosnowski, Janusz Skrzypacz, Przemysław Szulc
- 98** | Drgania pomp z wirnikami dwu- i wielołopatowymi  
Witold Lorenz
- 106** | Nowoczesne technologie dla służb utrzymania ruchu  
Dominik Smoliński

## PRAWO

- 108** | Prawa i obowiązki producentów pomp i ich użytkowników na gruncie prawa autorskiego  
Magdalena Walczak

## ARMATURA, USZCZELNIENIA, NAPĘDY

- 114** | Uszczelnienia mechaniczne. Co nowego w amerykańskich patentach?  
Jerzy Bochnia
- 120** | Właściwości uszczelniające i mechaniczne uszczelnienia metalowego typu potrójna delta  
Przemysław Jaszak

## FELIETON

- 126** | Wirnik za łapówkę  
Piotr Świtalski

## TEMAT NUMERU: POMPY PRZYSZŁOŚCI



Fot. 123rf

ZASTOSOWANIE TECHNIK DRUKU 3D  
W BADANIACH MASZYN  
HYDRAULICZNYCH

Grzegorz Peczkis, Adrianna Milert

## EKSPLOATACJA



Fot. 123rf

PRZEGLĄD KONSTRUKCJI WIRNIKÓW  
POMP ŚCIEKOWYCHMikołaj Sitniewski, Janusz Skrzypacz, Przemysław Szulc,  
Marcin Janczak, Witold Lorenz

## ARMATURA, USZCZELNIENIA, NAPĘDY



Fot. 123rf

WŁAŚCIWOŚCI USZCZELNIAJĄCE  
I MECHANICZNE USZCZELNIENIA  
METALOWEGO TYPU POTRÓJNA DELTA

Przemysław Jaszak



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

## Pompy przyszłości

Pierwsze w roku kalendarzowym wydanie czasopisma „Kierunek Pompy” już tradycyjnie ukazuje się przy okazji Kongresu Użytkowników Pomp. Będzie to 30. już edycja jednego z najważniejszych spotkań ludzi związanych z budową czy modernizacją układów pompowych. Jubileusz to dobra okazja do poszukania odpowiedzi na pytanie: „w którym kierunku zmierzają pompy i pompownie?”. Poprosiliśmy kilku ekspertów, będących stałymi autorami naszego czasopisma, o opinie na ten temat (znajdą je Państwo na s. 7). Wyjątkowa edycja Kongresu to też czas wspomnień o latach minionych – Piotr Świtalski w swoim felietonie (s. 126) pisze, jak wyglądał przemysł w latach gospodarki centralnie sterowanej, o jego problemach oraz stosowanych wówczas rozwiązaniach.

Dzisiejsze problemy, wyzwania, nad którymi pracują naukowcy i eksperci, związane są z efektywnością energetyczną, kawitacją i drganiami. W artykule na stronie 18 Waldemar Jędrzał przedstawia pomysł rekuperacji energii hydraulicznej przez stosowanie PAT lub turbin wodnych w różnego rodzaju instalacjach. Tego typu działającą instalację, nastawioną na efektywność energetyczną, przedstawiam w fotoreportażu przygotowanym w współpracy ze Spółką Restrukturyzacji Kopalń (s. 87). W pompowni Boże Dary, 416 metrów pod ziemią, w nieczynnej już kopalni wykorzystuje się hydrogenerator, który przy drobnych modyfikacjach został zaimplementowany w istniejący układ pompowy i produkuje energię elektryczną na potrzeby spółki.

Nowoczesne technologie, automatyzacja, digitalizacja, cyfryzacja czy inżynieria odwrotna nabierają z roku na rok na znaczeniu

w kontekście projektowania, eksploatacji i utrzymania ruchu układów pompowych. Techniki symulacyjne badające wytrzymałość materiałów i przepływu płynów już od dawna są niezbędne przy projektowaniu pomp. Do budowania prototypowych elementów coraz częściej stosuje się techniki druku 3D, o których przeczytacie Państwo w artykule Grzegorza Peczkisa i Adrianny Milert z Politechniki Śląskiej w Gliwicach (s. 8). Do optymalizacji pracy pompowni wykorzystywane są natomiast algorytmy predykcyjne i hurtowe ilości danych, którymi zarządzanie nie jest jednak proste. O tym, jak tego dokonać, piszą: Jerzy Zarówny, Marcin Święch i Rafał Polak (artykuł na s. 30). O nowościach w zakresie uszczelnień i amerykańskich patentów w tym obszarze wspomina z kolei Jerzy Bochnia (s. 114).

A jakie będą pompy przyszłości? Trend widać już obecnie – to skupianie się na maksymalnej efektywności energetycznej i odzysku energii. Projektowanie odbywać się będzie z wykorzystaniem najnowocześniejszych narzędzi cyfrowych, druku 3D, inżynierii odwrotnej i coraz bardziej zaawansowanych komputerowych analiz. Do tego wszystkiego na pewno usłyszymy o zastosowaniu sztucznej inteligencji, która będzie radziła sobie z ogromną liczbą danych. Jestem pewien, że o tych tematach będą mogli Państwo przeczytać w kolejnych numerach naszego czasopisma, wiele z tych aspektów poruszamy – jak wspomniałem – już dzisiaj. Zapraszam do lektury.

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 Jędrzał**,  
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 Ślupik**,  
Zakłady Pomiarowo-Badawcze Energetyki „ENERGOPOMIAR”

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

**dr inż. Piotr Świtalski**,  
Akademia Techniki Pompejowej

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

**Piotr Wiśniewski**,  
specjalista ds. techniki pompowej,  
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 Widińska, Monika Majewska,  
Jolanta Mikołajec-Piela, Ewa Dombek,  
Marta Mika

**Kolportaż:**  
Rafał Ruczaj

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: **Grupa Powen-Wafapomp**

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



### HYDROGENERATOR W POMPOWNI BOŻE DARY

W Bożych Darach, na poziomie 416 metrów pod powierzchnią terenu, znajduje się pompownia głównego odwadniania należąca do Spółki Restrukturyzacji Kopalń. SRK wkomponowała w istniejący układ hydrogenerator, który przy wykorzystaniu grawitacyjnego dopływu wody wytwarza prąd elektryczny. Fotoreportaż z tego unikatowego miejsca można zobaczyć na stronie 87

Fot. BMP



## MODERNIZACJA POMPOWNI WODY W CZCIRADZU DOBIEGŁA KOŃCA

**15 grudnia 2023 r. zakończyły się prace związane z przebudową pompowni wody w Czciradzu, a 28 grudnia dokonano protokolarnego odbioru końcowego obiektu.**

Zakres rzeczowy zadania pn. „Przebudowa pompowni wody w Czciradzu” obejmował kompleksową modernizację funkcjonującej pompowni wody w Czciradzu. Inwestycja przeprowadzana była na obiekcie pompowni zaopatrującej w wodę przeznaczoną do spożycia cztery miejscowości, tj.: Czciradz, Solniki, Dziadoszyce, Zawada.

Źródło i fot.: PUK „USKOM” Sp. z o.o. w Kozuchowie



## GMINA ZAINWESTUJE 10 MILIONÓW ZŁOTYCH W STACJĘ UZDATNIANIA WODY – W PLANACH M.IN. REMONTY POMPOWNI

**24 stycznia 2024 r. w wyniku przeprowadzonej procedury przetargowej w siedzibie Urzędu Miasta i Gminy Nowy Korczyn została podpisana umowa na realizację gminnego zadania inwestycyjnego pn. „Remont i rozbudowa stacji uzdatniania wody w Nowym Korczynie”.**

Wykonawca ma za zadanie zaprojektować stację uzdatniania wody oraz modernizację przepompowni wody zgodnie z wytycznymi zawartymi w przetargu. Nowa rozbudowana stacja ma być oddana do użytku do końca maja 2025 roku.

Źródło i fot.: Urząd Miasta i Gminy Nowy Korczyn

# 22%

Polaków obawia się wzrostu znaczenia sztucznej inteligencji i automatyzacji na swoim stanowisku pracy. Więcej niż co trzeci boi się, że przez SI w przyszłości może zmaleć liczba dostępnych miejsc pracy.

Źródło:  
newseria.pl

# ”

Obecnie coraz częściej i chętniej sięgamy po znaczne osiągnięcia techniki, którym jest z pewnością inżynieria odwrotna wykorzystująca cyfrowe technologie pomiarowe z użyciem ramion pomiarowych oraz skanerów 3D, z dedykowanym oprogramowaniem do modelowania. Możliwe już jest odtworzenie geometrii czy pomiar nawet skomplikowanych detali, dzięki dostępności cyfrowych metod kontrolno-pomiarowych

– **Dominik Smoliński,**  
Dział Maszyn Wirujących Petrochemii, ORLEN S.A.

Więcej na str. 106

## ODPOWIEDZIALNIE I BEZPIECZNIE – ZARZĄDZANIE DOŁYWAMI WÓD DOŁOWYCH W KGHM

**Kopalnie miedzi KGHM od początku działania zmagają się z zagrożeniem wodnym i potrafią działać w warunkach takiego zagrożenia. Zmiany dopływów wód dołowych nie zagrażały funkcjonowaniu kopalni, bezpieczeństwu pracowników czy ograniczaniu produkcji.**

Miedziowa spółka od lat inwestuje i prowadzi działania zapobiegawcze z tym związane. Warto podkreślić, że dopływ wód kopalnianych jest zjawiskiem naturalnym, niewynikającym z błędów ludzkich czy jakichkolwiek zaniedbań. W KGHM regularnie prowadzony jest monitoring warunków hydrotechnicznych oraz sprawności technicznej obiektów i infrastruktury. Wykonywane są bieżące modernizacje czy remonty oraz działania ograniczające dopływ wód dołowych. Miedziowa spółka stale zwiększa zdolności techniczne wypompowywania wód na powierzchnię.



Źródło i fot.: informacja prasowa KGHM

## POMPOWNIA WODY DLA KILKU RZESZOWSKICH OSIEDLI BĘDZIE ZMODERNIZOWANA

**120 metrów bieżących rur zostanie wymienionych w pompowni wody przy ulicy Armii Krajowej w Rzeszowie.**

Dzięki nowemu zbiornikowi wody przy ulicy Morgowej taka duża inwestycja może odbyć się bez większych utrudnień dla odbiorców wody. Pompownia wody przy ulicy Armii Krajowej jest bardzo ważnym elementem rzeszowskiego systemu zaopatrzenia mieszkańców w wodę. Zaopatruje mieszkańców terenów Rzeszowa od alei Armii Krajowej w kierunku wschodnim (w kierunku Łańcuta). To między innymi osiedle Pobitno, osiedle Stocina i duże tereny gminy Chmielnik.

Źródło: MPWiK Rzeszów

# PERSPEKTYWY BRANŻY POMPOWEJ OCZAMI EKSPERTÓW

Opracował: **Sebastian Podsędek**, redaktor czasopisma „Kierunek Pompy” oraz portalu kierunekPOMPY.pl

## Przeszłość a teraźniejszość – największe zmiany w branży pompowej na przestrzeni lat

### prof. dr hab. inż. Waldemar Jędral

Pompy są maszynami, które zmieniają się stosunkowo wolno. Wynikiem ciągłego postępu jest stosowanie coraz lepszych uszczelnień, łożysk, materiałów na poszczególne elementy. Największe zmiany dotyczą zespołów pompowych: coraz lepsze, energooszczędne silniki, przetwornice częstotliwości umożliwiające powszechne stosowanie regulacji zmiennoobrotowej, procesory sterujące ich pracą i całe oprzyrządowanie umożliwiające ciągłą diagnostykę zespołów w czasie rzeczywistym. Na wprowadzenie do eksploatacji wciąż czekają „inteligentne” programy komputerowe optymalizujące pracę złożonych układów pompowych, np. pomp sieciowych w elektrociepłowniach, a w perspektywie – całych instalacji wody sieciowej.

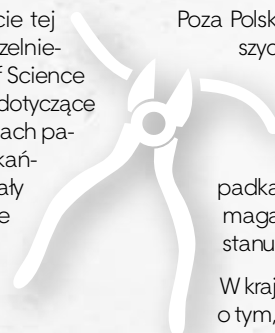
### dr hab. inż. Jerzy Bochnia prof. PŚK

Mogę tu mówić o fragmencie tej branży, a mianowicie o uszczelnieniach. Śledzę w bazie Web of Science artykuły naukowo-techniczne dotyczące uszczelnień, natomiast w bazach patentowych – głównie amerykańskich – wynalazki i widzę tu stały postęp. Pojawiają się nowe materiały i nowe rozwiązania konstrukcyjne. Zawsze jestem czymś zaskakiwany. O niektórych wynalazkach z obszaru uszczelnień piszę na łamach tego czasopisma.

### dr inż. Ryszard Nowicki

Poza Polską: aplikacje na coraz większych głębokościach przy eksploatacji Off Shore, natomiast i w Polsce, i poza nią – to upowszechnianie się napędów VFD. W obu przypadkach pojawiają się nowe wymagania dla systemów nadzoru stanu technicznego (ST).

W kraju obserwuję też brak wiedzy o tym, dlaczego i jak winny się różnić systemy nadzoru ST dla pomp stało- i zmiennoobrotowych.



## Co czeka nas w branży pompowej w ciągu najbliższych 30 lat? Jakie innowacje lub technologie mogą kształtować przyszłość branży pompowej?

### Waldemar Jędral

O tym, jakie pompy będą potrzebne w Polsce w 2050 r., pisałem już w numerze 2/2022 „Pomp Pompowni” (dzisiaj „Kierunek Pompy” *przyp. red.*). Można dodać, że w związku z coraz bardziej dramatycznie rysującą się sytuacją na rynku energii i koniecznością działań na zasadzie „ratuj się, kto może”, rozpowszechnią się pompy pracujące jako turbiny, do odzysku energii traconej w niemal wszystkich instalacjach przemysłowych i komunalnych. Będą one potrzebowały prostych i niezawodnych układów automatyki utrzymujących stałą prędkość obrotową.

### Jerzy Bochnia

Ostatnio zajmuję się technologią druku 3D, ale również i inżynierią odwrotną. Dostrzegam duży potencjał rozwojowy w tych obszarach. Z pewnością zaznaczą one swoją obecność w branży pompowej, zarówno w produkcji, jak i w pracach nad rozwojem nowych produktów.



### Ryszard Nowicki

Na innowacyjne technologie można patrzeć w kategoriach „w ogóle” oraz „w kraju”. Na świecie od wielu lat, w celu lepszego nadzoru ST On-Line, wykorzystywane są analizy prądów (MCSA) oraz analizy pulsacji ciśnienia statycznego medium (WPP). W Polsce słyszałem o jednostkowych próbach z MCSA i nie wiem, aby ktoś był zainteresowany WPP.

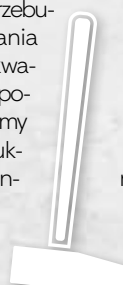
## Jakich rad mógłby pan udzielić młodym inżynierom rozpoczynającym swoją karierę w branży pompowej?

### Waldemar Jędral

Dwa słowa dotyczące młodych „pompiarzy”. Powinni oni zaczynać swoją drogę zawodową nie przy komputerze jako konstruktorzy lub inżynierowie sprzedaży, ale od zdobywania wszechstronnej praktyki w zakresie procesów produkcji, napraw i remontów oraz problemów związanych z użytkowaniem instalacji pompowych. Dopiero po zdobyciu niezbędnego doświadczenia winni się brać za projektowanie i/lub sprzedaż pomp.

### Jerzy Bochnia

Inżynier to zawód wymagający ciągłego pogłębiania wiedzy i podnoszenia kwalifikacji, w branży pompowej, szczególnie, że mamy tu do czynienia z produktami wymagającymi interdyscyplinarnych działań.



### Ryszard Nowicki

1. Nie wyważać otwartych drzwi. 2. Tak jak w przed-dyplomowym procesie pozyskiwania wiedzy przewodnikiem był nauczyciel (wiedzy), tak również w podyplomowym procesie pozyskiwania doświadczenia na początku należy korzystać z nauczyciela (praktyki) i nie zapominać o dalszym gromadzeniu wiedzy. 3. Wdrażając nowy projekt oceny ST, należy mieć wyrobiony pogląd, jak możliwe różnicowanie nadzoru będzie wpływać na jakość oceny ST pomp.

# ZASTOSOWANIE TECHNIK DRUKU 3D w badaniach maszyn hydraulicznych

dr inż. Grzegorz Peczkis, inż. Adrianna Milert

Politechnika Śląska w Gliwicach

Popularyzacja drukarek 3D oraz znaczący spadek kosztów ich pozyskania i eksploatacji pozwalają na dużo tańsze i szybsze wykonanie istotnych elementów maszyn hydraulicznych. Części takie badane są w laboratoriach Politechniki Śląskiej.

**D**o wykonywania elementów maszyn hydraulicznych na potrzeby badań nie jest dzisiaj niezbędny kompleksowo wyposażony warsztat z obrabiarkami, chociaż dostęp do niego to znaczące ułatwienie. Możliwość zamawiania na rynku wykonywania projektowanych elementów jest ograniczona tylko finansowo. Badania prototypów, w szczególności maszyn hydraulicznych, realizowane są w znaczącej

mierze na modelach, które przy dążeniu do zachowania zasad podobieństwa umożliwiają prowadzenie analiz w warunkach dostępności do mniejszych (względem docelowego miejsca pracy) stanowisk laboratoryjnych. Wykonywane są również zadania inżynierii odwrotnej polegające na dostarczaniu dokumentacji bądź elementów maszyn hydraulicznych pracujących w zadanych parametrach oraz geometrii.



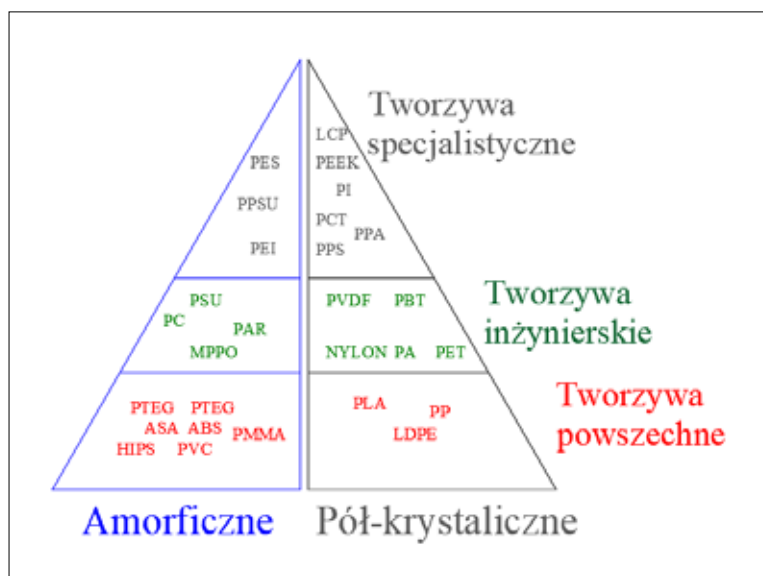
Popularyzacja drukarek 3D oraz znaczący spadek (na przełomie dekady) kosztów ich pozyskania i eksploatacji przyczyniły się do wykonywania większej liczby badań laboratoryjnych na Politechnice Śląskiej. W artykule przedstawiono kilka przykładowych rozwiązań wynikających z doświadczenia eksploatacyjnego autorów pracy. Mają one charakter subiektywny; stosowanie np. droższych technik druku pozwoli na uzyskanie wyższych jakości otrzymywanych elementów – podobnie jak doświadczenia druku jednego, systematycznie poprawianego wirnika dla perfekcji wykonania, który można tworzyć w kilkudziesięciu egzemplarzach, nie będąc ostatecznie przekonany, że „jest dobrze”. Opiswane wady i zalety stosowanych technik również są wynikiem doświadczeń autorów i proszę ich nie traktować jako krytyki konkretnych technologii czy producentów maszyn druku 3D.

Obecnie projektowanie elementów maszyn realizuje się za pośrednictwem powszechnie dostępnego oprogramowania komputerowego, w szczególności AutoCad, Solid Works oraz innych. Jakość dedykowanych kart graficznych komputerów do projektowania elementów maszyn hydraulicznych oraz jakość oprogramowania umożliwiają rysowanie elementów maszyn hydraulicznych o dowolnie dużym stopniu komplikacji, nad którym panują obecni konstruktorzy. Jakość ta nie stanowi ograniczenia dla sprawnego stosowania techniki rysunkowej w konstruowaniu maszyn.

Intensywny rozwój drukarek 3D, zwłaszcza w zakresie techniki druku z tworzyw sztucznych topionych (Fused Deposition Modeling – FDM i Fused Filament Fabrication – FFF) oraz techniki utwardzania tworzyw sztucznych np. promieniami lasera (Selective Laser Sintering – SLS i Stereolithography – SLA) spowodował ich stałą obecność w laboratoriach badawczych. Czas wydruku pojedynczego elementu, np. wirnika, jest zależny od jego wielkości. W przypadku wirników promieniowych z tarczą nakrywającą o średnicy 80 mm – wynosi około 3 godzin; przy wirniku osiowym o średnicy 230 mm – przekroczył nieznacznie 24 godziny. Wielkość obszaru wydruku wyznacza (obok czasu) poziom zaawansowania maszyn; jest skorelowany z ich ceną. Wykaz materiałów, z których odbywa się drukowanie, obrazuje wykres zamieszczony w publikacji (Nader Zirak, 2022), pokazany na rys. 1.

### Materiały wykorzystywane w druku 3D

Dostępne, wymienione skrótowo na rys. 1 materiały, z których odbywa się wydruk elementów, posiadają cechy, jakie trzeba uwzględnić w badaniach maszyn hydraulicznych, np. niektóre tworzywa reagują z wodą, którą chłoną, od której zwiększają objętość, stąd konieczność impregnacji wydrukowanych elementów np. lakierami epoksydowymi. Druk polegający na topieniu i podawaniu przez dysze (FDM) wielu rodzajów tworzyw pozwala to zjawisko minimalizować, jeśli opanuje się samą technikę wydruku, gdzie istotnymi są: średnica



**RYŚ. 1**  
Polimery termoplastyczne stosowane w drukowaniu części maszyn (Nader Zirak, 2022)

dyszy, czas pracy, temperatura topienia, temperatura otoczenie oraz inne. Po wydruku pojawia się jednak konieczność wygładzania nierównomiernych, pasmowych powierzchni drukowanych elementów, których struktura jest porowata oraz posiada konstrukcyjne pozostałości materiału wspierającego drukowane warstwowo elementy. Wygładzania wykonuje się zanurzając drukowane elementy w rozpuszczalnikach lub rozpuszczając wierzchnie warstwy druku, np. pędzelkami. Autor pracy stosował również z powodzeniem natryskowe nanoszenie podkładów, np. epoksydowych, które można dodatkowo obrabiać (szlifować, polerować)

”

Popularyzacja drukarek 3D oraz znaczący spadek kosztów ich pozyskania i eksploatacji przyczyniły się do wykonywania większej liczby badań laboratoryjnych

nadając elementom pożądaną w maszynach hydraulicznych gładkość powierzchni. Przy użytkowaniu dysz drukarskich o średnicy 0,3-0,4 mm unika się przerw w druku i związanych z tym strat materiału i czasu, lecz należy uwzględnić ten wymiar jako odniesienie dla najmniejszych grubości drukowanych elementów, np. grubości łopatek. Podobnie jest z dokładnością drukowanych elementów, które z powodu ograniczeń technologii nie oddają geometrii brył numerycznych będących wkładem do wydruku. Tolerancję wymiarów na podstawie wielu wykonanych wydruków autor pracy ocenia na  $\pm 0,2$  mm.

Równie istotna jest sztywność drukowanych elementów, inna od wyrobów z metali. Doświadczenie obsługi drukarek w doborze temperatury topienia tworzyw, warunków pracy drukarki decyduje o jakości wydruku. W znacznej mierze zależy to od jednorodności kupowanego filamentu. Te same co do deklaracji rodzaju tworzywa materiały różnych producentów nie są identyczne. W praktyce drukuje się tylko te elementy, których w prosty sposób nie można wykonać na obrabiarkach, np. wirniki, kierownice i kanały zbiorcze. Możliwość zastosowania gotowych rur z tworzyw sztucznych daje dokładniejsze odwzorowania żądanych wymiarów oraz mniejsze chropowatości powierzchni niż w przypadku elementów drukowanych. Wały napędowe wykonywane są ze stopów aluminium, podobnie odpowiedzialne np. kadłuby cylindryczne uszczelnień mechanicznych. Cylindryczne elementy pochodzące z wydruku 3D, w celu ich właściwego pasowania np. z łożyskami, potrzebują obróbki tocznej. Z uwagi na lokalny wzrost temperatury w trakcie np. toczenia – wymaga to wprawy.

”

Dostępne materiały, z których odbywa się wydruk elementów, posiadają cechy, które trzeba uwzględnić w badaniach maszyn hydraulicznych

Często stosowanym zabiegiem jest wykonywanie elementów, które mają być pasowane na wale w technice łączącej wydruk 3D oraz obróbkę stopów aluminium. Wirnik pompy z druku 3D osadzany poprzez piastę ze stopów aluminium jest połączeniem zapewniającym większą stabilność w trakcie pracy (mniejsze drgania, mniejsza mimośrodowość, możliwość toczenia średnicy zewnętrznej wirnika itd.) Istotnym ograniczeniem jest wykonywanie konwencjonalnych gwintów do połączeń elementów druku 3D. Dostępne wstawki metalowe, tulejki gwintowane (tzw. inserty), które wtapia się w element wydrukowany, potrzebują dodatkowego oprzyrządowania, zapobiegającego przypadkowemu odchyłkom położenia wtapianych tulejek.

Projektowanie połączeń gwintowanych wymaga wzmocnienia okolicy gwintu. W praktyce połączenia gwintowane ręcznie, z chłodzeniem i smarowaniem, uwzględniające długość połączenia gwintowanego co najmniej 4 średnic śruby, wytrzymują zakładane obciążenia od gwintów M5 w górę. W przypadku druku elementów, które będą przenosiły moment napędowy, ważne jest złożenie wydruku z pełnym 100% wypełnieniem.

Drugą, licznie reprezentowaną metodą druku, jest utwardzanie żywic promieniami lasera (SLA) bądź skupionego światła (SLS). Ten sposób, starszy od topienia filamentu, był stosowany jako pierwszy. W trakcie drukowania kolejnych warstw unoszonych ku górze przez mechanicznie podnoszoną tackę, z naczynia wypełnionego żywicą wyłania się drukowany kształt. Po jego całkowitym wydrukowaniu element jest odcinany od tacki i następuje jego wstępne oczyszczenie z pozostałości ciekłej żywicy. Na tym etapie element nie jest jeszcze całkowicie utwardzony. Oczyszczanie odbywa się w alkoholach, które powierzchniowo wypłukują drukowaną strukturę, wygładzając ją. Przy oczyszczaniu ręcznym należy zachować szczególną ostrożność, ponieważ żywice nie są obojętne dla skóry (kontakt prowadzi do jej łuszczenia się). Jest to opisane w karcie produktu, żywicy. Do oczyszczania elementów stosuje się również zbiorniki z mieszalnikami, wypełnione alkoholem. Po oczyszczeniu element trafia do komory emitującej promieniowanie UV, które utwardza go w czasie kilku minut. Podobny efekt można uzyskać pozostawiając elementy na działanie promieni słonecznych na kilka dni. Efekty druku w żywicach dają gładzsze powierzchnie elementów. Pozwalają na uzyskanie mniejszych grubości drukowanego materiału, którego zachowanie pierwotnych kształtów zależy od zagęszczenia geometrii.

### Testy

W ramach testów udało się wydrukować strukturę plastra miodu o grubości ścianek poniżej 0,3 mm, gdzie sąsiedztwo innych ścianek wspierało całą strukturę. Próby druku wirników o średnicy 80 mm z łopatkami o grubości 0,4 mm nie powiodły się. Łopatką na wypływie, na średnicy zewnętrznej odkształcała się i pękała podczas czyszczenia, zmieniając założoną w projekcie geometrię (fot. 1).

Weryfikację prowadzono przykładając tak wydrukowany wirnik otwarty do tarczy nakrywającej, w której znajdowały się rowki na łopatki o grubości większej w stosunku do grubości łopatki o 0,1 mm.

Dopiero przy szerokości łopatki bliskiej 1,2 mm uzyskiwano poprawne rezultaty (fot. 2). W trakcie wydruku tarcz z rowkami o kształcie krzywizny odpowiadającej łopatom zdarzały się w rowkach pozostałości po wydruku, które po utwardzeniu należało usunąć mechanicznie, np. minifrezarką ręczną. Istotnym mankamentem tej techniki drukarskiej jest „płynięcie” materiału drukowanego w przypadkowych, losowych miejscach, co pokazano na fot. 3. Chropowatość powierzchni uzyskana w metodzie druku z żywicy utwardzanych promieniem skupionym (SLA) jest zadowalająca względem metody topionych filamentów (FDM), gdzie małe modele posiadają duże nierówności powierzchni wynikające ze średnicy dyszy nanoszącej kolejne warstwy.

Dostępne na rynku druki elementów z proszków metalowych (Direct Metal Laser Sintering – DMLS),

**FOT. 1**

Po lewej: uszkodzenie na wypływie z wirnika zbyt cienkiej łopatki o grubości 0,4 mm. Po prawej: nieciągłość w strukturze druku wirnika z tarczą nakrywającą, wewnątrz widoczna struktura wspierająca ścianki wirnika w trakcie druku



pozwalające na wydruki elementów o znacznie większej wytrzymałości, są wciąż relatywnie drogie. Atrakcyjna technika bazująca na wydruku rozbieralnej formy, np. wirnika, zalewanej woskiem i dalsze odlewanie elementów metodą wosku traconego wymaga oprzyrządowania i warsztatu oraz wiedzy odlewniczej.

**FOT. 2**

Wirnik otwarty średnicy 80 mm o łopatkach grubości 1,2 mm


**FOT. 4**

Wirnik z tworzywa o dużej transparentności umożliwia ocenę czystości przestrzeni międzyłopatkowej. Widoczne rysy powstałe podczas oczyszczania wirnika z podpór

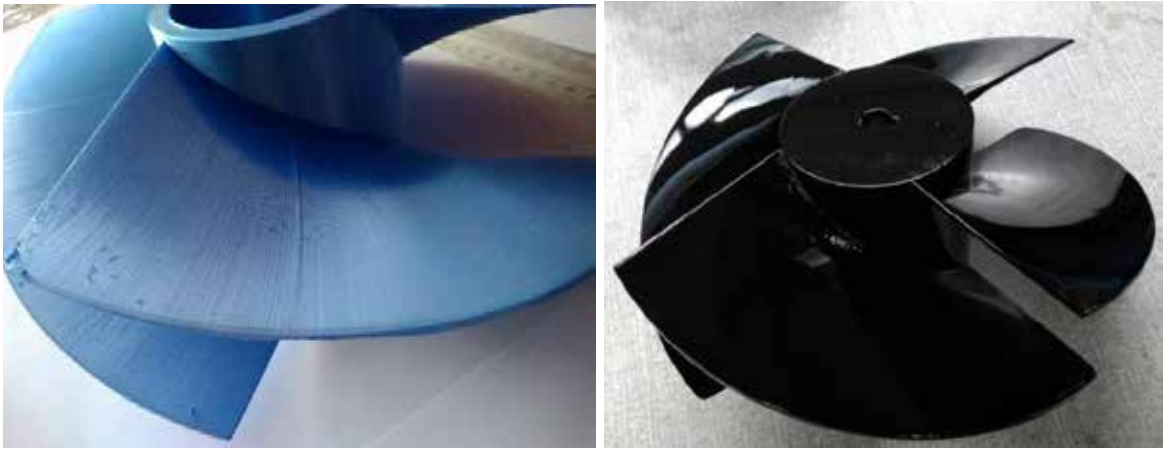
**FOT. 3**

Tarcza nakrywająca z rowkami na łopatki wirnika otwartego do weryfikacji zachowania ich kształtu po wydruku



Uznać można, że obydwie podstawowe, prezentowane metody druku – topienia filamentu (FDM) i utwardzania żywicy (SLA) – po wdrożeniu techniki łączenia ich np. z łożyskowanym wałem napędowym – stanowią realną możliwość szybkiego wykonywania i badania prototypów. Metody te posiadają ograniczenia, którym można zaradzić, lecz dostępne techniki wsparcia powodują, że stają się pracochłonne. Przed przystąpieniem do prac badawczych należy sprawdzić wytrzymałość drukowanych elementów, co opisano w dalszej części.

Wirniki osiowe, pokazane przykładowo na fot. 5, cechuje duży dostęp do powierzchni łopatek. Pozwala to na obróbkę chropowatej po wydrukowaniu powierzchni łopatek i piasty techniką nanoszenia natryskowego podkładów, które wiążą tworzywo



FOT. 5

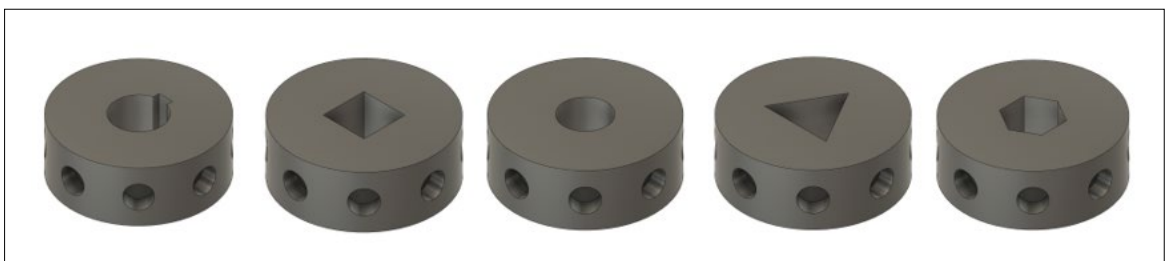
Wirnik turbiny wodnej, osiowej, o średnicy 230 mm, drukowanej w technice topionego filamentu. Po lewej: surowy wydruk. Po prawej: pokryty natryskowo warstwą podkładu epoksydowego oraz lakierów lakierniczych

szuczne z podkładami epoksydowymi. Łopatki można następnie wygładzać papierami ściernymi, co przy zachowaniu geometrii zadanej jest pracochłonne. Tak przygotowaną powierzchnię pokrywa się lakierami chemoutwardzalnymi. Powstałe lokalne wady lakiernicze usuwa się miejscowo. Całość szlifuje papierem ściernym o gradacjach 1500-3000 oraz poleruje pastami polerskimi, uzyskując gładkość powierzchni zbliżoną do polerowanego metalu (np. stopów aluminium). Wadą takiego rozwiązania jest pogrubienie warstw krawędzi spływowych ostrych, które dla zachowania ciągłości warstw lakieru nie mogą być całkowicie zeszlifowane. Wirnik wykonano do badań wstępnych, nie był poddawany obciążeniu przewidzianemu dla pracy na parametrach projektowych. Stanowił również ozdobę stoiska na targach technologii OZE w Kielcach.

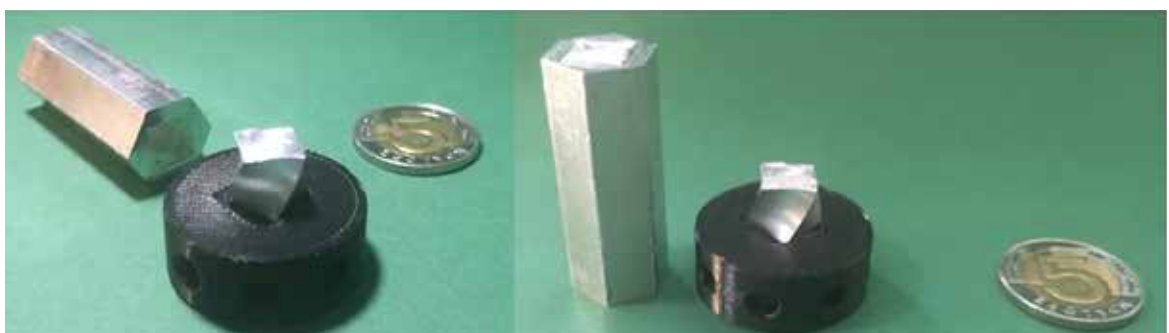
### Próby wytrzymałościowe osadzania piasty wirnika na wale

Pierwsze próby osadzania wirnika 3D na metalowych wałach pomp ujawniły znacząco mniejszą wytrzymałość takich połączeń. Klasyczne połączenie wału i piasty poprzez wpust w warunkach pracy wirnika na wodzie szybko ulegało zniszczeniu. Na potrzeby planowanych badań układów przepływowych wykonano prostą próbę wytrzymałościową modeli piasty wirnika osadzanych na końcówkach wałów o różnych kształtach, lecz stałym polu powierzchni. Sporządzono zestaw wałków do badań ze stopu aluminium PA4 oraz wydrukowano odpowiadające im piasty z tworzywa PET-G. Były one mocowane w oprawie do narzynek, której ramię przedłużono do 500 mm. Wałek zainstalowano na sztywno z piastą w oprawce i poddawano działaniu siły przez tensometryczny czujnik siły do

RYS. 2  
Kształty modeli piast do próby wytrzymałościowej z otworem typu (od lewej): połączenie wpustowe, kwadrat, gwint, trójkąt, sześciobok



FOT. 6  
Połączenie typu kwadrat, skręcony i złamany wałek, wypełnienie druku 3D 100%





**FOT. 7**  
Połączenie typu trójkąt, skręcony i złamany wałek, wypełnienie druku 3D 100%

**TAB. 1**  
Wytrzymałość wałów i piast o różnej geometrii połączenia

Geometria połączenia wał-piasta	Obliczona wytrzymałość wału wykonanego z stopu aluminium PA4 [Nm]	Zbadana wytrzymałość piasty wykonanej z PET-G przy wypełnieniu 50% [Nm]	Zbadana wytrzymałość piasty wykonanej z PET-G przy wypełnieniu 100% [Nm]
Połączenie wpustowe	35,34	8,95	22,35
Kwadrat	28,81	16,8	37,6
Gwint	35,34	5,1	5,5
Trójkąt	20,23	31,65	35,5
Sześciobok	26,07	11,25	22,35

momentu zerwania połączenia bądź zmniejszenia siły przykładanej, co odpowiadało odkształceniu się drukowanej piasty na połączeniu. Wyniki obliczeń wytrzymałościowych wałków z PA4 zestawiono z momentem, który dewastował połączenie. Badanie wykonywano dla wydruków 50% oraz pełnego druku z wypełnieniem 100%. Dla wydruku z wypełnieniem 50% przewidywalnie wszystkie próbki piast ulegały uszkodzeniu.

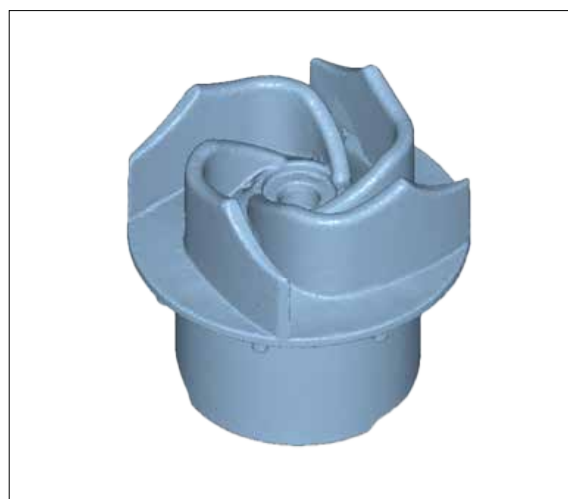
Wydruk 100% ujawnił wyższą wytrzymałość kwadratowych próbek piast w porównaniu do trójkątnej końcówki wału, która ulegała odkształceniu i zerwaniu. Szczegóły badań opublikowano w pracy inżynierskiej Adrianny Milert. Wartości uzyskanych wytrzymałości połączenia wał-piasta wirnika pozwalają na planowanie dalszych badań, bez obaw związanych z wytrzymałością tego węzła konstrukcyjnego.

### Badania elementów pomp i turbin wodnych

Na zlecenie autor pracy zobowiązał się wykonać optymalizację pompy obiegu chłodzenia silnika ciągnika siodłowego. Pompa wirowa odśrodkowa, zasilająca obieg roztworu glikolu, jest klasyczną konstrukcją pompy zabudowanej na silniku elektrycznym napięcia stałego 24 V, wyizolowanym od silnika spalinowego. Regulacja wydajności odbywa się poprzez zmianę napięcia silnika, czyli zmianę prędkości obrotowej. Nietypowe jest przeniesienie napędu poprzez sprzęgło magnetyczne oraz magnetyczne łożyskowanie wirnika. Dzięki takiemu rozwiązaniu wirnik pracuje bez łożyskowania tocznego. Zamknięty w kadłubie

jest szczelnie separowany od otoczenia. W celu zachowania tego węzła konstrukcyjnego nowy układ przepływowy wirnika był przyklejany do oryginalnego wirnika, z którego stoczono łopatki oraz część tarczy nośnej, co umożliwiło pracę układu w bliskiej do oryginału konfiguracji. Zmiana istniejącego układu przepływowego na nowy, o zwiększonym zakresie pracy, polegałaby na wymianie wirnika nieposiadającego stałego mocowania. Oryginalny wirnik pompy oraz geometria kadłuba, kanału zbiorczego zostały zeskanowane, co pozwoliło na określenie ich wymiarów geometrycznych.

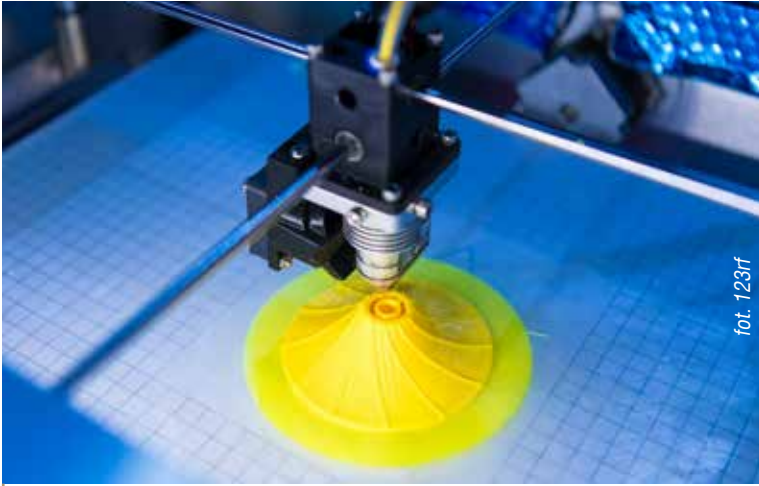
Wirnik pokazano na rysunku 3. Jego projektowanie prowadzono z założeniem pracy w istniejącym kadłubie. Wzięto pod uwagę utratę w ten sposób sprawności pompy, ponieważ kształt układu przepływowego kadłuba – w szczególności kanału zbiorczego – jest różny od optymalnego. Zaprojektowane wariantowe wirniki zostały wydrukowane w dwóch grupach różniących się ilością łopatek oraz kątami pokrycia tychże. Na dedykowanym stanowisku pomiarowym, po weryfi-



**RYS. 3**  
Odwzorowany techniką skanowania wirnik oryginalny. Wynik skanowania to wiele punktów łączonych później w bryłę

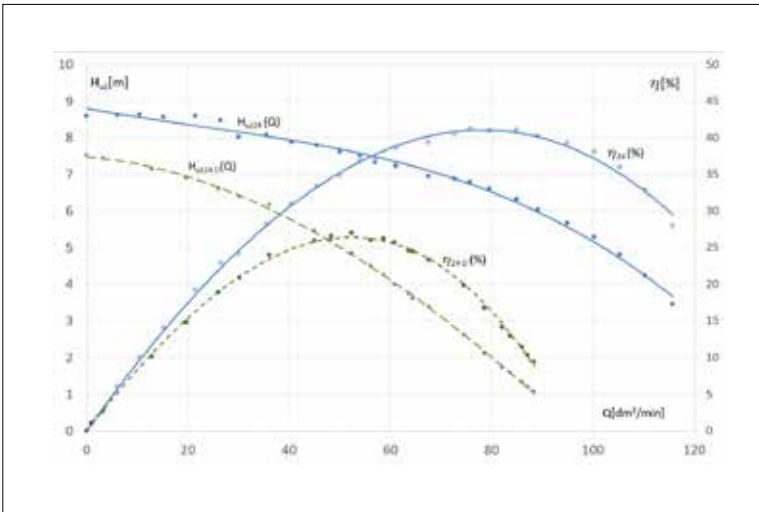


**FOT. 8**  
Wirnik zabudowany na sprzęgle badanej pompy, obok wirnik oryginalny (brązowy) oraz wariantowe (pomarańczowe). W tle sprzęgło magnetyczne i oryginalny kadłub

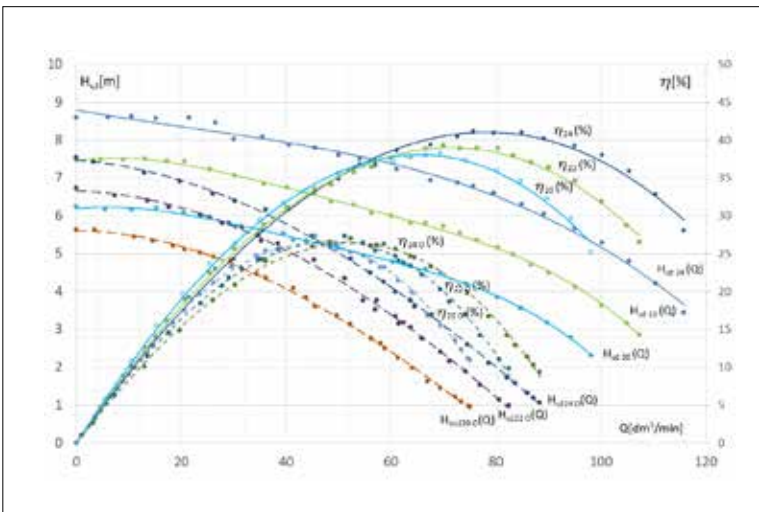


fot. 123rf

**FOT. 9**  
Intensywny rozwój drukarek 3D, zwłaszcza w zakresie techniki druku z tworzyw sztucznych topionych oraz techniki utwardzania tworzyw sztucznych np. promieniami lasera spowodował ich stałą obecność w laboratoriach badawczych



**RYS. 4**  
Porównanie charakterystyk pompy z wirnikiem oryginalnym (linia przerywana) oraz propozycją w wydruku 3D (linia ciągła)



**RYS. 5**  
Charakterystyki dla różnych prędkości obrotowych pompy z wirnikiem oryginalnym (linia przerywana) oraz propozycją w wydruku 3D (linia ciągła)

kacji wskazań przyrządów pomiarowych, pozostając w zgodzie z zasadami prawidłowego wykonywania pomiarów pomp, sporządzono szereg pomiarów dla zmiennych prędkości obrotowych, uzyskując wyniki. Osiągnięte wyższe sprawności układu przepływowego oraz zwiększony zakres pracy pompy zostały udokumentowane charakterystykami.

**Literatura**

- Nader Zirak, M. S. (2022, December 28). Toward Polymeric and Polymer Composites Impeller Fabrication. *Polymers* 2022 14, 97, strony 1-25.
- Kan Kan, Yuan Zheng, Huixiang Chen, Jianping Cheng, Jinjin Gao, Chunxia Yang Study into the Improvement of Dynamic Stress Characteristics and Prototype Test of an Impeller Blade of an Axial-Flow Pump Based on Bidirectional Fluid-Structure Interaction *Applied Sciences* 2019, 9, 3601, 2 September 2019 str 1-17.
- Gennaro Salvatore Ponticelli, Flaviana Tagliaferri, Simone Venettacci, Matthias Horn, Oliviero Giannini, Stefano Guarino Re-Engineering of an Impeller for Submersible Electric Pump to Be Produced by Selective Laser Melting *Appl. Sci.* 2021, 11, 7375, 11 August 2021 1-18.
- Behzad Zamani Kaljahi Reverse Engineering of Pump Impeller Utilizing Rapid Prototyping Technology *Eastern Mediterranean University February 2015 Gazimağusa, North Cyprus*
- Katarzyna Wybrańczyk Management of a restorative restructuring project with the use of reengineering methods – case study of a pump production enterprise, *Scientific papers of silesian university of technology* 2020 Organization and management series no. 144 str. 1-9.
- Bosman van der Merwe, Johan van der Spuy\*, Theodor von Backström, Kristiaan Schreve Reverse engineering and performance analysis of a small-scale centrifugal compressor impeller *Computer Aided Engineering and Technology*, Vol. 8, No. 3, 2016 217-233.
- Mattia Piovani, Michele Pinelli, Alessio Suman, Nicola Zanini, Giorgia Magnani A re-design process of an industrial centrifugal fan through CFD and rapid prototyping. *Journal of Physics: Conference Series* 2648 (2023) 012100.
- G. Budzik Properties of made by different methods of RP impeller foundry patterns *ARCHIVES OF FOUNDRY ENGINEERING* ISSN (1897-3310) Volume 7 Issue 2/2007 Rzeszów University of Technology 83-86.
- Ankur Das, Dr. Santanu Das An empirical analysis of re-engineering strategy using best worst method, *Industrial Engineering Journal* Vol. XV & Issue No. 11 November – 2022.
- Jaskólski, J., Sobolak, M., Budzik, G., Rapid Prototyping Using in Models Building of Engine Elements, *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, Institute of Aeronautics, Warszawa 2004.
- Oczoł, K., Liubimov, V., *Struktura geometryczna powierzchni*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2003.
- Gebhardt, A., *Rapid Prototyping*, Carl Hanser Verlag, Munich 2003.
- Schneider, A.; Will, B.-C.; Bohle, M. Numerical evaluation of deformation and stress in impellers of multistage pumps by means of fluid structure interaction. In *Proceedings of the ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, (FEDSM 2013), Incline Village, NV, USA, 7–11 July 2013.
- Trivedi, C. A review on fluid structure interaction in hydraulic turbines: A focus on hydrodynamic damping. *Eng. Fail. Anal.* 2017, 77, 1-22.

Fot. rys. zasoby autorów ■



## Państwo wybierają. My dostarczamy.

Nasz szeroki program produkcji pomp i armatury umożliwia zaspokojenie najbardziej zindywidualizowanych potrzeb. Różne wersje materiałowe, rodzaje napędów i hydrauliki tworzą najbardziej uniwersalny program produkcji. Wieloletnie doświadczenie i wiedza naszych pracowników pomogą Państwu zrealizować daną inwestycję począwszy od projektu poprzez prace montażowe, a skończywszy na współpracy podczas późniejszej eksploatacji naszych urządzeń. Wypróbujcie nasze produkty, aby na własne oczy przekonać się o ich jakości i wszechstronności oraz odkryć dlaczego KSB powinno być dla Państwa numerem jeden na rynku.

Więcej informacji na: [www.ksb.pl](http://www.ksb.pl)

# INNOWACYJNE PODEJŚCIE do branży pompowej

– Skupiamy się na rozwijaniu technologii związanych z systemami sterowania i monitorowania, aby sprostać rosnącym wymaganiom klientów. Naszym celem jest stać się liderem innowacyjności w branży pompowej i usług, dostarczając kompleksowe i efektywne rozwiązania – opowiada prezes firmy Bolder Serwis Sp. z o.o. **Jarosław Kukawski**.

**JAROSŁAW  
KUKAWSKI**  
prezes firmy Bolder  
Serwis Sp. z o.o.

**Sebastian Podsędek:** Zaczniemy od pana doświadczenia w branży. Jakie kluczowe lekcje wyniósł pan ze swoich poprzednich działalności?

**Jarosław Kukawski:** Pracowałem w branży pompowej przez wiele lat, pełniąc kluczowe role zarządcze w renomowanych firmach. W KSB i Weir Minerals Poland miałem zaszczyt kierować dynamicznymi zespołami i współtworzyć rozwój tych firm. W Weir Minerals Poland szczególnie skoncentrowaliśmy się na modernizacji i unowocześnianiu zakładu w Polsce, co przyczyniło się do znacznego wzrostu przychodów.

**Teraz jest pan prezesem firmy Bolder Serwis. Jakie obszary działalności są priorytetowe dla waszego zespołu?**

Bolder Serwis sp. z o.o. skupia się na dostarczaniu kompleksowych rozwiązań pompowych, obejmujących różnorodne sektory przemysłu oraz gospodarkę wodno-ściekową. Poza dostawą i serwisem urządzeń pompowych oraz silników elektrycznych oferujemy także optymalizację i modernizację istniejących układów technologicznych. Współpracujemy z wieloma dostawcami urządzeń, ale nasza oferta nie ogranicza





fot. Bolder Serwis Sp. z o.o.

**SERWIS,  
MODERNIZACJE  
I OPTYZMALIZACJE**  
Firma Bolder Serwis, poza dostawą i serwisem urządzeń pompowych oraz silników elektrycznych, oferuje także optymalizację i modernizację istniejących układów technologicznych

się tylko do tradycyjnych pomp; obejmuje także pompy szlamowe do ciężkich mediów, urządzenia do separacji (hydrocyklony) i hydrotransportu.

W 2023 roku podpisaliśmy umowę z firmą Metso, stając się tym samym przedstawicielem tej znanej w branży wydobywczej spółki. Ponadto istotnym elementem naszej działalności są zaawansowane systemy sterowania i monitorowania instalacjami pompowymi, które pozwalają na optymalizację ich efektywności.

#### Wspomniał pan o firmie Metso. Jakie aspekty tej współpracy przynoszą najwięcej korzyści klientom Bolder Serwis?

Współpraca z Metso jest kluczowym elementem naszej strategii. Produkty Metso, zwłaszcza w zakresie pomp szlamowych, urządzeń do separacji i hydrotransportu, są uznane za najnowocześniejsze i niezawodne na rynku. Wprowadzając je do naszej oferty dajemy klientom pewność, że korzystają z najwyższej jakości technologii, co przekłada się na zwiększenie efektywności ich biznesu.

#### Jakie są obecne wyzwania dla firmy Bolder Serwis?

Naszym głównym wyzwaniem jest utrzymanie pozycji lidera na rynku poprzez ciągłe doskonalenie naszych produktów i usług. Skupiamy się także na rozwijaniu technologii związanych z systemami sterowania i monitorowania, aby sprostać rosnącym wymaganiom klientów. Naszym celem jest stać się liderem innowacyjności w branży pompowej i usług, dostarczając kompleksowe i efektywne rozwiązania.

#### Czy w zakresie projektów firma Bolder Serwis napotkała na jakieś szczególne wyzwania, które warto przytoczyć?

Przy jednym z ostatnich projektów – modernizacji dużej pompowni ścieków – mieliśmy wyzwanie związane z koniecznością wymiany nie tylko urządzeń i układów technologii, ale także kompletnego układu zasilania i sterowania. Był to projekt typu „zaprojektuj i wybuduj”. Jego realizacja, w tym dostosowanie się do specyfiki istniejącej instalacji, wymagała od nas nie tylko innowacyjnych rozwiązań technicznych, ale także skutecznego zarządzania projektem. Dzięki zaangażowaniu całego zespołu udało się z powodzeniem wykonać modernizację.

#### Jakie korzyści przyniosła ta modernizacja klientowi?

Przyczyniła się do znaczącej oszczędności energii, co jest kluczowe dla wielu firm dążących do zrównoważonego rozwoju. Dodatkowo, nowy monitoring i automatyzacja procesów pomogły w zminimalizowaniu awarii, co z kolei wpłynęło na bezproblemową eksploatację instalacji.

#### Jakie są plany rozwoju firmy Bolder Serwis w najbliższych latach?

Nasze plany obejmują dalszą ekspansję na rynki krajowe i międzynarodowe. Chcemy utrzymać pozycję jako dostawca kompleksowych rozwiązań pompowych, jednocześnie skupiając się na rozwijaniu dziedziny monitorowania i sterowania instalacjami. Planujemy także kontynuować współpracę z liderami branży takimi jak Metso, aby wprowadzać do oferty najnowocześniejsze technologie.

Mamy nadzieję, że nasze innowacyjne podejście do branży pompującej przyniesie dalsze sukcesy zarówno nam, jak i naszym klientom.

Rozmawiał: Sebastian Podśędek, redaktor BMP



# JAK POWIĘKSZYĆ EFEKTYWNOŚĆ ENERGETYCZNĄ INSTALACJI POMPOWEJ?

PAT – jeden ze sposobów rekuperacji energii

---

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

Możliwości rekuperacji energii hydraulicznej, przez stosowanie PAT lub turbin wodnych w różnych instalacjach, są praktycznie nieograniczone. Najbardziej obiecująco wyglądają tu instalacje petrochemiczne, warto jednak przeanalizować celowość zainstalowania PAT w większości instalacji przemysłowych oraz wodociągowo-kanalizacyjnych, jeśli tylko moc hydrauliczna tracona wskutek dławienia przekracza kilka kW.

Jedną z konsekwencji Europejskiego Zielonego Ładu jest konieczność przekształcenia polskiej gospodarki na neutralną klimatycznie do 2050 r. Jej wynikiem ma być m.in. transformacja energetyki na bezemisyjną, tj. oparcie wytwarzania energii elektrycznej (e.e.) na źródłach odnawialnych (OZE) i całkowita eliminacja elektrowni węglowych i gazowych. Korzystna okaże się tu z pewnością ostatnia (grudzień 2023) zmiana nastawienia Parlamentu i Rady UE, włączająca energetykę jądrową do grona zielonych technologii (bezemisyjnych). Konieczne będzie jednak mimo wszystko wyeliminowanie węgla i gazu ziemnego z innych obszarów gospodarki, w tym zwłaszcza z transportu, ciepłownictwa i ogrzewnictwa oraz wielu gałęzi przemysłu ciężkiego. Spowoduje to znaczne zwiększenie zapotrzebowania na e.e., przekraczające możliwości produkcyjne energetyki [1]. Zużycie e.e. rośnie zresztą już teraz; dowodem jest nowy krajowy rekord zapotrzebowania na moc – 28 645 MW – jaki padł 9 stycznia 2024 r., większy o prawie 1000 MW od poprzedniego, z lutego 2021 r. (sytuacja ta spowodowała potrzebę chwilowego importu e.e.). Wkrótce mogą wystąpić niedobory i coraz wyższe ceny e.e., co wymusi na użytkownikach konieczność radykalnego ograniczenia jej zużycia.

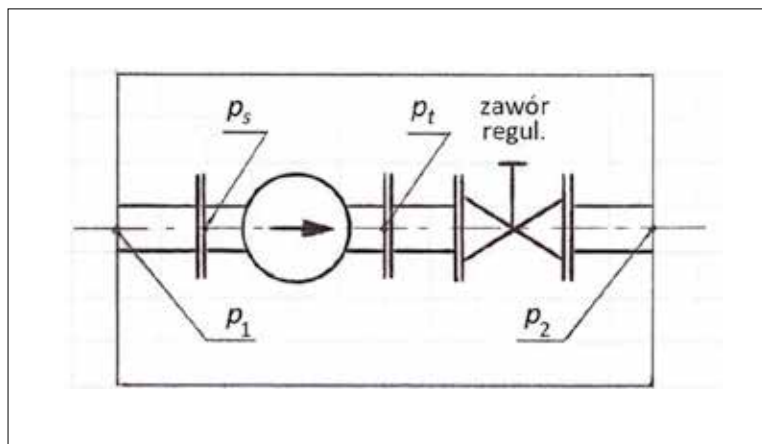
### Zmniejszenie zapotrzebowania na e.e.

Sposoby ograniczenia zapotrzebowania na centralnie rozprowadzaną e.e. i ciepło są od dawna znane, ale stopień ich wykorzystania – wciąż jeszcze zbyt mały. Są to w szczególności:

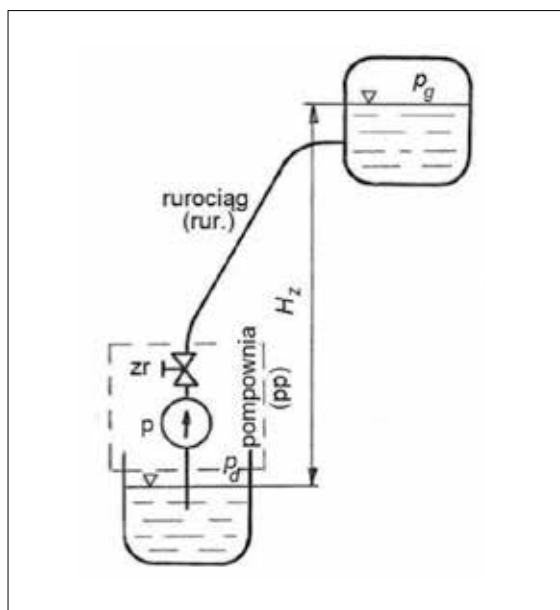
- ograniczenie marnotrawienia ogromnych ilości energii w przemyśle, rolnictwie, handlu oraz przez użytkowników indywidualnych,
- powiększenie efektywności energetycznej (ef. en.) wszelkich procesów produkcyjnych i eksploatacyjnych w całej gospodarce, w tym także w gospodarstwach domowych.

### Powiększenie efektywności energetycznej

Ciągle zwiększanie efektywności energetycznej, nazywanej często „czwartym paliwem”, w całym zakresie produkcji i eksploatacji – także przez użytkowników indywidualnych – jest jednym z elementów gospodarki zrównoważonego rozwoju, propagowanej od wielu lat w UE. Jednak proces ten postępuje w Polsce stosunkowo wolno. Widać to m.in. na przykładzie instalacji pompowych, w których zużywa się do 20% całej ilości wytwarzanej e.e. Potencjał efektywności energetycznej tylko pompowania oceniono na 6,5-8,5 TWh/a, zaś dla całej gospodarki w Polsce – na 40-45 TWh/a [2]. Wykorzystanie tego potencjału kosztowałoby kilkakrotnie mniej i byłoby znacznie szybsze niż budowa nowych źródeł energii; ocenia się, że okres zwrotu kosztów modernizacji potrzebnych do powiększenia ef. en. w większości przypadków nie przekracza 1,5-2 lat. Ważną zaletą wykorzystania „czwartego paliwa” jest brak dodatkowych kosztów związanych



RYS. 1  
Schemat fragmentu pompowni (źródło: zasoby autora)



RYS. 2  
Schemat prostej instalacji pompowej; zr – zawór regulacyjny (źródło: zasoby autora)

m.in. z zakupem terenów pod inwestycje, budową lub rozbudową infrastruktury, przyłączeniem do sieci oraz eksploatacją nowych źródeł.

### Efektywność energetyczna obiektu pompowego

Wartość ef. en. można wyznaczać dla samej pompy, zespołu pompowego lub dla obiektu pompowego, jakim jest pompownia (rys. 1), prosta instalacja pompowa (rys. 2) lub instalacja w większym obiekcie, np. w ciepłowni (rys. 5), elektrociepłowni czy w oczyszczalni ścieków.

„Efektywność energetyczna”, tj. stosunek użytecznego efektu pompowania do ilości e.e. zużytej przez pompę, jest rozszerzeniem pojęcia „sprawności” dotyczącej chwili czasowej  $t$ , na dłuższy okres  $T$  – np. rok, w którym pompa/instalacja pracuje z różnymi

wydajnościami  $Q$  [2], [3], [4]. Niekiedy tak rozumiana ef. en. jest nazywana „sprawnością średnią ważoną”. Na ef. en. pompowania wpływa nie tylko sprawność zespołu pompowego, ale przede wszystkim rozwiązanie techniczne instalacji (koncepcja; rurociągi; armatura), dobór pomp, sposób regulacji wydajności oraz poziom racjonalności eksploatacji całej instalacji pompowej.

Największa jest ef. en. samej pompy, nieco mniejsza – zespołu pompowego, ze względu na straty energii w silniku napędowym i urządzeniu regulacyjnym, tj. w przetwornicy częstotliwości lub wciąż jeszcze spotykanym sprzęgle hydrokinetycznym. Jeszcze mniejsza jest ef. en. pompowni, w której przyrost ciśnienia  $\Delta p = p_2 - p_1 = \rho g(H - \Delta h_s)$  jest mniejszy od ciśnienia  $\rho gH$  wytwarzanego przez pompę o straty  $\rho g\Delta h_s$  w armaturze i w krótkich rurociągach. Najmniejsza jest ef. en. złożonej instalacji z rurociągami o długości kilkudziesięciu lub więcej metrów. Pokazano to w przykładzie liczbowym zamieszczonym w artykule [4].

Należy zauważyć, że o ef. en. trudno jest mówić w przypadku transportu hydraulicznego długimi rurociągami: wody, ropy naftowej, węgla itp. na odległości kilkudziesięciu i więcej kilometrów. Cała energia przekazywana cieczy przez pompę jest wówczas zużywana praktycznie tylko na pokonanie oporów przepływu w rurociągu, czyli idzie na straty hydrauliczne. W takich przypadkach, w celach porównania z innymi podobnymi instalacjami, lepiej jest używać wskaźnika zużycia energii wyrażonego w kWh/(m<sup>3</sup> · km).

### Sposoby poprawy efektywności energetycznej instalacji

Podstawowe sposoby poprawy ef. en. pompowania to ograniczenie strat energii przez:

- poprawę doboru pomp do wymagań instalacji pompowej,
- zamianę regulacji wydajności z dławieniowej na zmiennobrotową,
- modernizację pomp w celu poprawy ich sprawności,
- modernizację innych elementów instalacji pompowej, w tym zwłaszcza eliminację niepotrzebnego lub nadmiernego dławienia przepływu w jej elementach,
- racjonalną („inteligentną”) eksploatację instalacji/obiektu pompowego.

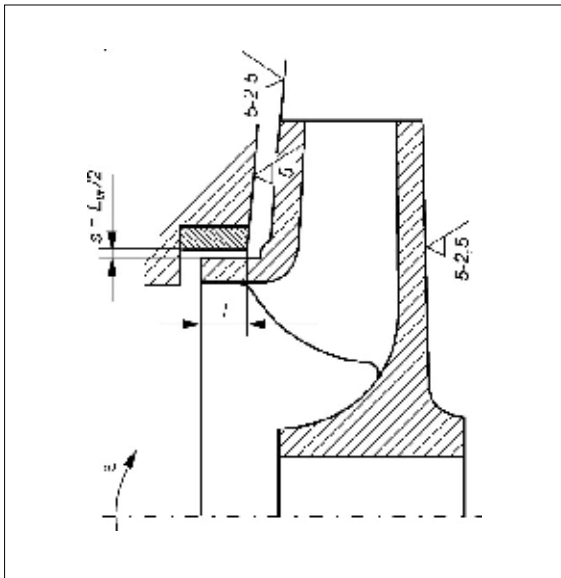
Poszczególne działania są szczegółowo omówione m.in. w monografiach [2], [3]. W tym miejscu warto zwrócić uwagę na bardzo ważny aspekt eksploatacji, jakim jest okresowa kontrola ef. en. instalacji, w tym zwłaszcza sprawności pomp. Co najmniej raz w roku powinno się wyznaczyć rzeczywiste charakterystyki przepływu  $H(Q)$ , mocy  $P(Q)$  i sprawności  $\eta(Q)$  wszystkich pomp. Wyraźne zmniejszenie sprawności i wzrost poboru mocy będą w większości przypadków świadczyć o powiększeniu się luzów hydraulicznych w uszczelnieniu szyjki wirnika (rys. 3) i/lub w uszczelnieniach międzystopniowych pompy wielostopniowej, zwykle wskutek erozji i przytarć ruchomych oraz nieruchomych powierzchni tworzących szczeliny osiowe, stanowiące uszczelnienia ruchowe.

Dwukrotnemu powiększeniu szerokości  $s$  szczeliny w typowych pompach odśrodkowych może towarzyszyć zmniejszenie sprawności o 4%-10% (rys. 4), zależnie od wartości wyróżnika szybkobieżności  $n_q = n\sqrt{Q}/H^{0.75}$ . Będzie to wskazówka, że niezwłocznie powinno się dokonać regeneracji uszczelnienia, przywracającej nominalne szerokości  $s$ .

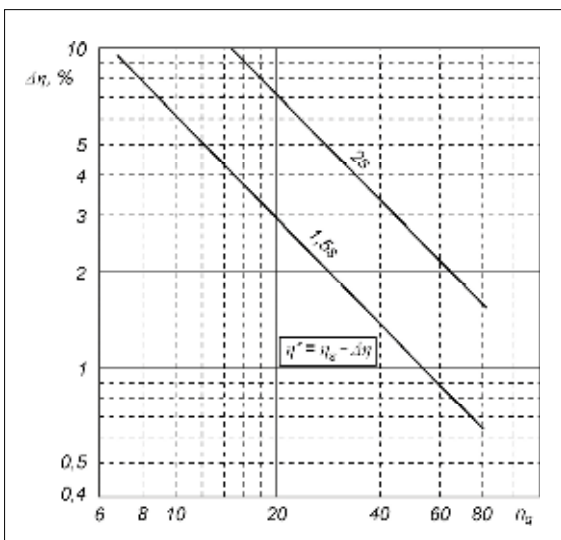
Bardzo ważne jest ciągłe monitorowanie pracy pomp. Racjonalna eksploatacja to m.in. reagowanie na rosnący w jej czasie poziom drgań, malejącą wydajność pomp i/lub rosnący pobór mocy oraz inne czynniki mogące prowadzić do awarii. Większa niezawodność pracy i mniejsza awaryjność to także ważne elementy ef. en. pompowania [5], [6].

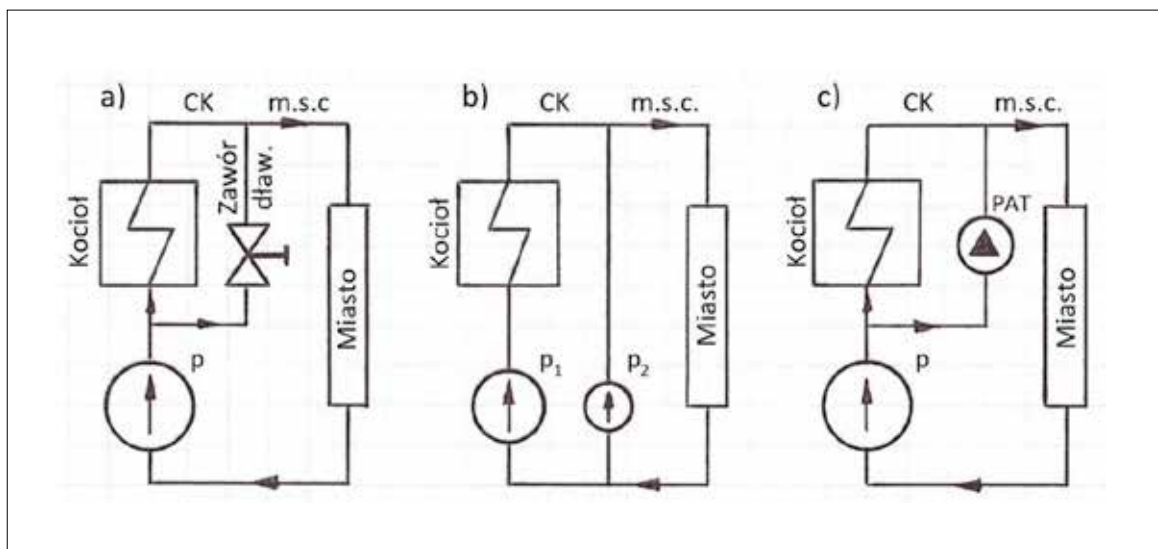
W przypadku wielu instalacji skutecznym sposobem poprawy ef. en. jest zmniejszenie oporów

**RYŚ. 3**  
Kontrolowanie szerokości szczeliny  $s$  przy szyi wirnika i gładkości ścian wirnika/kadłuba pompy;  $L_w$  – luz hydrauliczny wg norm wewnętrznych wytwórcy (zwykle  $L_w = 0,3-0,5$  mm) (źródło: zasoby autora)



**RYŚ. 4**  
Wpływ powiększenia szerokości  $s$  szczeliny osiowej w uszczelnieniu na szyi wirnika na spadek  $\Delta\eta$  sprawności pompy;  $\eta_s$  – sprawność pompy ze szczeliną o nominalnej szerokości, wg ANSI HI 1.1-1.5, Hydraulic Institute, New York, 1994





RYS. 5

Zmiana koncepcji układu pompowego eliminująca dławienie; p, p<sub>1</sub> – główne pompy lub zespoły pomp sieciowych, p<sub>2</sub> – pompa zimnego zmieszania; PAT – pompa jako turbina (Pump As Turbine) (źródło: zasoby autora)

przepływu w rurociągach, a zwłaszcza likwidacja konieczności dławienia przepływu będącego skutkiem niewłaściwej koncepcji układu pompowego, doboru nieodpowiednich pomp lub efektem właściwości procesu technologicznego realizowanego w obiekcie.

### Zmniejszenie strat hydraulicznych w rurociągach

W rurociągach eksploatowanych przez wiele lat rosną straty hydrauliczne (opory przepływu) wskutek postępującej korozji lub zarastania wewnętrznych powierzchni rur w przypadku transportu niektórych roztworów lub mieszanin, a nieraz nawet wody.

**Przykład.** Skorodowanym żeliwnym rurociągiem DN 500, o długości 10 km, przez ponad 100 lat była transportowana woda ze stacji uzdatniania do jednego z miast. Jego wymiana na nowy rurociąg stalowy DN 800 umożliwiła zmniejszenie strat hydraulicznych o  $\Delta h = 30$  m i obniżenie o 136 kW poboru mocy przez pompy; ich wirniki można wtedy stoczyć, zmniejszając wysokość podnoszenia o 30 m. Oszczędności e.e. to 1,2 mln kWh/a [2].

Zmniejszenie średnicy wewnętrznej z  $d$  do  $d'$ ; wskutek zarośnięcia rury, spowoduje wzrost oporów przepływu ok.  $(d/d')^{4,5}$  razy [2]; np. zmniejszenie średnicy wewnętrznej ze 100 mm do 95 mm, tj. o 5%, spowodowałoby wzrost oporów aż o 26%. Proces zarastania należy więc kontrolować oraz czyścić, a niekiedy nawet – wymieniać rury, likwidując nadmierne straty.

W jednej z dużych elektrociepłowni, z niewiadomych powodów, w rurociągach o średnicy DN 900, przez które okresowo płynie nawet 3,4 m<sup>3</sup>/s wody, znajdują się dość długie odcinki rur o średnicy DN 600. Przepływ ww. ilości cieczy przez zwężony odcinek o długości ok. 30 m powoduje okresowe straty

hydrauliczne sięgające  $\Delta h \approx 14$  m i straty e.e. rzędu 0,8 mln kWh/a. Można by ich uniknąć, wymieniając rury DN 600 na większe; przy bardzo wysokich cenach energii taka operacja z pewnością się opłaci.

”

Sposoby ograniczenia zapotrzebowania na centralnie rozprowadzaną energię elektryczną i ciepło są od dawna znane, ale stopień ich wykorzystania jest wciąż jeszcze zbyt mały

### Eliminacja dławienia przez zmianę koncepcji układu pompowego

Na rysunku 5a pokazano schemat układu wody sieciowej, jaki do niedawna można było spotkać w wielu krajowych ciepłowniach komunalnych (CK) [2]. Kilka połączonych równolegle pomp obiegowych (sieciowych) tłoczy wodę do kotłów, które ją podgrzewają.

Po podgrzaniu woda płynie do sieci miejskiej (m.s.c.). Część wody z pomp trafia w obieg tzw. zimnego zmieszania i łączy z wodą z kotłów, w celu obniżenia jej temperatury do wartości wymaganej przez m.s.c. Zbyt wysokie ciśnienie w tym obiegu redukuje zawór dławiący. Sprawność chwilowa całego układu (chwilowa ef. en. układu pompowego) w kilku CK była rzędu 13%-15%, głównie wskutek znacznych strat dławienia w zaworach. Modernizacje polegały na usunięciu zaworu, wstawieniu dodatkowej pompy p<sub>2</sub> (rys. 5b) o wysokości podnoszenia rzędu 40 m, znacznie mniejszej niż dla pomp p (110-130 m) i zmniejszeniu wydajności

zmodernizowanych pomp ( $p \rightarrow p$ ); oszczędności e.e. szacowano na co najmniej 1,5 mln kWh/a w każdej instalacji [2].

Inny, konkurencyjny sposób eliminacji szkodliwego energetycznie dławienia przepływu, to wstawienie w miejsce zaworu dławiącego pompy pracującej jako turbina (PAT, rys. 5c) lub turbiny wodnej (w dużych instalacjach).

”

Wartość efektywności energetycznej można wyznaczać dla samej pompy, zespołu pompowego lub dla obiektu pompowego

### Eliminacja dławienia przez zastosowanie turbin lub pomp w ruchu turbinowym

W przykładzie dotyczącym części m.s.c. Warszawy, zasilanej przez EC Siekierki, oszacowano korzyści, jakie wynikłyby z zastosowania turbin w początkowych odcinkach sieci (rys. 6). Różnica ciśnień  $\Delta p_s = p_z - p_p$  wody sieciowej „na zaciskach” EC musi być na tyle duża, aby pokonać opory przepływu na całej długości magistrali zasilającej i powrotnej oraz w najbardziej odległych od EC grupach ogrzewanych obiektów; w omawianym przypadku  $H_{EC} = (p_z - p_p) / \rho g \approx 115$  m. W początkowych odcinkach sieci ciśnienie jest zbyt wysokie i trzeba je zmniejszać przez dławienie w zaworach, wskutek czego traci się ok. 19 mln kWh/a e.e. Instalując w początkowych odcinkach sieci turbiny i/lub pompy pracujące

jako turbiny, można by tylko dla tej jednej EC + m.s.c. odzyskać ok. 7,5 mln kWh/a e.e., oddając ją do sieci elektroenergetycznej [2]. Ze względu na utrzymanie minimalnego ciśnienia przed najbardziej oddalonymi odbiorcami, konieczne może okazać się zainstalowanie przed nimi pomp wspomagających, co w niewielkim stopniu zmniejszyłoby ww. korzyści energetyczne.

Inny przykład odzyskania e.e. w wielu węzłach ciepłowniczych m.s.c. Krakowa zamieszczono w artykule [7]. Oszacowano, że dla węzłów, w których wykorzystywane byłyby urządzenia typu PAT o mocach  $P \geq 1$  kW, możliwa do uzyskania moc w okresie zimowym wynosiłaby łącznie od ok. 230 kW do 500 kW. Pozwoliłoby to na odzyskanie co najmniej 1,3 mln kWh/a. Dla większego urządzenia PAT o mocy 40 kW, umieszczonego w tej samej m.s.c., ilość możliwej do odzyskania e.e. oceniono na 165 400 kWh/a [8].

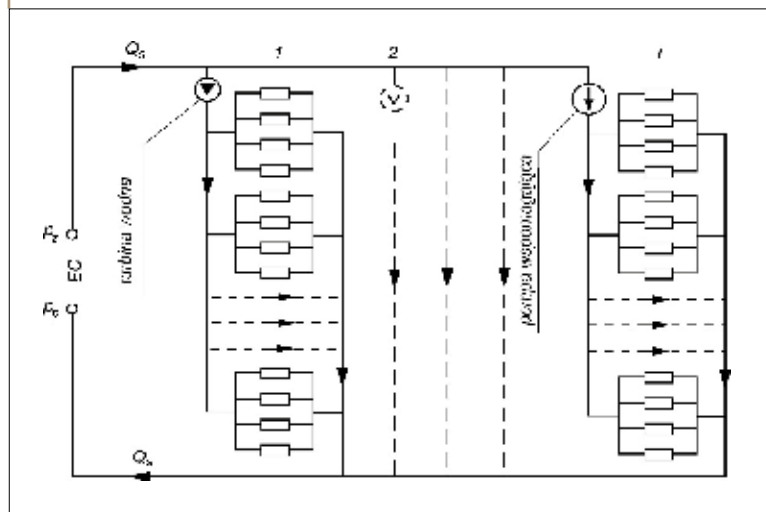
W wielu gałęziach gospodarki funkcjonują różne instalacje, w których jest tracona energia związana z rozprężaniem cieczy lub gazu, o ciśnieniu wynikającym z wymagań procesów technologicznych. W ciągach technologicznych różnych obiektów przemysłu chemicznego i petrochemicznego początkowe ciśnienia sięgają 30 MPa [9] i po zakończeniu procesu muszą być zdławione do nie więcej niż 2 MPa; przy tym w większości przypadków przepływy są stosunkowo niewielkie, najczęściej rzędu kilku, kilkudziesięciu (rzadko kilkuset) m<sup>3</sup>/h.

W publikacji [9] przedstawiono propozycję zastosowania PAT w instalacji do produkcji syntetycznego amoniaku. Ciśnienie w reaktorze chemicznym wynosiło ok. 31 MPa. Wytworzony amoniak powinien być rozprężony do ciśnienia ok. 2 MPa, wskutek czego tracona jest moc 300-2000 kW, zależnie od strumienia amoniaku. Zamiana zaworu dławiącego na wielostopniową PAT pozwoliłaby na odzyskanie znacznej ilości e.e.

W instalacjach spotykanych w energetyce i gospodarce komunalnej, np. w przelewach na kanałach wody chłodzącej w elektrowniach, przepływy sięgają 80 000 m<sup>3</sup>/h i więcej, przy spadach rzędu 0,5-5 m. W jednej z dużych elektrociepłowni na zrzucie wody chłodzącej zainstalowano turbinę wodną Kaplana o mocy 1,4 MW produkującą ponad 4 mln kWh/a e.e., zużywanej na potrzeby własne. Możliwych do stosunkowo łatwego wykorzystania podobnych przypadków jest praktycznie tyle, ile w Polsce elektrowni i elektrociepłowni z otwartymi obiegami chłodzenia skraplaczy.

Podobne spadki, przy mniejszych przepływach sięgających kilku tysięcy m<sup>3</sup>/h, można spotkać na zrzutach do rzek lub zbiorników wodnych ścieków oczyszczonych w oczyszczalniach. W jednej z dużych oczyszczalni ścieków do wykorzystania byłaby energia takich ścieków, zrzucanych do rzeki w ilości ok. 3500 m<sup>3</sup>/h, przy różnicy poziomów ok. 3 m. Jej odzyskanie pozwoliłoby na wytworzenie ok. 200 000 kWh/a e.e. na potrzeby własne oczyszczalni, zmniejszając zapotrzebowanie na energię pobieraną z sieci.

RYS. 6  
Zastosowanie pomp pracujących jako turbiny wodne oraz pomp wspomagających w miejskiej sieci ciepłowniczej (m.s.c.) [2];  $p_z$  – ciśnienie zasilania sieci,  $p_p$  – ciśnienie powrotu (źródło: zasoby autora)



**DO ZASTOSOWANIA M.IN. W RAFINERIACH**

Możliwości rekuperacji energii hydraulicznej przez stosowanie PAT lub turbin wodnych w różnych instalacjach są praktycznie nieograniczone. Najbardziej obiecujące są przy tym instalacje petrochemiczne, o czym świadczy m.in. przykład włoskiej rafinerii ropy naftowej, gdzie zastosowanie PAT o mocy ok. 350 kW w procesie usuwania siarkowodoru w jednej z instalacji pozwoliło odzyskać e.e. w ilości 3 mln kWh/a



fot. 123rf

**Inne instalacje, w których możliwe jest zastosowanie PAT**

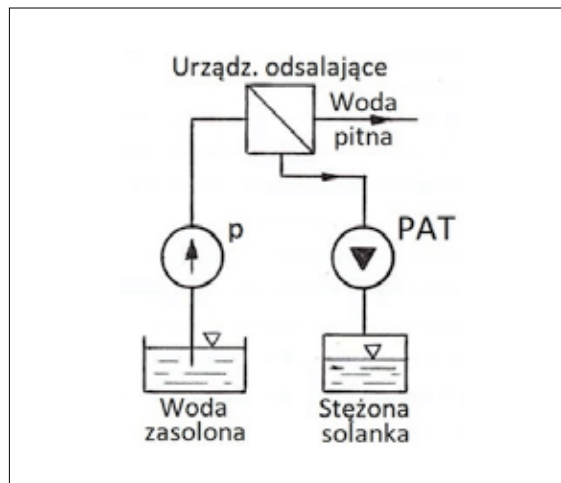
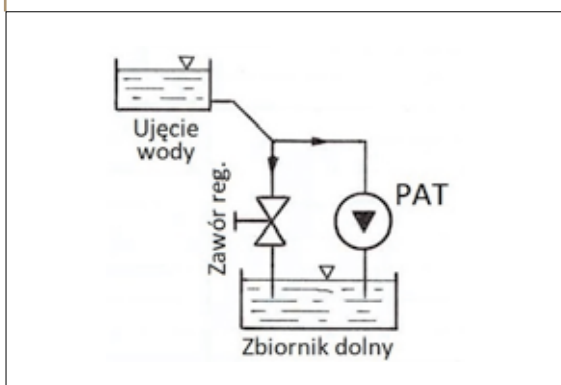
Na rysunku 7 pokazano schemat instalacji dostarczającej wodę z ujęcia w zbiorniku górnym do zbiornika dolnego zakładu uzdatniania wody do celów przemysłowych i/lub komunalnych. Zamiast dławienia przepływu można zastosować turbinę wodną lub PAT, zależnie od wielkości instalacji. Zawór regulacyjny (upustowy) służy do wspomagającej regulacji przepływu.

Na rysunku 8 pokazano schemat instalacji do odsalania wody, np. wody morskiej, wody z kopalni węgla lub rudy miedzi itp. Idea działania wynika bezpośrednio z rysunku.

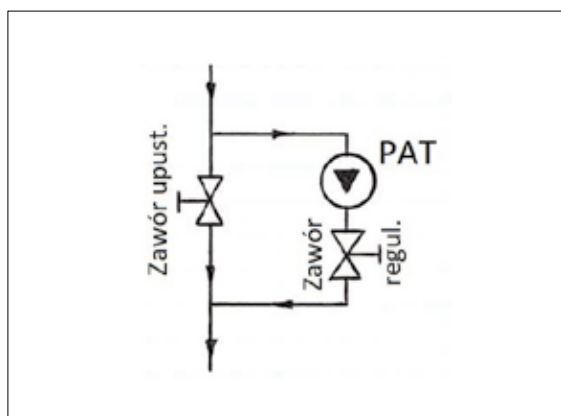
Jest bardzo wiele instalacji przemysłowych, wodociągowych i innych, w których można by odzyskać znaczne ilości energii hydraulicznej płynącej cieczy, instalując zamiast zaworów lub ewentualnych kryz dławiących turbiny wodne lub PAT. Ciekawa propozycja, w przypadku dużych wydajności i małych spadów,

**RYŚ. 7**

Zespół PAT w instalacji redukcji ciśnienia z ujęcia do zakładu uzdatniania wody (wg [10]) (źródło: zasoby autora)


**RYŚ. 8**

Rekuperacja energii w instalacji odsalania wody (na podstawie [11]); ciśnienie przed przepuszczalną membraną urządzenia odsalającego:  $p_1 = 6 \text{ MPa}$  (źródło: zasoby autora)


**RYŚ. 9**

Zespół PAT w instalacji redukcji ciśnienia w zakładzie wodociągowym lub węźle regulacyjnym sieci wodociągowej (źródło: zasoby autora)

to zastosowanie śrub Archimedesów pracujących w ruchu turbinowym [12].

Jeszcze jednym przykładem (rys. 9) jest rekuperacja energii hydraulicznej wody w węźle regulacyjnym

sieci wodociągowej. Woda kierowana jest upustem, przy użyciu zaworu upustowego, do PAT; zawór regulacyjny wykorzystuje się do dodatkowej regulacji układu.

### Badania PAT i ich rozwiązania techniczne

Badania pomp pracujących w ruchu turbinowym rozpoczęto jeszcze przed II wojną światową, w ramach prac nad ich charakterystykami zupełnymi (4-kwadrantowymi): D. Thoma, C.P. Kittredge, 1931; R.T. Knapp, 1937. Były one związane z zastosowaniem pompoturbin odwracalnych w elektrowniach szczytowo-pompowych (VOITH, 1937) i zostały upowszechnione w monografii A.J. Stepanoffa (Centrifugal and Axial Flow Pumps, J. Wiley, 1957). Wyniki prac dotyczących stosowania pomp jako turbin, zwłaszcza w przemyśle chemicznym, publikowano już na początku lat 60. W Polsce prace badawcze dotyczące PAT są prowadzone od ponad 40 lat [9], ale dopiero w ostatnich latach wzrosło praktyczne zainteresowanie tym tematem. Wiąże się to niewątpliwie ze wzmożonym poszukiwaniem oszczędności e.e. w różnych procesach technologicznych wskutek znaczącego wzrostu jej ceny. Wyrazem tego są liczne publikacje w ostatnich rocznikach „Pomp Pompowni” (obecnie: „Kierunek Pompy”), m.in. [8], [12] do [17] oraz referaty na XXVIII, XXIX Kongresach Użytkowników Pomp i na Kongresie HYDROFORUM 2023.

W większości przypadków PAT to typowe pompy, patrz np. [13], [14], [17], tylko zaopatrzone w układ automatyki utrzymujący stałą prędkość obrotową tak, aby częstotliwość wytworzonego napięcia wynosiła 50 Hz. Ciekawą nową propozycją są opracowane w Hydro-Vacuum S.A. (Grudziądz) PAT zaopatrzone w regulowane lub stałe łopatki kierownicze na obwodzie wirnika [15] co sprawia, że są to już właściwie mikroturbiny.

\*\*\*

Na zakończenie należy podkreślić z naciskiem, że możliwości rekuperacji energii hydraulicznej przez stosowanie PAT lub turbin wodnych w różnych instalacjach, są praktycznie nieograniczone. Najbardziej obiecujące są przy tym instalacje petrochemiczne, o czym świadczy m.in. przykład włoskiej rafinerii ropy naftowej, gdzie zastosowanie PAT o mocy ok. 350 kW w procesie usuwania siarkowodoru w jednej z instalacji

pozwoлиło odzyskać e.e. w ilości 3 mln kWh/a [18]. Warto jednak przeanalizować celowość zainstalowania PAT w większości instalacji przemysłowych oraz wodociągowo-kanalizacyjnych, jeśli tylko moc hydrauliczna tracona wskutek dławienia przekracza kilka kW.

### Literatura

- [1] Jędral W., Transformacja energetyczna polskiej gospodarki, Kierunek Energetyka, 2024, nr 1, s. 54-59.
- [2] Jędral W., Efektywne energetycznie układy pompowe, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2018.
- [3] Świtalski P., Skowroński M., Pompy wirowe, sprawność i niezawodność, CEDOS, Wrocław 2019.
- [4] Jędral W., Potencjał efektywności energetycznej pompowania w świetle nowych wyzwań, Pompy Pompownie, 2023, nr 1, s. 8-12.
- [5] Jędral W., Niezawodność a efektywność energetyczna, Pompy Pompownie, 2021, nr 2, s. 36-41.
- [6] Jędral W., Przyczyny, skutki i zapobieganie nadmiernym drganiom pomp, Kierunek Pompy, 2023, nr 2, s. 70-75.
- [7] Borkowski D., Łopata S., Liszka D., Turbinowy reduktor ciśnienia wody w sieci ciepłowniczej, Energetyka Wodna, 2017, nr 4, s. 40-44.
- [8] Piękoś M., Jastrzębski P., Zastosowanie turbin wodnych w sieciach ciepłowniczych. Mała elektrownia sieciowa MPEC Kraków, Kierunek Pompy, 2023, nr 2, s. 30-35.
- [9] Steller K., Zastosowanie wirowych maszyn hydraulicznych do odzysku energii w procesach przemysłowych, HYDROFORUM'80, Porąbka-Kozubnik, 20-23.09.1980.
- [10] Zarzycki M., Rduch J., Pompy wirowe w ruchu turbinowym w zastosowaniu do odzysku energii hydraulicznej, Pompy Pompownie, 2001, nr 3, s. 26-29.
- [11] Zarzycki M., Rduch J., Odzysk energii hydraulicznej w układach technologicznych, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka, z. 127 (1996), s. 315-334.
- [12] Mróz W., Śruby Archimedesesa – Doświadczenia eksploatacyjne i nowe możliwości zastosowań, Energetyka Wodna, 2017, nr 4, s. 14-15.
- [13] Lorenz W., Janczak M., Analiza pracy pompy w ruchu turbinowym, Pompy Pompownie, 2022, nr 2, s. 39-44.
- [14] Lorenz W., Janczak M., Sitniewski M., Analiza pracy pompy normowej w ruchu pompowym (PAP) i turbinowym (PAT), Pompy Pompownie, 2023, nr 1, s. 72-79.
- [15] Lorenz W., Janczak M., Konstrukcja mini turbin THV i ich przewagi nad pompami w ruchu turbinowym, Kierunek Pompy, 2023, nr 2, s. 8-15.
- [16] Szymczyk J., Zastosowanie pomp do pracy turbinowej, Pompy Pompownie, 2022, nr 1, s. 9-11.
- [17] Krawiec A., Pompa jako źródło energii, Kierunek Pompy, 2023, nr 2, s. 26-29.
- [18] Rossi M., Comodi G., Piacente N., Renzi M., Energy recovery in oil refineries by means of a Hydraulic Power Energy Turbine (HPRT) handling viscous liquids, Applied Energy, 270 (2020) 115097. ■



DOŁYW RZETELNYCH  
INFORMACJI

dla pasjonatów pomp i pompowni







## POMPY DO NAJTRUDNIEJSZYCH ZADAŃ



Pompa membranowa silnikowa  
**MAKRO 5 i MAKRO TZ**  
wydajność od 260 l/h do 4000 l/h  
ciśnienie do 25 bar

Pompa perystaltyczna  
**DULCOFLEX DFx**  
wydajność od 10 ml do 30 l/h  
ciśnienie do 7 bar



Silnikowe membranowe pompy dozujące  
z hydraulicznym napędem membrany  
**evolution 1, 2, 3, 4**  
wydajność od 3 do 7400 l/h  
ciśnienie do 400 bar

System  
dozowania  
i opróżniania  
**Dulcodos Safe IBC**



Membranowe pompy dozujące z napędem silnikowym  
**sigma 1, 2, 3** (Basic i Control)  
wydajność od 20 do 1040 l/h  
ciśnienie od 16 do 4 bar



Membranowa pompa dozująca  
z napędem elektromagnetycznym  
**gamma X i XL**  
wydajność od 2,3 do 80 l/h  
ciśnienie od 25 do 2 bar

Membranowe pompy dozujące  
z napędem elektromagnetycznym  
**beta**  
wydajność od 0,74 do 32 l/h  
ciśnienie od 25 do 2 bar



Pompa membranowa do strefy EX  
z elektromagnetycznym napędem membrany  
**extronic**  
wydajność od 0,19 do 60 l/h  
ciśnienie do 25 bar

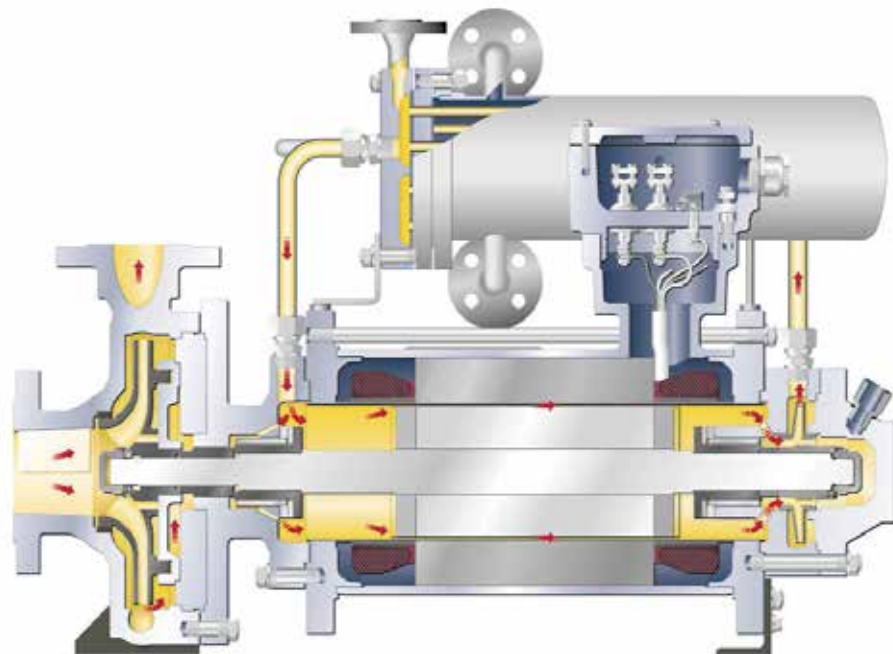


Pompy perystaltyczne silnikowe  
**DULCOFLEX DFBa, DFCa, DFDa**  
wydajność od 51 l/h do 26 m<sup>3</sup>/h  
ciśnienie do 8 bar



Zapraszamy do internetowego asystenta doboru pomp: [www.pump-guide.com](http://www.pump-guide.com)

ProMinent Dozotechnika sp. z o.o. • ul. Jagiellońska 2 B • 55-095 Mirków k/Wrocławia  
tel.: 71 398 06 00 • faks : 71 398 06 29 • e-mail : [biuro@prominent.com](mailto:biuro@prominent.com) • [www.prominent.pl](http://www.prominent.pl)



nys. Hermetic Pumps Polska sp. z o. o.

# POMPOWANIE CIECZY O BARDZO WYSOKIEJ TEMPERATURZE

w przemyśle chemicznym

**Damian Matusik**

Hermetic Pumps Polska sp. z o. o.

Pompy hermetyczne z silnikiem mokrym HERMETIC-Pumpen GmbH oferują kompleksową koncepcję, która ma kilka zalet w porównaniu z innymi technologiami pompowania w zastosowaniach wysokotemperaturowych.

Niezależnie od tego, czy chodzi o transfer ciepła procesowego, czy o inny proces pompowania, często pompa musi radzić sobie z ekstremalnie wysokimi temperaturami i towarzyszącymi im wysokimi ciśnieniami. Pompy hermetyczne z silnikiem mokrym HERMETIC-Pumpen GmbH mają kilka zalet w porównaniu z innymi technologiami pompowania

w zastosowaniach wysokotemperaturowych. Dostępne w dwóch wariantach: z silnikiem wysokotemperaturowym i silnikiem chłodzonym wodą, również według standardu API685, oferują użytkownikom rozwiązania idealnie dopasowane do ich aplikacji. Podwójna obudowa hermetyczna, dostępne opcje kontrolno-pomiarowe i inne cechy konstrukcyjne

zapewniają bezpieczną i ciągłą pracę systemu przy niskich kosztach cyklu życia.

### Dostarczanie ciepła technologicznego dla odbiorców

Ciepło jest jednym z najważniejszych parametrów w inżynierii procesowej. Wiele procesów chemicznych może zachodzić tylko w wysokich i określonych temperaturach. Pompa odśrodkowa spełnia dwa ważne zadania: po pierwsze, bezpiecznie i wydajnie transportuje ciepło do odbiorców technologicznych, a po drugie – przeprowadza pompowanie w łańcuchu procesowym o wysokiej temperaturze.

Do dokładnego ustawienia lub sytuacyjnej regulacji wymaganych poziomów temperatury wymagane jest pośrednie dostarczanie ciepła za pomocą płynów je przenoszących. Cyrkulacyjny nośnik ciepła służy do wymiany ciepła między nagrzewnicą a odbiorcą. Cyrkulację zaś utrzymuje pompa obiegowa.

W temperaturach do 200°C woda jest używana jako nośnik ciepła ze względu na wysoką pojemność cieplną i neutralny wpływ na środowisko. Ze względu na silny wzrost prężności par w temperaturach powyżej 200°C, w wyższych temperaturach zamiast wody stosuje się organiczne płyny przenoszące ciepło. Jednak nie zawsze są one bezpieczne, ponieważ wiele z nich jest szkodliwych dla środowiska. Mogą również stanowić poważne zagrożenie – na przykład jeśli temperatura zapłonu medium jest niższa od temperatury roboczej to podczas wycieków powstaje łatwopalna mieszanina. Wysokie temperatury wymagają starannego doboru i instalacji urządzeń wykorzystywanych do obiegu grzewczego. Pompy hermetyczne z silnikiem mokrym uważane są za najbezpieczniejsze.

### Wymagające zadanie transportowe w łańcuchu procesowym

Podczas pompowania cieczy w łańcuchu procesowym pompa często napotyka na trudne warunki pracy: podwyższonym temperaturom może towarzyszyć wysokie ciśnienie, które sięga nawet kilkuset barów. Wysoka temperatura krzepnięcia cieczy również może wywoływać problemy, powodując konieczność zastosowania często kosztownego rozwiązania grzewczego dla pompy. Obecność ciał stałych, takich jak koksiki, może stanowić poważne wyzwanie dla uszczelnienia mechanicznego używanego w standardowych pompach chemicznych.

### Wyzwania w zastosowaniach gorących: siły i momenty działające na króćce pomp

W zastosowaniach wysokotemperaturowych pompy muszą sprostać wymagającym wyzwaniom mechanicznym. Podwyższone temperatury powodują rozszerzalność cieplną korpusu pompy. Orurowanie działające na króćce pompy może również wytwarzać duże siły i momenty.

W przypadku temperatur do +320°C zwykle wykorzystuje się standardowe pompy chemiczne (z uszczelnieniami mechanicznymi i zamontowane na płycie podstawy), oddzielone od konwencjonalnego silnika barierą termiczną. Jeśli kompensatory nie są używane – jak to często bywa – w temperaturach powyżej +320°C, siły i momenty systemu rurociągów są przenoszone bezpośrednio na króćce pompy. Może to prowadzić do zniekształceń, a nawet deformacji korpusu pompy. Z jednej strony siły te muszą być absorbowane przez odpowiednio mocną obudowę, z drugiej – wywołane temperaturą rozszerzanie się korpusu pompy może być równomiernie rozłożone w górę i w dół.

Dla temperatur powyżej +320°C i maksymalnie do +450°C hermetyczna konstrukcja zgodna z wymaganiami API685 jest często najlepszym rozwiązaniem.

”

Monoblokowa budowa pomp hermetycznych z mokrym wirnikiem silnika zapewnia większą ochronę

### Bariera termiczna, uszczelnienie mechaniczne, sprzęgło

Wyzwaniem dla standardowych pomp chemicznych jest wymagana bariera termiczna między pompą a silnikiem. W wysokich temperaturach często wymiary pompy standardowej są bardzo duże w porównaniu z pompami hermetycznymi z mokrym wirnikiem silnika. Kolejną zaletą pomp hermetycznych jest eliminacja problemów z wyciekami uszczelnienia wału. Monoblokowa budowa pomp hermetycznych z mokrym wirnikiem silnika zapewnia większą ochronę: dzięki dodatkowej hermetycznej obudowie silnika żadna ilość pompowanej cieczy nie wydostaje się na zewnątrz, nawet jeśli puszką stojaną zostanie zniszczona. Pominięcie uszczelnień mechanicznych podatnych na zużycie i uszkodzenia zapewnia zwiększenie niezawodności procesu, zwłaszcza w kontakcie z cieczami zanieczyszczonymi koksikami. Zintegrowana i kompaktowa konstrukcja monoblokowa eliminuje potrzebę osiowania wałów, a tym samym stosowania sprzęgieł mechanicznych, ochrony sprzęgieł i często skomplikowanych konstrukcji płyt podstawy. Pompa i silnik są sztywno połączone, zapobiegając wibracjom spowodowanym rozszerzalnością cieplną i wynikającym z tego uszkodzeniom łożysk.

### Pompy hermetyczne z silnikiem mokrym, do zastosowań w wysokich temperaturach

Zaprojektowane do pracy w ekstremalnych warunkach, pompy z silnikiem mokrym są używane

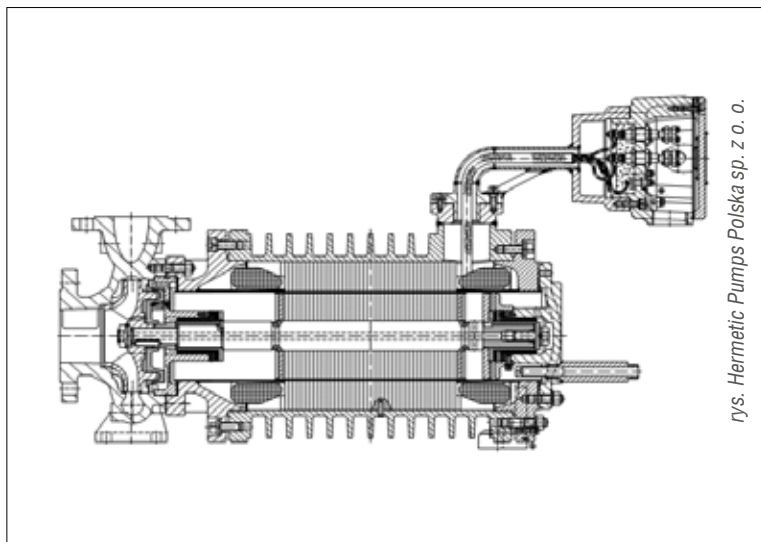
do pompowania cieczy i gazów w niebezpiecznych aplikacjach. Te całkowicie zamknięte hermetyczne pompy odśrodkowe o konstrukcji monoblokowej są napędzane wałem wspólnym z wałem silnika klatkowego, współdzieląc obudowę hermetyczną. Przepływ częściowy służy do chłodzenia silnika i smarowania dwóch identycznych hydrodynamicznych łożysk ślizgowych. Po przepłynięciu przez szczelinę między wirnikiem a stojanem, przepływ częściowy jest przekazywany z powrotem przez wał drażony do wirnika pompy odśrodkowej. Do zastosowań wysokotemperaturowych HERMETIC-Pumpen GmbH oferuje dwie charakterystyczne konstrukcje: pompy z silnikiem oddającym ciepło do atmosfery oraz pompy z silnikiem chłodzonym wodą za pomocą wymiennika.

### Pompy hermetyczne z silnikami chłodzonymi wymiennikiem ciepła

W tej konstrukcji pompa i silnik są oddzielone od siebie krótkim elementem pośrednim w celu odsprężnienia termicznego, co zapobiega przenoszeniu ciepła z pompy do silnika. Długa, wąska szczelina pierścieniowa wyrównuje ciśnienie między hydrauliką a silnikiem i zapewnia wypełnienie silnika pompowaną cieczą. Na wspólnym wale, w silniku zainstalowany jest wirnik pomocniczy, który cyrkuluje płyn pompowany przez zewnętrzną chłodnicę – wymiennik ciepła (zamontowany na obudowie agregatu pompowego). Straty ciepłne z silnika są odprowadzane w wymienniku do płynu chłodzącego. W ten sposób powstają dwa obiegi tłoczonyj cieczy o różnych poziomach temperatury. Obieg roboczy może pracować w temperaturach do +480°C, podczas gdy pompowana ciecz z wtórnego obiegu chłodzenia/smarowania ma znacznie niższe temperatury: od +60°C do +90°C. Dzięki temu uzwojenie silnika może być zaprojektowane z zastosowaniem izolacji klasy H (uzwojenie H-180, do 180°C). W wyniku równowagi ciśnienia praktycznie nie dochodzi do wymiany pompowanej cieczy między obudową spiralną a przestrzenią silnika. Odseparowanie zimniejszego obiegu cieczy w silniku powoduje z kolei, że nie powstają niepotrzebne straty ciepłne. Ten wariant lub układ chłodnicy może być używany z jedno- i wielostopniowymi pompami hermetycznymi z silnikiem mokrym. Możliwe jest zastosowanie tubowego czy płytowego wymiennika ciepła. Jeśli woda chłodząca nie jest dostępna, można również zastosować chłodnice powietrza o różnych konstrukcjach.

### Pompy hermetyczne z silnikiem oddającym ciepło do atmosfery

Jeśli do chłodzenia silnika nie jest dostępna woda chłodząca, lub ciecz pompowana nie może być eksploatowana w temperaturach dopuszczalnych dla uzwojeń klasy H, należy zastosować inną



rys. Hermetic Pumps Polska sp. z o.o.

**POMPA HERMETYCZNA** z silnikiem oddającym ciepło do atmosfery

konstrukcję. W tym celu wykorzystuje się silniki ze specjalnym uzwojeniem klasy izolacji C (uzwojenie C-220, uzwojenie C-400). Dzięki tak zwanym „silnikom wysokotemperaturowym” można łatwo operować w zakresie wysokich temperatur. Jako materiał izolacyjny (aby zapobiec utlenianiu się drutu miedzianego) stosuje się izolację ceramiczną. Uzwojenia tego typu mogą wytrzymać stałe temperatury do +450°C, co pozwala na pompowanie cieczy w temperaturze +400°C. Żebra umieszczone na obudowie silnika poprawiają odprowadzanie ciepła poprzez naturalną konwekcję.

### Zakres wydajności pomp HERMETIC-Pumpen

Jako specjaliści w zakresie produkcji pomp hermetycznych z silnikiem mokrym, HERMETIC-Pumpen GmbH oferuje różne typoszeregi, które nadają się do zastosowań w wysokich temperaturach. Portfolio obejmuje pompy do gazów płynnych, wrzących mediów i kondensatów, pompy do gorących organicznych olejów transferu ciepła i cieczy kąpieli wygrzewających, w tym warianty konstrukcyjne zgodne z API685. Zakres wydajności obejmuje temperatury cieczy do +480°C, ciśnienia systemowe do 120 MPa i moc znamionową do 690 kW.

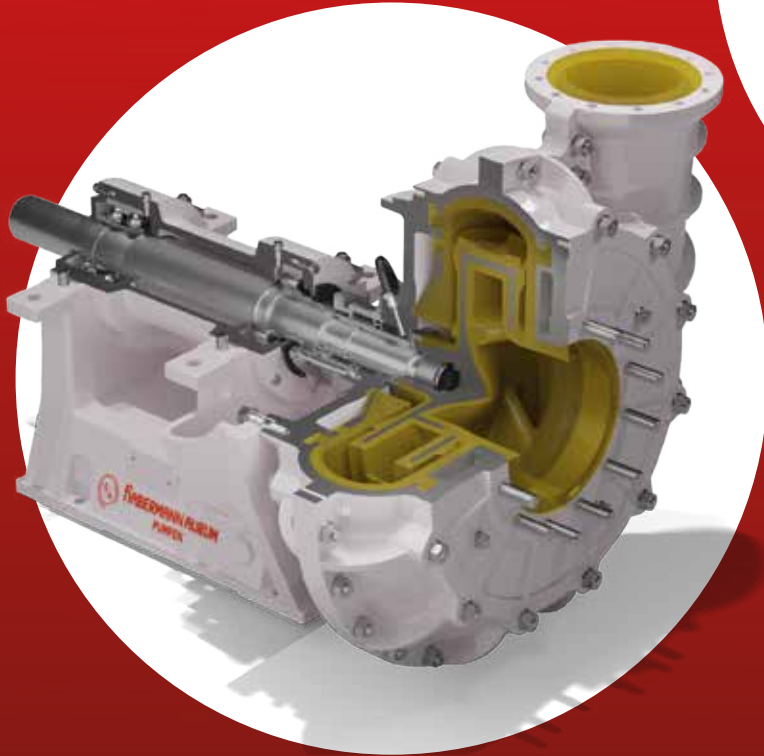
### Płaszcz rotora

Jedną z kluczowych kompetencji HERMETIC-Pumpen GmbH jest wytwarzanie w procesie wytłaczania rur statora i płaszcza rotora ze stopów na bazie niklu, które stanowią istotną część wysoce wydajnego silnika. W wersji ognioszczelnej silniki mokre pomp hermetycznych powstają zgodnie z przeciwwybuchową dyrektywą 2014/34/UE. ■



**HERMANN AURUM  
PUMPEN**

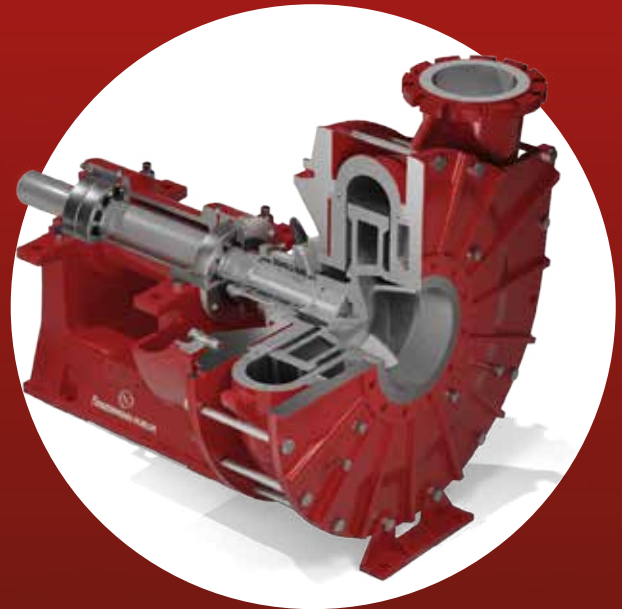
**Wtłaczamy jakość  
do Twojego  
procesu.**



**HPK** Pompy z wykładziną ochronną



**HPK V330** Pionowa pompa szlamowa



**NPK** Pompy metalowe



**HERMETIC Pumps Polska sp. z o.o.**  
ul. Barona 20A/8 | 43-100 Tychy  
hermetic@hermetic-pumpen.pl  
32 326 47 65



# WYKORZYSTANIE ALGORYTMÓW PREDYKCYJNYCH I ZARZĄDZANIA HURTOWĄ ILOŚCIĄ DANYCH

do optymalizacji pracy pompowni  
pod kątem obniżenia energochłonności

**Jerzy Zarówny**  
MPWIK Wrocław S.A.

**Marcin Święch, Rafał Polak**  
Elmodis Sp. z o.o.

Co było pierwsze: śruba Archimedesesa czy koło wodne? Jakie to może mieć dla nas dzisiaj znaczenie? Dlaczego nie zatrzymaliśmy się na poziomie siły napędowej zwierząt czy pary? Jaka siła pcha człowieka do poszukiwania nowych, lepszych rozwiązań? Pompy kompaktowych rozmiarów, wysokosprawne silniki, zasilanie falownikowe z możliwością autoadaptacji sterowania pomp, rozbudowane systemy automatyki, SCADA, zdalna diagnostyka, Industry 4.0... Czego chcieć więcej?

fot. 123rf

Chcemy Państwa zainspirować, zainteresować, zapalić ciekawość, namówić do takiego myślenia o zmianach, podejścia do ciągłego rozwoju, jakie mieli nasi przodkowie szukający rozwiązań dla codziennych problemów egzystencjalnych. Dzięki takiemu podejściu dysponujemy dzisiaj paletą technologii, narzędzi, możliwości do doskonalenia naszych procesów.

Wraz z rozwojem technologii informatycznych dających możliwość dostępu, transmisji w czasie rzeczywistym oraz bieżącej analizy hurtowej ilości danych, wdrożenia AI do wielowymiarowej analizy tych danych i predykcji zdarzeń, na horyzoncie pojawiły się kolejne możliwości rozwoju procesów, uzyskania jeszcze lepszych wyników. Z drugiej strony rosną oczekiwania technologów, zarządców, właścicieli, klientów i pozostałych interesariuszy wobec eksploatatorów, służb utrzymania ruchu, managementu.

To właśnie dzięki wsparciu najnowszych technologii informatycznych możemy wyjść naprzeciw tym rosnącym oczekiwaniom.

## Wyzwania

Co nas, eksploatatorów i służby utrzymania ruchu, może jeszcze zaskoczyć? Nie tylko myślenie o doskonaleniu procesów, ale również wyzwania stojące przed naszą społecznością wobec występujących zmian w środowisku. Pozornie wydarzenia zapowiedziane jako odległe w czasie przekładają się na konieczne zmiany w najbliższej przyszłości. Dyrektywa o wodzie, dyrektywa ściekowa, dyrektywa efektywności energetycznej nakładają nowe wyzwania, ale i obowiązki przed rządzącymi, zarządzającymi, nadzorującymi. To z kolei bezpośrednio przekłada się na wymagania wobec nas. Idea zeroemisyjnego transportu zaowocowała wymogami w ustawie o elektromobilności. W projekcie dyrektywy nr 2023/959 efektywności energetycznej zapisano wymóg dla przedsiębiorstw energochłonnych z progiem zaledwie 25 GWh EE/rok do wprowadzenia do października 2027 zarządzania systemem energetycznym zgodnie z normą ISO 50001, a przecież już obowiązują wymagania do cyklicznego przeprowadzania audytów energetycznych. Zmiany dla przedsiębiorstw objętych systemem ETS są znacznie dalej idące. Ale wymagania wynikają nie tylko wprost z zapisów prawnych, ale również implikują kolejne i kolejne w coraz to niżej schodzącej hierarchii zarządzania. Popatrzmy na problem zeroemisyjności procesów. Dziś może wystarczy monitorowanie śladu węglowego, ale jutro konieczne będzie zarządzanie śladem węglowym, co przełoży się na zarządzanie wszystkimi zasobami. Nie tylko przepływem paliw, energii czy materiałów zużywanych w procesie głównym, ale również wszystkimi procesami wspomagającymi, bez wyjątków. Oznacza to, że firmy chcące uzyskać samowystarczalność energetyczną będą poszukiwać dostawców spełniających wyśrubowane wymagania

emisyjne, nawet jeśli wobec prawa dostawcy ci nie będą takim wymaganiom podlegać. Eksploatacja będzie musiała wnikliwie monitorować, analizować przepływy wszystkich zasobów, aby w procesie nie nastąpił „wyciek” prowadzący do utraty deklarowanego poziomu samowystarczalności energetycznej.

To oczywiście tylko przykład tego, co niechybnie czeka nas w przyszłości. Przyszłości, która nie została jeszcze do końca zdefiniowana i jest pozornie odległa. Dlaczego warto już dzisiaj ją analizować? Dlaczego warto szukać środków zaradczych, technologii, które mogą nas wspierać w realizacji tych wyzwań, technologii, które wychodzą swoją ofertą w ową przyszłość? Dlatego, że każda transformacja to proces i nie inaczej jest w przypadku transformacji energetycznej, która zdefiniuje przyszłość eksploatacji oraz utrzymania ruchu procesów, w tym również zespołów pompowych. Musimy też pamiętać, że są to całkowicie nowe obszary, wymagające zdobycia nowej wiedzy, poznania, nauki. Proces ten potrzebuje naszego wysiłku, a przede wszystkim czasu. Dlatego warto niezwłocznie, już dzisiaj, zacząć planowanie działań będących odpowiedzią na te nowe wymagania, zmiany podejścia do zarządzania zasobami. Sięgnijmy po technologie, które musimy poznać, „wytrenować” je i wdrożyć.

”

Przyszłość jest bliżej niż myślimy, w zasadzie w każdej sekundzie nasza teraźniejszość staje się przeszłością, a przyszłość teraźniejszością

Historia pokazuje również, że warto być wśród liderów zmian, bo w ten sposób można osiągnąć bezcenną przewagę konkurencyjną.

## Trendy, technologie

Już w latach 90. XX wieku znane nam były takie terminy jak dynamiczne modelowanie procesów, zarządzanie hurtową ilością danych, sieci neuronowe. Ale trzeba było poczekać do XXI wieku, aby teoria zetknęła się z praktyką. Dopiero rozwój technologii informatycznych takich jak odczyt i transmisja hurtowej ilości danych w czasie rzeczywistym, dostęp do zasobów w chmurze, technologie bazujące na AI dały możliwość wdrożenia dynamicznego modelowania procesów w czasie rzeczywistym oraz predykcję zdarzeń opartą o wielowymiarowe algorytmy analizujące pozornie nieistotną ilość danych wejściowych. Osiągana dzisiaj szybkość i szerokość wykonywanych analiz daleka jest od ludzkiej percepcji. To właśnie te narzędzia stoją u podstaw dostępnych już narzędzi

predykcyjnych. Żeby to zrozumieć, być na bieżąco z najnowszymi technologiami, trzeba jednak zmienić sposób postrzegania naszego otoczenia, wyjść z ram doświadczeń opierających się na naszej percepcji. Dobrze jest uświadomić sobie, że oprócz tego, co widzimy i rozumiemy, funkcjonują również zależności niedostępne naszej wiedzy. To obszar, w którym możemy poszukiwać nowych rozwiązań będących odpowiedzią na rosnące oczekiwania.

Posłużę się przykładem, od którego rozpoczęła się nasza współpraca z firmą Elmodis. Wszystko zaczęło się od – mogło się wydawać – typowej prezentacji, na której kolejna firma przedstawiała swoje rozwiązanie w zakresie eksploatacji i utrzymania ruchu napędów. W tym czasie dysponowaliśmy bogatym zapleczem doświadczeń we wdrażaniu rozbudowanych systemów diagnostycznych w czasie rzeczywistym, zarządzanych na poziomie szerokopasmowej transmisji danych. Czym nowym mogłaby nas zaskoczyć kolejna firma? Stało się inaczej. Ważniejsze od technicznych rozwiązań okazało się podejście do rozwiązywania problemów. W tamtym czasie MPWiK we Wrocławiu był na etapie uporczywej eksploatacji bębnowej suszarni osadów ściekowych, bazującej na procesie wysokotemperaturowym. Mimo wielomiesięcznych starań wykonawcy, dostawcy rozwiązania technicznego oraz dostawcy technologii instalacja pracowała w sposób wysoce niesatysfakcjonujący. Mimo że spełniane były wymagane wskaźniki energochłonności proces przebiegał niestabilnie, wykazywał się dużą podatnością na awarie oraz skutkowało nadmiernym zużyciem maszyn, głównie wskutek nadmiernej erozji zasadniczych części składowych maszyn, w tym powierzchni roboczej statora. Wg wykonawcy i dostawców instalacja osiągnęła kres swoich możliwości, zapewniając zaledwie 50% nominalnej wydajności. Skutkowało to obniżeniem wynagrodzenia wykonawcy, niemniej pozostaliśmy z tym problemem sami, prowadząc uciążliwą eksploatację. W tym właśnie momencie spotkaliśmy firmę Elmodis. Aby pokazać szerokość, perspektywę możliwości swojego rozwiązania, Elmodis zaprezentował nietypowy sposób, w jaki można wykorzystać system do predykcji zdarzenia jakim jest eksploatacyjne uszkodzenie czepaka wielkowymiarowej koparki odkrywkowej przed wywołaniem serii uszkodzeń głównego napędu tej maszyny. To, co nas uwiodło, to nie techniczne rozwiązanie problemu, co sposób, w jaki należało dostosować narzędzie predykcyjne do rozwiązania problemu. Urodziła się myśl, aby takie właśnie podejście zastosować do rozwiązania problemów eksploatacyjnych suszarni osadów ściekowych. Dlatego dzisiaj jesteśmy przekonani, na granicy pewności, że prezentowane rozwiązanie to właśnie to, które wprowadzi nas w nadchodzącą przyszłość, wesprze w przejściu przez transformację energetyczną. Mamy już osiągnięte efekty. 15% oszczędności pierwotnej energii cieplnej, 4% elektrycznej, o 10% przekroczona nominalna wydajność instalacji, cze-

rocznie wydłużony okres eksploatacji pomiędzy naprawami głównymi (z 2000 do 8000 h) i liczone w mln zł/rok oszczędności, a wszystko obecnie pod kontrolą systemu predykcyjnego. Dziś predykcyjnie zarządzamy nie tylko eksploatacją i utrzymaniem ruchu czterech linii suszarniczych, ale również 10 dmuchawami powietrza reaktorów biologicznych oczyszczalni i 9 pompami zespołów dystrybuujących wodę do mieszkańców Wrocławia.

### Zastosowanie technik predykcyjnych dla optymalizacji pracy przepompowni

Wydaje się, że najlepiej to wyzwanie można przedstawić na podstawie technologii stosowanych w samochodach do utrzymywania zadanej prędkości, używających aktywnego tempomatu. Założenia dotyczące algorytmów w tych obiektach często nie spełniają indywidualnych preferencji użytkownika, zbyt gwałtownie przyspieszając, gwałtownie hamując, hamując zbyt wolno, zbyt późno wg odczucia klienta reagując na samochody już stojące na światłach, będące jeszcze poza polem widzenia naszego aktywnego systemu. Bardzo podobnie jest w przypadku sterowania predykcyjnego dla przepompowni, gdzie zestaw ograniczeń i uwarunkowań systemowych, jego oddziaływanie na proces wymaga indywidualnego podejścia i dobrego określenia zarówno celu, jak i ograniczeń: czy to technicznych, czy też procesowych i proceduralnych. W dalszej części postaramy się przedstawić kolejno oczekiwania i możliwości optymalizacji dla istniejących obiektów, ścieżkę wsparcia decyzyjnego na etapie inwestycyjnym, a następnie omówionych zostanie kilka szczegółów technicznych dotyczących realizowanego projektu.

### Co można jeszcze „wycisnąć” po wykorzystaniu nowych technologii w „zwykłej” pompowni

Dla zaprojektowanych, wybudowanych i działających obiektów infrastruktury w większości wypadków jest miejsce do optymalizacji systemu. Opisywane w tym artykule rozwiązanie skupia się na identyfikacji i rozwiązaniu problemu, skupiając się na odniesieniu sytuacji zastanej (actual) do zaprojektowanej (designed), a następnie do identyfikacji sytuacji oczekiwanej (desired).

Dla przykładu przepompowni, stany te będą oznaczały:

- Designed – są to informacje projektowe takie jak parametry nominalne/projektowe, na jakie stacja była przygotowywana i wynikające z nich dane instalacji jak rurociąg, zbiorniki, dostępna retencja, parametry nominalne zastosowanego sprzętu.
- Actual – to bieżące parametry operacyjne stacji w rozumieniu rzeczywistych napływów, ich dynamiki, a także bieżący stan techniczny zainstalowanej armatury, rzeczywisty sposób sterowania w układzie oraz bieżący stan techniczny maszyn.



- Desired – zoptymalizowane, rekomendowane parametry operacyjne wypracowane na podstawie rzeczywistego profilu pracy stacji, rzeczywistego stanu technicznego dostępnego parku maszynowego oraz zestawu ograniczeń występujących w systemie.

Pierwszym etapem działań jest identyfikacja problemów operacyjnych, na wczesnej fazie ich występowania oraz reagowanie w oparciu o te dane, w celu minimalizacji ryzyka przerodzenia się anomalii operacyjnej w rozpoczęcie bądź pogłębienie procesu degradacji. W zależności od dostępnych środków, procesów i procedur, w oparciu o nowoczesne techniki identyfikacji anomalii możliwa jest detekcja i kwantyfikacja problemów na wczesnym etapie ich występowania. Takimi przykładowymi problemami pomp mogą być: przytkanie pompy na wejściu, na wyjściu, wczesna identyfikacja problemów i wcześniejsze reagowanie, zapowietrzenie pompy, rurociągu, oblepianie łopatek pompy elementami włóknistymi. Wszystkie wymienione wyżej działania, oprócz potencjalnego zwiększonego ryzyka awarii, powodują również obniżenie efektywności pracy układu pompowego.

Kolejnym etapem działań jest optymalizacja efektywności energetycznej układu przepompowni w ujęciu holistycznym, śledząc nie tylko efektywność pojedynczych pomp, lecz całego układu, uwzględniając system sterowania, punkt pracy pompy, warunki operacyjne takie jak ilość rozruchów, straty w rurociągu oraz wpływ poziomu zbiornika wejściowego. Dzięki nowej wiedzy, zbudowanej w oparciu o dane i wyjścia mechanizmów detekcji problemów oraz algorytmy predykcyjne, możliwe jest zastosowanie spektrum działań takich jak:

- zmiana resursu tj. sposobu wykorzystania pomp, pracy poszczególnych pomp, pracowanie z maszynami efektywnymi w sytuacjach największego bieżącego i nadchodzącego zapotrzebowania,
- identyfikacja miejsc umożliwiających optymalizację efektywności poprzez zmianę sposobu wysterowania, np. zmniejszenie ilości energochłonnych rozruchów, uruchamianie tylko pojedynczych pomp,
- wykorzystanie inercji i retencji w układzie, w celu ograniczenia peaków mocy oraz zwiększonych przepływów, generujących straty w układzie.

Wszystkie te działania przekładają się zarówno na wydłużenie czasu życia maszyn, jak i minimalizację kosztów użytkowania pomp w ujęciu całościowym, tj. LCC (pump life cycle cost).

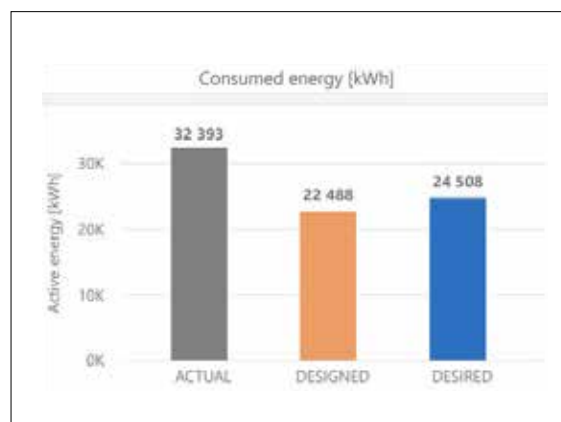
### Jak i gdzie inwestować, jak optymalizować nakłady inwestycyjne

Zastosowanie nowych technologii pozwala również na zarządzanie, podejmowanie decyzji inwestycyjnych w zakresie wymiany osprzętu czy też układów sterowania. Przeprowadzenie symulacji daje możliwość

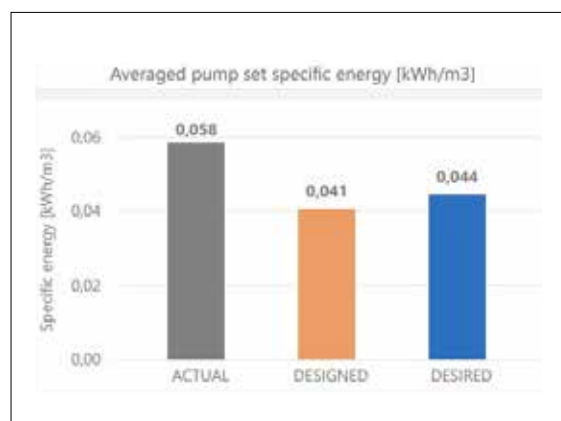
identyfikacji obszarów, które będą najbardziej korzystne z perspektywy aktualizacji parku maszynowego. Podejmowanie decyzji bez narzędzia umożliwiającego ocenę efektu inwestycji wiąże się z koniecznością przyjęcia pewnych założeń, co bez zaawansowanego narzędzia symulacyjnego sprowadzi się do analizy parametrów nominalnych działania układu (analiza jednopunktowa), chociaż w rzeczywistości układ pracuje przy dużej rozpiętości prędkości obrotowych, ciśnień roboczych, często przy towarzyszącej dużej dynamice tych procesów.

Dla zobrazowania procesu przeprowadzonych symulacji dla mocno zdegradowanej pompy 150 kW, poniżej przedstawiono kilka wyników tej symulacji na podstawie 4 tygodni pracy bieżącej pompy. Jest to analiza zmiany energochłonności układu, przy porównaniu sytuacji bieżącej (actual) do projektowanej (designed) oraz pompy innego producenta wg dostępnego typoszeregu (desired). Kolejno przedstawiono wyniki symulacji dotyczącej efektywności w oknie około 4 tygodni oraz długoterminową analizę ROI, wynikającą z oszczędności energii.

Wyniki symulacji zamieszczono na rysunkach niżej, gdzie kolejno ilość zużywanej energii w tych samych warunkach napływu można ograniczyć w perspektywie miesiąca o około 10 MWh. Oczywiście zmiana przekłada się też na zmniejszenie uśrednionego kosztu pompowania (specific energy kWh/m<sup>3</sup>).

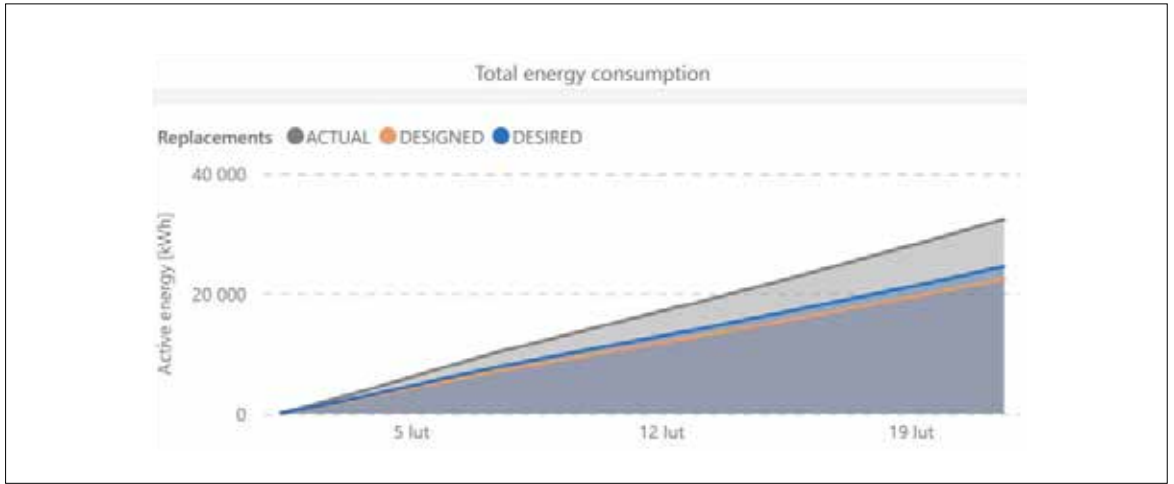


**RYŚ. 1**  
Energia zużywana przez pompę (actual) vs oczekiwane zużycie (designed) vs możliwe zużycie energii innej pompy użytej w symulacji (desired)

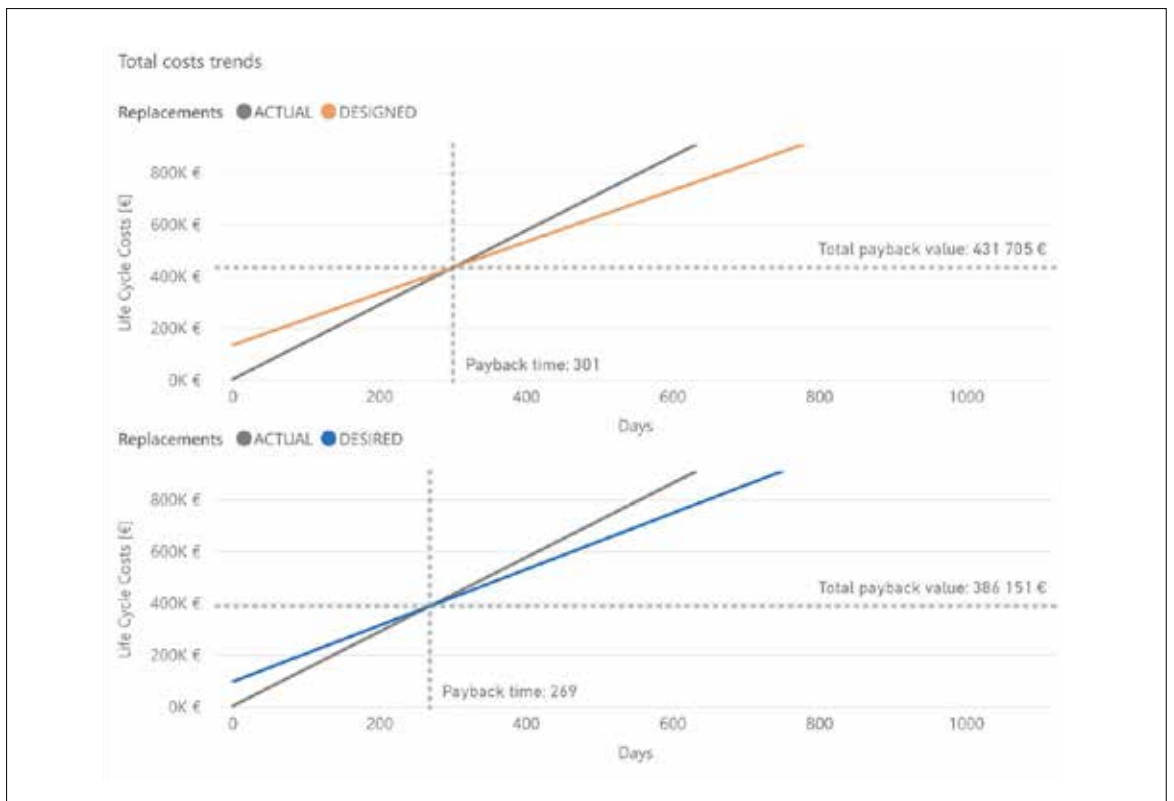


**RYŚ. 2**  
Jednostkowe koszty pompowania przez pompę

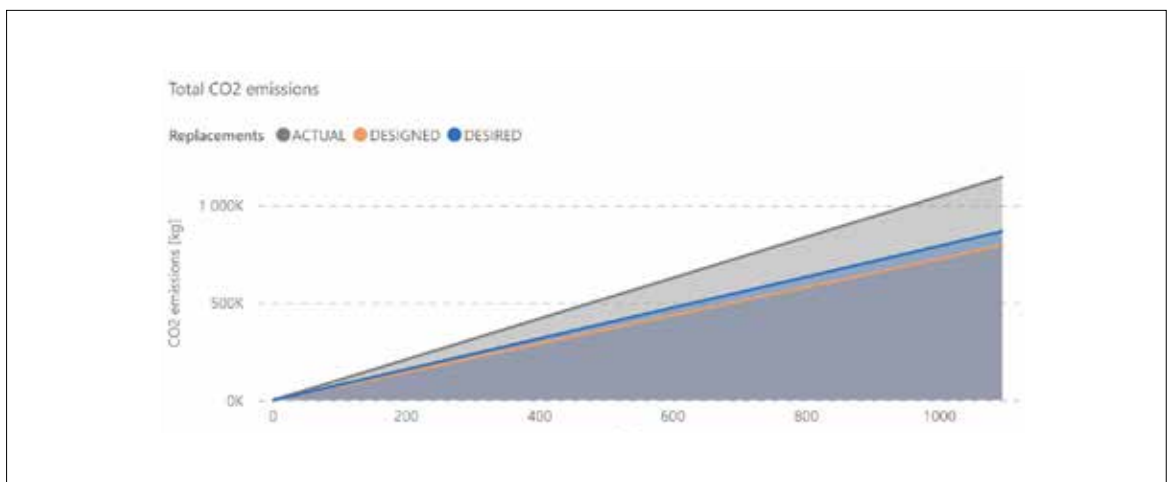
**RYS. 3**  
Przebieg kosztów energii skumulowanych w czasie



**RYS. 4**  
Analiza ROI na podstawie przeprowadzonej symulacji długoterminowej



**RYS. 5**  
Analiza emisji CO<sub>2</sub> na podstawie wyników symulacji



Przeprowadzenie symulacji w szerszym oknie czasowym daje możliwość przejścia do kolejnego etapu korzyści płynących z zaawansowanych narzędzi analitycznych. Dzięki ocenie efektywności zmodyfikowanego układu możliwe jest szacowanie oszczędności energetycznych z dużo wyższym poziomem przewidywalności (rys. 3). Połączenie zwiększonej efektywności energetycznej z nakładami inwestycyjnymi daje z kolei możliwość oceny zwrotu z inwestycji (rys. 4).

W kontekście wspomnianych na początku artykułu wyzwań dotyczących raportowania ESG, również szacowanie minimalizacji ilości generowanego CO<sub>2</sub> jest elementem interesującym z perspektywy osób podejmujących decyzje inwestycyjne.

### Szczegóły dotyczące technologii modelowania i symulacji w oparciu o Digital Twin

W celu realizacji monitorowania, predykcji, symulacji, mających usprawnić efektywność energetyczną i operacyjną obiektów, konieczne jest zbudowanie ich cyfrowego bliźniaka. Częstotliwość występowania pojęcia cyfrowego bliźniaka w czasopiśmie, internecie, konferencjach jest na tyle duża i nie zawsze spójna, że niżej zaprezentujemy definicję, która odzwierciedla, w jaki sposób firma Elmodis identyfikuje Digital Twin.

Cyfrowy bliźniak rozumiany jest jako cyfrowa replika fizycznych obiektów technicznych, procesów bądź systemów, posiadająca określone cechy funkcjonalne oraz stopień szczegółowości odwzorowania adekwatny do potrzeb. Cyfrowy bliźniak umożliwia systematyczną, ukierunkowaną na określony cel realizację badań i estymacji stanu obiektu w zadanych warunkach operacyjnych. W szczególności odnosi się to do warunków – których uzyskanie na rzeczywistym obiekcie byłoby trudno osiągalne, bądź badań – które wymagały wykonania specjalistycznych czynności i pomiarów fizycznych.

Rozwiązanie stopniem odwzorowania rzeczywistości znacząco przewyższa podstawowe działania analityczne wykonywane na gromadzonych danych, a przede wszystkim w sposób autonomiczny utrzymuje aktualność odwzorowania rzeczywistego obiektu, eliminując ich doraźny charakter. Implementacja instancji cyfrowego bliźniaka w sposób trwały i jednoznaczny wyznacza i utrzymuje spójny standard przepływów informacyjnych, bez potrzeby chronicznych ingerencji w procesy przetwarzania danych, utrzymania modeli i procedury ich użycia w obszarze wsparcia decyzyjnego realizowanego przez system Elmodis.

### Korzyści wynikające ze stosowania cyfrowego bliźniaka

Jak opisany wyżej cyfrowy bliźniak przekłada się na rzeczywistość i w jakim stopniu jego implementacja może pomóc w zarządzaniu pracą pomp?

Na początek, skupiając się na obszarze korzyści najczęściej oczekiwanych z wdrożenia Digital Twin, można wymienić:

- obszar zużycia energii, obniżenia energochłonności procesu,
- minimalizację ryzyka przestoju wynikającego z anomalii i zaburzeń pracy systemu,
- zmniejszone koszty energii, uwzględniając gospodarkę obiektu zamkniętego, czyli zarządzanie sposobem i profilem użytkowania energii w celu minimalizacji ilości energii pobieranej z sieci,
- trafne decyzje dotyczące inwestycji, podejmowane w oparciu o rzetelne dane.



Rozwój technologii informatycznych takich jak odczyt i transmisja hurtowej ilości danych w czasie rzeczywistym, dostęp do zasobów w chmurze, technologie bazyjące na AI dały możliwość wdrożenia dynamicznego modelowania procesów w czasie rzeczywistym oraz predykcję zdarzeń opartą o wielowymiarowe algorytmy

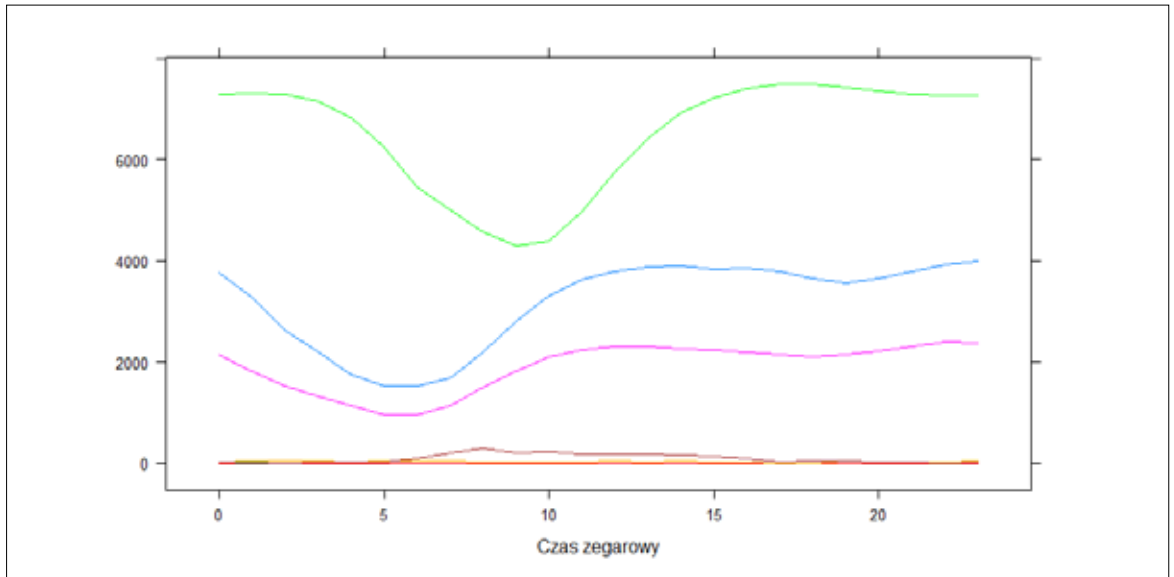
Znając oczekiwania dotyczące korzyści możemy krótko zatrzymać się nad procesem tworzenia cyfrowego bliźniaka, który został opisany niżej.

Metodyka tworzenia cyfrowego bliźniaka składa się z etapów wymienionych niżej:

- zebranie informacji dotyczących obiektu,
- zbudowanie modelu zachowania rzeczywistego obiektu w oparciu o dane techniczne oraz dane pochodzące z rzeczywistego obiektu,
- zebranie danych pomiarowych z rzeczywistego układu (zarówno danych istniejących, jak i tych, które nie są jeszcze mierzone, a ze względu na oczekiwany stopień odzwierciedlenia cyfrowego bliźniaka są wymagane do jego budowy),
- uruchomienie modelu w rzeczywistym środowisku na urządzeniach brzegowych lub na serwerach oraz korzystanie z informacji generowanych na podstawie dostarczanych danych.

W przypadku implementacji cyfrowych bliźniaków, jednym z wyzwań technicznych jest również wdrożenie wyników ich działania w ramach pracującej infrastruktury OT. Modyfikacja procedur, procesów, a także ingerencja w układ sterowania, wymagająca modyfikacja konwencjonalnego sterowania na poziomie wody w zbiorniku, na przepływ, na warunki bieżące. Przejście ze świata tu i teraz do świata, w którym

**RYS. 6**  
Zmienność przepływów w dla kilku punktów węzłowych infrastruktury (m<sup>3</sup>/h)



obecne sterowanie zależy od tego, jak rzeczywistość może wyglądać za chwilę.

#### Przygotowanie i uruchomienie fazy symulacji dla potrzeb obniżenia energochłonności

Uznając, że cyfrowy bliźniak obiektu został już stworzony, możliwe jest przygotowanie fazy symulacji.

Parametrem operacyjnym tworzącym profil zapotrzebowania na pompowanie jest przepływ na obiektach infrastruktury, które sumarycznie stanowią całkowity napływ do stacji. Wykorzystując dane historyczne (rys. 6 Profile przepływów) zostały stworzone modele predykcyjne umożliwiające opracowanie strategii i struktur pozwalających na symulacje optymalizacyjne dla obiektów.

Wskazanie parametru, którego wartość w procesie symulacji będzie optymalizowana (minimalizowana lub maksymalizowana, zależnie od typu parametru) jest kolejnym krokiem procesu optymalizacji z wykorzystaniem cyfrowego bliźniaka. Dla omawianego przykładu wdrożenia, zastosowanie algorytmów predykcyjnych i zarządzania hurtową ilością danych ma prowadzić do optymalizacji pracy pompowni pod kątem obniżenia energochłonności.

Oczekiwane efekty wynikające z wdrożenia cyfrowego bliźniaka dla obniżenia energochłonności pompowni WOŚ (Wrocławska Oczyszczalnia Ścieków):

- minimalizacja zużywanej energii w całym cyklu pracy: zarówno dla pogody suchej, jak i deszczowej,
- regularne raportowania odnośnie ROI w zakresie wymiany pompy, na podstawie bieżących i przewidywanych strat oraz zdefiniowanych kosztów wymiany,
- otwartość systemu optymalizacji na planowane dynamiczne ceny energii,
- optymalizacja pracy realizowana w oparciu o przewidywane scenariusze dla pogody suchej i deszczowej,

- minimalizacja ryzyka zalania stacji oraz nieprzewidzianych awarii wynikających z anomalii operacyjnych oraz degradacji technicznej.

Ograniczenia:

- brak ryzyka kumulacji przepływu powodującego zalanie przepompowni,
- warunki pracy kanału Odra, stanowiącego połączenie między przepompowniami na terenie miasta Wrocław a WOŚ,
- zapewnienie sterowania dla przepompowni, wymuszającego cykliczne wyższe przepływy, pozwalające na samooczyszczanie kanałów poprzedzających przepompownię,
- wyrównywanie czasu pracy pomp wg scenariusza zadanego przez SUR.

Projekt jest w trakcie realizacji, po wdrożeniu w pełni operacyjnego modelu sterowania w oparciu o wypracowanego cyfrowego bliźniaka, wyniki zostaną skwantyfikowane i porównane z wynikami symulacji.

\*\*\*

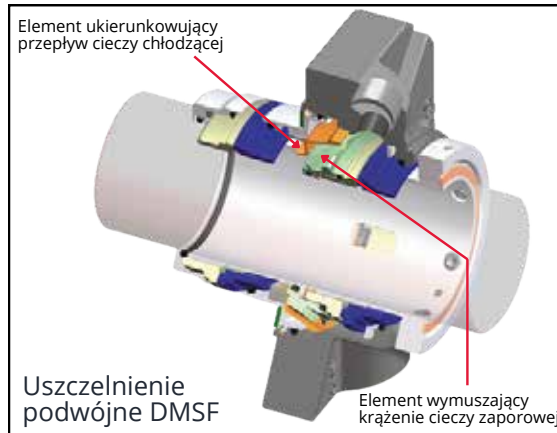
Przyszłość jest bliżej niż myślimy, w zasadzie w każdej sekundzie nasza teraźniejszość staje się przeszłością, a przyszłość teraźniejszością. W tej właśnie pędzącej rzeczywistości na horyzoncie pojawiają się nowe wyzwania, np. dynamiczne ceny energii, które będziemy znali dopiero na chwilę przed ich wejściem w życie, zmieniający się klimat, z powiększającą się dynamiką zdarzeń anormalnych takich jak intensywne opady.

Na te wszystkie wyzwania musimy być przygotowani planując drogę inwestycji w układy wsparcia decyzyjnego, układy sterowania oraz park maszynowy. Wsparcie w tym zakresie możemy również uzyskać stosując cyfrowe bliźniaki rzeczywistych obiektów: czy to w perspektywie efektywności hydraulicznej i energetycznej układu, czy też efektywności operacyjnej uwzględniającej minimalizację ryzyka. ■



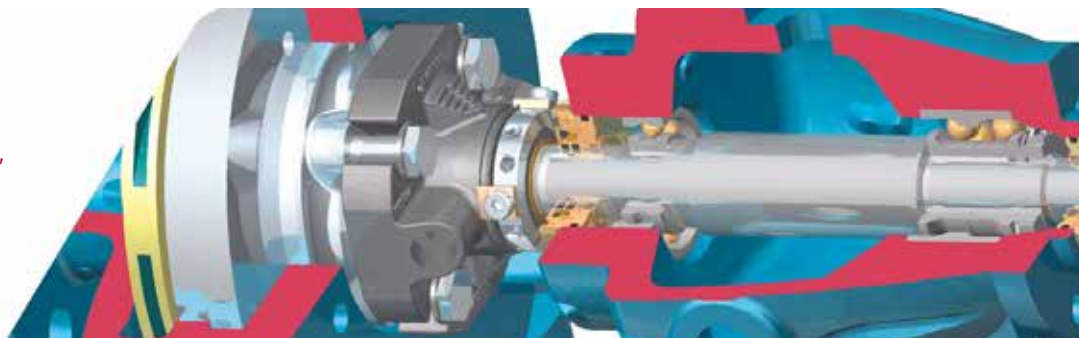
TECHNOLOGIA CHRONIĄCA ŚRODOWISKO

## 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)



# 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

# JAK CHRONIĆ PRZED KAWITACJĄ?

dr. hab. inż. Krzysztof Karaśkiewicz  
Politechnika Warszawska

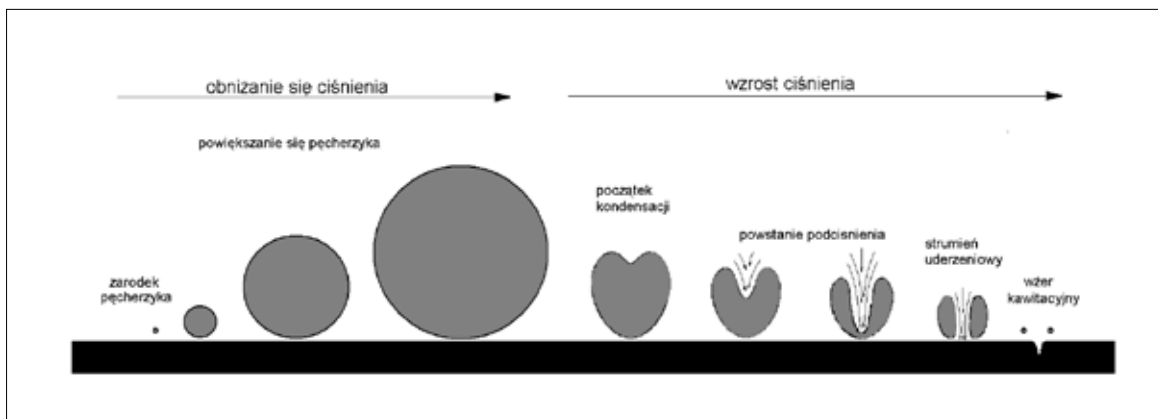
Istnieje kilka sposobów, by ochronić powierzchnie przepływowe przed działaniem erozji kawitacyjnej.

Erozja kawitacyjna występuje nie tylko w urządzeniach. Niszczy dna rzek [1], klify morskie [2], potrafi uszkadzać ogony delfinów [3] i tuńczyków [4]. W pompach wirowych prowadzi do uszkodzeń wirnika, co przekłada się na obniżenie wysokości

podnoszenia, sprawności, utratę jego wyważenia, drgania i hałas.

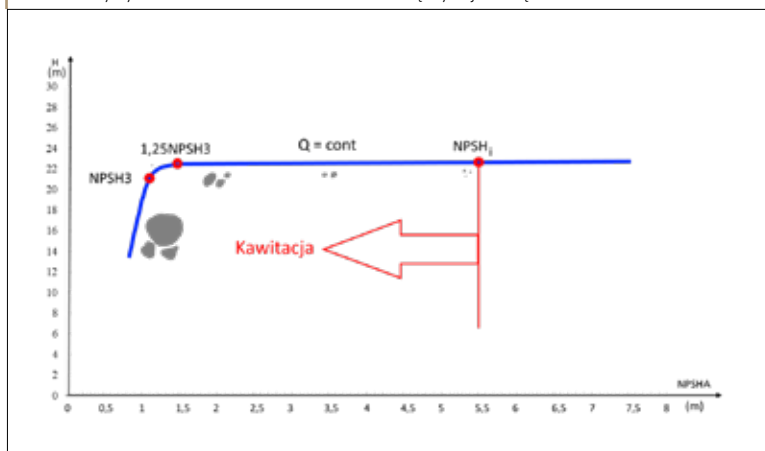
Cały proces powstawania i zapadania się pęcherza parowego oraz mechanizm erozji kawitacyjnej przedstawia rysunek 1 [5].

**RYS. 1**  
Ewolucja pęcherza parowego [5]



Kiedy nadwyżka rozporządzalna NPSHA jest odpowiednio niska, na wlocie do wirnika dochodzi do powstania pierwszych pęcherzy parowych i zjawiska kawitacji początkowej (rys. 2). Można ją wykryć metodami optycznymi.

**RYS. 2**  
Charakterystyka H – NPSHA w badaniach ze stałą wydajnością



**TAB. 1**  
Przykładowe zapasy NPSH wg HI

Przemysł	Obszar stosowania	zapas
Ropa naftowa/ węglowodory	Typowy z wyjątkiem pomp monoblokowych	10% lub 1,0 m
Chemia	Typowy	10%÷20% lub 0,6m÷1,0 m
Wytwarzanie energii elektrycznej	Obiegowe/wody chłodzącej	1,0 m
Wytwarzanie energii elektrycznej	Zasilające < 250 kW/stopień	30%
Woda	Typowe, wirniki ze staliwa lub brązów aluminiowych < 75 kW/stopień	10% lub 1,5 m
Budownictwo	Typowe dla pomp w układach otwartych	do 10% lub 0,6 m
Ogólne	Typowe pompy z katalogów	10% lub 1,0 m

W miarę obniżania się NPSHA wielkość i liczba pęcherzy parowych rośnie, co powoduje zmniejszanie się gęstości mieszaniny para-woda. Przy większym obniżeniu tej gęstości wirnik nie jest już w stanie przekazywać efektywnie energii i wysokość podnoszenia pompy zaczyna maleć. W warunkach stacji prób u producenta ten spadek jest wykorzystywany do określenia nadwyżki antykawitacyjnej wymaganej NPSHR. W metodzie stałej wydajności [6] przyjmuje się 3% spadek wysokości podnoszenia, a określoną na tej podstawie nadwyżkę wymaganą oznacza jako NPSH3.

Charakterystyka NPSH3(Q) jest trudna do zmierzenia *in situ* metodą hydrauliczną, zwykle ze względu na brak możliwości regulowania NPSHA, a łatwa do określenia na stacji prób. Praca pompy z nadwyżką NPSH3 oznacza obecność rozwiniętej kawitacji. Aby tego uniknąć, zaleca się zapas ponad tę nadwyżkę. Wielkość zapasu w różnych źródłach jest różna i np. [7] podaje:

$$\text{zapas} = \begin{cases} 25\% \\ 0,6\text{m} \end{cases} \quad (1)$$

w zależności od tego, która wartość jest większa.

Instytut Hydrauliczny [8] zaleca – patrz tab. 1.

Jednak w przypadku pomp zasilających McGuire [9] podaje większe zapasy:

**TAB. 2**  
Przykładowe zapasy NPSH wg [9]

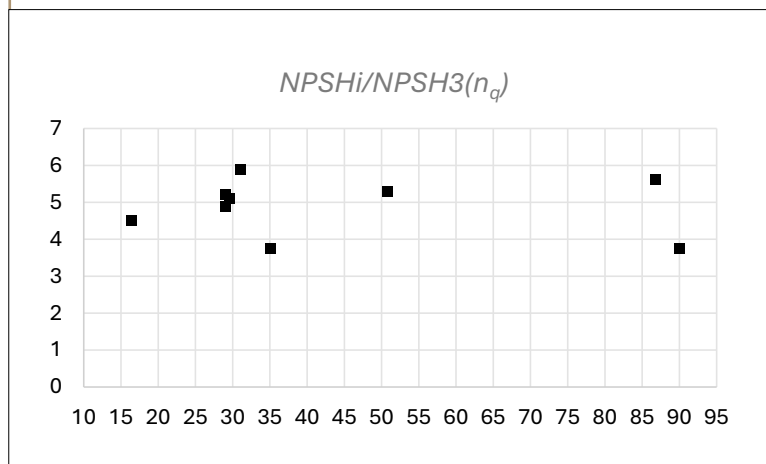
Obszar stosowania	zapas
Zimna woda	10-35% <sup>(1),(2)</sup>
Węglowodory	10% <sup>(2)</sup>
Małe pompy zasilające	50% <sup>(3)</sup>
Pompy zasilające duże	200-300% <sup>(4)</sup>

1. większy zapas dla większych pomp
2. minimum 1 m
3. do 1900kW przy n = 3600 1/min
4. U<sub>1</sub> większe od 30 m/s



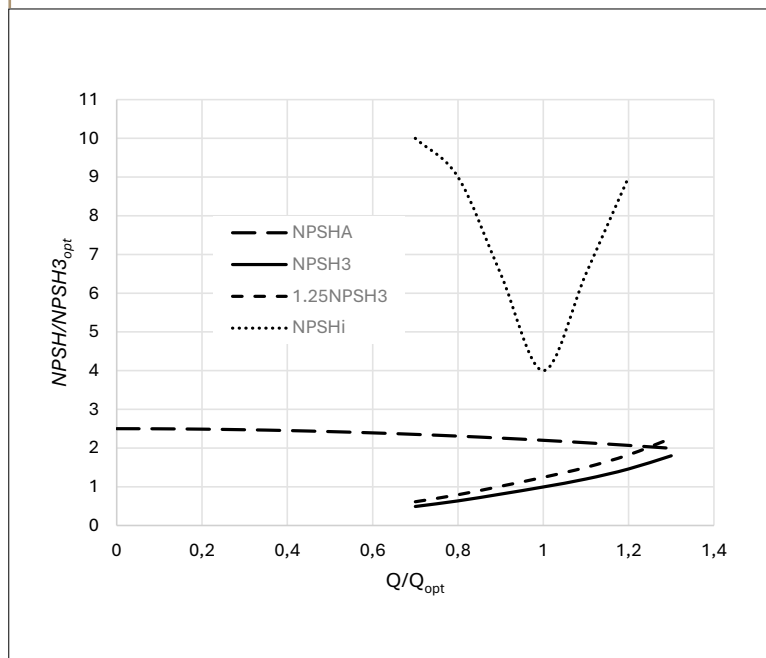
RYS. 3

Proporcje  $NPSH_i/NPSH_3$  dla danych z [10,11,12,13] w funkcji wyróżnika szybkobieżności



RYS. 4

Nadwyżki antykawitacyjne w układzie zasilania małego bloku



TAB. 3

Materiały wg wzrastającej odporności na kawitację; indeks utraty masy dla typowych materiałów (materiał bazowy: żeliwo szare JL 1040 z indeksem 1,0)

Nazwa	Typ	indeks
Staliwo	GP240GH+QT	0.8
Brąz wysokocynowy	CC480K-GS	0.1
Staliwo chromowe (LH14)	GX20Cr14	0.2
Brąz aluminiowy	CC333G-GC	0.1
Staliwo niklowo chromowe	GX5CrNi19-10	0.05
Noridur	GX3CrNiMoCuN24-6-2-3	0.02

Kryterium poprawnej pracy pompy, ze względu na ryzyko kawitacji, wynika z relacji:

$$NPSH_3 + \text{zapas} < NPSHA \quad (2)$$

Spełnienie tego warunku nie oznacza pracy bezkawitacyjnej. Zachodzi to dopiero przy:

$$NPSH_i < NPSHA \quad (3)$$

### Kawitacja zaczątkowa i zależność między $NPSH_i$ i $NPSH_3$

Do określenia bezpiecznego obszaru pracy pompy bez kawitacji potrzebne jest wyznaczenie związku między podawanymi przez producenta wartościami  $NPSH_3$  i nadwyżką  $NPSH_i$  dla kawitacji zaczątkowej.

Na rysunku 3 przedstawione są proporcje  $NPSH_i/NPSH_3$  dla pomp o wyróżniku szybkobieżności od  $n_q = 16$  do  $n_q = 90$ .

Proporcje  $NPSH_i$  do  $NPSH_3$  wahają się między około 4 a 6. Wirniki o bardzo dobrych własnościach ssawnych mają je niższe od 2 do 3 [7,10].

Na rysunku 4 pokazane są proporcje nadwyżki w przypadku typowego układu zasilającego o napływie  $H_s = 25$  m dla pompy zasilającej, przy założeniu zapasu 25%. Wartości  $NPSH_i/NPSH_{3,opt}$  w funkcji przepływu oszacowano na podstawie badań w [10-12].

Pole poniżej krzywej  $NPSH_i$  jest polem pracy z kawitacją. Sytuacja staje się tym gorsza, im dalej pompa pracuje od punktu optymalnego, gdyż  $NPSH_i/NPSH_3$  wyraźnie się powiększa ze względu na kształt charakterystyki  $NPSH_i(Q)$  w postaci litery V.

Jeśli pompa pracuje już w obszarze kawitacji, ale daleko od punktu załamania się charakterystyki wysokości podnoszenia  $H$  (rys. 2), obecność pary nie jest duża i proces erozji kawitacyjnej niewielki. Jeśli jednak jest to bliżej tego punktu, istnieje potrzeba zwiększonej ochrony przed erozją kawitacyjną poprzez zastosowanie odpowiednich materiałów.

### Materiały odporne na erozję kawitacyjną

Możliwości zapewnienia nadwyżki  $NPSHA$  wystarczającej do pracy bezkawitacyjnej mogą być ograniczone. Na przykład może nie być możliwości zapewnienia odpowiedniej geometrycznej wysokości ssania bądź napływu  $H_s$ . W takiej sytuacji, akceptując pracę pompy z kawitacją, stawianym wymaganiem może być odpowiednio długi średni czas pracy pompy do awarii MTTF (Mean Time To Failure), np. 5 lat. Pozwala to utrzymać w tym okresie poprawną pracę pompy bez ponoszenia związanych z kawitacją kosztów napraw i pochodnych.

Typowe staliwa chromowe, np. GX20Cr14 stosowane tradycyjnie na wirniki zagrożone pracą w kawitacji, nie spełniają tego wymogu. Na rynku dostępne są nowoczesne staliwa, których odporność na erozję kawitacyjną jest przynajmniej dziesięciokrotnie wyższa niż dla GX20Cr14. W tabeli 3 zebrane są materiały wg wzrastającej odporności na erozję kawitacyjną wg [14].

**OCHRONNE  
POWŁOKI**

Jednym ze sposobów ochrony powierzchni przepływowej przed działaniem erozji kawitacyjnej jest zastosowanie pokryć



Firma KSB stosuje staliwa o nazwie handlowej Noridur i Noriclur. Firma Flowserve ma w ofercie staliwo X-Cavalloy. Procentową zawartość dodatków stopowych w staliwach odpornych na erozję przedstawiono w tabeli 4. Stopy te są oferowane przez polskie odlewnie i mogą być wykorzystane przy produkcji wirników o dużej odporności na erozję kawitacyjną.

Pomimo porównywalnej odporności na erozję kawitacyjną stopy KSB (Noridur i Noricolor) i Flowserve (X-Cavalloy) mają nieco inne charakterystyki. X-Cavalloy ma bardzo dużo manganu, ale niewiele niklu i w ogóle molibdenu i miedzi, w przeciwieństwie do

stopów KSB. To pokazuje, że możliwości optymalizacji składu materiałów na wirniki pracujące w kawitacji wciąż istnieją, co może przełożyć się na jeszcze większą odporność na erozję kawitacyjną.

”

Do określenia bezpiecznego obszaru pracy pompy bez kawitacji potrzebne jest wyznaczenie związku między podawanymi przez producenta wartościami  $NPSH_3$  i nadwyżką  $NPSH_i$  dla kawitacji zaczątkowej

**TAB. 4**

Procentowa zawartość dodatków stopowych w staliwach odpornych na erozję kawitacyjną w % [14,15]

	Noridur	Noriclur	X-Cavalloy
C	0,04	0,04	0,1
Si	1,5	1,0	0,5
Mn	1,5	1,0	15,5
Cr	23,0-26,0	22,0-25,0	18
Ni	5,0-8,0	4,5-6,5	0,5
Mo	2,0-3,0	4,5-6,0	-
Cu	2,75-3,5	1,5-2,5	-
N	0,10-0,2	0,15-0,25	0,25

#### **Pokrycia odporne na erozję kawitacyjną**

Innym sposobem ochrony powierzchni przepływowej przed działaniem erozji kawitacyjnej jest zastosowanie pokryć. Wśród pokryć używanych do zabezpieczania powierzchni wirnika pompy przed erozją kawitacyjną wykorzystywane są przede wszystkim materiały ceramiczne oraz elastomerowe. Materiały ceramiczne w postaci proszków, np.  $Al_2O_3-TiO_2$ ,  $Cr_3C_2-NiCr$ , nanoszone są metodami natryskiwania

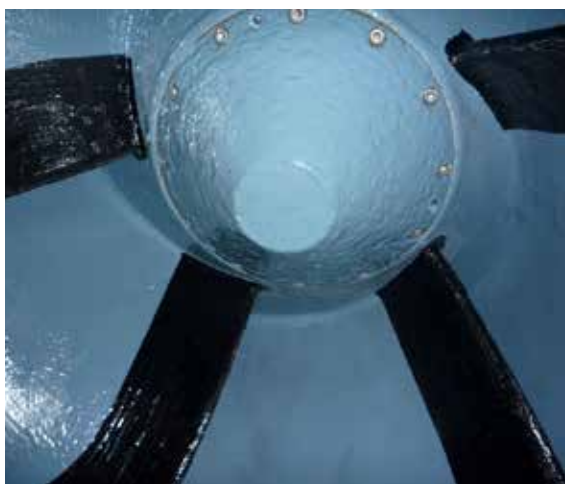
FOT. 1

Łopatkę wirnika zabezpieczano przed kawitacją powłoką na bazie węgla chromu [16]



FOT. 2

Wirnik diagonalny zabezpieczony preparatem Belzona 2141 przed erozją kawitacyjną [17]



ciepłego, głównie natryskiwania płomieniowego naddźwiękowego HVOF (High Velocity Oxygen Fuel) i HVOF (High Velocity Air Fuel). Spalanie w palniku paliwa w tlenie (HVOF) lub w sprężonym powietrzu (HVOF) umożliwia uzyskanie wysokiej temperatury i prędkości gazu przekraczającej czasem kilkakrotnie prędkość dźwięku. Do strumienia gorącego gazu doprowadzany jest sproszkowany materiał powłokowy. Cząstki materiału nagrzewają się powyżej temperatury granicy plastyczności i przyspieszają. Dzięki krótkiemu czasowi przebywania w strumieniu gazów ograniczone jest utlenianie cząstek proszku i zmiany ich składu fazowego. To pozwala na nakładanie powłok o bardzo małej porowatości (<1%), niskim utlenieniu i bardzo dobrej przyczepności do podłoża. Na fot. 1 pokazane jest natryskiwanie proszku zawierającego w składzie węgiel chromu [16].

W tabeli 5 zestawiono zalety i wady metody HVOF.

Przykładem powłoki elastomerowej jest preparat Belzona 2141 [17]. To dwuskładnikowa żywica poliuretanowa stosowana do pokrywania powierzchni podlegających wysokim obciążeniom miejscowym, zapewniająca wysoką wytrzymałość na ścieranie, kawitację, erozję i korozję. Elastomer firmy Belzona jest w postaci płynnej i po zmieszaniu może być stosowany bez użycia specjalistycznych narzędzi. Utwardza się go w temperaturze otoczenia. Na fot. 2 pokazany jest wirnik pompy diagonalnej pokryty tym materiałem.

Z badań porównawczych [18] wynika, że powłoki wykonane z elastomeru firmy Belzona charakteryzują się większą odpornością w stosunku do innych elastomerów. Do zalet tego pokrycia należą:

TAB. 5

Zalety i wady metody HVOF

Zalety metody HVOF	Wady metody HVOF
Wyższa gęstość (mniejsza porowatość) z powodu większych prędkości uderzeń cząstek	Powłoki natryskowe HVOF mogą być niezwykle złożone, a ich właściwości i mikrostruktura zależą od wielu zmiennych procesowych
Wyższa gęstość (mniejsza porowatość) z powodu większych prędkości uderzeń cząstek	Rozmiary proszku są ograniczone do zakresu ok. 5-60 μm, z koniecznością wąskiego rozkładu wielkości
Większa wytrzymałość wiązania z podłożem i zwiększona wytrzymałość kohezyjna powłoki	Natryskiwanie HVOF wymaga doświadczonego, wykwalifikowanego personelu, aby zapewnić bezpieczną pracę i uzyskać stałą jakość powłoki
Niższa zawartość tlenków ze względu na duże prędkości i krótszy czas przebywania w płomieniu	Podobnie jak w przypadku wszystkich procesów natryskiwania termicznego należy zająć się szczególnymi kwestiami dotyczącymi zdrowia i bezpieczeństwa. Natrysk HVOF zwykle musi być wykonywany w specjalistycznej kabinie do natryskiwania termicznego, z odpowiednim tłumieniem hałasu i odpylaniem
Zachowanie własności chemicznych proszków dzięki skróceniu czasu przebywania w wysokiej temperaturze	Sprzęt HVOF wymaga więcej inwestycji niż inne procesy natryskiwania termicznego, na przykład natryskiwanie płomieniowe i łukowe
Gładza powierzchnia po nałożeniu dzięki większej prędkości uderzenia i mniejszym rozmiarom proszku	Nie zaleca się ręcznej obsługi pistoletu natryskowego HVOF i zwykle wymagana jest automatyczna manipulacja pistoletem
Lepsza odporność na erozję i kawitację dzięki twardszym powłokom	Osadzanie powłok jest trudne lub niemożliwe do osiągnięcia na wewnętrznych powierzchniach małych elementów o ograniczonym dostępie, ponieważ natryskiwanie HVOF wymaga odległości natrysku co najmniej 150-300 mm w linii prostej

- dobre zabezpieczenie przed kawitacją, ścieraniem, erozją i korozją;
- stosowanie i utwardzanie w temperaturze otoczenia, bez konieczności wykonywania prac w podwyższonych temperaturach;
- doskonale przyleganie do wielu rodzajów podłoży, w tym metali;
- możliwość stosowania metod wtryskiwania i formowania;
- ograniczenie zagrożenia dla zdrowia i bezpieczeństwa z uwagi na brak rozpuszczalników;
- dobra odporność na wiele rodzajów substancji chemicznych.

Ze strony przemysłu odnotowano doniesienia o odrywaniu się pokrycia wykonanego z elastomeru firmy Belzona w pompach pompujących wodę o temp. 150-180°C. Używanie tego pokrycia w takich temperaturach wymaga więc jeszcze sprawdzenia.

Czy pojawią się inne metody zabezpieczania powierzchni wirnika przed erozją kawitacyjną – pokaże przyszłość.

#### Literatura

- [1] Paul A. Carling, Mauricio Perillo, Jim Best, Marcelo H. Garcia – The bubble bursts for cavitation in natural rivers – *Earth Surf. Process. Landforms* 42, 1308-1316 (2017).
- [2] Panizza, Mario - *Environmental Geomorphology*. Amsterdam; New York: Elsevier. pp. 112-115 (1996).
- [3] Brahic, Catherine- Dolphins swim so fast it hurts – *New Scientist* (2008).
- [4] Iosilevskii, G; Weihs, D (2008). "Speed limits on swimming of fishes and cetaceans". *Journal of the Royal Society Interface*. 5 (20): 329-338. doi:10.1098/rsif.2007.1073. ISSN 1742-5689. PMC 2607394. PMID 17580289.
- [5] Karaškiewicz K. – *Pompy i układy pompowe*. Laboratorium – Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej (2008).
- [6] PN-EN ISO 9906:2012 – *Pompy wirowe -- Badania odbiorcze parametrów hydraulicznych -- Klasy dokładności 1, 2 i 3*.
- [7] Gulich J.F. – *Centrifugal Pump* - Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2008.
- [8] ANSI/HI 9.6.1-2012 *Rotodynamic Pumps Guideline for NPSH Margin*.
- [9] McGuire, J. T., "So You Need Pumps for a Revamp!", *Pumps & Systems Magazine*, August 1996.
- [10] Schiavello B., Visser F.C. – *Pump cavitation – various NPSH criteria, NPSH margins, and impeller life expectancy* - *Proceedings of the twenty-fifth 138 International Pump Users Symposium*, 2009.
- [11] Md Rakibuzzaman, Sang-Ho Suh, Hyoung-Ho Kim, Young-Hoon J – *Relationship between Cavitation Incipient and NPSH Characteristic for Inverter Drive Centrifugal Pumps* – *The KSFJ Journal of Fluid Machinery* – Vol. 18, No. 6, pp.76-80, 2015.
- [12] Sedlar M., Sputa O., Komarek M – *CFD Analysis of Cavitation Phenomena in Mixed-Flow Pump*, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 5, No. 1, January-March 2012.
- [13] Sedlár M., Komárek M., Vyrubal M., Doubrava V., Varchola M., Hlbocan P. – *Experimental and numerical analysis of unsteady behaviour of high efficiency mixed-flow pump* – , *EPJ Web of Conferences* 67, 02104 (2014).
- [14] KSB Lexicon, <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/cavitation-erosion/328182/>
- [15] C. McCaul, [w:] *Advanced materials for fluid machinery* (red. Institution of Mechanical Engineers), Wiley, 2004.
- [16] <https://www.resurs.pl/natryskiwanie/natryskiwanien-addzwiekowehvof.htm>
- [17] <https://www.belzona.com/pl/products/2000/2141.aspx>
- [18] Ł. Bolewski, M. Szkodo, M. Kmiec, *Adv. Mater. Sci.* 2017, 17, nr 1, 51. ■

Reklama

 kierunekpompy.pl

**PORTAL**  
z pompą



W GRUPIE PORTALI



# ROZWIĄZANIA OCHRONY ŁOŻYSK W POMPACH

Pierścienie dzielone 33K



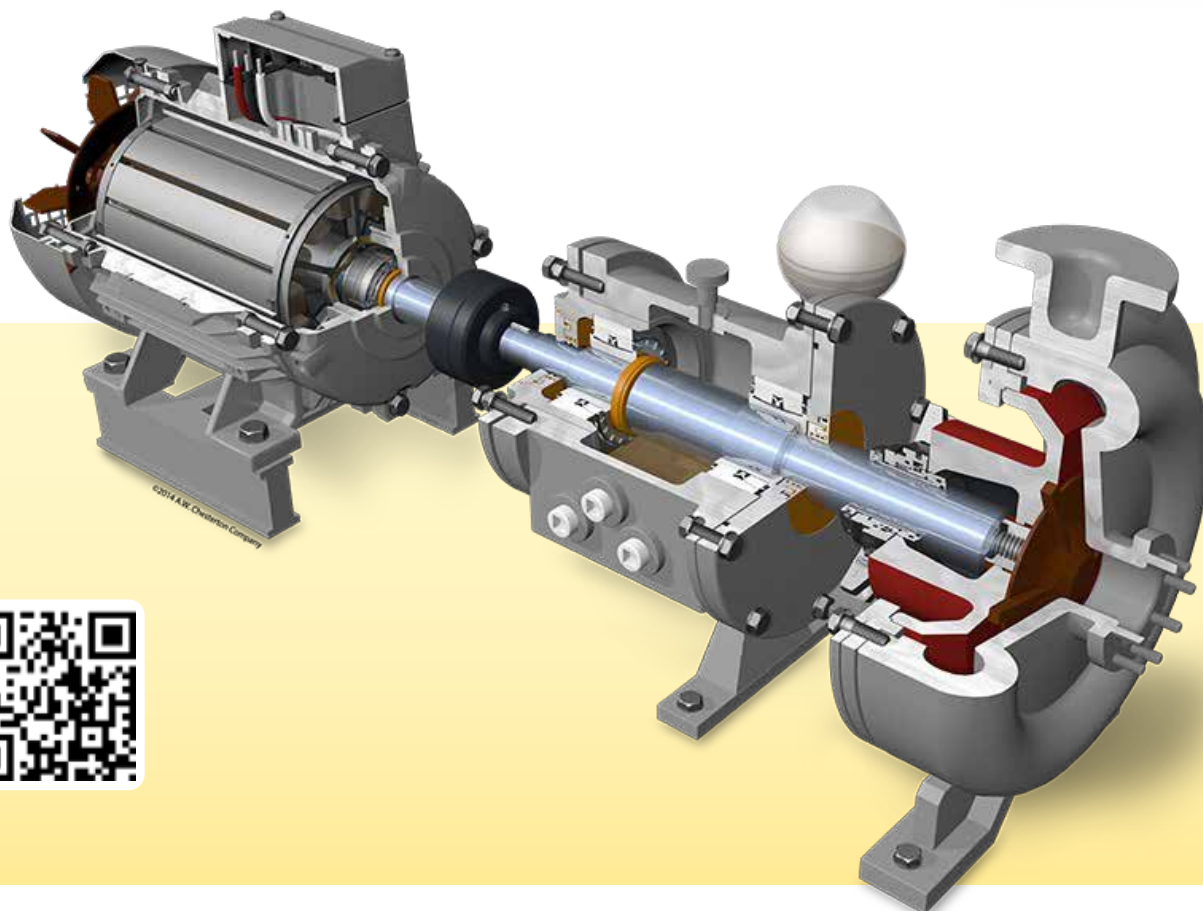
Pierścienie 30K



Labirynty SPLS



Matrix Seal



Urządzenia IoT i monitoring pracy pomp i łożysk



Uszczelnienia hydrauliczne, pneumatyczne i serwis siłowników



Dzielone, szlamowe, gazowe i specjalne uszczelnienia mechaniczne



Oleje, smary i profesjonalna chemia przemysłowa



Powłoki kompozytowe do korpusów i wirników pomp



Innowacyjne szczeliwa dławnicowe i uszczelki płaskie



# WSPOMAGANIE UTRZYMANIA RUCHU POMP ŁOŻYSKOWANYCH TOCZNIE

**dr inż. Ryszard Nowicki**

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

Jakie są współczesne możliwości włączenia ważniejszych agregatów pompowych do UR bazującego na znajomości ich bieżącego stanu technicznego?

Pompy należą do najczęściej wykorzystywanych maszyn, a intensywność ich stosowania systematycznie wzrasta. Wielkość globalnego rynku pomp odśrodkowych na początku tej dekady była szacowana na poziomie ~30 mld USD/rok i w najbliższych latach przewiduje się coroczny wzrost tego segmentu o ~2 mld USD. Głównymi czynnikami napędzającymi rynek są tu: szybka industrializacja, wzrost zastosowania pomp odśrodkowych w obszarach miejskich oraz zwiększające się zapotrzebowanie na pompy odśrodkowe w oczyszczalniach ścieków.

Monitorowanie pomp ma kluczowe znaczenie w większości branż, pomagając zapewnić wydajną pracę, minimalizując przestoje i zapobiegając kosztownym awariom.

W wielu przedsiębiorstwach – nie tylko zresztą dla agregatów pompowych – wciąż jeszcze stosowane jest reakcyjne utrzymanie ruchu (UR). Natomiast wzrastające zaawansowanie technik specyficznych dla PRZEMYSŁU 4.0, w tym przede wszystkim Internetu Rzeczy (IoT), pozwala na włączenie co najmniej najważniejszych pomp do systemu nadzoru umożliwiającego realizację predykcyjnego UR przy poniesieniu stosunkowo niskich nakładów.

O korzyściach wynikających ze stosowania jakiegokolwiek systemu w podstawowym stopniu decyduje jakość gromadzonych przez niego danych, bowiem wpływa ona bezpośrednio na jakość pozyskiwanych z tych danych informacji – w tym dla służb UR.

### Objawy, przyczyny, działanie

To oczywiste, że agregaty pompowe zużywają się w sposób naturalny. Prowadzi to do pogorszenia charakterystyk roboczych oraz do zagrożenia integralności mechanicznej. Zdarzają się jednak sytuacje, w których ta degradacja jest przyspieszona przez jakieś szczególne czynniki. Użytkownik patrzy na pracę pompy objawowo i rozpoznaje np. grzanie się napędu, pogorszenie pracy uszczelnień, domniema o degradacji stanu łożysk, bowiem wzrasta hałasliwość pompy. Natomiast nie zawsze dysponuje danymi, które mogłyby wskazać na pierwotną przyczynę pojawienia się nienormalnych objawów przyspieszających destrukcję pompy. A powodujące je przyczyny mogą być różne. I tak na przykład pierwotnym powodem może być postępująca w czasie degradacja mocowań i połączeń: czy to bezpośrednio pompy, czy też współpracującej z nią instalacji, wymuszenia pochodzące od strony pompowanego medium spowodowane zmianą drożności instalacji (np. za przyczyną zaworów), problem z zasilaniem napędu pompy, etc.

Nienormalne objawy prowadzą na ogół do rutynowych działań obsługowych pompy, a w skrajnym przypadku jej remontu. Natomiast jeśli za degradacją stanu technicznego agregatu pompowego stoi jakaś konkretna przyczyna niezwiązana bezpośrednio z pompą, to będzie ona powodować w dalszym ciągu przyspieszenie jego destrukcji i w konsekwencji pro-

wadzić do skrócenia czasu pracy między kolejnymi remontami.

W [1] opisano kilkadziesiąt przyczyn prowadzących do pogorszenia stanu technicznego pomp (tak, tylko pompy, a nie całego agregatu pompowego). Przykłady nienormalnych objawów w pracy agregatów pompowych mogą być zauważone organoleptycznie przez załogę przedsiębiorstwa. Mogą, ale nie muszą. Nie muszą choćby z takiej przyczyny, że coraz mniejsze zespoły osobowe obsługują coraz większe systemy produkcyjne. Obniżeniu wrażliwości organoleptycznej na postrzeganie zmian w środowisku sprzyja również skracanie średniego czasu zatrudnienia w jednym przedsiębiorstwie co powoduje, że możliwość nabycia doświadczenia organoleptycznego staje się mniej prawdopodobna. W konsekwencji odpowiednio wczesne rozpoznawanie zmian w środowisku pracy wymaga stosowania coraz liczniejszych pomiarów.



Monitorowanie pomp ma kluczowe znaczenie w większości branż, pomagając zapewnić wydajną pracę, minimalizując przestoje i zapobiegając kosztownym awariom

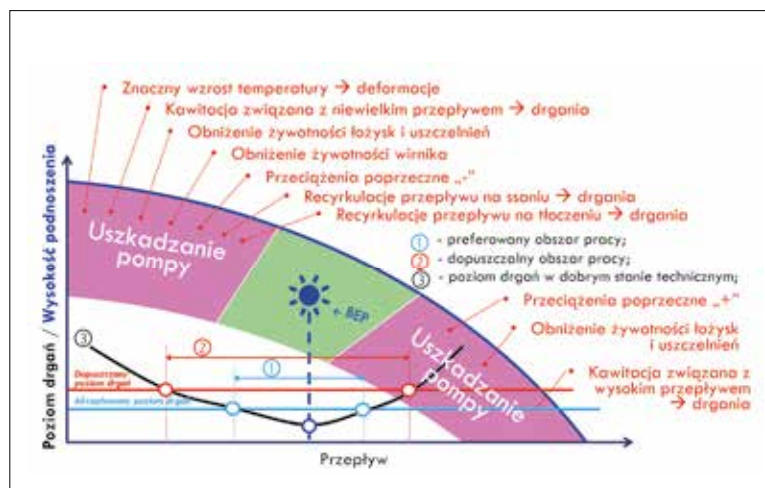
### Pomiary

Pomiary realizowane dla każdego systemu produkcyjnego, a w konsekwencji dla każdej wykorzystywanej w nim maszyny, można podzielić na dwie kategorie:

- pomiary dedykowane kontroli i sterowaniu procesem,
- pomiary dedykowane integralności mechanicznej środków produkcji (czyli pomiary symptomów stanu technicznego).

Jakość torów pomiarowych oraz ich zróżnicowanie i licznosc systematycznie wzrastają. W konsekwencji świadomość zmian zachodzących w procesie oraz możliwość reakcyjności w pożądanym kierunku także radykalnie się zwiększa. W miarę upływającego czasu rośnie również wiedza co do poprawności realizacji pomiarów. Choć wciąż zdarzają się sytuacje, w których z różnych przyczyn stosunek sygnału do szumu staje się bardzo niekorzystny, a nawet takie, kiedy poziom szumu jest na tyle wysoki, że całkowicie zabija informacyjne składowe sygnału.

Podstawowym symptomem, z pomocą którego ocenia się zdrowie człowieka, jest temperatura: gdy się zwiększa mówimy, że człowiek jest chory, natomiast gdy pozostaje w normie – to jeszcze nie znaczy, że zdrowy. Temperatura jest także świetnym acz niedoskonałym

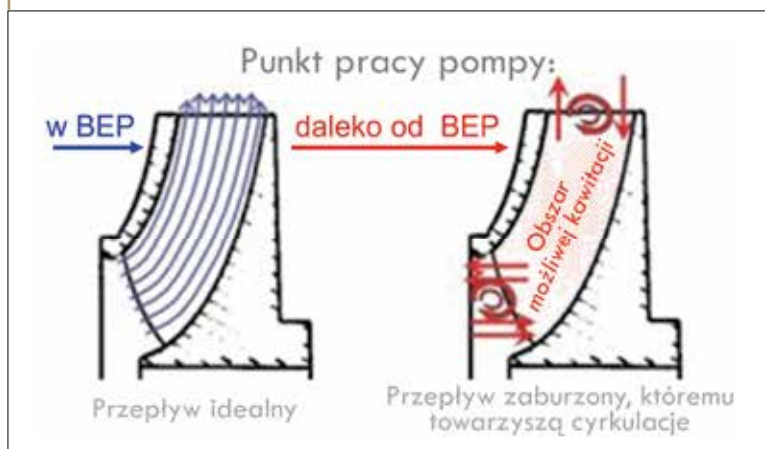


**RYS. 1**  
Efekty przyczyniające się do przyspieszenia destrukcji pompy w konsekwencji oddalania się od punktu BEP

symptomem stanu technicznego środków produkcji. Wiadomo, że aby z jej pomocą wnioskować o stanie, trzeba zapewnić poprawność pomiaru. W przypadku człowieka jest to dość łatwe. W przypadku obiektów technicznych wiele sensorów temperatury jest zainstalowanych daleko od wymaganej na tę okoliczność poprawności technicznej. Jej brak może wpływać na osłabienie wrażliwości pomiaru oraz na wydłużenie czasu między zmianą, którą chcemy rozpoznawać w procesie lub w maszynie, a jej obserwowalnością w wykorzystywanym systemie pomiarowym.

Równie ważnym symptomem jak temperatura są drgania mechaniczne. O ile temperatura to pomiar statyczny, o tyle drgania są pomiarami dynamicznymi. W ich przypadku ważność wyboru symptomatycznej dla maszyny (a nawet jej podzespołu) dziedziny, w której je obserwujemy, poprawność dobru i instalacji czujników, poprawność zdefiniowania pomiaru/ów (punktowa miara sygnału, pomiar w zdeterminowanym oknie czasowym, etc.) wymaga zdecydowanie większej wiedzy i w konsekwencji możliwości popełnienia, jeśli już nie błędów, to metodycznej nieoptymalności – wzrasta. Nawet w przypadku maszyn krytycznych dużej mocy spotyka się błędy w instalacji czujników mających wspomagać ocenę stanu technicznego,

**RYS. 2**  
Zróżnicowanie przepływu w zależności od punktu pracy pompy



popelnione przez producentów tych maszyn. Tym bardziej więc nie ma się co dziwić, że błędy pojawiają się również w przypadku maszyn mniejszej ważności, w tym także pomp.

### Zróżnicowanie pomp

Truizmem jest stwierdzenie, że agregaty pompowe mogą się bardzo różnić konstrukcyjnie. W konsekwencji, znacznie różnią się także wymagania w stosunku do systemów wspomagających nadzór ich stanu technicznego. W artykule przedstawiona zostanie najlepsza praktyka inżynierska na okoliczność monitorowania najbardziej popularnych pomp, tzn. pomp wirowych, które są napędzane silnikami elektrycznymi o niezbyt dużej mocy. Najczęściej wirniki takich agregatów są łożyskowane tocznie. Wirnik pompy jest mocowany bezpośrednio na wale silnika, bądź też wirniki pompy i silnika są połączone bezpośrednio sprzęgłem mechanicznym co powoduje, że system monitorowania jest stosunkowo jednolity, bowiem nie jest wymagane uwzględnienie technik monitorowania dedykowanych przekładniom (czy to zębatym, czy też hydraulicznym).

Omawiana problematyka i wykorzystywane rozwiązania są podobne zarówno dla agregatów z wirnikami poziomymi, jak i pionowymi.

### Zróżnicowanie pracy pomp

Każda pompa posiada swoją charakterystykę roboczą, z przypisanym jej punktem BEP (Best Efficiency Point), czyli takim, w którym pracuje nie tylko najbardziej efektywnie, ale i najbardziej komfortowo (tzn. energia tracona na generowanie procesów resztkowych w postaci drgań i ciepła jest najmniejsza). Przepływy nieznacznie mniejsze i nieznacznie większe od odpowiadającego BEP nie powodują istotnego wzrostu drgań. Można przyjąć, że pod określeniem „nieznacznie” kryje się zróżnicowanie przepływów  $\sim \pm 10\%$  od przepływu odpowiadającego BEP. Ten obszar pracy pompy jest zwany BEZ (Best Efficiency Zone), a na rys. 1 oznaczono go przez ①.

Natomiast punkt pracy pompy może wychodzić poza BEZ tak dalece, jak długo nie zostają przekroczone maksymalnie dopuszczalne drgania, co na rysunku pokazano przez ②. Orientacyjnie można przyjąć, że strefa ta zaczyna się gdzieś w przedziale 50-70% przepływu optymalnego i kończy dla przepływów nie wyższych niż  $\sim 20\%$  od optymalnego. W dolnej części rys. 1 pokazano krzywą ③, która charakteryzuje jakościową zmianę poziomu drgań – jak widać, wraz z oddalaniem się z punktu pracy od BEP zarówno w stronę przepływów mniejszych, jak i większych, następuje wzrost poziomu drgań, co jest spowodowane rosnącymi zaburzeniami przepływu medium transportowanego przez pompę.

Po lewej stronie rys. 2 pokazano przepływ medium przez wirnik dla warunków pracy bliskich BEP. Natomiast z prawej strony – przepływ daleki od laminarnego w BEP. Pojawiają się zawirowania po stronie wejścia



i wyjścia medium z wirnika, a także możliwe jest pojawienie się chmury kawitacyjnej. Zaprezentowana na rys. 1 krzywa © ukazuje symbolicznie poziomy drgań odpowiadające dobremu stanowi technicznemu agregatu pompowego. Tak więc w przypadku pogorszenia tego stanu należy się liczyć ze zmianą poziomów drgań tym większą, im będziemy znajdować się dalej od BEP.

Natomiast czym skutkuje oddalenie się z bieżącym punktem pracy pompy od BEP – pokazano na rys. 1. Pojawienie się dodatkowych obciążeń zarówno statycznych, jak i dynamicznych przyczynia się do efektów niekorzystnych po stronie procesowej oraz wpływających destrukcyjnie na stan techniczny agregatu pompowego.

System sterowania procesem produkcyjnym prowadzi pomiary mające zapewnić poprawność procesu i w jakimś stopniu umożliwia również nadzór nad racjonalnością wykorzystywania majątku produkcyjnego.

Wiadomo, że w punkcie optymalnej pracy pompy siła promieniowa przyłożona do wirnika jest niewielka. Natomiast przy prędkościach i przepływach zarówno powyżej, jak i poniżej tego punktu, profil ciśnienia przybiera kształt spiralny – lokalnie ciśnienie jest tym większe, im ciecz znajduje się bliżej gardzieli wylotowej, co zostało pokazane na rys. 3. Zaprezentowano też na nim promieniową siłę wypadkową generowaną w wyniku kąтового zróżnicowania profilu ciśnienia.

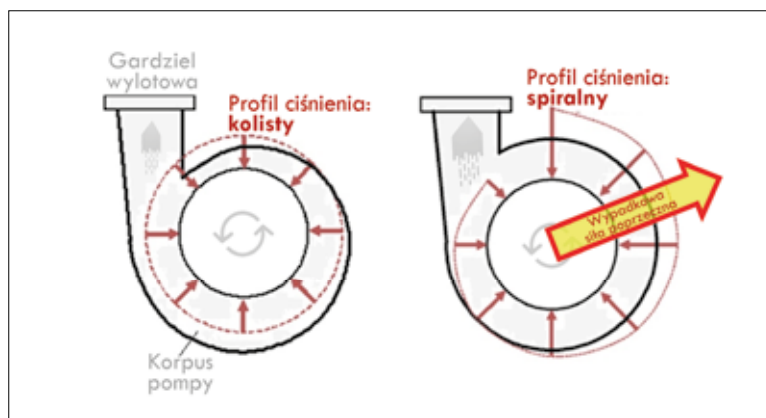
Recyrkulacje przepływu na ssaniu i tłoczeniu (a także możliwe na wirniku) powodują nierównowagę ciśnienia na obwodzie wirnika, co prowadzi do ugięcia wału pompy. To ugięcie, wraz ze zmiennym obciążeniem wirnika, skutkuje uszkodzaniem jego elementów (w tym także wału) oraz niekorzystnie wpływa na żywotność współpracujących z nim uszczelnień oraz łożysk. Im większe ugięcie wału, tym szybsza awaria uszczelnień mechanicznych i w konsekwencji wyciek z dławnic.

Pokazana na rys. 3 siła poprzeczna zmienia się nie tylko wraz z obciążeniami procesowymi oraz z postępującym w czasie pogarszaniem stanu technicznego pompy (składowa quasi-statyczna zmian), ale także posiada składową dynamiczną, na jaką mogą wpływać różne czynniki. Jednym z nich są recyrkulacje w przepływie, które będą zależały od bieżącego punktu pracy pompy w stosunku do BEP. Konsekwencją pogarszania się stanu technicznego pompy będzie oddalenie się punktu BEP( $\tau$ )<sup>1</sup> od położenia początkowego BEP( $\tau_0$ ), charakterystycznego dla nowej pompy.

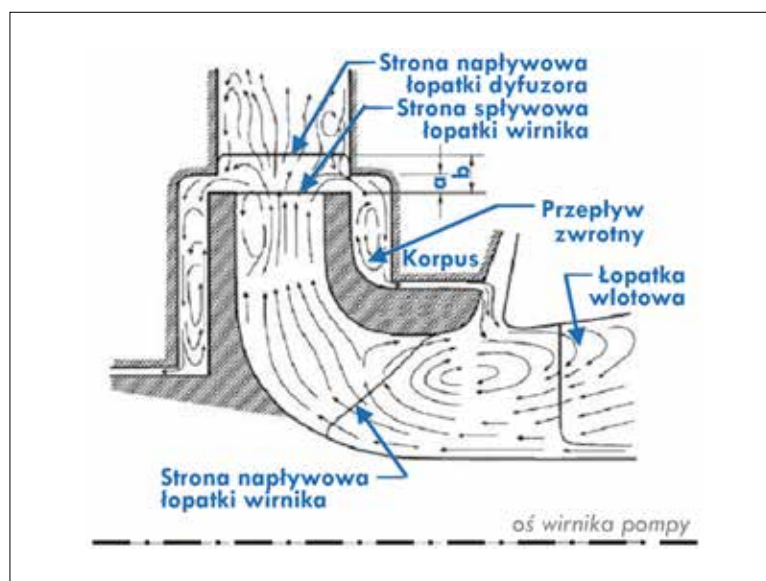
O ile po prawej stronie rys. 2 pokazano zaburzenia przepływu na wlocie i wylocie z wirnika, a także w przestrzeni międzyłopatkowej, o tyle na rys. 4 przedstawiano miejsca możliwych recyrkulacji przepływu w pompie – także takie, które mają miejsce między wirnikiem a korpusem. Recyrkulacje nie przyczyniają się do zmienności siły promieniowej, ale mogą generować składową dynamiczną na kierunku osiowym.

### Symptomy stanu technicznego

Na rys. 5 pokazano pomiary realizowane dla agregatów pompowych. Część z nich ma podstawowe znaczenie dla kontrolowania procesu, na rzecz jakiego pompy są wykorzystywane. Z pomocą tych pomiarów możliwa jest ocena w lepszym lub gorszym stopniu sprawności termodynamicznej, która jest pierwszą z dwóch kategorii oceny stanu technicznego. Pozostałe są dedykowane nadzorowi integralności mechanicznej będącej drugą kategorią oceny. Pomiary te warunkują w różnym stopniu możliwość utrzymania pompy w ruchu bazując na dobrej świadomości jej bieżącego stanu technicznego (← predykcyjne UR), a także na prognozie pogarszania tego stanu (← prognostyczne UR). Prognoza winna określać przewidywany czas, po którym nastąpi utrata możliwości realizacji przez agregat przypisanej mu funkcji celu.

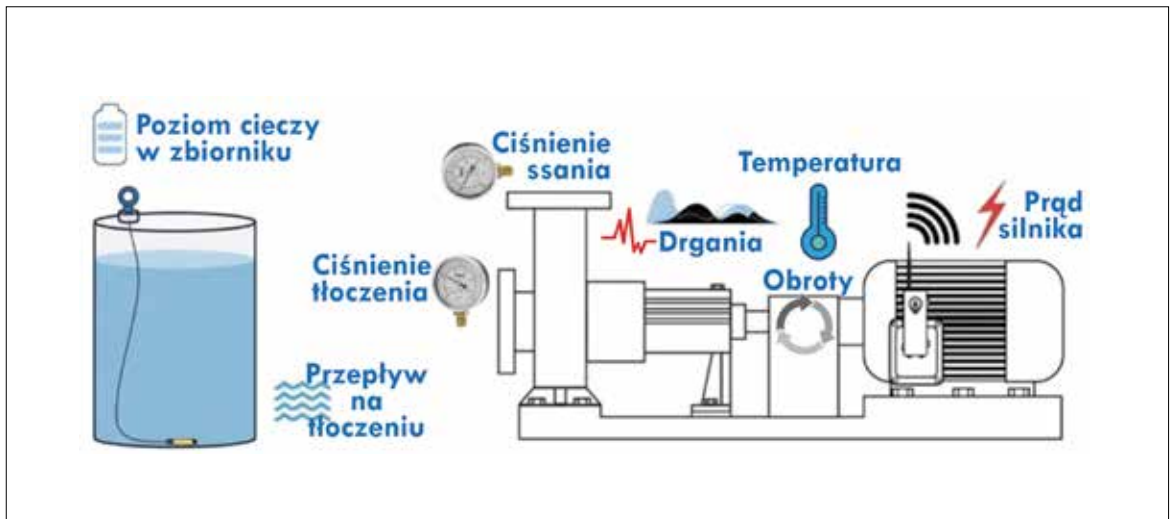


RYS. 3 Profile ciśnienia cieczy wewnątrz pompy wraz z wypadkową siłą poprzeczną



RYS. 4 Możliwe miejsca recyrkulacji przepływu w pompie

**RYS. 5**  
Najważniejsze  
pomiaru  
realizowane  
dla agregatów  
pompowych



Tradycyjnymi pomiarami wspomagającymi monitorowanie integralności mechanicznej są drgania i temperatury. Monitorowanie drgań może być realizowane z pomocą czujników prędkości lub przyspieszeń drgań. W minionych dekadach użytkownik winien był podjąć decyzję, z pomocą którego z wymienionych sygnałów chce maszynę monitorować na etapie instalacji systemu, chyba że wykorzystywał system monitorowania umożliwiający całkowanie sygnału przyspieszeń do prędkości już w monitorze.

Monitorowanie sygnału prędkości drgań jest bardziej efektywne w przypadku zabezpieczenia pracy agregatu na krótko przed utratą możliwości realizacji funkcji celu. Natomiast monitorowanie przyspieszeń daje lepszy pogląd na jakość pracy pompy (bowiem np. umożliwia lepsze rozpoznawanie zjawiska kawitacji, w tym również jej początkowego stadium), a także informuje o początku pogarszania się stanu technicznego łożysk lub wystąpieniu nieprawidłowości w ich smarowaniu. Tak więc sygnał przyspieszeń stwarza lepsze warunki do realizacji wczesnej fazy predykcyjnego UR.

Współcześnie na rynku dostępne są systemy monitorowania umożliwiające, w przypadku zastosowania czujników przyspieszeń drgań, prowadzenie monitorowania w jego obu ww. dziedzinach, tzn. przyspieszeń i prędkości drgań, a nawet więcej, bowiem realizacja tych pomiarów może być wykonywana w tym samym czasie dla różnych pasm częstotliwości drgań.

Sensory temperatury są typowo wykorzystywane dla oceny temperatury łożysk (lub w przypadku ułomnych aplikacji – nie łożysk, a obudów łożyskowych<sup>2</sup>), dla niektórych typów uszczelnień oraz dla uzwojeń napędu<sup>3</sup>. Umożliwiają one rozpoznanie pogarszania warunków pracy łożyska (czy to w konsekwencji naruszenia poprawności jego smarowania, czy też wskutek przeciążenia) oraz trwałe pogorszenie jego stanu technicznego, bowiem zdefektowanemu łożysku nie pomoże już znacząco smarowanie i będzie ono generować tym więcej procesów reszkowych, im destrukcja jest poważniejsza.

Na rys. 5 zostały pokazane lokalne indykatory ciśnienia. Z historycznego punktu widzenia, w celu kontroli pracy pompy wykorzystywane były czujniki ciśnienia statycznego. Natomiast od szeregu już lat w maszynach przepływowych używane bywają takie czujniki ciśnienia, które generują sygnał dynamiczny odpowiadający pulsacji ciśnienia statycznego. Oznacza to, że wartość średnia generowanego przez nie sygnału informuje o ciśnieniu statycznym (i jest to zmienna quasi-statyczna), natomiast zmienna dynamiczna odpowiada pulsacji ciśnienia statycznego i przekazuje informację o zaburzeniach w dynamice przepływu. Pomiar pulsacji mówi o turbulencjach przepływu w rejonie lokalizacji czujnika (jeśli na agregacie pompowym są instalowane dwa czujniki, to najczęściej ma to miejsce na ssaniu oraz na tłoczeniu pompy), a także wspomaga rozpoznawanie kawitacji w przepływie – jeśli ona wystąpi. Gdyby rzeczonych pulsacji ciśnienia nie było, to czujnik generowałby bezpośrednio sygnał odpowiadający ciśnieniu statycznemu. Przykład zastosowania takich czujników dla pomp opisano w [2]. Tam też pokazano, jak mogą być one pomocne w rozpoznawaniu kawitacji.

Kawitacja najczęściej pojawia się od strony ssawnej pompy, co zostało pokazane na rys. 6. Na rysunku tym napisano: „pęcherzyki”, natomiast trzeba być świadomym faktu, że mogą mieć one różną naturę. Wraz z przepływającą cieczą może być transportowana drobna frakcja gazowa (np. powietrze w wodzie). W tym przypadku również tej natury pęcherzyki odpowiednio będą się powiększać w strefie obniżającego się ciśnienia statycznego, a następnie maleć w strefie jego wzrostu – tak jak to obrazuje rys. 6. Natomiast aby zaistniała kawitacja i aby pojawiły się pęcherzyki będące jej efektem musi nastąpić spadek ciśnienia poniżej ciśnienia granicznego, tzn. takiego, w którym dla pompowanego medium zachodzi parowanie.

Rys. 6 pokazuje proces kawitacji rozwijający się i kończący implozją po wzroście ciśnienia. Natomiast w maszynach przepływowych, w których (ze względu

# Pompy szlamowe



 **STEINHAUS**

**STEINHAUS GmbH**

Platanenallee 46  
45478 Mülheim a. d. Ruhr  
Germany

Phone +49 208/58 01-01  
sales@steinhaus-gmbh.de  
www.steinhaus-gmbh.de



Przedstawicielstwo w Polsce:  
**SITECH Bogusław Bitner**  
Na Skarpie 10  
59-500 Złotoryja  
Poland

Phone +48 76 8 78 22 44  
Mobil +48 602 58 47 43  
Fax +48 76 8 78 20 11  
sitech.bitner@pro.onet.pl  
www.sitech-sita.pl



**MULTOTEC**



**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
- przewijanie i suszenie silników elektrycznych
- obróbka strumieniowo-ścierna z antykorozją
- obróbka mechaniczna
- utrzymanie ruchu na powierzonym zakładzie
- osiowanie zespołów wirujących
- przygotowanie dokumentacji odtworzeniowej



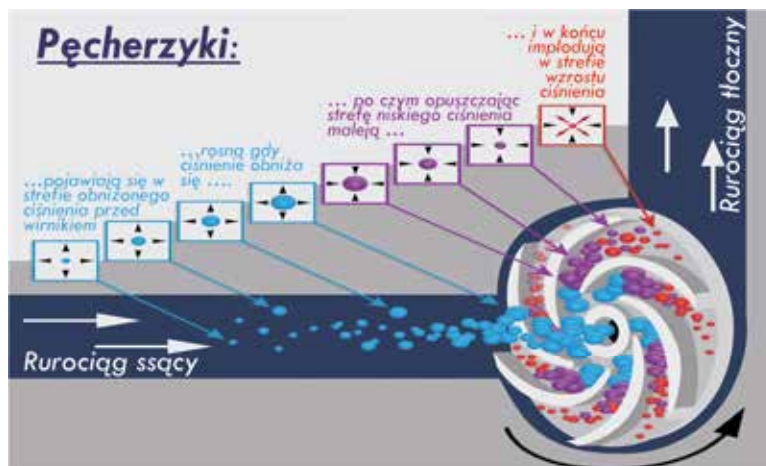
+48 (32) 726 36 01



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



ul. Pszczyńska 106,  
43-175 Wiry

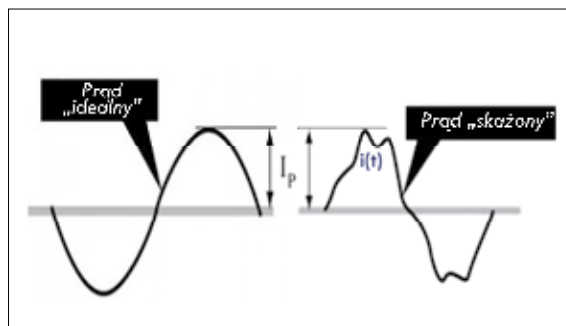


RYS. 6

Rozwój i zanik kawitacji w systemie rurociąg-pompa

RYS. 7

Prąd jako nośnik informacji o stanie technicznym i jakości zasilania



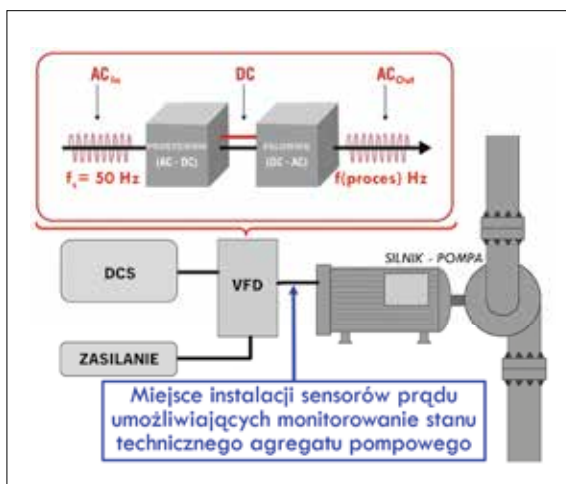
FOT. 1

Sensory umożliwiające akwizycję prądu: cewka Rogowskiego oraz czujnik Halla



RYS. 8

Monitorowanie stanu agregatów z napędem VFD



na punkt pracy pompy) dochodzi do recyrkulacji, do zaistnienia warunków sprzyjających pojawieniu się kawitacji może dochodzić nie tylko w rurociągu, ale także wewnątrz pompy (tak jak to pokazano na rys. 4), w konsekwencji chwilowych i wystarczająco głębokich zmian ciśnienia. Takie zmiany będą inicjować miejscową i szybko zanikającą chmurę kawitacyjną (co w [2] nazwano kawitacją transjentową).

Bywa, że system sterujący pracą pompy kontroluje prąd przepływający przez silnik. Oczywiście istnieje ścisła relacja między sprawnością pracy pompy w rozumieniu termodynamicznym a konsumpcją energii potrzebnej do wykonania określonej pracy. Natomiast podobnie jak w przypadku wcześniej diskutowanych pulsacji ciśnienia, tak również w odniesieniu do prądów mogą być obserwowane ich chwilowe wysokoczęstotliwościowe<sup>4</sup> składowe, tak jak to pokazano dla jednego okresu na rys. 7. Po stronie lewej zaprezentowano (dla jednego okresu) domniemany przebieg prądu, który posiada kształt „sinusoidalny”, tzn. idealny. Natomiast po stronie prawej – sygnał rzeczywisty, który może posiadać „deformacje” będące skutkiem czy to szybkozmiennych zmian procesowych, czy też wynikiem degradacji stanu technicznego agregatu. I nie tylko, bowiem na obserwowany przebieg prądu będzie również wpływać jakość zasilania.

Obserwowanie prądu jest możliwe z pomocą takich sensorów jak cewka Rogowskiego czy czujnik Halla (których przykłady pokazano odpowiednio z lewej i prawej strony na fot. 1) – w przypadku silników stałobrotowych najlepiej indywidualnie dla każdej fazy zasilania napędu. Ich instalację można realizować w dowolnym miejscu kabla zasilającego między rozdzielnią i silnikiem. W przemyśle jednak coraz częściej wykorzystywane są napędy zmiennobrotowe (VFD = Variable Frequency Drives). W takim przypadku instalacja czujnika winna mieć miejsce na kablach między VFD i silnikiem, tak jak to pokazano na rys. 8.

Instalacja sensorów nie wymaga wcześniejszego rozłączenia żył kabla zasilającego, bowiem na rynku dostępne są ich wykonania w konstrukcji „dzielonej”. Zauważmy jeszcze, że nie jest stawiane wymaganie, aby przewody zasilające były zlokalizowane w sensorze centralnie. Wpływ na dokładność metrologiczną wzajemnego położenia sensor-kabel jest pomijalny, tzn. to nie kwestia istotna dla zadania oceny stanu technicznego agregatu.

Sensory mogą być podłączone do takich samych systemów monitorowania, do jakich są podłączane wcześniej omawiane czujniki sygnałów dynamicznych, tzn. czujniki drgań mechanicznych oraz pulsacji ciśnienia. Mogą być (oczywiście jak w przypadku każdego systemu pomiarowego) przy zachowaniu wymagań obustronnego dopasowania elektrycznego, co warunkuje poprawność współpracy z monitorem.

Ocena stanu technicznego wykorzystująca symptomy elektryczne jest możliwa dzięki analizie prądu, jednak zdecydowanie lepsze rezultaty uzyskuje się



**RYS. 9**  
System eMCM  
wspomagania  
UR maszyn  
napędzanych  
silnikami

analizując równolegle z prądem także napięcia zasilania. Na rys. 9 pokazano elementy systemu eMCM firmy ARTESIS, który wykorzystuje zarówno sygnały napięciowe, jak i prądowe i wspomaga detekcję: (i) nieprawidłowości w pracy, (ii) uszkodzeń mechanicznych agregatów, (iii) uszkodzeń elektrycznych napędów, (iv) dewiacji od poprawności zasilania. System ten może być wykorzystywany dla różnych agregatów (w tym także pompowych): zarówno z napędem stałobrotowym, jak i zmiennoobrotowym.

System eMCM stanowi nowszą wersję systemu AnomAlert [3]. Obydwa nie mają ambicji dokładnego identyfikowania rodzaju uszkodzenia, natomiast dość dobrze informują o jego naturze. Filozofia działania systemów została opisana w [4], natomiast informacja o możliwości zastosowania innych rozwiązań wykorzystywanych do monitorowania agregatów napędzanych silnikami indukcyjnymi, bazujących na pomiarach elektrycznych, jest w [5].

### Jeszcze jeden istotny pomiar – obroty

Na rys. 5 zaznaczono jeszcze jeden pomiar, który przedstawia duże znaczenie zarówno dla systemu sterowania, jak i dla systemu oceny stanu technicznego pomp, a mianowicie „obroty”.

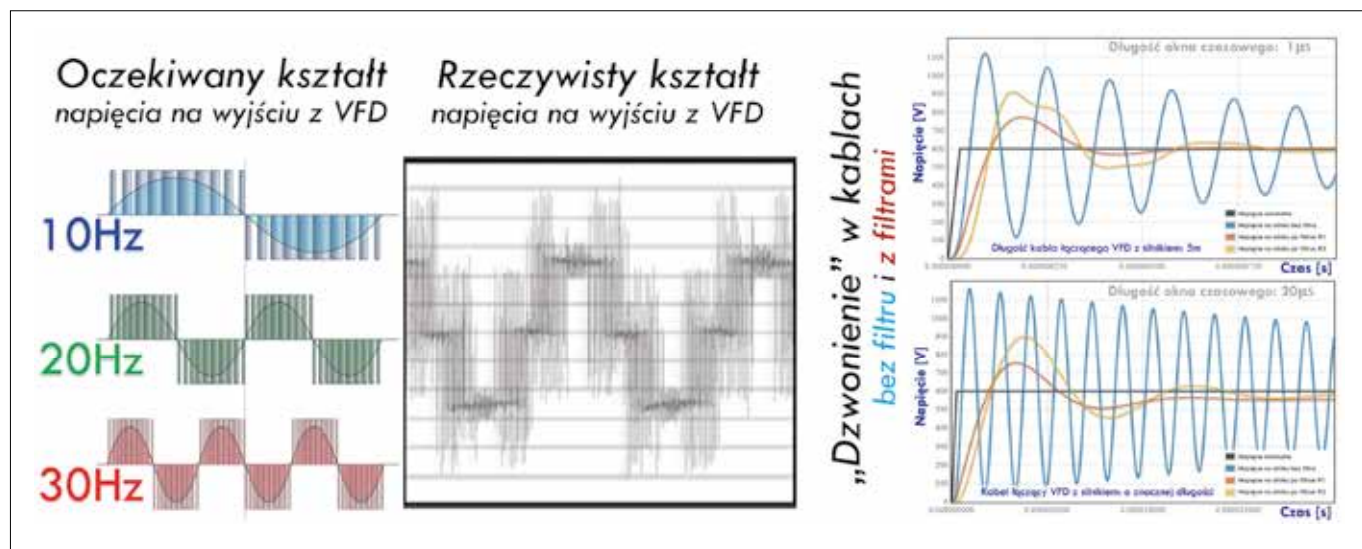
Jak stwierdzono powyżej, w praktyce przemysłowej coraz częściej wykorzystywane są napędy VFD. W niektórych takich aplikacjach nie jest wystarczające zadanie określonej prędkości obrotów wirnika agregatu pompowego, ale również niezbędne jest kontrolowanie, czy ruch z zadysponowaną prędkością jest już faktycznie realizowany. Wszak może się zdarzyć także awaria w systemie sterowania. Na okoliczność kontroli prędkości obrotowej wirnika wykorzystywane są różne systemy pomiarowe (najczęściej to prądniczki

tachometryczne) [6]. Natomiast w przypadku agregatów ważniejszych, tzn. takich, które są objęte monitorowaniem drgań, wręcz wymagana jest świadomość prędkości obrotowej, bowiem dla różnych prędkości różne poziomy drgań mogą być traktowane jako normalne oraz granicznie dopuszczalne (np. ze względu na wpływ, na generowane poziomy drgań, rezonansów strukturalnych, a także na zróżnicowanie wymuszeń hydraulicznych w zależności od położenia bieżącego punktu pracy pompy w stosunku do BEP – *vide* rys. 1 i rys. 2). W konsekwencji system akwizycji danych diagnostycznych winien je gromadzić selektywnie – tzn. segregować dla wyróżnionych podzbiorów prędkości obrotowej wirnika, a być może także w zależności od zróżnicowania obciążenia procesowego. Ta druga sugestia jest warunkowana możliwością transmisji wybranych zmiennych procesowych z systemu DCS do systemu diagnostyki.

Zauważmy ponadto, że bardziej zaawansowane systemy monitorowania drgań stwarzają możliwość filtracji wektorów NX w stanach przejściowych (tzn. dla rozruchu lub wybiegu pompy), co wymaga sterowania filtrami współbieżnymi NX. Funkcjonalność ta winna być także wykorzystywana dla maszyn z napędem VFD w przedziale przewidywanej wymaganiami procesu zmienności obrotów. W systemach monitorowania wykorzystywany jest w tym celu tzw. Keyphasor®, czyli znacznik fazy umożliwiający także dodatkowo pomiar tachometryczny. O ile wspomniane wcześniej prądniczki tachometryczne nie są w stanie zastąpić funkcjonalności znacznika fazy, o tyle dokładność pomiaru prędkości obrotowej z pomocą Keyphasora® jest całkowicie wystarczająca dla sprzężenia zwrotnego, które może być wymagane przez VFD do kontroli rzeczywistej prędkości obrotowej wirnika. Tak więc dla nowych aplikacji VFD, w których pompy są monitorowane drganiowo z wykorzystaniem Keyphasora®, można zrezygnować z prądniczek tachometrycznych, bowiem informacja o prędkości obrotowej może być transmitowana z systemu monitorowania stanu technicznego do VFD.

Z powyższego akapitu płynie także dodatkowy wniosek. Stosowanie jakiegos systemu monitorowania drgań dla agregatów z napędem VFD, który nie uwzględnia znacznika fazy, jest raczej skazane na niepowodzenie, bowiem zmienność poziomów drgań towarzysząca zmienności obrotów oraz obciążeń procesowych maszyny jest na ogół na tyle duża, że będzie maskować zmiany w charakterze drgań powodowane zmianami jej stanu technicznego.

Jeszcze jedną formą monitorowania stanu technicznego związaną z obrotami może być monitorowanie kierunku obrotów wirnika. W przypadku niektórych instalacji pompowych może się zdarzyć, że wirnik zacznie się obracać w kierunku przeciwnym do normalnego. Przyczyną może być brak poprawności sterowania klapami/zaworami lub ich pogarszający się stan techniczny, co umożliwia pojawienie się prze-



RYS. 10  
Napięcie  
pożądane vs  
rzeczywiste za  
VFD

plywu zwrotnego. Takie przeciwno obroty mogą się przyczynić do przyspieszonego zużycia uszczelnień. W skrajnym przypadku stan techniczny agregatu będzie także zagrożony wtedy, gdy wirnik pompy działającej w reżimie turbinowym osiągnie obroty wyższe od maksymalnie dopuszczalnych – co się zdarza i prowadzi do dezintegracji mechanicznej agregatu pompowego. Aby takich zdarzeń uniknąć to dla agregatów zagrożonych możliwością niezamierzonej pracy turbinowej należy stosować systemy detekcji i zabezpieczenia na okoliczność nadobrotów<sup>5</sup>.

### Błędy aplikacyjne VFD

Coraz więcej maszyn, w tym także pompy napędzane silnikami niskonapięciowymi: tak 1-, jak i 3-fazowymi, pracuje ze zmieniającą się prędkością obrotową (przede wszystkim z napędami VFD – jak pokazany na rys. 8), tak aby maksymalnie efektywnie realizować potrzeby procesu. Natomiast zarówno w przypadku pomp już użytkowanych, które poddano procesowi modernizacji, jak i nowych projektów zdarzają się niepoprawności we wdrożeniach, mogące przyczynić się do zwiększenia awaryjności napędzanych w ten sposób agregatów. Po lewej stronie rys. 10 pokazano kilka przykładów pożądanego, tzn. wyidealizowanego kształtu napięcia za VFD (tzn. napięcia  $V_{out}$  na rys. 8). Wyidealizowanego, bowiem w rzeczywistości napięciu temu towarzyszą krótkotrwałe wysokoczęstotliwościowe impulsy (co zaprezentowano w części środkowej rys. 10), które będą tym bardziej negatywnie odbijać się na żywotności silnika, im będzie ich więcej oraz im będą miały większą wartość szczytową. Dodatkowo, ten negatywny wpływ będzie tym większy, im VFD będzie zlokalizowany dalej w stosunku do silnika, a więc będą wykorzystywane długie kable zasilające silnik, oraz im będą one bardziej złej jakości.

Z prawej strony rys. 10, w dwóch oknach czasowych pokazano kolorem niebieskim zmiany napięcia będą-

ce efektem wtórnym tych szumowo generowanych impulsów. Prezentowane okna czasowe mają różną długość: górne 1  $\mu$ s, a dolne 20  $\mu$ s. W okienku górnym prezentowany jest zanik zmienności sygnału napięcia (opisany na rysunku jako „dzwonienie”) w przypadku zlokalizowania VFD blisko silnika, natomiast w okienku dolnym – daleko od silnika. Można zauważyć, że wygaszenie wywołanego impulsem procesu przejściowego dla kabla krótkiego następuje wielokrotnie szybciej niż w przypadku kabla długiego.

Popelniane przy aplikacjach VFD oszczędności kosztowe i błędy skutkujące we wzroście liczby problemów po stronie UR, to:

- stosowanie falowników, które nie posiadają pewnych funkcjonalności (np. filtrów szumów wysokoczęstotliwościowych),
- używanie kabli zasilających między falownikiem a silnikiem, które nie są dedykowane dla aplikacji VFD,
- wykorzystanie długich kabli zasilających i niezastosowanie na nich tłumików elektrycznych składowych wysokoczęstotliwościowych,
- nieprawidłowe zastosowanie tłumików składowych wysokoczęstotliwościowych,
- stosowanie VFD dla silników, które nie są konstrukcyjnie przygotowane do aplikacji VFD (tzn. brak izolacji łożysk, brak odprowadzenia prądów pasożytniczych z wirnika), co może skutkować pojawieniem się problemów ruchowych spowodowanych przez elektroerozję [7].

### Co wpływa na zróżnicowanie monitorowania pomp?

O stopniu zaawansowania systemu monitorowania stanu technicznego decydują:

- krytyczność agregatu pompowego dla realizowanego procesu produkcyjnego (a w ślad za nią ważność agregatu dla wyniku finansowego przedsiębiorstwa);

- uciążliwość obsługi i remontu; przecoczenie początku degradacji i brak świadomości jej zaawansowania może skutkować koniecznością znacznie poważniejszego (oraz dłuższego) remontu i w konsekwencji prowadzić do zwiększenia nakładów na UR;
- wrażliwość wykorzystywanych symptomów stanu technicznego na zmienność parametrów procesowych;
- oczekiwanie obsługi co do potrzeby rozpoznawania jedynie pewnych wybranych uszkodzeń (np. stan łożysk tocznych); ograniczone oczekiwania pozwalają na stosowanie prostszych i w konsekwencji tańszych systemów monitorowania.

### Eksplodzie pomp

Pompy bywają wykorzystywane m.in. do hydrotransportu. W tym przypadku różnią się one nieco konstrukcyjnie od pomp używanych do pompowania cieczy ze względu na wykorzystywane materiały konstrukcyjne. Na rozwiązanie konstrukcyjne wpływają także gabaryty transportowanego w wodzie materiału i jego twardość.

Transportowi podlegać mogą ciała o granulacji pylistej (średnica tzw. średniego ziarna  $< 0,075$  mm) czy ciała drobnoziarniste (0,5-2 mm). Bywa również (choć rzadko), że transportowane są również grubsze ciała stałe (o średnicy kilka, kilkadziesiąt mm). W przypadku aplikacji takich pomp znane są przypadki, w których doszło do eksplozji maszyny.

Wspomnijmy rok 1849, w którym to James Joule przeprowadził eksperyment z kołem łopatkowym, jaki zaowocował sformułowaniem Pierwszej Zasady Termodynamiki. W eksperymencie obracał koło z łopatkami w wodzie i stwierdził, że temperatura wody wzrastała.

Tak więc, jeśli pompa pracuje w warunkach martwego wzniosu, to wirnik obracający się w korpusie będzie powodował wzrost temperatury zawartego w niej medium. Do sytuacji takiej dochodzi w czasie hydrotransportu wtedy, gdy dojdzie do zatkania zarówno rurociągu ssawnego, jak i tłocznego. Wtedy pompa staje się naczyniem zamkniętym, wirnik nadal się obraca, medium nie może się przemieścić i następuje jego „mielenie”, czemu towarzyszy wzrost temperatury. Po osiągnięciu temperatury parowania wykorzystywanej do hydrotransportu wody następuje jej odparowywanie i szybki wzrost ciśnienia w zamkniętej przestrzeni. Po przekroczeniu ciśnienia krytycznego następuje eksplozja rozrywająca obudowę.

Takie eksplozje zdarzają się na wszystkich (poza Antarktydą) kontynentach. Występują częściej w krajach o niskiej kulturze technicznej, choć opisany poniżej przypadek miał miejsce w USA [8].

W kopalni, w zakładzie przygotowania węgla, wznawiano produkcję po dwóch dniach przerwy. Pompa transferowa była wykorzystywana do tłoczenia miazgi węglowej ( $\sim 0,5$ mm) ze zbiornika

FOT. 2  
Pompa po eksplozji i oderwana pokrywa wirnika



do filtra dyskowego. Wysokość podnoszenia: 10 m. Po uruchomieniu pompy okazało się, że i rurociąg ssawny, i tłoczny są zapchane osiadłym pyłem węglowym. Obsługa zgłosiła, że „wokół wału napędowego pompy wydobywa się para”. Wysłany został operator w celu zbadania sytuacji. Tenże, najwyraźniej przez pomyłkę, najpierw zatrzymał inną pompę, a dopiero następnie problematyczną pompę transferową, która od chwili uruchomienia zdążyła już przepracować  $\sim 40$  minut. Bezpośrednio po zatrzymaniu pompa ta eksplodowała. Przednia płyta korpusu odfrunęła, uderzyła w operatora, powodując śmiertelne obrażenia. Na fot. 2 pokazano elementy pompy po eksplozji.

Miały też miejsce podobne eksplozje, w których po dezintegracji energia kinetyczna elementów pompy była wystarczająca do poważnego uszkodzenia stropu pomieszczenia, w którym pracowała. W niektórych przypadkach elementy eksplodujących pomp były znajdowane w odległości 100-200 m od miejsca ich pracy.

Jeśli jakaś aplikacja hydrotransportu wiąże się z ryzykiem eksplozji pompy, to cełowym jest monitorowanie jej stanu technicznego poprzez pomiar temperatury korpusu.

### Korzyści z monitorowania pomp

Podstawowe korzyści ze stosowania prawidłowych systemów monitorowania pomp to:

- oszczędność energii,
- obniżone koszty UR,
- zwiększenie bezpieczeństwa pracy,



# Flygt Bibo<sup>α</sup>



Poznaj nową generację naszych pomp  
odwadniających Flygt Bibo Alpha o mocy od 2 kW do 10 kW



## **Lepsza** wydajność

- Działa do 4 razy dłużej niż tradycyjna pompa



## **Lepsze** zarządzanie zasobami

- 30% redukcji liczby stosowanych części



## **Niższy** koszt cyklu życia

- Dłuższy czas między serwisowaniem i zmniejszony koszt konserwacji do 50%\*
- Niższe zużycie energii do 60%\*



## **Ulepszeona** konstrukcja

Po więcej informacji zeskanuj kod QR



\*W porównaniu do serii Flygt 2600 i 2800.

**xylem**  
Let's Solve Water

## Rozwijamy się dla naszych Klientów

### Zmodernizowane tłocznie ścieków typu TSC

Tłocznie ścieków to rozwiązanie podstawowych problemów w systemach kanalizacji sanitarnej i ogólnospławnej tzn. zapychania układów hydraulicznych obiektów infrastruktury kanalizacyjnej, zarastania rurociągów grawitacyjnych i ciśnieniowych, zagniwania ścieków w zbiornikach retencyjnych, blokowania lub uszkodzenia wirników w pompach na skutek obecności w pompowanym medium ciał stałych oraz niskiego uwodnienia ścieków.



## Realizowane projekty



- produkowane w Hydro-Vacuum S.A. pompy i systemy pompowe trafiają do użytkowników na całym świecie,
- eksportujemy prawie 35% naszej produkcji
- główne kierunki eksportowe to: kraje europejskie, Dalekiego Wschodu i kraje arabskie,
- jedno z większych projektów zrealizowanych w ostatnich latach to: dostawa pomp na wyposażenie ujęcia i stacji uzdatniania wody zaopatrującej 1,5 mln odbiorców, o wydajności optymalnej 200 000 m<sup>3</sup>/dobę oraz dostawa pomp do przepompowni o wydajności optymalnej 67 000 m<sup>3</sup>/h i mocy zainstalowanych silników 16,2 MWh

- efektywniejsze podejmowanie decyzji w oparciu o umiejętne przetwarzanie danych w informacje,
- poprawa wydajności wykorzystania pomp,
- zwiększenie niezawodności pomp.

Powyższe korzyści mogą być osiągnięte wtedy, kiedy zostanie zastosowany system monitorowania stanu technicznego poprawnie dobrany do wymagań konstrukcyjnych agregatu pompowego oraz stosownie do potrzeb procesu produkcyjnego.

W przypadku znacznej zmienności warunków procesowych celowym jest również zastosowanie wystarczająco silnego systemu akwizycji danych diagnostycznych.

### Możliwość rozpoznawania anomalii pracy pompy

Poniżej omówione zostaną dwa przykłady związane z zakłóceniami przepływu przez pompę

#### PRZYKŁAD 1:

W [9] opisano badania eksperymentalne mające na celu ocenę efektywności rozpoznania nieprawidłowości w pracy poziomej pompy wirowej, polegające na częściowym przytkaniu przepływu przez wirnik (*vide* rys. 11). Wykorzystywane były dwie techniki: analiza drgań oraz analiza prądu. Drgania mechaniczne były mierzone na trzech typowych kierunkach (poziomo – pionowo – osiowo) i analizowane widmowo w paśmie do 1500 Hz, przy czym składowe drgań (dla widm prezentowanych w skali LIN-LIN), o których można powiedzieć, że były istotne, zawierały się w paśmie do 300 Hz.

Pomiary prądu również podlegały analizie widmowej i prezentowane były w paśmie do 3200 Hz, przy czym w bogactwie składowych spektralnych (bogactwie, bowiem te widma wykonano w skali LOG-LIN) ograniczono się do wskazania składowej odpowiadającej częstotliwości sieci.

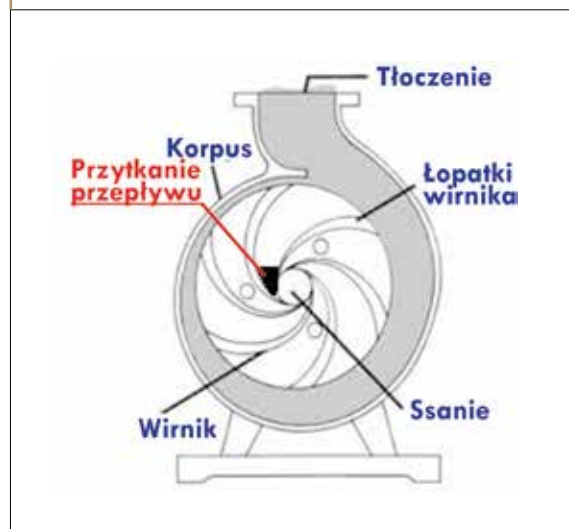
- Stwierdzono, że w przypadku:
  - drgań mechanicznych obserwowany jest (najczęściej) niewielki wzrost ich składowych; i tak dla składowej obrotowej wzrost amplitudy wynosił dla kierunku: poziomego 25%, pionowego 1% i osiowego 22%; zmiana składowych drgań odpowiadających częstotliwości łopatkowej dla wymienionych kierunków wynosiła odpowiednio +73%, -9% i +3%; takie zmiany mogły być spowodowane bądź to zakłóceniem przepływu, bądź też wzrostem niewyważenia wirnika spowodowanego przytkaniem, a ich kierunkowe zróżnicowanie może być tłumaczone funkcją przejścia od zaburzenia do miejsca lokalizacji czujnika;
  - analiza prądu pokazała natomiast spadek poboru prądu o 12% w przypadku wirnika z przytkanym przepływem (co jest tłumaczone obniżeniem wydajności pracy pompy wyrażającym się obniżeniem wydatku po stronie tłoczenia) oraz wzrostem składowej sieciowej w widmie prądu o 4,25 dB; ponadto w widmie drgań elektrycznych widoczne jest pojawienie się drgań o charakterze rezonansowym w paśmie ~1200-1600 Hz; drgania te nie muszą mieć pierwotnej przyczyny elektrycznej, a co najwyżej zdają się być elektrycznym obrazem pobudzenia hydraulicznego.

”

Tradycyjnymi pomiarami wspomagającymi monitorowanie integralności mechanicznej są pomiary drgań i temperatury

RYS. 11

Pompa z przytkanym przepływem wirnika



#### PRZYKŁAD 2:

W cukrowni zlokalizowanej poza granicami Polski, której produkcja kształtuje się na poziomie ~200 000 ton rocznie<sup>6</sup>, na ponad 50 maszynach napędzanych silnikami elektrycznymi zainstalowano monitoring podobny do pokazanego na rys. 9.

Wkrótce po zainstalowaniu monitorowania i po zakończeniu procesu „samouczenia” system zasygnalizował pojawienie się jakiejś bliżej nieokreślonej anomalii. Informacje dostępne bezpośrednio z systemu monitorowania pokazano w tabelach na rys. 12. W tabeli 1 sugerowana jest celowość dokonania sprawdzenia symptomów. W tabeli 2 wymienione są i pokazane pomiary elektryczne symptomatyczne dla oceny szeroko rozumianego stanu technicznego. Natomiast wszystkie mieszczą się w normie. Tak więc dokonano przeglądu trendu innych symptomów (niepodlegających ocenie w trybie tabelarycznym) i dla jednego z nich – tego, który wskazuje na możliwość pracy pompy w warunkach

RYS. 12

Ocena pompy wygenerowana przez system monitorowania anomalii

Część agregatu - Praca - Status niesprawności - Diagnoza		TABELA Nr 1			TABELA Nr 2		
Stan	Nazwa	Stan	Nazwa	Wartość			
OK	Luzy komponentów / Fundament	OK	Współczynnik mocy	0,90			
OK	Niewyważa/Nieosiowość: sprzęgło/łożysko	OK	Moc aktywna [kW]	28			
OK	Pasy/Transmisja/Maszyna napędzana	OK	Moc pasywna [kW]	13			
OK	Łożyska	OK	Vrms [V]	167			
OK	Wirnik	OK	Irms [A]	56			
OK	Poluzowane uzwojenia/Stojan/Zwarcia	OK	V - niewyważenie [%]	0,87			
OK	Wewnętrzne uszkodzenie elektryczne	OK	I - niewyważenie [%]	0,46			
OK	Zewnętrzne uszkodzenie elektryczne	OK	Częstotliwość [Hz]	42			
SPRAWDŹ !	Inne	OK	THD [%]	2,9			
OK	Status zasilania	OK	3-harmoniczna [%]	0,49			
OK	Status obciążenia	OK	5-harmoniczna [%]	2,40			
SPRAWDZ-NIE #1	Występują usterki mechaniczne i/lub elektryczne, jak pokazane w TABELI Nr 2. Konserwację należy zaplanować w ciągu trzech (3) miesięcy.	OK	7-harmoniczna [%]	1,10			
		OK	9-harmoniczna [%]	0,11			
		OK	11-harmoniczna [%]	0,28			
		OK	13-harmoniczna [%]	0,11			
		OK	Pomiary elektryczne znajdują się w przedziałach akceptacji				

kawitacji – stwierdzono wyraźny trend rosnący, co pokazano na rys. 13.

Służby UR postanowiły zweryfikować poprawność sugestii i dokonały demontażu pompy. Na fot. 3 pokazano zdjęcie wirnika, na którego łopacie

RYS. 13  
Trend symptomu wskazującego na możliwość kawitacji



widoczny jest obszar erozji kawitacyjnej. Zidentyfikowane uszkodzenie potwierdziło poprawność podejrzenia ze strony systemu eMCM co do przyczyny rozpoznanej anomalii.

Po przeprowadzeniu przez służby UR pewnych korekt w systemie po stronie ssania pompy, po ponownej jej instalacji i uruchomieniu stwierdzono, że system monitorowania przestał generować ww. alarm.

### Inicjacja UR 4.0 dla pomp

Przemysł 4.0 definiuje się jako integrację inteligentnych technologii cyfrowych z procesami produkcyjnymi – w tym także z UR. Inteligentne technologie przemysłowe obejmują: sieci przemysłowe (IIoT), sztuczną inteligencję (AI), duże zbiory (Big Data), robotykę i automatyzację. W konsekwencji PRZEMYSŁ 4.0 pozwala na tworzenie inteligentnych fabryk, na co składają się przede wszystkim: inteligentna produkcja, inteligentne UR oraz inteligentna logistyka.

Aby inteligentnymi technologiami zarządzać niezbędne jest posiadanie wydziału IT<sup>7</sup>. W takim przedsiębiorstwie, o którym można powiedzieć, że przekroczyło przedsiwzięcie PRZEMYSŁU 4.0 [10], zainicjowanie UTRZYMANIA RUCHU 4.0 nie należy do zadań trudnych.

System monitorowania pomp bazujący na IIoT to sieć połączonych urządzeń, które monitorują i analizują zachowanie procesowe pomp w czasie rzeczywistym. Już zbieranie danych z czujników powiązanych z funkcjonowaniem pomp (tzn. tych, które zostały symbolicznie pokazane z lewej strony rys. 5) i przesyłanie ich do scentralizowanego systemu umożliwia – po zastosowaniu algorytmów inteligentnego przetwarzania – optymalizację wydajności pracy pomp. W konsekwencji, po stwierdzeniu anomalii w ich działaniu możliwe jest rozpoznawanie prawdopodobnych

FOT. 3

Erozja kawitacyjna łopaty wirnika pompy



usterek oraz przewidywanie potrzeb obsługowych, a także prognozowanie remontów.

O jakości informacji generowanych z gromadzonych danych w pierwszej kolejności decyduje ich jakość. Im są one bardziej symptomatyczne dla oceny stanu technicznego oraz im będą w stanie „patrzeć szerzej” na stan techniczny agregatów pompowych, tym lepsze będą możliwości realizacji UR bazującego na stanie technicznym i tym krótsze będzie dochodzenie (jeśli potrzebne) do preskryptywnego UR [11].

Znaczące polepszenie jakości bazy danych mających wspomagać ocenę stanu technicznego pomp można uzyskać przez gromadzenie pomiarów symbolicznie pokazanych w częściach środkowej oraz prawej rys. 5.

### Zróznicowanie zaawansowania wspomaganie UR pomp

Problem jakości systemu monitorowania nie ogranicza się tylko do „jakości danych”. O jego dostosowaniu do potrzeb przedsiębiorstwa współdecyduje również jakość techniki, z pomocą której są gromadzone dane symptomatyczne dla stanu technicznego. I tak, w kolejności od technik gromadzenia najsłabszych do najlepszych, będą to:

1. rutynowe pomiary obchodowe realizowane z pomocą mierników lub jeszcze lepiej z pomocą analizatorów: jeśli wykorzystywany jest zbieracz danych umożliwiający zaprogramowanie trasy pomiarowej to równolegle winien być używany jakiś system komputerowy stwarzający możliwość zrzucania zgromadzonych danych z urządzenia przenośnego do systemowej bazy danych historycznych;
2. pomiary z czujników zainstalowanych na stałe i podłączonych bezpośrednio do DCS: takie rozwiązanie jest możliwe w przypadku czujników generujących sygnały quasi-statyczne (np. sensory temperatury), natomiast już bardzo ograniczające w przypadku czujników generujących sygnały dynamiczne (np. drgania mechaniczne), bowiem wprowadzenie pomiaru do DCS wymaga przetworzenia sygnału dynamicznego w jakąś jego punktową (liczbową) estymatę (np. wartość szczytowa, wartość skuteczna); wymienione przetworzenie całkowicie wyklucza możliwość dalszej analizy sygnału; dobrze jest pamiętać, że DCS nie jest przystosowany ani do akwizycji sygnałów dynamicznych, ani tym bardziej do ich przetwarzania i prezentacji; w konsekwencji DCS nie może być tak dalece pomocny w UR jak dedykowany temu zadaniu system monitorowania stanu technicznego; tylko taki dedykowany system jest w stanie w pełni obsługiwać nie tylko pomiary z sensorów quasi-statycznych, ale także wspomagać wnioskowanie w oparciu o specjalizowane analizy wykonywane dla sygnałów dynamicznych różnej natury (tzn.: mechanicznej, elektrycznej, przepływowej);

3. pomiary z czujników zainstalowanych na stałe i podłączonych bezpośrednio do systemu monitorowania w formie skaningowej: przez systemy skaningowe rozumie się systemy, na które składa się wiele czujników podłączonych do różnych maszyn, z jakich przekazywanie pomiarów odbywa się po kolei (tzn. ma miejsce skaning po czujnikach w czasie, a repetycja odpytywania tych samych czujników zależy od „długości kolejki”, czyli liczby czujników włączonych w pojedynczą pętlę odpytywania); transmisja danych z tych czujników kiedyś odbywała się wyłącznie przewodowo, a współcześnie coraz częściej jest również realizowana drogą bezprzewodową [12]; bezprzewodowa transmisja niesie za sobą ograniczenie długości czasu pracy baterii w czujniku bezprzewodowym; będzie on tym krótszy, im więcej danych oraz im częściej wymaga transmisji<sup>8</sup>; w konsekwencji gromadzenie i transmisja zdigitalizowanych sygnałów dynamicznych, ze względu na ograniczoną wydajność źródła energii czujnika bezprzewodowego, najczęściej nie jest realizowana; takie skaningowe systemy (i przewodowe, i bezprzewodowe) nie posiadają autonomicznych modułów umożliwiających zabezpieczenie maszyny;

”

W przypadku znacznej zmienności warunków procesowych celowym jest zastosowanie wystarczająco silnego systemu akwizycji danych diagnostycznych

4. pomiary z czujników zainstalowanych na stałe i podłączonych bezpośrednio do systemu monitorowania; czujniki odpytywane są przez system monitorowania równolegle (czasami także współfazowo), natomiast nie w sposób ciągły, a z pewnym krokiem czasowym (który może zależeć np. od czasu potrzebnego na przeprowadzenie w systemie stosownych analiz i ich interpretację diagnostyczną) (np. [4]);
5. pomiary z czujników zainstalowanych na stałe i podłączonych bezpośrednio do systemu monitorowania klasy on-line: przez system klasy on-line rozumie się taki system, w którym wszystkie czujniki są podłączone równolegle do systemu monitorowania; system prowadzi analizę sygnałów w czasie rzeczywistym; systemy takie mogą być wykorzystywane jako systemy zabezpieczenia maszyny;
6. rozszerzenie w/w systemów monitorowania stanu technicznego o system akwizycji i przetwarzania

danych diagnostycznych: w przypadku tej kategorii systemów również można mówić o systemach bardziej ułomnych lub bardziej zaawansowanych; i tak ułomnością systemu może być możliwość jego pracy jedynie na rzecz którejś z form monitorowania z wymienionych w (i), (iii) lub w (iv); systemem bardziej zaawansowanym będzie taki, który umożliwia gromadzenie danych dla każdej z ww. form nadzoru; systemem ułomnym będzie ten umożliwiający gromadzenie danych dla ustalonych warunków pracy maszyny, natomiast bardziej uniwersalnym taki, który dodatkowo ma zdolność gromadzenia danych w warunkach przejściowych, czyli w fazie rozruchu i odstawienia maszyny, a także jest w stanie grupować dane w niezależnych bazach dla zróżnicowanych parametrów procesowych (np. zróżnicowane obciążenie pompy, zróżnicowana prędkość obrotowa wirnika, zróżnicowanie punktu pracy w stosunku do BEP, etc.);

7. rozszerzenie w/w systemu diagnostyki o system ekspertowego wspomaganie wnioskowania diagnostycznego: na tym poziomie także spotyka się systemy o różnych możliwościach; takie zróżnicowanie to m.in.: możliwość reedycji istniejących reguł wnioskowania, możliwość generowania nowych reguł wnioskowania, możliwość importu danych z innych systemów (np. wybranych danych procesowych z DCS), możliwość stosowania uczenia maszynowego (Machine Learning).

\*\*\*

W ciągu minionych 30 lat wiele agregatów pompowych zostało w kraju wyposażonych w systemy monitorowania stanu technicznego. Nie jest to jednak taka liczba wdrożeń, która by odpowiadała potrzebom nasycenia kraju wielkości Polski. Zdarzyły się również

wdrożenia, gdzie inwestor i wdrażający nie posiadali dostatecznej wiedzy aplikacyjnej, co spowodowało, że koszty zostały poniesione, a satysfakcja z wyniku nie jest do końca pełna. W niewielkim procencie popełniono wdrożenia błędne, bowiem zredagowane na ich okoliczność SIWZ-y zostały napisane z naruszeniem najlepszych praktyk inżynierskich.

Systemy monitorowania agregatów pompowych umożliwiają identyfikację niektórych problemów leżących także poza agregatami (np. negatywne zmiany w podłączonej do nich instalacji, zdudnienia drgań między sąsiednimi pompami), które byłyby niezauważone lub bagatelizowane w przypadku braku monitorowania. W każdym przypadku takiego rozpoznania wtórnym efektem jest obniżenie kosztów UR i zwiększenie dyspozycyjności.

Nie wszystkie ważne kwestie dotyczące monitorowania stanu pomp zostały uwzględnione w artykule, pominięto np. problematykę pomiarów wysokoczęstotliwościowych (tzn. powyżej pasma słyszalnego). Mogą być one pomocne przy rozpoznawaniu nie tylko uszkodzenia łożysk tocznych, ale także potrzeby ich obsługi i poprawności smarowania. Nie wspomniano także o technikach termowizyjnych, bowiem nie są one wykorzystywane w systemach stacjonarnych.

Na świecie dla maszyn łożyskowych tocznie napędzanych silnikami elektrycznymi powszechnie wykorzystywane są systemy detekcji anomalii na bazie realizowanych on-line pomiarów elektrycznych. Systemy te, w odróżnieniu od wszelkich innych, zapewniają monitorowanie bezinwazyjne. W Polsce nie doczekały się one jak dotychczas wdrożenia.

Pompy są ważne, ale świat się na nich nie kończy. Szereg omówionych w artykule kwestii winno być wziętych pod uwagę także w przypadku potrzeby włączenia do nadzoru innego majątku niż pompy. Myśląc o ewentualnym wdrożeniu nie należy koncen-

**SYSTEMY  
MONITOROWANIA  
AGREGATÓW  
POMPOWYCH**  
umożliwiają  
identyfikację  
niektórych  
problemów  
leżących także poza  
agregatami, które  
byłyby niezauważone  
lub bagatelizowane  
w przypadku braku  
monitorowania



foto: 123rf

## WARTO PRZEMYŚLEĆ

Podjmując decyzję o rodzaju wdrożenia, dobrze jest wziąć pod uwagę kilka kwestii, jak m.in.:

- czy łatwiej jest zapewnić cyberbezpieczeństwo dla jednego czy dla kilku systemów oraz w jakim stopniu tych kilka wdrożonych systemów to cyberbezpieczeństwo zapewnia;
- omawiana klasa systemów wymaga na ogół ich unowocześniania, tak więc czy łatwiej jest unowocześnianie realizować dla jednego, czy dla kilku systemów;
- jakie są koszty wdrożenia monosystemu i kilku systemów – na ogół koszt pojedynczego systemu o większych możliwościach jest niższy od sumy kosztów ponoszonych na implementację kilku systemów;
- efektywne wykorzystanie dowolnego systemu wymaga przejścia przez proces szkolenia i nabierania biegłości w obsłudze i wykorzystywaniu; tak więc czy jest sensowne przechodzenie przez procedury kilku szkoleń i inwestowanie w nie czas i pieniądze? Może jednak nakłady ponoszone na okoliczność pojedynczego systemu są niższe;
- w części zasadniczej artykułu wskazano na ważność danych procesowych dla procesu diagnozowania; tak więc warto zastanowić się, jak każdy z takich kilku wdrożonych systemów monitorowania zapewnia możliwość importu danych procesowych oraz czy nie jest łatwiejszym (i bezpieczniejszym) z punktu widzenia interfejsowania z DCS wykorzystywanie pojedynczego systemu monitorowania i diagnostyki, który spełnia wszystkie niezbędne w tym zakresie wymogi.

trować się na celu najbliższym, a spojrzeć na temat z uwzględnieniem dalszego planu. Autorowi znany jest przykład przedsiębiorstwa użytkującego m.in. pompy, w którym wykorzystywane są cztery różne systemy monitorowania i diagnostyki dla nadzorowania stanu technicznego różnego majątku produkcyjnego. Na rynku są dostępne systemy, które na podobnym do wdrożonego, a nawet lepszym jakościowo poziomie, mogłyby samodzielnie zrealizować takie wielokierunkowe wdrożenie. Podjmując decyzję o rodzaju wdrożenia dobrze jest wziąć pod uwagę kilka kwestii zawartych w ramce.

## Literatura

- [1] Schwei K., 36 common ways to kill your pump, Crane Engineering, Brochure # 1642404570.
- [2] Nowicki R., (Niczym krewetki...) Nowe możliwości w zakresie nadzoru pomp, Pompy Pompownie, Nr 2/2017 str. 8-15.
- [3] Hatch T. Ch., Kuzkaya C., AnomAlert under the hood, ORBIT Vol. 32, No. 2, April 2012, p. 10...17
- [4] SONG J., Nowicki R., Duyar A.: Sprzętowe rozpoznawanie anomalii pracy agregatów napędzanych silnikami elektrycznymi, Napędy i Sterowanie Nr 1, Styczeń 2014, str. 96-106.
- [5] Nowicki R., Duyar A., Zróżnicowanie systemów online monitorowania stanu technicznego agregatów napędzanych silnikami elektrycznymi AC, Napędy i Sterowanie Nr 5 (253), Maj 2020, str. 28-35.

- [6] An Engineering Guide to Position and Speed Feedback Devices for variable speed drives and servos, © Control Techniques 2011, Nidec ASI S.p.A., P.N. 0704-0010-02 pp. 64.
- [7] Nowicki R., Prądy błędzące, a Utrzymanie Ruchu, Napędy i Sterowanie Nr 11 (283), Listopad 2022, str. 41-58.
- [8] Carico A.D., Report of Investigation: Surface Area of Underground Coal Mine – Fatal Exploding Pressure Vessel Accident January 28, 2002 at Island Creek Coal Company; US Dep. Of Labor Mine Safety and Health Administration; Mavisdale, Buchanan County, Virginia.
- [9] Jahangiri M., Roknizadeh A., Clogged impeller diagnosis in the centrifugal pump using the vibration and motor current analysis, Journal of Applied and Computational Mechanics, Vol. 4, No. 4, (2018), 310-317.
- [10] Nowicki R., Utrzymanie ruchu, a Przemysł 4.0, Napędy i Sterowanie Nr 9 (257), Wrzesień 2020, str. 52-77.
- [11] Nowicki R., Preskryptywne utrzymanie ruchu, Chemia Przemysłowa, 4/2020 (756), str. 6-10.
- [12] Nowicki R., Techniki bezprzewodowe w utrzymaniu ruchu, Napędy i Sterowanie, rękopis przekazany do redakcji, Styczeń 2024.

## Przypisy

- <sup>1</sup>  $\tau$  jest czasem eksploatacyjnym.
- <sup>2</sup> Jakość monitorowania stanu technicznego łożyska z pomocą czujnika utwierdzonego w obudowie łożyskowej (a w skrajnym przypadku śledzącego zmianę temperatury powierzchni tej obudowy) jest tym gorsza: (i) im punkt pomiaru znajduje się dalej od łożyska, (ii) im większa jest pojemność cieplna tejże obudowy oraz (iii) im większy jest wpływ na ten pomiar źródeł ciepła znajdujących się w środowisku.
- <sup>3</sup> W przypadku pomp gorących monitorowaniu może także podlegać temperatura medium chłodzącego pompę.
- <sup>4</sup> „Wysokoczęstotliwościowe” w rozumieniu: wyższe, a nawet znacznie wyższe, od nominalnej częstotliwości prądu z sieci zasilającej napęd.
- <sup>5</sup> Zabezpieczenie na okoliczność nadobrotów może być wymagane także w takim przypadku, w którym w konsekwencji uszkodzenia VFD może nastąpić wysterowanie obrotów silnika wyższych niż obroty maksymalnie dopuszczalne przez wirniki agregatu pompowego.
- <sup>6</sup> Największe krajowe cukrownie posiadają zdolności produkcyjne nieco mniejsze od cukrowni, z której pochodzi prezentowany przykład.
- <sup>7</sup> IT to skrót od angielskiego „Information Technology”, co w języku polskim można przetłumaczyć jako „technologia informacyjna” (i w konsekwencji czasami stosuje się lustrzany skrót TI). Termin ten odnosi się do dziedziny zajmującej się gromadzeniem, przechowywaniem oraz przetwarzaniem danych pierwotnych w dane wtórne oraz w informacje użyteczne dla różnych wydziałów przedsiębiorstwa. W tym celu wykorzystywane są różne narzędzia technologiczne. IT odpowiada również za przesyłanie danych przetworzonych oraz informacji w sposób szybki, bezpieczny i efektywny. Wydział IT winien zajmować się także projektowaniem, rozwojem, implementacją systemów informatycznych przedsiębiorstwa oraz ich zarządzaniem. W konsekwencji winien również wspomagać wydział UR w racjonalnym budowaniu i rozwoju systemu, który będzie dla UR maksymalnie pomocny.
- <sup>8</sup> Rozwiązaniem wychodzącym naprzeciw opisywanemu problemowi jest stosowanie tzw. harvesterów, czyli autonomicznych źródeł elektryczności w czujniku. Energia pierwotna jest pozyskiwana z procesu reszkowego generowanego przez maszynę jak np. z drgań mechanicznych. Rozwiązanie takie eliminuje potrzebę cyklicznej obsługi czujników bezprzewodowych wynikającej z konieczności wymiany baterii. Natomiast trzeba sobie zdawać sprawę, że czujnik bezprzewodowy z harvesterem jest droższy od czujnika pracującego na baterię (lub akumulator). ■



## KOMPLEKSOWE ROZWIĄZANIA POMPOWE OD A DO Z

**Zatapiamy problemy**  
**Wydobycamy rozwiązania**

### DLACZEGO MY?

Lider w dystrybucji topowych marek pompowych  
Bogate doświadczenie i ugruntowana pozycja  
Kompleksowa obsługa: od doboru po serwis  
Nowoczesne, energooszczędne zestawy hydroforowe AZH  
Zaangażowany, dynamiczny zespół serwisowy



### AUTOMATYKA

Układy sterowania pompami  
Wizualizacje  
Rozdzielnice Z/S  
SCADA



### WYKONAWSTWO

Wymiany pomp  
Zestawy hydroforowe  
Pompownie kontenerowe  
Modernizacje instalacji



### SERWIS

Osiowanie  
Przewijanie silników  
Remonty pomp  
Diagnostyka





# SZTUKA WYBORU POMPY

Najważniejsze aspekty, które warto wziąć pod uwagę

prof. dr hab. inż. Piotr Cyklis

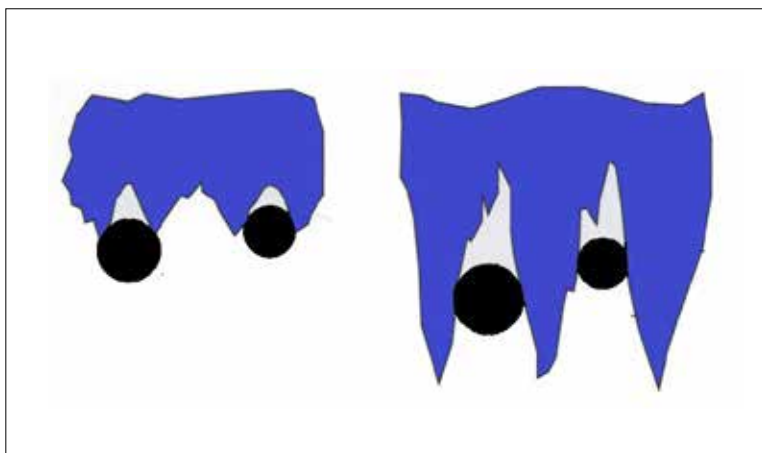
Katedra Inżynierii Ciepłej i Procesowej, Politechnika Krakowska

W przemyśle spożywczym wszystkie urządzenia, a w szczególności pompy, muszą spełniać wymogi higieniczne. Jest to warunek najważniejszy, bo wykluczający. Drugim kryterium, jakie trzeba wziąć pod uwagę wybierając pompę, jest możliwość jej pracy w warunkach niskiego ciśnienia na ssaniu. Ostatni aspekt to odpowiednia charakterystyka. Niestety, producenci zwykle przedstawiają charakterystyki pomp dla wody, co nie ma odniesienia do rzeczywistej produkcji.

W przemyśle spożywczym (ale także kosmetycznym i farmaceutycznym) najważniejszym aspektem doboru pomp jest spełnienie rygorystycznych wymagań higienicznych. Ponadto

pompy muszą mieć zdolność do samoczyszczenia przewidzianymi do tego cieczami myjącymi [1].

W instalacjach pompowych jest wiele miejsc, gdzie mogą powstawać lub gromadzić się zanieczyszcze-



**RYS. 1**  
Powiększenie obrazujące właściwą wielkość chropowatości powierzchni (po lewej) i niewłaściwą (po prawej) w stosunku do czarno zaznaczonych elementów zanieczyszczeń (źródło: zasoby własne autora)

nia. Są to m.in. ruchome elementy, które muszą być uszczelnione dla uzyskania bezpieczeństwa przed przedostawaniem się do środka zanieczyszczeń zewnętrznych. Czyszczenie pomp w obrębie uszczelnień jest trudne, dlatego stosuje się tu membrany czy czynniki separujące.

W urządzeniu powinien być zapewniony wystracający przepływ czynnika myjącego, co przy pompach procesowych wymaga pracy całej maszyny w trakcie jej mycia oraz często wydłużonego czasu płukania.

Pompy są dużym i złożonym elementem linii produkcyjnej. Spełnienie wymagań higienicznych jest w ich kontekście bardzo ważne, bo ewentualne zanieczyszczenia mogą stanowić istotne zagrożenie dla higieny całego procesu.

Fundamentalne znaczenie ma rodzaj materiału, z którego jest wykonana pompa, a także chropowatość powierzchni wirnika, obudowy pompy oraz wszystkich elementów przyłączeniowych. Powierzchnia powinna być przygotowana tak, by mogące się pojawić zanieczyszczenia i mikroorganizmy były większe niż chropowatość powierzchni (rys. 1). Dlatego jako materiał konstrukcyjny pomp higienicznych zaleca się stal 316L polerowaną. Średnia wysokość chropowa-

tości nie powinna przekraczać w pompie  $R_a = 3,2 \mu\text{m}$ , podczas gdy pozostałe komponenty wymagane przez FDA  $R_a = 0,8 \mu\text{m}$ .

### Bezpieczeństwo i efektywność produkcji

Aktualnie producenci pomp wprowadzają nowe rozwiązania, mające na celu podniesienie bezpieczeństwa produktu. Przykładem jest wyeliminowanie wszystkich martwych stref i zapewnienie stałego omywania powierzchni uszczelniających w pompie ZP3 firmy AMPCO (rys. 2). Takie uszczelnienie umożliwia wydajne czyszczenie CiP (Clean in Place) oraz SiP (Sterilization in Place). Producent pompy ZP3 wskazuje też na wydłużony czas życia zastosowanych uszczelnień. Pozwala to na delikatne pompowanie produktów bez uszkodzenia ich struktury. Takie rozwiązanie może sprawdzić się np. przy wkładach owocowych z dużymi kawałkami owoców, ale także farszach mięsnych/warzywnych itp.

Clean in Place i Sterilization in Place w pompach są istotne nie tylko ze względów higienicznych, ale także ekonomicznych. Możliwości i czasy czyszczenia instalacji wpływają przecież na przerwy w procesie produkcyjnym, czyli pośrednio na przychód firmy. Ponadto zużycie energii liczone dla całego okresu działania instalacji wraz z okresami mycia i koniecznych przeglądów także ma znaczenie w kontekście kosztów procesu.

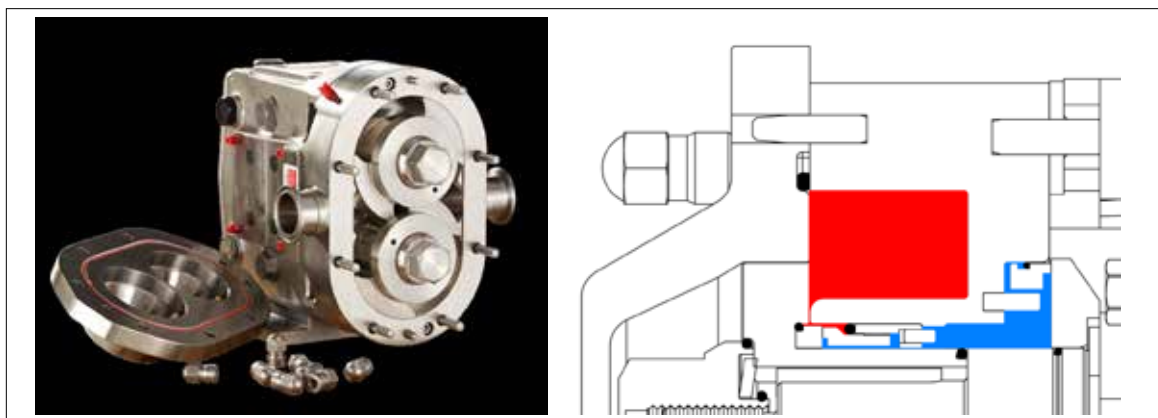
Procesy CiP i SiP są przeprowadzane w instalacji, w której przebiega proces przetwórczy. Sterylizacja procesów technologicznych o bardzo wysokich wymogach higienicznych następuje zwykle po zakończeniu procesów CiP bez modyfikacji i usuwania instalacji przyłączeniowej.

### Wymagania NPSH

Net Positive Suction Head (dla pomp wyporowych używa się też Net Inlet Pressure) jest w rzeczywistości ciśnieniem całkowitym mierzonym na ssaniu pompy. Indeks r (required) oznacza wymagane przez producenta ciśnienie na ssaniu, przy którym wewnątrz pompy nie występuje proces kawitacji [3] [4] [5] [6].

**RYS. 2**

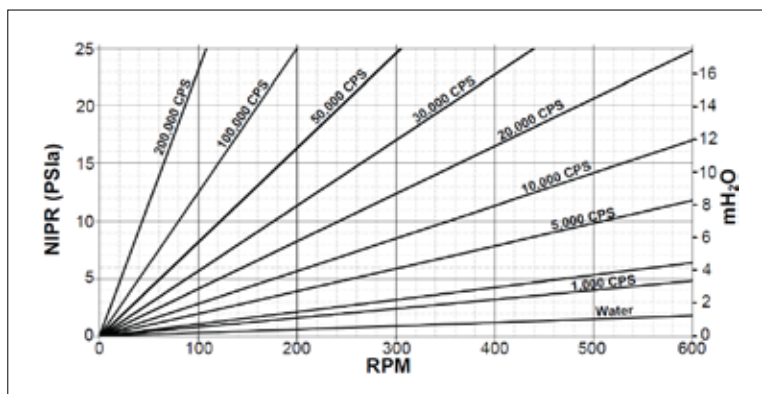
Pompa krzywkowa AMPCO ZP3. Na schemacie czarnymi kółkami zaznaczono o-ringi, na czerwono ciecz przetwarzaną, a na niebiesko ciecz separującą (źródło: materiały firmowe AMPCO)



Kawitacja jest zjawiskiem polegającym na gwałtownym wrzeniu cieczy przy obniżeniu ciśnienia poniżej poziomu jej nasycenia i temperatury. Wynika ona z krzywej nasycenia  $p''(t)$ . Dla różnych płynów można znaleźć jej sprecyzowane wartości w literaturze [7]. Samo powstawanie pęcherzyka



**FOT. 1**  
Uszkodzenia kawitacyjne wirnika pompy promieniowej (źródło: M. Bańczyk, *Optymalizacja numeryczna (CFD) geometrii wirnika w pompie wirowej*, Praca magisterska Politechnika Krakowska, 2024)



**RYS. 5**  
Zależność NPSHr od lepkości dynamicznej cieczy (NIPR odpowiada NPSHr), CPS odpowiada [cP], czyli [mPa/s] (źródło: zasoby własne autora)

parowego nie jest problemem, natomiast jego rozpad powoduje powstawanie mikrostrug cieczy, których lokalne ciśnienie uderzenia może sięgać nawet kilkadziesiąt MPa. To zdecydowanie może przekroczyć wytrzymałość materiału i spowodować korozję kawitacyjną (fot. 1).

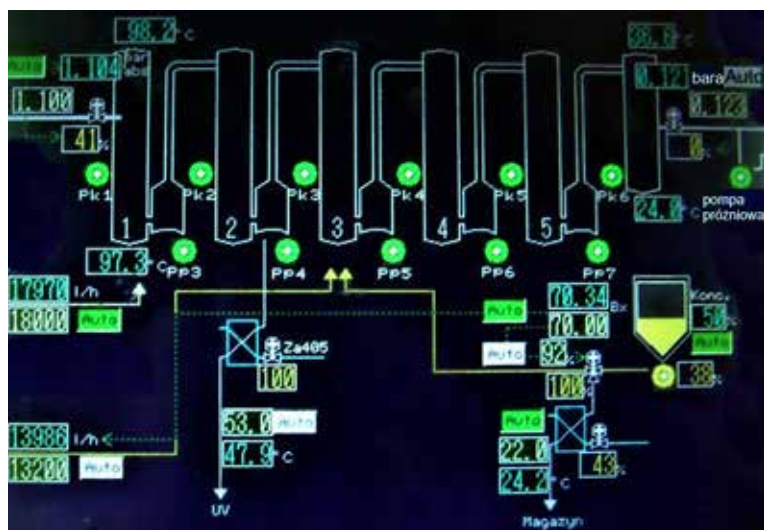
Producenci pomp podają wartość NPSHr w metrach słupa wody ( $mH_2O$ ) dla wody w temperaturze  $20^\circ C$ . Dobrą cechą pompy jest możliwość jej pracy przy jak najniższym NPSHr. Konstruktorzy uzyskują niskie NPSH, wykorzystując symulację CFD [8] [9]. Dla temperatury wyższej niż  $20^\circ C$  NPSHr rośnie zgodnie z krzywą nasycenia (rys. 4).

Użytkownik pompy musi obliczyć dla instalacji ssawnej pompy dostępne NPSHa, gdzie indeks a (available) oznacza ciśnienie całkowite wynikające z procesu i instalacji. W obliczeniach podniesioną temperaturę nasycenia cieczy można uwzględnić albo podnosząc, albo obniżając NPSHa:

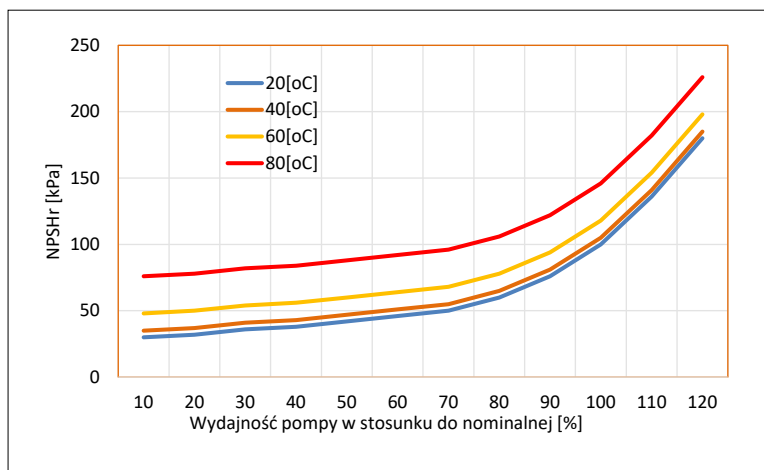
$$NPSH_a = \frac{p}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} - \frac{\Delta p_p}{\rho g}$$

$p$  – ciśnienie statyczne na ssaniu,  $w$  – prędkość czynnika na ssaniu,  $g$  – przyspieszenie ziemskie,  $\Delta p_p$  – różnica ciśnienia nasycenia wynikająca z temperatury cieczy,  $\rho$  – gęstość cieczy

W wielu procesach spożywczych, w szczególności wyparnych, pompy pracują w bardzo trudnych warunkach. Na rysunku 3 pokazano schemat wyparki pięciostopniowej. W takim procesie tylko na pierwszym stopniu pompy kondensatu (Pk) i produktu (Pp) pracują przy ciśnieniu bliskim atmosferycznemu w wymienniku. Na końcu procesu ciśnienie bezwzględne osiąga w skraplaczu już 0,123 bara lub niżej, czyli około 88% próżni względnej. W dodatku ciecze opuszczające wymiennik mają temperatury bliskie temperaturze wrzenia. Uniknięcie kavitacji w tym przypadku jest bardzo trudne i zależy od różnicy poziomów wyjścia z wymiennika oraz ssania pompy. Dlatego warto wprowadzić projektowo dodatkową wysokość słupa cieczy na ssaniu, podnosząc wyparkę. W tym przypadku stosuje się pompy z wirnikami ze stali 316L, które są odporne na kavitację.



**RYS. 3**  
Schemat roboczy wyparki podczas pracy z zaznaczeniem pomp pracujących blisko kavitacji Pp i Pk (źródło: zasoby własne autora)



**RYS. 4**  
Zależność NPSHr od temperatury wody (źródło: zasoby własne autora)

Na rysunku 5 pokazano zależność NPSHr od lepkości dynamicznej cieczy. Większość cieczy spożywczych, takich jak koncentraty, zagęszczone mleko, jogurt itp. ma gęstość większą niż woda, a dodatkowo często są to ciecze nienewtonowskie, których lepkość

nie jest liniową funkcją prędkości ścinania. Dlatego ważne, by przy szacowaniu NPSHr brać pod uwagę konsystencję produktu. Wynika to przede wszystkim ze zwiększonych oporów przepływu cieczy przy podwyższonej lepkości na ssaniu pompy.

FOT. 2

Pompa wirowa  
(źródło: materiały  
firmy BOMINOX)



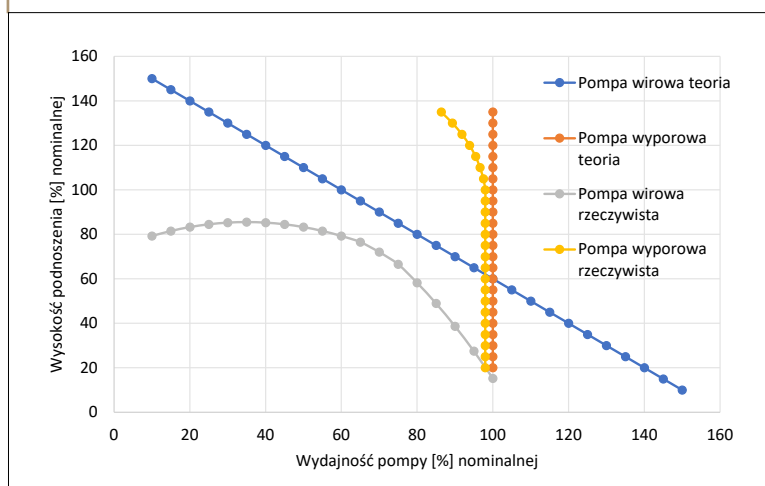
FOT. 3

Pompa wyporowa  
(krzywkowa)  
(źródło: materiały  
firmy FLUSSMANN)



RYS. 6

Teoretyczne i rzeczywiste charakterystyki pomp wyporowych i rotodynamicznych  
(źródło: zasoby własne autora)



### Charakterystyka pompy

Kolejnym bardzo istotnym aspektem doboru pomp są charakterystyki określające zależność wysokości podnoszenia, mocy i sprawności od wydatku objętościowego [10] [11]. Charakterystyka pompy decyduje o zużyciu przez nią energii i wskazuje na ile jest ona elastyczna przy regulacji wydajności. Płaska charakterystyka sprawnościowa pozwala regulować obroty pompy w szerokim zakresie, dzięki czemu można uzyskać oszczędność energii.

Pompy (nie tylko dla przemysłu spożywczego) można podzielić na dwie główne grupy: wyporowe i rotodynamiczne. W tych pierwszych następuje pobranie porcji cieczy do objętości wyporowej i wytłoczenie jej pod wysokim ciśnieniem do rurociągu tłocznego. Możemy wymienić tu pompy wyporowe, jak tłokowe, śrubowe, Rootsa czy krzywkowe.

W pompach wirowych (rotodynamicznych) przepływ substancji wywołany jest przez przekazywanie energii, a dokładniej momentu, za pomocą łopatek roboczych do medium, zwiększając tym samym moment pędu, a w konsekwencji nadając produktowi prędkość przepływu.

Pompy wirowe stosowane są zwykle dla cieczy newtonowskich, dla dużych wydajności i niezbyt wysokich ciśnień. Pompy wyporowe natomiast nie mają ograniczenia pod względem ciśnienia, jednak lepiej sprawdzają się dla niższych wydajności. Pozwalają też na lepsze pompowanie cieczy o wysokiej lepkości, czyli między innymi nienewtonowskich substancji spożywczych czy koncentratów.

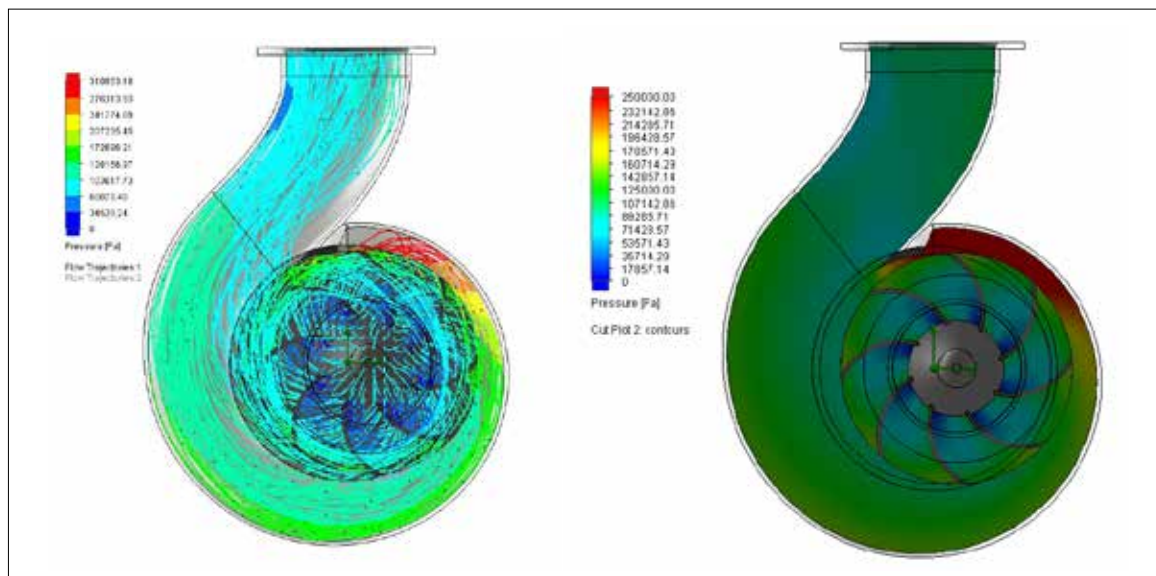
Dla zużycia energii pomp ważne są dwa elementy:

- charakterystyka pojedynczej pompy i możliwości regulacji jej wydajności w zakresie wymaganym parametrami procesu;
- charakterystyka pompy wirowej, która wynika z zasady zachowania momentu pędu strugi cieczy napędzanej łopatką wirnika.

### Analiza teorii a rzeczywiste wyzwania

Z teorii tej wynika, że wysokość podnoszenia jest funkcją kwadratu prędkości wirnika, czyli w efekcie prędkości obrotowej, natomiast wydatek objętościowy to funkcja liniowa prędkości obrotowej. Moc teoretyczna jako iloczyn wydatku i wysokości podnoszenia jest zatem funkcją trzeciej potęgi prędkości obrotowej. Oznacza to również, że dla teoretycznej charakterystyki idealnej pompy wirowej wysokość podnoszenia jest liniowo zależna od wydajności pompy.

Charakterystyka pompy rzeczywistej różni się od charakterystyki teoretycznej. Dla pompy wirowej występują nieliniowe straty udarowe i tarcia oraz



**RYS. 7**  
Symulacja CFD prędkości i miejsc możliwej kawitacji w wirniku pompy (źródło: M. Bańczyk, Optymalizacja numeryczna (CFD) geometrii wirnika w pompie wirowej, Politechnika Krakowska)

liniowe straty skończonej ilości łopatek i przepływu zwrotnego. Dla pompy wyporowej straty wynikają z nieszczelności, utraty przepływu na zaworach i ewentualnej obecności gazu w cieczy.

Sprawność pompy to iloczyn jej sprawności wolumetrycznej, hydraulicznej i mechanicznej.

Teoretyczna moc napędowa:

$$N_t = Q_{vt} * \Delta H_t * \rho * g$$

$Q_{vt}$  – wydajność teoretyczna,  $\Delta H_t$  – teoretyczna wysokość podnoszenia pompy,

$Q_{vr}$  – wydajność rzeczywista,  $\Delta H_r$  – rzeczywista wysokość podnoszenia pompy.

Sprawność wolumetryczna pompy:

$$\eta_v = \frac{Q_{vr}}{Q_{vt}}$$

Sprawność hydrauliczna pompy:

$$\eta_H = \frac{\Delta H_r}{\Delta H_t}$$

Sprawność indykowana:

$$\eta_i = \frac{Q_{vr} * \Delta H_r}{Q_{vt} * \Delta H_t}$$

Sprawność ogólna pompy uwzględniająca dodatkowo tarcie mechaniczne w mechanizmie pompy:

$$\eta_o = \eta_i * \eta_H * \eta_v$$

Składniki strat są nieliniowe, stąd sprawność pompy zmienia się w funkcji obrotów.

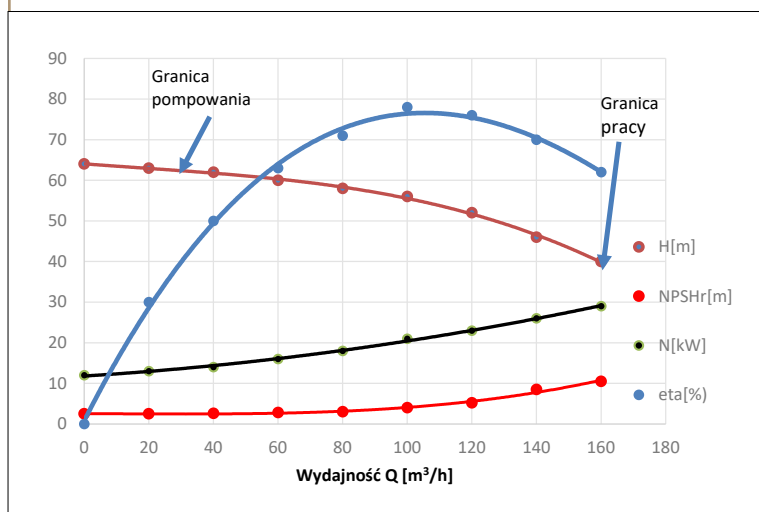
## Metoda CFD

Pompy wirowe posiadają pewne ograniczenia. Są to tak zwane: granica pompowania i granica pracy. Granica pompowania określa ciśnienie, powyżej którego pompa wirowa zachowuje się niestabilnie. Granica pracy wynika z wewnętrznych oporów pompy i praktycznie określa wydatek maksymalny przy minimalnej wysokości podnoszenia.

Producenci nowoczesnych, energooszczędnych pomp wirowych konstrukcją wirnika opierają na wynikach symulacji 3D przy zastosowaniu metod CFD. Modelowanie takie pozwala na dokładne określenie charakterystyki pompy już w fazie projektowania, a także na wyznaczenie miejsc, w których może nastąpić kawitacja oraz obniżenie NPSHr co jest korzystne dla użytkownika. Za pomocą metod CFD można *a priori* określić sprawność i charakterystykę mocy pompy.

## RYS. 8

Pełne charakterystyki pompy wirowej: H[m] – wysokość podnoszenia, NPSHr – ciśnienie wymagane na ssaniu, N[kW] – moc pompy, eta[%] – η sprawność pompy (źródło: zasoby własne autora)





Fot.: 123rf

**FOT. 4**

Na zużycie energii pompy wpływa bezpośrednio jej sprawność  $\eta$ [%]

Praca pompy w warunkach, w których nie da się uniknąć kawitacji (np. w procesie podciśnieniowym w wyparkach) powoduje, że z czasem jej sprawność może obniżyć się nawet o kilkadziesiąt procent. Dlatego dobór pompy do pracy w urządzeniach podciśnieniowych jest bardzo trudny. Nie da się bowiem korzystać przy obliczeniach z krzywych dostarczanych przez producenta, ponieważ wszystkie charakterystyki pomp, podobnie jak NPSHr, określane są dla wody czystej w temperaturze 20[°C]. Ciecze spożywcze mają inną lepkość, gęstość i krzywą nasycenia, które wpływają na wartości rzeczywiste.

”

W przemyśle spożywczym – ale także kosmetycznym i farmaceutycznym – najważniejszym aspektem doboru pomp jest spełnienie rygorystycznych wymagań higienicznych

**Wydajność pomp**

Prewencyjnie bardzo istotne jest zapewnienie odpowiedniego smarowania uszczelnień, zwłaszcza wału pompy. W pompach wirowych do celów spożywczych, przy smarowaniu i chłodzeniu wałów stosuje się ciecz, którą zaleca się oddzielnie doprowadzać do uszczelnień. Warto w tym celu wykorzystać kondensat. Pozwala on na stworzenie bariery higienicznej, a równocześnie zabezpiecza przed tzw. „suchobiegiem” pompy, który może się zdarzyć przy ewentualnym zerwaniu przepływu lub przy uruchamianiu procesu bez wcześniejszego napływu surowca.

Na zużycie energii pompy wpływa bezpośrednio jej sprawność  $\eta$ [%]. Im większa, tym mniejsze

zużycie energii. Jednak ważne jest też, czy zakres wysokiej sprawności pokrywa przewidywany zakres regulacji wydajności pompy. Jeżeli proces przetwórczy charakteryzuje się częstą i wysoką zmiennością ilości pompowanej cieczy, lepszym rozwiązaniem jest zastosowanie dwóch pomp w układzie kaskadowym, w tym jednej z regulowaną prędkością obrotową.

\*\*\*

Przy doborze pomp do zastosowań spożywczych na pierwszym miejscu powinniśmy wziąć pod uwagę aspekty higieniczne, ponieważ niespełnienie norm jest wykluczające. Drugi aspekt wyboru to wymagania Net Positive Suction Head – narzucone przez producenta ograniczenie ciśnienia całkowitego na ssaniu potrzebne dla uniknięcia kawitacji, która może uszkodzić urządzenie. Dodatkowo ma ona związek z trzecim aspektem doboru pompy, którym są jej charakterystyki sprawnościowe. Niestety w przypadku niektórych produktów kawitacja jest trudna lub nawet niemożliwa do uniknięcia.

Ostatecznie istotnym elementem przy podejmowaniu decyzji o zakupie pompy jest serwis. Uszkodzenia i awarie przy procesie produkcyjnym są nieuniknione, dlatego zawsze należy się zorientować jak szybko po zgłoszeniu można się spodziewać serwisowania urządzenia. Finalnie przestój może kosztować nas więcej niż nowa pompa.

**Literatura**

- [1] P. Cardon, „New standards for the food industry,” World pumps, tom August, 2014.
- [2] AMPCO, „Materiały firmowe AMPCO,” 2024. [Online].
- [3] E. Grist, „The NPSH performance indicator, NPSH( $\pi$ ),” WORLD PUMPS, tom April, 2011.
- [4] T. Sahoo, „Cavitation in reciprocating pumps,” World Pumps, tom January, 2006.
- [5] J. Askew, „Centrifugal pumps: avoiding cavitation,” World Pumps, vol. July/August, pp. 262-265, 2011.
- [6] M. Buhagiar, „Coping with poor suction conditions or low NPSH,” World Pumps, tom June, 2005.
- [7] J. HUANG, „A Simple Accurate Formula for Calculating Saturation Vapor Pressure of Water and Ice,” JOURNAL OF APPLIED METEOROLOGY AND CLIMATOLOGY, tom 57, pp. 1265-1272, 2018.
- [8] M. Lorussoa, T. Capursoa, M. Torresia, B. Fortunatoa, F. Fornarellia, S. Camporealea i R. Monteriso, „Efficient CFD evaluation of the NPSH for centrifugal pumps,” Energy Procedia, tom 126, nr 201709, pp. 778-485, 2017.
- [9] Z. Ninga, L. Xiaokaia, G. Boa, W. Xiaojuna i X. Binb, „Effects of modifying the blade trailing edge profile on unsteady pressure pulsations and flow structures in a centrifugal pump,” International Journal of Heat and Fluid Flow, tom 75, pp. 327-238, 2019.
- [10] E. Larralde i R. Ocampo, „Centrifugal pump selection process,” WORLD PUMPS, tom February, 2016.
- [11] W. Zhang, L. An, X. Li, F. Chen, L. Sun, X. Wang i J. Cai, „Adjustment method and energy consumption of centrifugal pump based on intelligent optimization algorithm,” Energy Reports, tom 8, pp. 12272-12181, 2022.
- [12] Bominox, Materiały firmy BOMINOX, 2024.
- [13] Flussmann, „Materiały firmy FLUSSMANN,” 2024. [Online].
- [14] M. Bańczyk, Optymalizacja numeryczna (CFD) geometrii wirnika w pompie wirowej, Praca magisterska Politechniki Krakowskiej, 2024. ■



**WATERJETTING  
SOLUTIONS**



**TANK CLEANING**



**HIGH-PRESSURE PUMPS  
& PROCESS PUMPS**



Hammelmann GmbH  
Carl-Zeiss-Straße 6-8  
D-59302 Oelde

☎ (0) 25 22 / 76 - 0  
✉ [mail@hammelmann.de](mailto:mail@hammelmann.de)  
🌐 [www.hammelmann.de](http://www.hammelmann.de)

**HAMMELMANN®**

# PRZEGLĄD KONSTRUKCJI WIRNIKÓW POMP ŚCIEKOWYCH

mgr inż. Mikołaj Sitniewski, dr hab. inż. Janusz Skrzypacz, dr inż. Przemysław Szulc  
Politechnika Wroclawska

dr inż. Marcin Janczak, dr inż. Witold Lorenz  
Hydro-Vacuum Grudziądz

Istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych stosowanych w pompach ściekowych, które mają na celu ograniczenie tendencji do zapychania się ciałami stałymi. W artykule oceniono subiektywnie – według doświadczenia autorów – parametry eksploatacyjne wpływające na bezpieczeństwo pracy układu pompowego i właściwości energetyczne danych typów wirników. Dla ułatwienia, w porównaniu przyjęto skalę powszechnie stosowaną do oceny efektywności sprzętu AGD.

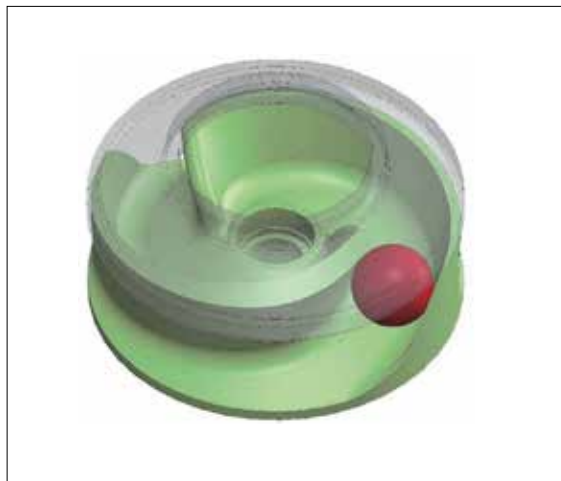


Pompy ściekowe to maszyny energetyczne, przed którymi stawiane są dwa najważniejsze wymagania: z jednej strony to wysoka sprawność energetyczna zapewniająca niski koszt eksploatacji układów odprowadzenia ścieków, a z drugiej odporność na zablokowanie przepływu ciałami stałymi znajdującymi się w pompowanym medium.

Niska energochłonność pomp i systemów pompowych to wymóg przepisów i rozporządzeń UE. Ponadto rosnąca liczba pomp używanych do transportu ścieków oraz ciągle drożejąca energia wpływają bezpośrednio na koszty transportu fekaliów od domów do oczyszczalni ścieków, oddziałując na ceny, które musimy płacić.

Znaczącym problemem eksploatacyjnym, nie-rzadko istotniejszym niż cena samej energii, jest zapychanie się wirnika pompy ciałami stałymi zawartymi w ściekach, co powoduje drastyczny wzrost kosztów obsługi oraz kosztów wyłączenia maszyny z eksploatacji. Szczególnie problematyczne są ciała włókniste, które wykazują wysoką tendencję do gromadzenia się na krawędziach wirnika, a zwłaszcza na krawędziach wlotowych, prowadząc w dłuższym czasie do jego całkowitego zablokowania. Przy zablokowaniu wirnika przez ciała włókniste konieczny jest demontaż pompy i ręczne ich usunięcie – co jest kosztowne i problematyczne, a w przypadku braku szybkiej reakcji może prowadzić do rozszczelnienia instalacji oraz w konsekwencji – rozlania się fekaliów.

Parametrem pozwalającym określić do pewnego stopnia odporność na zablokowanie pompy przez ciała



**RYS. 1**  
Wirnik dwułopatowy pompy do cieczy zanieczyszczonych z kulą definiującą swobodny przelot

obce jest swobodny przelot. Jego wartość definiuje się jako maksymalną średnicę kuli mogącej przedostać się przez układ hydrauliczny pompy bez zablokowania. Im wyższa jest wartość tego parametru, tym wyższa odporność pompy na występowanie ciał stałych w ściekach. Na rys. 1 pokazano dwułopatowy wirnik pompy ściekowej, w którym oznaczono swobodny przelot przez wirnik.

#### Przegląd wirników pomp ściekowych

Istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych stosowanych w pompach ściekowych, które mają na celu ograniczenie tendencji maszyny do zapychania się ciałami stałymi. Pierwszą z konstrukcji, o jakiej warto








fol. 128rf

wspomnieć, są pompy o swobodnym przepływie z wirnikami wielołopatowymi, półotwartymi typu „Vortex” (tabela 1, pozycja 1). Wirniki tego typu charakteryzują się bardzo dobrą odpornością na zapychanie ciałami włóknistymi, a także dużą wartością swobodnego przelotu, który determinuje dobrą odporność na zablokowanie wirnika substancjami stałymi. Natomiast wadą tego typu konstrukcji jest ich wysoka energochłonność, będąca skutkiem recyrkulacji pewnej ilości cieczy między wylotem a wlotem wirnika.

Rozwiązaniem konstrukcji wirnika „Vortex”, mającym na celu eliminację jego wady w postaci recyrkulacji cieczy, są wirniki typu „Supervortex” (tabela 1, pozycja 2), w których zastosowano na łopatkach dodatkowe przysłony ograniczające cyrkulację cieczy pomiędzy

stroną czynną i bierną łopatki, prowadząc do podwyższenia sprawności [1]. Efektywność pomp z wirnikami „Supervortex” jest jednak i tak znacząco niższa w porównaniu do sprawności osiąganych przez wirniki jednostronnie otwarte, lecz bezpośrednio współpracujące z nieruchomą tarczą, określane jako „Contrablock” (tabela 1, pozycja 3). Zastosowanie takiego rozwiązania znacząco podnosi sprawność, ponieważ niweluje jałowe krążenie cieczy i umożliwia osiągnięcie sprawności o wartościach zbliżonych do wirników zamkniętych. Dodatkowo tarcza może zostać wyposażona w rowek rozcierający i wraz z krawędziami łopatek wirników rozcierać ciała włókniste, ułatwiając samooczyszczenie wirnika. Zastosowanie małej liczby łopatek powoduje dodatkowy wzrost swobodnego przelotu, poprawiając

**TAB. 1**  
Porównanie rozwiązań konstrukcyjnych wirników pomp ściekowych

Lp.	Konstrukcje wirników w pompach ściekowych	Ocena właściwości eksploatacyjnych wirników					Ocena końcowa
		Sprawność	Bezpieczeństwo eksploatacji				
			Swobodny przelot	Zawartość ciał włóknistych	Zawartość substancji stałych		
1.	Wielołopatkowy półotwarty (Vortex)		D	A+++	A+++	A+++	A
2.	Wielołopatkowy półotwarty z częściowo przysłoniętymi łopatkami (Supervortex)		B	A+++	A++	A++	A
3.	Dwułopatkowy półotwarty z tarczą rozcierającą w układzie „Contrablock”		A++	A++	A+	A++	A++
4.	Jednołopatkowy półotwarty z tarczą rozcierającą w układzie „Contrablock”		A++	A+++	A++	A	A+++
5.	Jednołopatkowy zamknięty		A+++	A+++	A+	A+	A+++

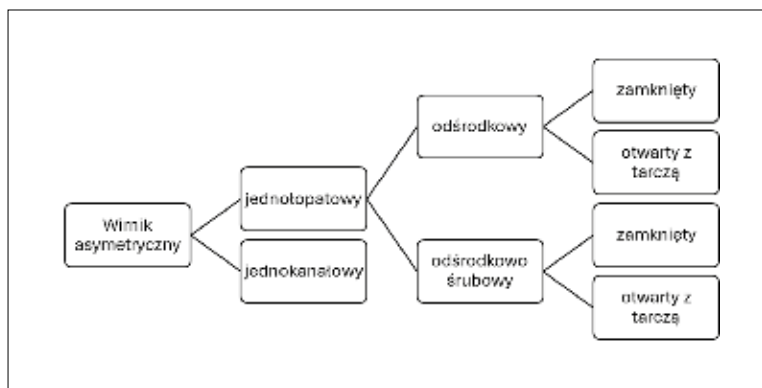
odporność eksploatacyjną pompy na zablokowanie wirnika ciałami obcymi.

W tej grupie pomp na wyróżnienie zasługują wirniki dwu- i jednołopatowe. Zastosowanie dwóch łopatek ogranicza częściowo wartość swobodnego przelotu w odniesieniu do wirników jednołopatowych, jednakże to rozwiązanie zachowuje symetryczność geometryczną i przepływu przez wirnik, co skutkuje również większą symetrią sił w nim występujących. Prowadzi to do uproszczenia metodologii konstruowania, a także bardziej równomiernego zużywania się wirnika na skutek ścierania, co sprawia, że tego typu pompy są tańsze i łatwiejsze w eksploatacji. Zwiększenie przelotu swobodnego poprzez zastosowanie wirnika jednołopatowego jest szczególnie istotne w przypadku pomp o niskiej wydajności. Rozwiązanie to pozwala, przy zachowaniu dużej wartości swobodnego przelotu, znacząco przesunąć punkt optymalny w kierunku niższej wydajności. Zastosowanie jednej łopatki powoduje dodatkowo asymetryczny przepływ na wlocie do wirnika, co korzystnie minimalizuje prawdopodobieństwo zaczepiania się ciał włóknistych w jego środkowej strefie, w pobliżu osadzenia na wale.

Porównanie różnych konstrukcji wirników przedstawiono w tabeli 1, w której oceniono subiektywnie – według doświadczenia autorów – parametry eksploatacyjne wpływające na bezpieczeństwo pracy układu pompowego i właściwości energetyczne danych typów wirników. Dla ułatwienia, w porównaniu przyjęto skalę powszechnie stosowaną do oceny efektywności sprzętu AGD. W analizie pominięto wirnik z nożem tnącym, ponieważ jego zastosowanie w zasadzie ogranicza się do aplikacji w indywidualnych, a nie zbiorczych systemach kanalizacyjnych.

Na podstawie przeprowadzonej analizy stwierdzono, że wirniki jednołopatowe w układzie „Contrablock” stanowią jedno z najlepszych rozwiązań do stosowania w pompach ściekowych. W szczególności dotyczy to pomp o wydajności powyżej 100 m<sup>3</sup>/h, dla których możliwe staje się pogodzenie swobodnego przelotu o wartości większej niż 80 mm z wymaganą wydajnością i odpowiednio wysoką sprawnością (ponad 70% – w zależności od parametrów przepływowych pompy). Równie dobrym wyborem są wirniki dwułopatowe, o nieco mniejszym przelocie, ale z dużo większą trwałością, szczególnie w długoterminowej eksploatacji przy pracy z wysokimi wydajnościami (ze względu na równomierne zużywanie ściernego wirnika).

W systemach kanalizacyjnych o niskich wartościach przepływów w zasadzie najlepiej się sprawdzają pompy z wirnikami „Supervortex”, które w przeciwieństwie do wirników jednołopatowych bez problemu zachowują wymaganą wartość swobodnego przelotu. Niska sprawność tych pomp (do ~50%) może być zaakceptowana ze względu na małą moc tych pomp i ich cykliczną pracę. Dla takich instalacji kanalizacyjnych zdecydowanym priorytetem jest niezawodność pracy, co dodatkowo usprawiedliwia



**RYŚ. 2**  
Podział wirników asymetrycznych

stosowanie pomp mniej sprawnych, ale o większej niezawodności i pewności działania. W przypadku układów o dużej mocy lub często załączanych zaleca się zmianę systemu pompowania ścieków z pompowni mokrej na tłocznię ścieków z separacją ciał stałych. Takie rozwiązanie, dzięki chwilowej separacji, umożliwia stosowanie wysokosprawnych pomp z wirnikami wielołopatowymi o niskich przelotach już dla wydajności kilkunastu m<sup>3</sup>/h, a dodatkowo powoduje zmniejszenie uciążliwości eksploatacji, jak i wpływu obiektu na otaczające środowisko.

”

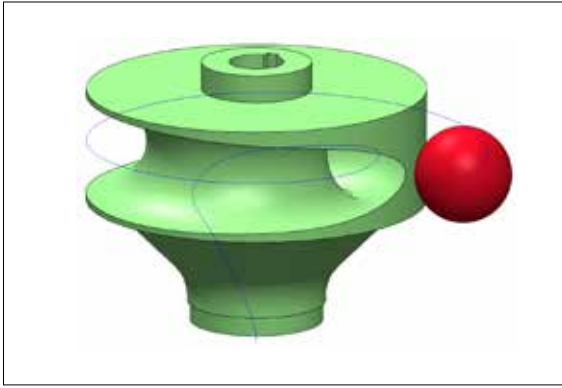
Znaczącym problemem eksploatacyjnym, nierzadko istotniejszym niż cena samej energii, jest zapychanie się wirnika pompy ciałami stałymi zawartymi w ściekach

### Charakterystyka wirników asymetrycznych

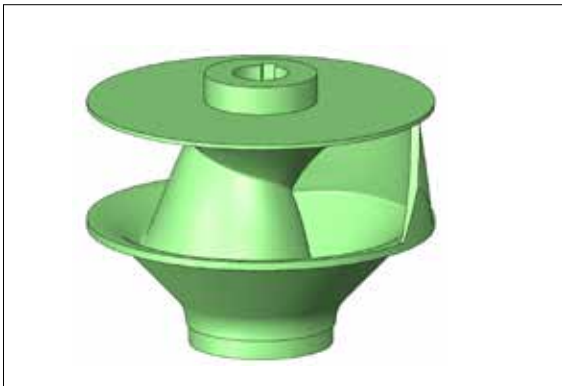
W związku z licznymi zaletami wirników jednołopatowych i jednokanałowych ocenia się, że będą to jedno z najbardziej rozwijanych konstrukcji w najbliższych latach. Oba rozwiązania łączy wspólna cecha w postaci asymetrycznej konstrukcji układu przepływowego wirnika i takiego samego charakteru problemów eksploatacyjnych. Ze względu na wyżej wymienione podobieństwa, w dalszej części artykułu wprowadzono wspólną nazwę dla obu rozwiązań w postaci „wirników asymetrycznych”.

Na rys. 2 pokazano podział wirników asymetrycznych, spośród których można wyróżnić: wirniki jednołopatowe i jednokanałowe, przedstawione na rys. 3. i 4. Jednołopatowe podzielimy z kolei na wirniki odśrodkowe i odśrodkowo-śrubowe. Mogą one występować w wersji zamkniętej lub półotwartej z tarczą rozcierającą. Wirniki jednokanałowe charakteryzują się tym, że w wirniku w postaci dysku wycięty jest kanał o zadanym kształcie geometrycznym.

**RYS. 3**  
Przykładowy  
wirlnik  
jednokanałowy



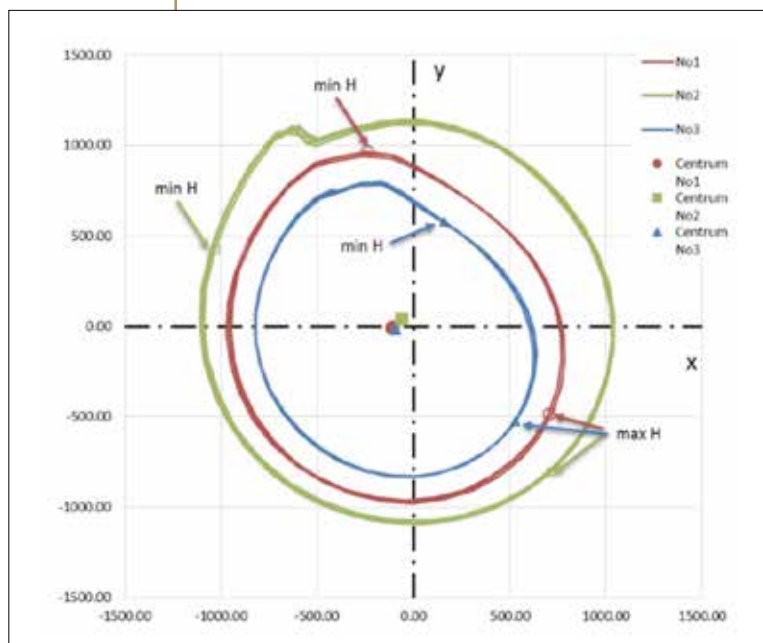
**RYS. 4**  
Przykładowy  
wirlnik  
jednołopatowy



Pomimo licznych zalet wirlników jednołopatowych i jednokanałowych, ich asymetryczność powoduje następujące problemy z wyważeniem:

- hydraulicznym wirlnika pracującego w cieczy, na skutek występującej wysokiej wartości siły promieniowej, która dodatkowo zmienia się podczas obrotu wirlnika,

**RYS. 5**  
Obliczone siły  
promieniowe  
różnych wirlników  
asymetrycznych  
w zależności od  
kąta obrotu [2]



- dynamicznym wirlnika w powietrzu, na skutek asymetrii geometrycznej konstrukcji, powodującej przesunięcie środka ciężkości poza oś obrotu.

Asymetryczność analizowanych konstrukcji jest przyczyną dużej zmienności ciśnień na obwodzie wirlnika, co wpływa na wartość siły promieniowej, której kierunek dodatkowo zmienia się podczas obrotu wirlnika [2]. Na rys. 5 pokazano obliczoną drogą symulacji numerycznych CFD wartość siły promieniowej dla trzech badanych wirlników (1,3 – wirlnik jednołopatowy, 2 – wirlnik jednokanałowy), która zmienia się w funkcji obrotu wirlnika. Środki sił hydrodynamicznych są przesunięte względem środka obrotu, co powoduje, że siły promieniowe nie pozostają w równowadze.

Wysokie wartości siły promieniowej o zmiennym kierunku powodują drgania pompy, a także problemy z wytrzymałością zmęczeniową jej komponentów, przede wszystkim wału, łożysk i uszczelnień czółowych.

Wyzwaniem podczas projektowania pomp z wirlnikami asymetrycznymi jest minimalizacja tych zjawisk, aby zachować dobry stan dynamiczny maszyny w określonym polu pracy. Nie bez znaczenia pozostaje również rozłożenie masy obracającego się wirlnika. Środek ciężkości wirlnika asymetrycznego, już ze względu na jego budowę, nie znajduje się w jego osi obrotu. Środek masy może być przesunięty do osi poprzez zwiększenie grubości tarczy tylnej wirlnika w określonym miejscu, co jest dobrze widoczne na wirlniku S-TUBE na fot. 4 w dalszej części artykułu.

Wirująca hydrauliczna siła promieniowa oraz siła wynikająca z braku wyważenia wirlnika mają podobny charakter – zmienny kierunek w czasie, powiązany z częstością kątową wirowania wału. Z tego względu zmienna część siły promieniowej w literaturze [3] jest określana jako „niewyważenie hydrauliczne”. Istnieją badania, które potwierdzają możliwość zmniejszania siły promieniowej za pomocą przesunięcia środka ciężkości wirlnika za pomocą dodania/ujęcia masy korekcyjnej, w określonym kierunku [4]. Warto zauważyć, że w przypadku próby kompensacji sił promieniowych z użyciem masy korekcyjnej przesuwającej środek ciężkości, bezcelowe jest jego wyważenie dynamiczne w powietrzu, które powszechnie wykorzystuje się w trakcie procesu produkcji konwencjonalnych wirlników wielołopatowych.

### Zużycie ścierne

Kolejnym zagadnieniem wpływającym na trudność wyważenia wirlników asymetrycznych jest zjawisko zużycia ściernego, którego przykłady można zobaczyć na fot. 1 i 2. Problem dotyczy głównie pompowni ogólnospławnych, narażonych na dostawanie się do cieczy dużej ilości piasku i drobnych kamieni. Powoduje to, że w dość krótkim czasie zachodzą procesy zużycia erozyjnego krawędzi wlotowej i wylotowej łopatek oraz całego kanału międzyłopatkowego wirlnika.

Zużycie ściernie w wirnikach wielołopatkowych jest symetryczne względem osi obrotu i powoduje zbliżone zużycie każdej łopatki, co częściowo ogranicza zmianę środka masy wirnika i wpływa w minimalnym stopniu na zmianę stanu dynamicznego pompy. Zużycie erozyjne występujące w wirniku z jedną łopatką (kanałem) powoduje asymetryczne ubytki materiału, co może w dość szybkim czasie skutkować utratą odpowiedniego wyważenia, podwyższając znacząco drgania pompy.

Z punktu widzenia parametrów dynamicznych problemem jest również korekta parametrów hydraulicznych wirników asymetrycznych poprzez stoczenie średnicy zewnętrznej. W przypadku tych konstrukcji zmiana wymiaru średnicy zewnętrznej wirnika wiąże się ze zmianami rozkładu masy, a także zmianami w przepływie cieczy przez wirnik, wpływającymi na stan dynamiczny maszyny. Jest to więc zabieg wysoce niezalecany w przypadku takich konstrukcji. Rozwiązaniem może być posiadanie w ofercie osobno projektowanych wirników o kilku średnicach, co powoduje jednak wyższe koszty ze względu na konieczność

projektowania i produkcji większej liczby różnych wirników. Z tego względu najlepszym sposobem dostosowania parametrów hydraulicznych pompy do wymagań układu jest zastosowanie przemiennika częstotliwości, co niestety wiąże się z większymi kosztami inwestycyjnymi oraz koniecznością prze-wymiarowania silnika napędowego.

”

W systemach kanalizacyjnych o niskich wartościach przepływów w zasadzie najlepiej się sprawdzają pompy z wirnikami Supervortex

### Przegląd konstrukcji pomp z wirnikami asymetrycznymi

Pomimo przedstawionych problemów konstrukcyjno-eksploatacyjnych relacja pomiędzy skutecznością i energooszczędnością wirników asymetrycznych w porównaniu do innych rozwiązań jest bardzo wysoka. Z tego względu wciąż rozwijane są konstrukcje tego typu. Na rynku można znaleźć co najmniej kilku producentów pomp ściekowych oferujących je z takimi wirnikami. Z przedstawionych w tabeli 2 na uwagę zasługują trzy rozwiązania firm: Hidrostał, Sulzer i Grundfos.

Firma Sulzer produkuje pompy z wirnikami jednołopatkowymi, wyposażone w nieruchomą tarczę tylną z regulowaną szczeliną o nazwie handlowej Contrablock Plus (CB Plus). Jest to klasyczny wirnik jednołopatkowy odśrodkowy z krawędzią wlotową o dużym promieniu zaokrąglenia. Pompę z wirnikiem jednołopatkowym firmy Sulzer wykorzystano podczas numerycznych badań wpływu wielkości szczeliny na parametry pompy [5]. Udowodniono, że wraz ze zwiększaniem szczeliny wymagana moc mechaniczna pompy spada, lecz wiąże się to z dużym spadkiem sprawności. Przykład ten pokazuje, jak ważną kwestią jest regulacja szczeliny pomiędzy wirnikiem a tarczą korpusu podczas całego cyklu życia pompy.

Hidrostał produkuje wirniki jednołopatkowe zamknięte i półotwarte z tarczą rozcierającą podobnie jak Sulzer. W pompach Hidrostał krawędź wlotowa wraz ze zbliżaniem do tarczy przedniej wysuwa się mocno do przodu, tak jak jest to widoczne na grafice w tabeli 2. Wirniki tego producenta można podzielić na dwie sekcje: śrubową i odśrodkową. Pompy te nie tylko są opisywane jako odporne na zapychanie, ale również umożliwiające pompowanie delikatnych elementów bez ich uszkodzenia (np. ryby). Hidrostał, wraz z wirnikami jednołopatkowymi, stosuje elementy








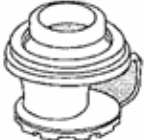

**FOT. 1**  
Asymetryczne zużycie wirnika jednołopatkowego poprzez degradację krawędzi wlotowej łopatki



**FOT. 2**  
Asymetryczne zużycie wirnika jednołopatkowego poprzez całkowite przetarcie łopatki



**TAB. 2**  
Zestawienie  
wirników  
asymetrycznych  
różnych  
producentów

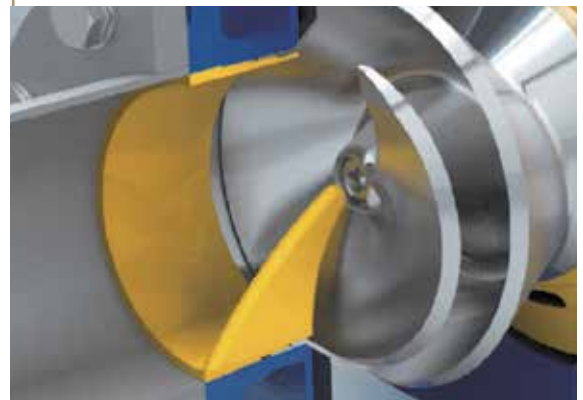
Producent	Wirnik	Typ wirnika
Sulzer		Wirnik jednołopatowy półotwarty [5]
Hidrostat		Wirnik jednołopatowy półotwarty [6]
Grundfos		Wirnik jednokanałowy zamknięty S-TUBE [7]
DAB		Wirnik jednołopatowy zamknięty FK [8]
		Wirnik jednokanałowy FEKA 6000 [8]
KSB		Wirnik jednokanałowy E/E-max [9]
		Wirnik jednołopatowy półotwarty D [9]
KFP Białogon		Wirnik jednołopatowy zamknięty RPX [10]
Flygt		Wirnik C [11]

w kształcie płetwy rekina przed wlotem do pompy (fot. 3), na króćcu ssawnym. Ma ona na celu zapewnienie odpowiedniej drogi ciał stałych występujących w ściekach i zepchnięcie ich z środka wirnika, zapobiegając odkładaniu się ciał włóknistych na jego krawędzi wlotowej.

Wirnik S-TUBE firmy Grundfos jest jednokanałowy, pozbawiony ostrych krawędzi, wyposażony w jeden kanał stworzony poprzez wycięcie w pełnym wirniku kanału za pomocą kuli po określonej ścieżce. Pewną zaletą takich wirników jest odporność na uderzenia dużych, twardych ciał stałych, które mogą wyłamać łopatkę wirników jednołopatowych. Do innych zalet, jakie wymienia producent, należą: wysoka sprawność przy szerokim zakresie wydajności [7]. Podobne zachowanie zostało udowodnione w badaniach przeprowadzonych na Politechnice Wrocławskiej [2], w których porównano konstrukcje jednołopatowe i jednokanałowe. Wirnik jednokanałowy faktycznie osiągnął podobną, wysoką sprawność w szerszym zakresie wydajności w stosunku do wirników jednołopatowych, jednakże wiązało się to z uzyskaniem

**FOT. 3**

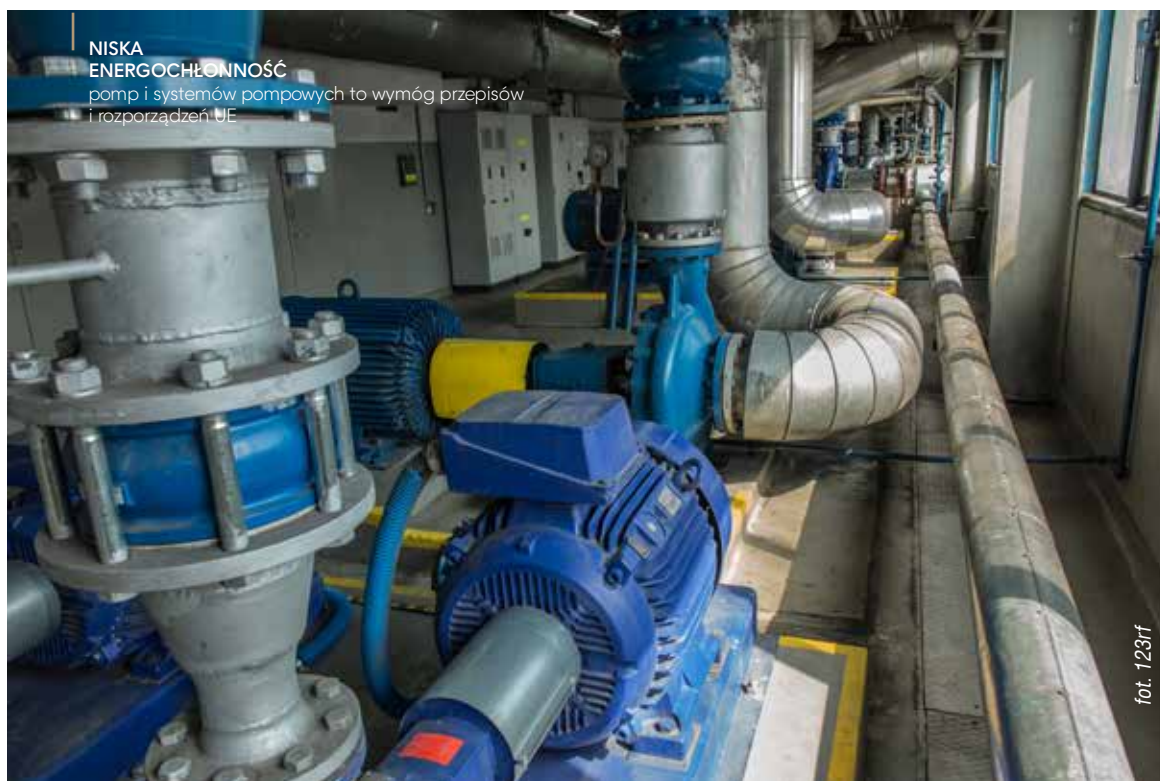
Płetwa rekina przed wlotem do pompy – Hidrostat [5]



**FOT. 4**

Tarcza tylna od strony zewnętrznej wirnika S-TUBE





**NISKA ENERGOCHŁONNOŚĆ**  
pomp i systemów pompowych to wymóg przepisów i rozporządzeń UE

foto: 123rf

relatywnie największej wartości siły promieniowej. Pozostałe zalety wymieniane przez producenta to duży swobodny przelot, niskie drgania, a także brak mechanizmu przecinania elementów włóknistych, który z czasem może powodować zużycie wirnika [7].

Na fot. 4 przedstawiono widok tarczy tylnej wirnika S-TUBE do strony zewnętrznej. By zapewnić jego odpowiednie wyważenie konieczne jest specjalne ukształtowanie tej części konstrukcyjnej poprzez utworzenie wnęk o znacznej głębokości. Znane są przypadki, w których następowało odkładanie się części stałych w tych miejscach, co prowadziło do znacznego wzrostu niewyważenia zespołu wirującego.

\*\*\*

W świetle przytoczonych informacji wirniki asymetryczne (jednołopatowe i jednokanałowe) z wielu względów mogą stanowić najlepszy sposób na transportowanie fekaliów, biorąc pod uwagę kompromis pomiędzy niezawodnością a efektywnością energetyczną. Jednocześnie dla producentów pomp stanowią duże wyzwanie konstrukcyjne, a tylko prawidłowo wykonane mogą zapewniać wieloletnią i bezawaryjną eksploatację. Jednym z problemów występujących w wirnikach asymetrycznych jest duża, zmienna siła promieniowa, która dodatkowo wzrasta wraz ze wzrostem wysokości podnoszenia pompy (obniżeniem wyróżnika szybkobieżności pompy). W związku z tym nadal rzadko spotyka się te konstrukcje w aplikacjach, gdzie wymagane jest wysokie ciśnienie i względnie nieduże wydajności.

#### Literatura

- [1] Rokita J., Ptaszek G., Stach T., Parametry pracy pomp o swobodnym przepływie z wirnikami dwułopatkowymi, *Pompy Pompownie*, 4, 2005, 44-47.
- [2] Szulc P., Moliński G., Moloshnyi O., The influence of the impeller construction on the performance of one channel pump, *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1741, no. 1, 2021, pp. 012-016.
- [3] Guelich J., Jud W., Hughes S., Review of Parameters Influencing Hydraulic Forces on Centrifugal Impellers, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 201. 1987, 163-174, 10.1243/PIME\_PROC\_1987\_201\_021\_02.
- [4] Wang C., Tan L., Shi W., Chen C., Francis E., Research on Influence of Rotation Center Eccentricity on Radial Force of Single-Blade Centrifugal Pump, *Water*, 14, 2022 <https://doi.org/10.3390/w14142252>.
- [5] Caruso F., Meskell C., Effect of the axial gap on the energy consumption of a single-blade wastewater pump, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 235, 2020, 10.1177/0957650920927366.
- [6] Strona internetowa: [guide-eau.com/fichiers/entreprise/plaquettes/871\\_hidrosta1.pdf](http://guide-eau.com/fichiers/entreprise/plaquettes/871_hidrosta1.pdf) (data dostępu: 08.01.2024).
- [7] Strona internetowa: [grundfos.com/pl/learn/ecademy/all-courses/wastewater-transport/how-the-s-tube-impeller-helps-counter-the-wastewater-challenges](http://grundfos.com/pl/learn/ecademy/all-courses/wastewater-transport/how-the-s-tube-impeller-helps-counter-the-wastewater-challenges) Strona internetowa: (data dostępu: 08.01.2024).
- [8] Strona internetowa: [dna.dabpumps.com](http://dna.dabpumps.com) (data dostępu: 08.01.2024).
- [9] Strona internetowa: [ksb.com](http://ksb.com) (data dostępu: 08.01.2024).
- [10] Strona internetowa: [kfp-bialogon.com.pl](http://kfp-bialogon.com.pl) (data dostępu: 08.01.2024).
- [11] Strona internetowa: [xylem.com](http://xylem.com) (data dostępu 08.01.2024). ■



# POZOSTAŃMY

*w kontakcie*



budujemy możliwości  
porozumienia







# EKSPLOATACJA UKŁADÓW POMPOWYCH POMP GŁĘBINOWYCH

cz. I Opomiarowanie układów, interpretacja  
wyników pomiarów

---

**dr Marian Strączyński**

niezależny ekspert techniki pompowej

Organizacja eksploatacji pomp głębinowych wymaga wiedzy teoretycznej i praktycznej zarówno z techniki pompowej, jak i z hydrogeologii. W cyklu dwóch artykułów postaram się przedstawić współczesny, elementarny zakres rozwiązań dotyczących budowy układów pompowych, interpretacji pomiarów oraz związanych z tym korzyści.

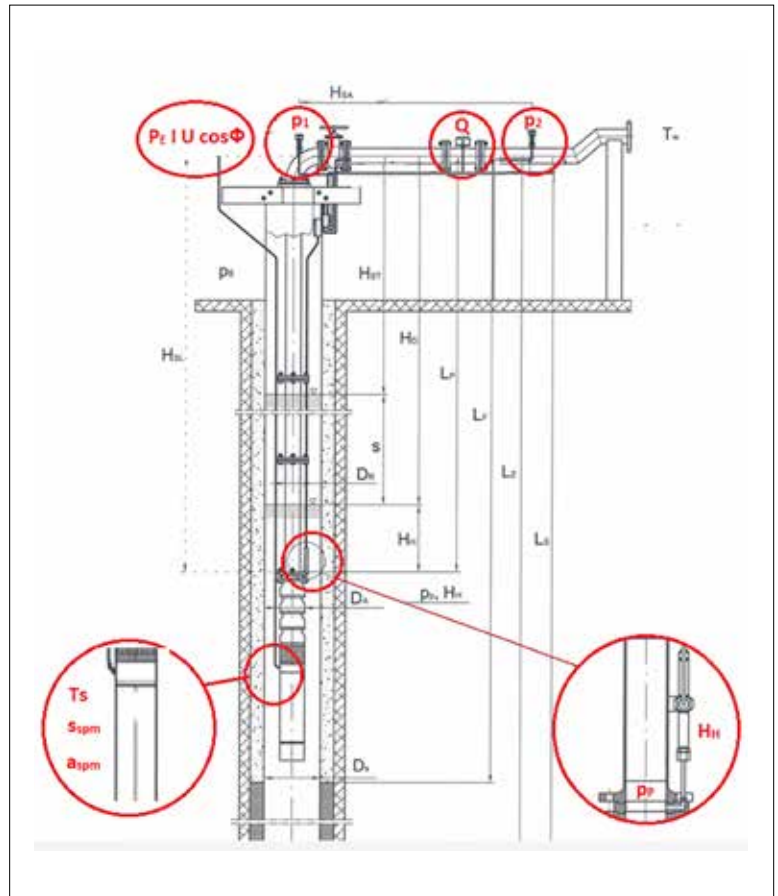
Zgodnie z literaturą [2,3] na rys. 1 wyszczególniono zakres i miejsca zabudowy współcześnie zalecanego opomiarowania w układzie pompowym pompy głębinowej. Są to niezbędne pomiary 4 ciśnień ( $p_1, p_2, p_p, H_H$ ), pomiar wydajności pompy – studni ( $Q$ ), pomiar 4 wartości elektrycznych ( $P_E, I, U, \cos\phi$ ) – minimum z nich to moc czynna  $P_E$  oraz pomiary związane z diagnostyką ( $T_s, a_{SPM}, s_{SPM}, \Delta I$ ) – minimum to  $\Delta I, a_{SPM}$ : systemowe wahań w poborze prądu oraz drgania.

Charakterystycznym jest podział opomiarowania na: część „naziemną – GP”, a więc montowaną w szachcie studni lub bezpośrednio za kolanem wylotowym, na powierzchni terenu (np. odwodnienie kopalń), oraz część „podwodną – UP”, czyli montowaną pod wodą, bezpośrednio w agregacie pompowym lub w jego pobliskim otoczeniu. Co jest istotne, to w XX-wiecznych konstrukcjach układów pompowych unikano pomiarów „podwodnych” i ograniczano się do sond mierzących poziom zwierciadła wody, a w specjalistycznych wykonaniach silników głębinowych montowano czujniki PT-100 mierzące ich temperaturę. Aktualnie wyraźnie powiększa się liczba pomiarów „podwodnych” [5] i to zarówno w zakresie ciśnień, jak i dotyczących przewodnictwa cieczy silnika oraz jej temperatury, drgań agregatu, systemowych wahań prądu. Specjalistyczne sondy pozwalają więc rozbudowywać i ubogacać oceny energetyczne oraz diagnostykę pracy głębinowych układów pompowych.

Na rys. 1 zestawiono i ujednolicono pomiary. Mając ich wyniki możemy w pełni monitorować i diagnozować pracę agregatu pompowego oraz studni. Wykorzystujemy tu dolną sondę pomiarów ciśnień ( $p_p, H_H$ ), którą obejmuje patent [1]. Tym samym powstaje zmodernizowana metoda interpretacji wyników. Pomiary z sondy ( $p_p, H_H$ ) wraz ze znajomością głębokości zabudowy pompy i sondy –  $L_p$  umożliwiają dokładne (jednoznaczne) wyznaczenie aktualnego położenia punktu pracy pompy [3,5] na jej charakterystyce  $H_p = f(Q)$ .

Uwzględniając pomiary elektryczne (minimum to znajomość aktualnie pobieranej mocy czynnej –  $P_E$ ), jesteśmy w stanie właściwie analizować sprawność energetyczną układu oraz wyznaczać wskaźniki energochłonności (w tym przeprowadzić pełny bilans mocy) [4].

Gdy poszerzymy pomiary hydrauliczne i elektryczne o pomiary związane z bezpośrednią diagnostyką [5], a więc pomiar temperatury silnika ( $T_s$ ), pomiar drgań agregatu pompowego ( $a_{SPM}$ ), pomiar przewodnictwa elektrycznego cieczy silnika ( $s_{SPM}$ ) oraz systemowy pomiar wahań prądu w zasilaniu silnika ( $\Delta I$ ) i skojarzmy wszystkie pomiary z układu, mamy współcześnie pełny zestaw danych do analiz systemowych. Praktycznie w tak opomiarowanym układzie pompowym całkowicie monitorujemy eksploatację ujęcia. Każde uproszczenia w tym zakresie uszczuplają możliwości ocen i tym samym zmniejszają dokładność optymalizacji



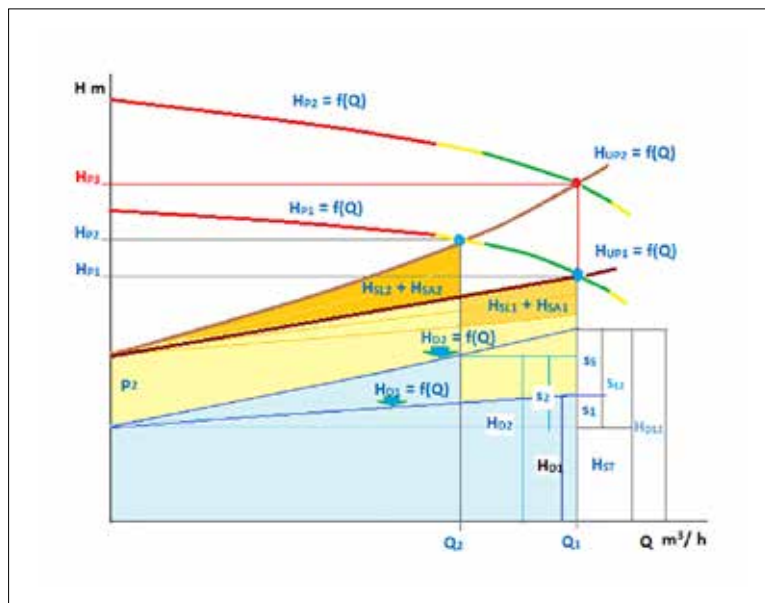
**RYŚ. 1**  
Schemat zabudowy opomiarowania we współczesnych układach pompowych (źródło: zasoby autora)

zacji technicznej i energetycznej eksploatacji agregatu pompowego oraz studni. Współczesne, często drogie agregaty pompowe (szczególnie wysokich mocy), powinny być monitorowane w systemach uzbrojonych we właściwe opomiarowanie, w tym diagnostyczne.

### Interpretacja wyników pomiarów – przykład

Po zestawieniu kompletu wyników pomiarów w pracującym układzie pompowym pompy głębinowej, wykorzystując metodę interpretacji ciśnień [1,2,3], otrzymujemy zestaw aktualnych parametrów pracy układu pompowego wraz z ocenami jego pracy. Jak wspomniano, ważnym jest, by pomiary zawierały minimum 4 ciśnienia ( $p_1, p_2, p_p, H_H$ ), pomiar wydajności pompy ( $Q$ ) oraz pomiar mocy czynnej  $P_E$ . Gdy chcemy poznać stan techniczny agregatu pompowego należy pomiary poszerzyć o dane diagnostyczne ( $T_s, a_{SPM}, s_{SPM}, \Delta I$ ) – minimum to  $\Delta I$  oraz  $a_{SPM}$ .

Powszechnie wiadomo [2,3], że punkt pracy pompy (po jej uruchomieniu) samoczynnie ustawia się w miejscu przecięcia się charakterystyk: pompy  $H_p = f(Q)$  oraz układu  $H_{up} = f(Q)$ . Składową charakterystyki układu pompowego pompy głębinowej jest charakterystyka zmiany depresji w studni, a ściślej – zmiana położenia zwierciadła dynamicznego wody w funkcji wydajności pompy  $H_d = f(Q)$ . Jeżeli charakterystyka  $H_d = f(Q)$  ulegnie zmianie, automatycznie punkt pracy pompy przesunie się w inne miejsce i tym samym ulegnie



RYS. 2

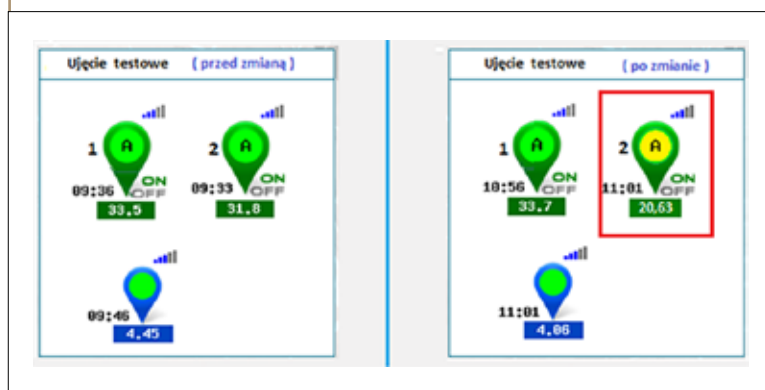
Współpraca charakterystyk – układu pompowego i pompy (źródło: zasoby autora)

zmniejszeniu lub zwiększeniu wydajność pompy – wynika to wprost z nowego położenia zwierciadła wody w studni. Przykładowo, gdy wydajność studni zmaleje, użytkownik początkowo nie wie, czy pompa uległa uszkodzeniu, czy też zmieniła się charakterystyka studni – jednak ostatecznie wydajność „spadła”. Na rys. 2 pokazano dwa przebiegi charakterystyk układu pompowego  $H_{UP1} = f(Q)$  i  $H_{UP2} = f(Q)$  oraz dwie charakterystyki pomp  $H_{P1} = f(Q)$  oraz  $H_{P2} = f(Q)$ .

Pokazano też przebieg pierwotnej charakterystyki zmian położenia zwierciadła wody w studni oraz charakterystyki po zmianie jej stanu technicznego (np. kolmatacja filtra) –  $H_{D1} = f(Q)$  i  $H_{D2} = f(Q)$ . Wyraźnie widać, że pierwotny punkt pracy pompy ( $Q_1, H_{P1}$ ) przesunął się do położenia ( $Q_2, H_{P2}$ ) i tym samym „wydajność spadła”. Wartością niezmienną jest położenie zwierciadła statycznego  $H_{ST}$ , które odpowiada wydajności  $Q = 0$ , a więc w okresie postoju, w pracy studni. Pierwotne położenie zwierciadła dynamicznego ( $H_{D1}$ ) wody w studni jest sumą:  $H_{ST} + s_1$  i odpowiada wydajności pompy  $Q_1$ . Wtórne położenie  $H_{D2}$ , już po zmianie jej charakterystyki, jest równe:  $H_{ST} + s_2$  – odpowiada wydajności pompy  $Q_2$ .

RYS. 3

Wizualizacja pracy studni przed i po zmianie charakterystyki układu (źródło: zasoby autora)



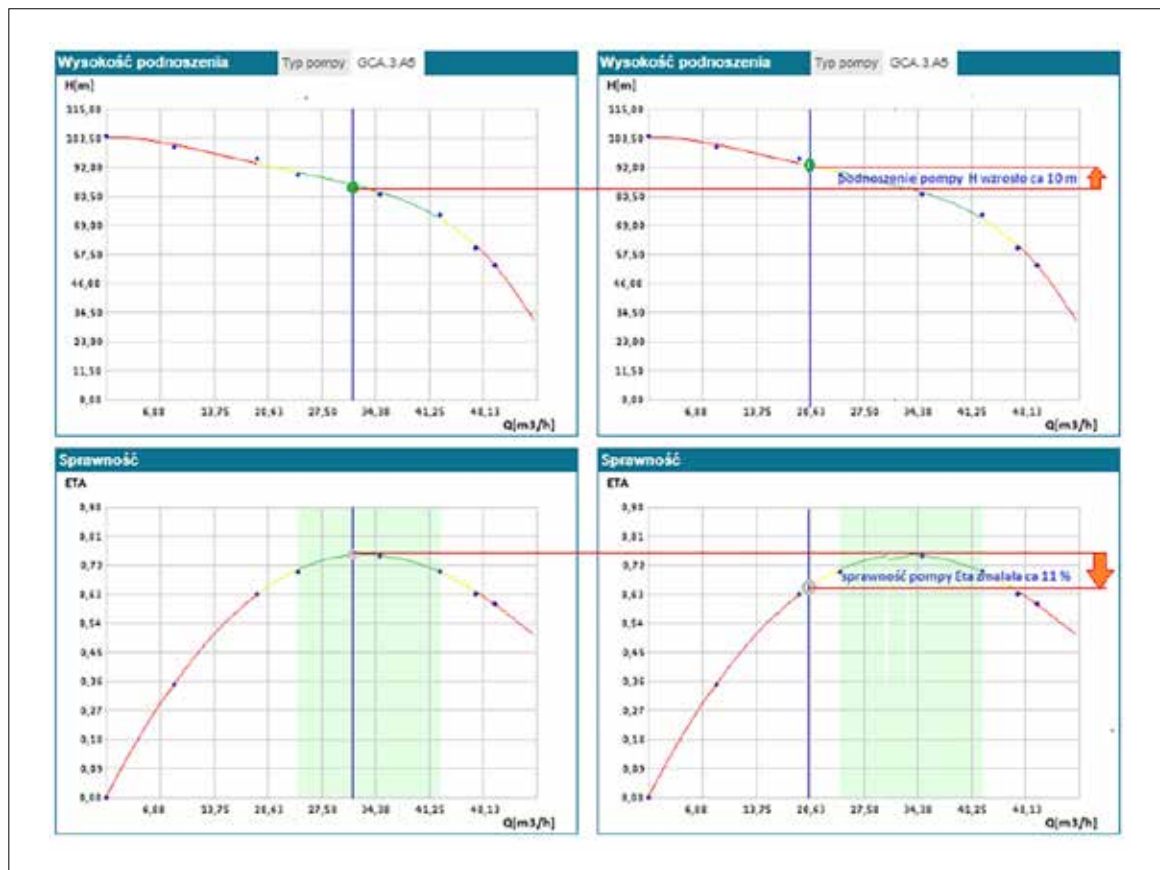
Po dodaniu do  $H_{D2}$  wartości  $p_2$  oraz odpowiadającej nowej wydajności  $Q_2$  wartości strat liniowych  $H_{SL2}$  i strat armatury  $H_{SA2}$  mamy finalną wartość punktu pracy pompy na jej charakterystyce  $H_{P1} = f(Q)$ . Jest to właśnie punkt przecięcia się z nową charakterystyką układu  $H_{UP2} = f(Q) : (Q_2, H_{P2})$ . Gdybyśmy tę charakterystykę ( $H_{UP2} = f(Q)$ ) „przedłużyli” aż do wartości  $Q_1$  – otrzymamy nowy, prognozowany punkt pracy dla innej już pompy, której charakterystyka  $H_{P2} = f(Q)$  dla wydajności  $Q_1$  musiałaby mieć podnoszenie  $H_{P3}$ . Różnica  $H_{P3} - H_{P1}$  jest dokładnie zmianą (dodatkową wartością) wysokości podnoszenia pompy dla zmienionej charakterystyki depresji studni  $H_{D2} = f(Q)$ .

Dalej, po odpowiednich przeliczeniach dla nowej, większej pompy, otrzymamy stratę mocy (netto), którą musimy „dołożyć” do układu, by skompensować zmianę charakterystyki  $H_{D2} = f(Q)$  – po np. kolmatacji studni i by utrzymać dalej jej wydajność na poziomie wartości początkowej  $Q_1$ . Trzeba podkreślić, że w tym postępowaniu wykluczamy wzajemne oddziaływanie studni dla ujęcia wielostudziennego, lecz i w tym przypadku tok postępowania jest możliwy, podobny, lecz nieco skorygowany.

Wzajemne „współregulowanie” się charakterystyk studni – pompy – układu to skomplikowany, na pewno dynamiczny proces, często niezauważalny i niejednokrotnie błędnie interpretowany. Ważne jest dokładne opomiarowanie układu oraz właściwa interpretacja wyników. Wyniki pomiarów z dolnej sondy są tu podstawą tworzenia bilansu ocen. Samo zagadnienie ma charakter polidyscyplinarny (głównie: technika pompowa, hydrogeologia), stąd współcześnie [5,7] zaangażowano technikę systemów –  $SPM_{SYSTEM}$ , którą uzbrojono we właściwe modele matematyczne tych procesów eksploatacji. Systemowe opomiarowanie studni oraz oprogramowania zlokalizowane np. na serwerze w Chmurze  $SPM$  wspomagają użytkownika w podejmowaniu optymalnych decyzji eksploatacyjnych: wymiana pompy, regeneracja studni, zmiana budowy układu pompowego itp. Trzeba tu podkreślić konieczność prowadzenia okresowych pompowań próbnych studni diagnozujących ich stan techniczny.

Dla zobrazowania pracy modeli matematycznych w  $SPM_{SYSTEM}$  v.2.21 PL [7] zasymulowano pracę ujęcia z dwoma studniami pracującymi na zbiornik, który na zasadzie różnicy swojego geometrycznego położenia zasilałby miejscowość o liczbie ca 800 mieszkańców. Do symulacji przyjęto średniej wielkości wydajności 2 studni, ca 33,5 m³/h i ca 31,8 m³/h, przy położeniu zwierciadła dynamicznego wody  $H_D = 70,0$  m.

Ciśnienie na odpływie studni  $p_2$  – rzędu 10 m, straty liniowe  $H_{SL}$  i armatury  $H_{SA}$  – mieszczące się w kilku metrach – praktycznie minimalne. Na rys. 3 pokazano reakcję modeli systemu po wprowadzeniu zmiany w charakterystyce jednej studni – nr 2; ocena nowych parametrów ( $Q_2 = 20,63$  m³/h,  $H_{D2} = 82,5$  m,  $H_{P2} = 92,0$  m) wykazała już wzrost energochłonności układu – na graniczną, a więc żółtą (rys. 3).



**RYS. 4**  
Zmiana położenia punktu pracy pompy na jej charakterystyce (źródło: zasoby autora)

Dla zabudowanej pompy głębinowej typu GCA.3.A5 – rys. 4, zmniejszenie wydajności do wartości  $20,63 \text{ m}^3/\text{godz.}$  spowodowało pracę na skraju przedziału stosowności i spadek jej sprawności o ca 10%. Pompa dodatkowo „zmuszona” została do zwiększenia swojej wysokości podnoszenia  $H_p$  o ca 10 m. Gdybyśmy chcieli utrzymać dla tych warunków pracy dalej wydajność studni na poziomie  $30 \text{ m}^3/\text{godz.}$ , musielibyśmy pompę wymienić na większą, a więc o wyższej, znamionowej mocy o ca 5 kW. Tak więc stałą stratą energii dla tego przypadku można ocenić na poziomie 4,0 kW – ca 22% więcej zużycia energii.

Przykład pokazuje, jakiego znaczenia nabiera systemowe przetwarzanie zestawionych pomiarów [6] w eksploatacji ujęć studziennych. Obiektywna, szybka ocena ma podstawowe znaczenie w energooszczędnej eksploatacji ujęć wód podziemnych [3]. Ważne jest, by posiadać właściwe opomiarowanie układu, komplet pomiarów oraz znać tryb ich przetwarzania.

\*\*\*

W artykule (I część cyklu) pokazano zakres oraz miejsca zabudowy wspólnie zalecanego opomiarowania w układach pompowych pomp głębinowych. Zestawiono najnowsze rozwiązania [1] w budowie układów pompowych studni (dla różnych zastosowań) – studnie ujęciowe, odwadniające, termalne i inne.

Pokazano przykład, jak należy interpretować pomiary, uwzględniając minimalny zakres (systemowo

podstawowy) pomiarów dla studni, np. z ograniczonym dopływem wody.

W drugiej części cyklu zajmiemy się korzyściami technicznymi i energetycznymi wynikającymi z wdrożenia współczesnej, systemowej diagnostyki pracy głębinowych agregatów pompowych. Pokażemy dwa przykłady systemowych ocen, które zilustrują wzajemne oddziaływanie w środowisku pracy agregatów pompowych, a więc: agregat pompowy – studnia – układ pompowy.

#### Literatura

- [1] Opis patentu EP3271546\_B1 – czerwiec, 2019.
- [2] Strączyński M., Urbański P., Solecki J. Pompy głębinowe, Wydawnictwo Seidel – Przywecki, Wydanie I, Warszawa, 2019.
- [3] Strączyński M., Urbański P., Latoń D., Energooszczędna eksploatacja pomp głębinowych, Wydawnictwo Seidel – Przywecki, Wydanie I, Warszawa, 2021.
- [4] Strączyński M., Energochłonność w układzie pompowym pompy głębinowej, Pompy Pompownie, 1/2022, Racibórz 2022.
- [5] Strączyński M., Przewidywanie awarii w eksploatacji pomp głębinowych, Kierunek Pompy, 2/2023, grudzień, Racibórz 2023.
- [6] Urbański P., Latoń D., Zarządzanie eksploatacją pomp głębinowych, Pompy Pompownie, 1/2021, maj, Racibórz 2021.
- [7] System of monitoring, managing and operating submersible pumps and deep-water intakes, SYSTEM DESCRIPTION, 2022, www.spm-system.com ■



# HCP PUMP EUROPE Sp. z o.o.

make future flow  
niech przyszłość płynie



Firma HCP PUMP założona w 1979 roku, jest wiodącym producentem wysokiej jakości pomp zatapialnych od ponad 40 lat na Tajwanie. Wszędzie tam, gdzie jest woda, jest HCP PUMP.

Zapraszamy do HCP PUMP

Odkryj więcej !

LinkedIn



HCP PUMP EUROPE 🔍

@hcppumpeurope.pl



HCP PUMP

# POPRAWA SPRAWNOŚCI POMP WIROWYCH

Roman Masek

dyrektor techniczny BELSE

Koszty energii elektrycznej zużywanej przez pompę przez cały okres użytkowania wielokrotnie przewyższają cenę zakupu tej pompy, nawet łącznie z kosztami związanymi z utrzymaniem jej w sprawności technicznej (przeeglądy, remonty i części zamienne). Przyjmuje się, że po okresie 10 lat eksploatacji spadek sprawności pompy może wynieść ok. 8%, na co zasadniczy wpływ mają straty hydrauliczne.

Straty hydrauliczne w pompie powstają w wyniku zaburzeń (wyhamowania płynu w warstwie przyściennej) wywołanych molekularnym oddziaływaniem cieczy z powierzchnią stałą, najczęściej metalową, która z natury jest chropowata, a profil chropowatości powiększa się wraz z upływem czasu eksploatacji. Straty hydrauliczne wyraża suma energii traconej w przepływie w wyniku turbulencji powodowanej chropowatością (zmniejszenie średniej prędkości przepływu) oraz tzw.

praca adhezji, tj. energii, jaką trzeba przeznaczyć na pokonanie sił molekularnych oddziaływania pomiędzy cieczą a metalem.

Wartość pracy adhezji jest równa różnicy energii swobodnych (lub napięć powierzchniowych) stykających się powierzchni. Zatem im większa chropowatość elementów pompy oraz im wyższa będzie różnica energii swobodnych powierzchni w stosunku do cieczy, tym wyższe będą straty hydrauliczne.

## Jak zlikwidować straty?

Pojawia się więc pytanie, jak zlikwidować lub znacząco zmniejszyć straty, które bezpośrednio wpływają na pogorszenie sprawności pompy? Wcześniejsza analiza przyczyn powstania strat hydraulicznych wskazuje jednoznacznie na dwie właściwości, jakie można optymalizować: wygładzanie powierzchni oraz

dobór odpowiedniego materiału powierzchni, tak aby jego napięcie powierzchniowe było równe lub bliskie wartości napięcia wody, które wynosi 70 mN/m. Takie właściwości posiada kompozytowa powłoka **Belzona 1341 Supermetalgilde** (fot. 1).

**BELZONA1341 SUPERMETALGLIDE** to powłoka, której powierzchnia jest 20 razy gładsza od polerowanej stali kwasoodpornej. Została zaprojektowana tak, aby jej napięcie powierzchniowe było dokładnie takie same co wody (powłoka hydrofobowa, trudno zwilżalna), a więc nie powstają straty adhezji, co w połączeniu z bardzo wysoką gładkością znacząco redukuje straty hydrauliczne w przepływie ogółem. Potwierdzeniem tego zjawiska są liczne doświadczenia w eksploatacji pomp z powłoką BELZONA 1341 oraz otrzymane wyniki badań laboratoryjnych (opis przeprowadzonych badań znajduje się na [www.belse.com.pl/artykuly](http://www.belse.com.pl/artykuly)).

## Modernizacja sprawnościowa

Otrzymane wyniki badań pompy wirowej pokrytej powłoką **BELZONA 1341** w porównaniu z parametrami wykonania fabrycznego pokazują zwiększenie sprawności pompy w dość szerokim zakresie wokół punktu optymalnego o około 5 punktów procentowych. Zatem zastosowanie odpowiedniej powłoki w pompie może być traktowane jako modernizacja sprawnościowa i przyczynia się do obniżenia energochłonności pompy. Pełna wersja artykułu znajduje się na [www.belse.com.pl/artykuly](http://www.belse.com.pl/artykuly)



KOMPOZYTY POLIMEROWE  
DLA PRZEMYSŁU - [www.belse.com.pl](http://www.belse.com.pl)

FOT. 1  
Korpus pompy wirowej po nalożeniu powłoki kompozytowej BELZONA 1341





# EFEKTYWNOŚĆ ENERGETYCZNA 416 METRÓW POD ZIEMIĄ

**Sebastian Podśedek**  
redaktor BMP

Hydrogeneratory są powszechnie używane na całym świecie, natomiast wyjątkowa w jednostce zainstalowanej w pompowni w Bożych Darach jest jej lokalizacja. 416 metrów pod ziemią, w nieczynnej już kopalni. Prawdopodobnie to ewenement w skali Europy, a może i świata.

**B**oże Dary to jedna z 18 pompowni (11 stacjonarnych i 7 głębinowych), którymi zarządza Spółka Restrukturyzacji Kopalń. Każda ma odrębny harmonogram działania oraz korzysta z różnego rodzaju pomp. – Powstawanie punktów odwadniania wiąże się ściśle z procesami likwidacji kopalni, a głównym ich celem jest zabezpieczenie sąsiednich zakładów górniczych przed zagrożeniem wodnym – mówi Marek Ludwa, nadsztygar wiodący pompowni Boże Dary.

## Harmonogram pracy

W Bożych Darach znajduje się jedna pompownia głównego odwadniania – na poziomie 416 metrów pod powierzchnią terenu (p.p.t.), do której dopływa woda z poziomu 183 m p.p.t. grawitacyjnie, dwoma rurociągami DN300. Zanim dopływnie ona do chodników wodnych zlokalizowanych na poz. 416 m, napędza hydrogenerator. Do niego jeszcze wrócimy. Wodę pompuje się też z poziomu 600 m na poziom 416 m, gdzie całość jest



**FOT. 1**  
Działanie hydrogeneratora zostało tak opracowane, że wyprodukowana energia elektryczna zużywana jest w całości przez urządzenia eksploatowane przez pompownię

zbierana, a następnie pompowana na powierzchnię. Harmonogram przewiduje rozpoczęcie pompowania o godzinie 6:30 (kiedy to załączane są pompy); trwa do godziny 13:00. Później następuje przerwa, do 18:00. O tej godzinie, w zależności od ilości wody, włączane są dwie lub trzy pompy. Zgodnie z harmonogramem pracy pompowni wypełniany jest program DSR, w którym uczestniczy Spółka Restrukturyzacji Kopalń.

Ilość wody wypompowywanej w Bożych Darach to około 20 tys. m<sup>3</sup> na dobę, co daje około 14-15 metrów sześciennych dopływu na minutę. Warto dodać, że cała Spółka Restrukturyzacji Kopalń odwadnia ponad 100 mln m<sup>3</sup> wody rocznie.

Praca w pompowni Boże Dary odbywa się w trybie ciągłym – w dni robocze obowiązuje system 3-zmianowy i całodobowe zabezpieczenie przez personel.

**FOT. 2**  
Wyjątkowa w Bożych Darach jest lokalizacja hydrogeneratora – 416 metrów pod powierzchnią terenu



**FOT. 3**  
Ilość wody wypompowywanej w Bożych Darach to około 20 tys. m<sup>3</sup> na dobę, co daje około 14-15 m<sup>3</sup> dopływu na minutę

W weekendy i święta są wyłącznie obsługi stałe i dwie zmiany. Pracę tę wykonuje się na pierwszej zmianie, od 6:00 do 13:30. Druga zmiana pracuje od godziny 18:00 do 01:30 w nocy, następnie przerwa trwa do godziny 6:00. – Liczebność załogi jest dopasowana do potrzeb ruchowych. Skupiamy się na wykonaniu niezbędnych czynności przy górniczym wyciągu szybowym, w postaci rewizji, remontów, wymian czy napraw – wyjaśnia Marek Ludwa. – Utrzymanie głównego odwodnienia to również prace konserwacyjne, naprawcze. Ponadto utrzymanie wyrobisk dołowych wraz z infrastrukturą dołową, czyli kontrola rurociągów doprowadzających wodę do chodników wodnych, wentylacji, obudowy wyrobisk, tam izolacyjnych – opowiada nadsztygar pompowni Boże Dary.

### Wykorzystanie wody

Część wody sprzedawana jest do sąsiednich przedsiębiorstw. Resztę odprowadza się do cieków powierzchniowych poprzez system osadników, przy czym każda pompownia posiada swój własny system. W przypadku Bożych Darów wykorzystywane są dwa osadniki wodne na pograniczu Katowic i Tychów. W dalszej kolejności woda kierowana jest do cieku leśnego, a ostatecznie trafia do Wisły. Wszystkie wody, jakie odpompowuje spółka, są naturalne, niewykorzystywane do procesów technologicznych. SRK musi utrzymywać odpowiedni poziom wody, aby zabezpieczyć sąsiednie zakłady górnicze.

### Struktura pompowni spółki

Każda z pompowni wchodzących w skład SRK to osobny „organizm” odpowiedzialny za odwadnianie. Z tego względu konieczne jest wykorzystywanie kilkunastu obiektów tego typu, w wielu miejscach – każdy ma swoje indywidualne zadania. – Na przykład pompownia Szombierki jest obecnie w trakcie likwidacji, a przez to działania przy modernizacji pompowni Centrum były przeprowadzane w taki sposób, aby było możliwe zastąpienie zamykanego obiektu i przekierowanie wody do przepompowni czynnej – objaśnia Mariusz Tomalik – rzecznik prasowy SRK.

W samych pompowniach znajdują się odpowiednie zabezpieczenia, które pozwalają na pracę w przypadku



FOT. 4

Wszystkie parametry techniczne były założone już z góry i należało dostosować urządzenie do warunków panujących w Bożych Darach



problemów z energią elektryczną. SRK musi być na takie wypadki odpowiednio przygotowana i do tego celu wykorzystywane jest zasilanie dwutorowe. Niektóre z obiektów posiadają więcej zabezpieczeń, a kluczem jest tu oczywiście ciągłość pracy. W przypadku Spółki Restrukturyzacji Kopalń zastosowanie odpowiednich zabezpieczeń determinują również przepisy.

### Hydrogenerator

Jeśli chodzi o pompownie głównego odwadniania, silniki napędowe są na napięciu 6 kV, natomiast znajdujący się w Bożych Darach hydrogenerator wytwarza napięcie 500 V. Działanie transformatora, do którego został włączony, jest odwrotne – to znaczy napięcie zmienia się z 0,5 kV na 6 kV. Transformator przekazuje energię dalej do rozdzielni na poziomie 416 m. Działanie hydrogeneratora zostało tak opracowane, że wyprodukowana energia elektryczna zużywana jest w całości przez urządzenia eksploatowane w pompowni, a co za tym idzie – nie wychodzi na zewnątrz, poza zakład. Mowa tutaj m.in. o oświetleniu, odwodnieniu połowym – zasilaniu mniejszych pomp (które okazjonalnie się załączają) czy wentylatorze do przewietrzania rżypia szybu.

– Hydrogenerator ma 200 kW mocy znamionowej. Oszczędności polegają tu na zmniejszeniu zapotrze-

FOT. 5

Zgodnie z harmonogramem pracy pompowni wypełniany jest pogram DSR w którym uczestniczy Spółka Restrukturyzacji Kopalń



## DO ZADAŃ SPÓŁKI RESTRUKTURYZACJI KOPALŃ S.A. NALEŻY:



- prowadzenie likwidacji kopalń oraz zabezpieczenie sąsiednich zakładów górniczych przed zagrożeniem wodnym, gazowym i pożarowym,
- zagospodarowanie majątku oraz sprzedaż nieruchomości po likwidowanych zakładach górniczych,
- usuwanie szkód górniczych i rekultywacja terenów pogórniczych,
- wspieranie tworzenia nowych miejsc pracy, w szczególności dla pracowników likwidowanych kopalń.

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.

bowania na energię elektryczną z zewnątrz, wykorzystywaną do mniejszej infrastruktury – opowiada Marek Ludwa.

### Geneza powstania

Okres likwidacji kopalni węgla kamiennego Boże Dary przewidywał zamknięcie pompowni na poziomie 183 m i grawitacyjne odprowadzanie wody na poziom 416 m, celem jej dalszego odpompowywania przez zmodernizowaną pompownię. Docelowy układ był już wykonany, woda (grawitacyjnie) trafiała do chodników wodnych. W związku z tym, że posiada ona znaczny potencjał jeżeli chodzi o energię – wysokość spadku to ponad 200 metrów – zdecydowano się na jego wykorzystanie poprzez budowę hydrogeneratora na poziomie 416 m.

Za projekt odpowiedzialne było Biuro ds. Innowacji Technologicznych Spółki Restrukturyzacji Kopalń, które musiało dokładnie ustalić wszelkie szczegóły z firmami realizującymi, ponieważ to inwestycja „szyta na miarę”. Parametry były założone już z góry i należało dostosować urządzenie do warunków panujących w Bożych Darach. Warto zwrócić uwagę na

## FOT. 6

Hydrogenerator składa się z turbiny Peltona, która jest konstrukcją wynalezioną w XIX wieku, a sam układ zrzutu nie musiał przejść praktycznie żadnych modyfikacji



unikatowość całego przedsięwzięcia. Hydrogeneratory są powszechnie używane na całym świecie, natomiast wyjątkowe w tym przypadku było zastosowanie urządzenia w nietypowej lokalizacji – 416 metrów pod ziemią, w nieczynnej już kopalni. Prawdopodobnie to ewenement w skali Europy, a może i świata.

Sam hydrogenerator składa się z turbiny Peltona, która jest konstrukcją wynalezioną w XIX wieku. Przy projektowaniu szczególną uwagę zwrócono na parametry wirnika, który musiał zostać odpowiednio zaprojektowany pod względem uzyskania jak największej sprawności. To zadanie przypadło firmie KGWE, która realizowała całość inwestycji. Samą turbinę budował Instytut OZE z Kielc, specjalizujący się w wykonywaniu turbin wodnych. W górnictwie prawdopodobnie nie znajdziemy takiego rozwiązania, na powierzchni jest ono stosowane w tamach czy elektrowniach wodnych.

Sam układ zrzutu nie musiał przejść praktycznie żadnych modyfikacji, poza tym, że rurociąg doprowadzający wodę do turbiny wraz z armaturą został wymieniony na wytrzymałszy większe ciśnienie (do tej pory realizowany był sływ grawitacyjny, otwarty).

– Wszystkie prace związane z wymianą rurociągu, zabudową nowej armatury, która powstała przy hydrogeneratorze – układ filtrów, zaworów membranowych, przepływomierzy, cała instalacja elektryczna i system wizualizacji – zostały wykonane w ramach realizacji zadania – komentuje nadsztygar Marek Ludwa.

### Plany na przyszłość

Aktualnie w sferze planów jest zainstalowanie dwóch mniejszych hydrogeneratorów, przy czym bliżej

realizacji jest obiekt na pompowni Centrum w Bytomiu. SRK analizuje możliwość umieszczenia tego typu urządzenia również w pompowni Pokój w Rudzie Śląskiej. W tych obiektach występuje bowiem na tyle duży przepływ wody, że inwestycja miałaby ekonomiczne uzasadnienie. Przy pomocy hydrogeneratora powstaje prąd elektryczny, a dzięki temu spółka uzyskuje oszczędności oraz staje się bardziej ekologiczna.

Zapotrzebowanie energetyczne w pompowniach jest ogromne i znacznie przewyższa możliwości hydrogeneratorów. Z tego względu SRK planuje również inwestycje w inne odnawialne źródła – posiada duże powierzchniowo tereny, które mogą być zagospodarowane pod farmy fotowoltaiczne. – Tego typu inwestycje wymagają odpowiednich procedur, otrzymania wielu zgód, wykonania odpowiednich audytów i wyliczeń opłacalności przedsięwzięć. Wizja i kierunek już są, potrzeba jeszcze trochę cierpliwości na to, żeby stopniowo rozpocząć konkretne realizacje – opowiada rzecznik prasowy SRK S.A. Mariusz Tomalik.

\*\*\*

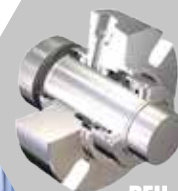
Wykorzystanie hydrogeneratora przez Spółkę Restrukturyzacji Kopalń to spory sukces. Rozwiązanie jest proste, a pokazuje kierunek, w jakim energochłonne przedsiębiorstwa mogą zmierzać, by ograniczać zużycie energii. Dla niektórych – być może – hydrogenerator z Bożych Darów będzie ciekawą „efektywnościową” inspiracją.

Fot. BMP ■

# USZCZELNIENIA MECHANICZNE



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



BEH



US2



GF



BED



**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)



# WPŁYW UKSZTAŁTOWANIA KRAWĘDZI WYLOTOWEJ WIRNIKA NA PARAMETRY ENERGETYCZNE POMPY

Mirosław Sosnowski

Legnickie Przedsiębiorstwo Wodociągów i Kanalizacji S.A. w Legnicy

dr hab. inż. Janusz Skrzypacz, dr inż. Przemysław Szulc

Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wrocławska

Zrealizowane badania pozwoliły pogłębić wiedzę na temat zjawisk przepływowych, towarzyszących podcięciu łopatek wirnika na wylocie. W pracy uwzględniono wpływ zarówno podcięcia po stronie biernej, czynnej łopatki, jak i po obu stronach. Przedstawiono wyniki wstępnych prac poświęconych ocenie wpływu podcięcia łopatki na wylocie wirnika oraz kształtowania krawędzi wylotowej na parametry energetyczne pompy, a tym samym – określających celowość stosowania takich zabiegów w pompie wirowej.

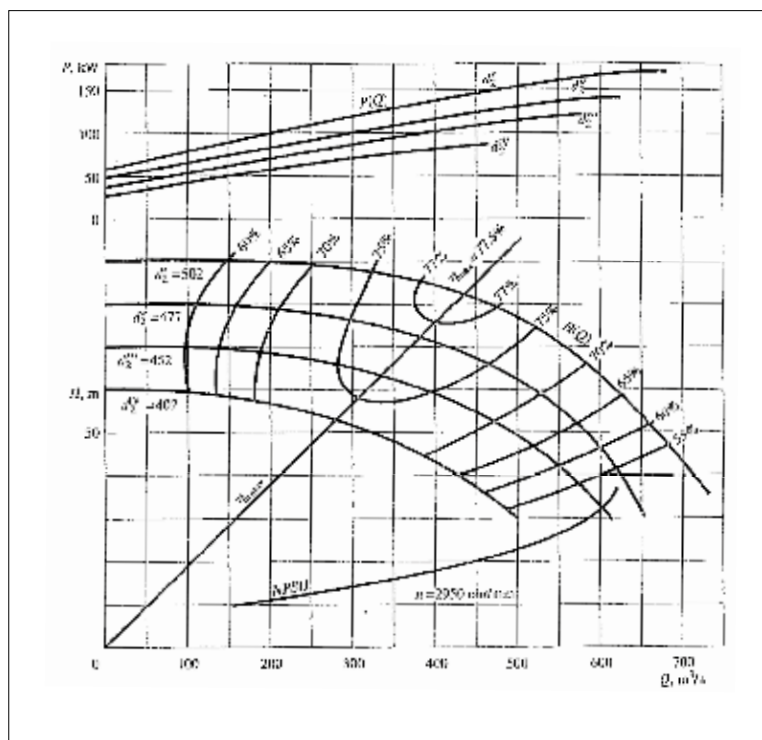
Wirniki pomp wirowych najczęściej projektuje się na parametry pracy odpowiadające tak zwanemu optymalnemu punktowi na charakterystyce pompy, czyli takiej wydajności  $Q_{opt}$  i wysokości podnoszenia  $H_{opt}$ , przy których pompa osiąga maksimum sprawności. Nie zawsze to się jednak udaje i czasem istnieje konieczność korekty parametrów energetycznych pompy. W przypadku gdy jednostka uzyskuje wyższe parametry pracy niż projektowe, ich korekta jest relatywnie łatwa, gdyż może ograniczyć się do stoczenia średnicy zewnętrznej wirnika  $d_2$  (rys. 1). Dużo poważniejszym problemem jest korekta parametrów w kierunku większych wartości. Praktycznie jedyną skuteczną metodą niewielkiej korekty wysokości podnoszenia w „górze” jest podcięcie łopatki po stronie biernej

(ssawnej) (rys. 2) na wylocie wirnika. Takie działanie jest powszechnie opisywane w literaturze [1-4], a jego mechanizm działania bazuje na zwiększeniu kąta  $\beta_2$  łopatki wirnika. Formuła (1) przedstawia zależność pozwalającą obliczyć teoretyczną wysokość podnoszenia  $H_{th}$  w funkcji kąta  $\beta_2$ .

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} u_2 c_{u2} = \frac{1}{g} \left( u_2^2 - u_2 \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \right) \quad (1)$$

Można zauważyć, że zwiększenie kąta  $\beta_2$  powoduje wzrost wysokości podnoszenia. Taki zabieg pozwala na skorygowanie wysokości podnoszenia pompy w zakresie (1-5)% [2].

Niezwykle interesujące są wyniki badań zamieszczone w [5], dotyczące podcięcia łopatki po stronie



**RYS. 1**  
Charakterystyka muszlowa pompy dla różnych średnic d2 wirnika ( $n_1 = 19,6$ ) [1]

czynnej (ciśnieniowej) (rys. 2). Na podstawie badań wykonanych na różnych pompach zauważono, że:

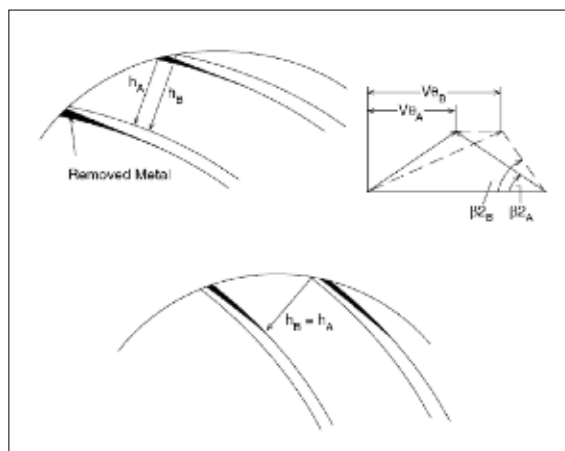
- charakterystyka  $H = f(Q)$  staje się bardziej stacyczna,
- następuje wzrost sprawności o maksymalnie 3%,
- $Q_{opt}$  przesuwa się w prawo o około 10-15%,
- jest zauważalny minimalny spadek wysokości podnoszenia w porównaniu do wirnika przed podcięciem.

Na rys. 3 przedstawiono zależność parametru  $k$  od wyróżnika szybkobieżności, gdzie  $k$  jest stosunkiem wyróżnika wysokości podnoszenia po podcięciu i przed podcięciem łopatki.

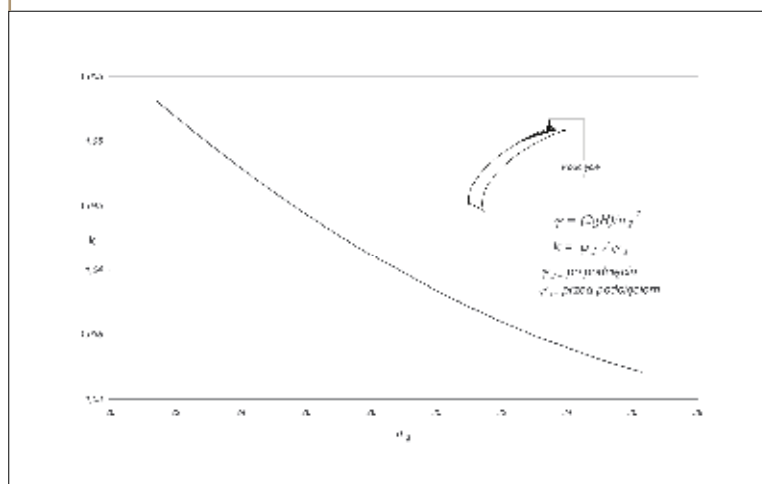
Jak widać z analizy rys. 3, wpływ podcięcia strony czynnej łopatki na wysokość podnoszenia pompy jest relatywnie niewielki i rośnie wraz ze zmniejszaniem wyróżnika szybkobieżności  $n_q$ . Natomiast niezwykle interesujący jest mechanizm wzrostu sprawności przy takim zabiegu.

W literaturze można znaleźć również informacje odnośnie kształtowania krawędzi wylotowej w formie zaokrąglonej [6]. Jest to szczególnie istotne w przypadku pracy pompy w ruchu turbinowym, gdzie takie ukształtowanie poprawia pracę w reżimie turbinowym (rys. 4), bez specjalnego pogorszenia pracy w reżimie pompowym.

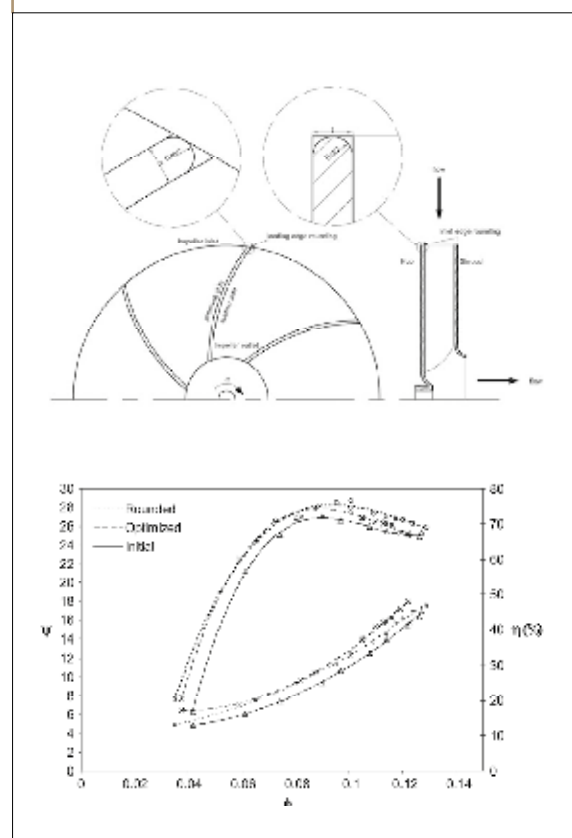
**RYS. 2**  
Metody podcięcia łopatki na wylocie wirnika (od góry): strona bierna, strona czynna [2]



**RYS. 3**  
Zależność współczynnika  $k$  od wyróżnika szybkobieżności [5]



**RYS. 4**  
Wpływ zaokrąglenia krawędzi wylotowej wirnika na parametry pracy pompy w ruchu turbinowym [6]



**FOT. 1**  
Wirnik bazowy (z lewej), tarcza przednia, tarcza tylna z łopatkami

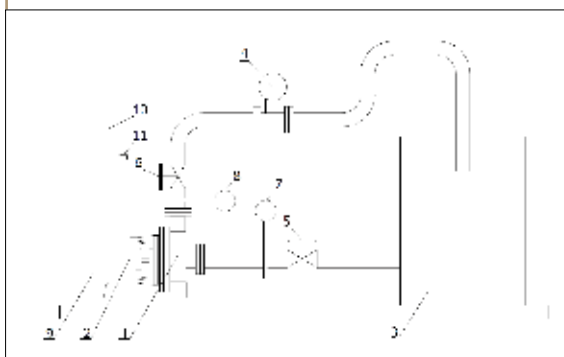


**TAB. 1**  
Wymiary geometryczne wirnika

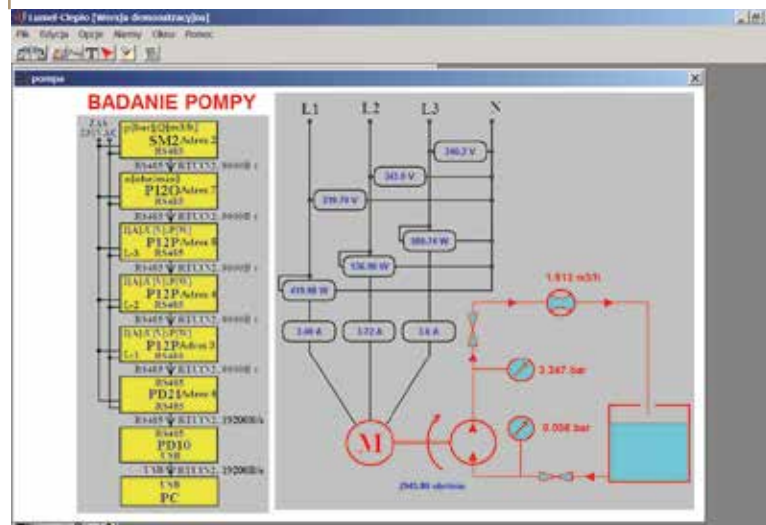
Nazwa	Symbol	Wartość
Średnica zewnętrzna	$d_2$	160 mm
Średnica wału	$d_w$	18,8 mm
Średnica piasty	$d_p$	28,6 mm
Liczba łopatek	$z$	7
Grubość łopatki	$s$	4,5 mm
Szerokość wirnika	$b_2$	6 mm
Kąt wylotowy łopatki	$\beta_2$	29°

**RYS. 5**

Schemat stanowiska badawczego pompy: 1 – pompa, 2 – silnik elektryczny, 3 – zbiornik wody, 4 – przepływomierz, 5 – zawór regulacyjny na rurociągu ssawnym, 6 – zawór regulacyjny na rurociągu tłocznym, 7 – przetwornik ciśnienia na rurociągu ssawnym, 8 – przetwornik ciśnienia na rurociągu tłocznym, 9 – czujnik prędkości obrotowej, 10 – rozdzielnica z przetwornikami pomiarowymi i rejestratorem danych, 11 – główny wyłącznik zasilania



**RYS. 6**  
Interface użytkownika programu kontrolującego stanowisko pomiarowe



## Obiekt badań

Obiektem wyjściowym do badań jest wirnik pompy odśrodkowej, którego wymiary geometryczne przedstawiono w tab. 1. Wirnik wykonano jako składany z dwóch części, z możliwością wymiany układu łopatkowego – fot. 1. Tarcze wirnika połączone ze sobą przy pomocy śrub (fot. 1). Łopatki są o pojedynczej krzywiznie i osadzone w specjalnie wydrążonych rowkach ustalających ich stałe położenie na tylnej tarczy wirnika.

## Stanowisko badawcze

Badania wykonano na stanowisku pomiarowym, którego schemat przedstawiono na rys. 5. Układ pozwala na pomiar charakterystyk energetycznych pompy zgodnie z normą [7]. Główne elementy stanowiska to:

- pompa firmy CALPEDA z silnikiem elektrycznym, asynchronicznym o mocy 2,2 kW i prędkości obrotowej 2900 obr./min,
- przetworniki ciśnienia: na rurociągu ssawnym (typ S-10), tłocznym (typ A-10) produkcji WIKA,
- przepływomierz elektromagnetyczny E&H Promag F DN40 PN40,
- czujnik pomiaru prędkości obrotowej silnika,
- zawór DN50 PN10 znajdujący się na rurociągu ssawnym,
- zawór DN32 PN40 zlokalizowany na rurociągu tłocznym,
- zbiornik z wodą o pojemności 1 m<sup>3</sup>.

Pomiar odbywa się w sposób automatyczny, zgodnie z [7], pod kontrolą autorskiego programu komputerowego, którego interface przedstawiono na rys. 6.

## Przeanalizowane warianty

W ramach realizowanych wstępnych prac badawczych przeanalizowano następujące warianty konstrukcyjne krawędzi wylotowej wirnika pompy:

- Wariant 1 – wirnik bazowy, bez modyfikacji – służył jako punkt odniesienia.
- Wariant 2 – podcięcie po stronie biernej (rys. 7), długość podcięcia  $l = 8$  mm, kąt wylotowy łopatki  $\beta_2 = 45^\circ$ .
- Wariant 3 – podcięcie po stronie czynnej łopatki (rys. 9) – długość pocienienia  $l = 16$  mm, kąt wylotowy  $\beta_2 = 16^\circ$ .
- Wariant 4 – podcięcie obustronne łopatki (rys. 11).
- Wariant 5 – zaokrąglona krawędź wylotowa (rys. 11).
- Wariant 6 – krawędź wylotowa prosta (rys. 11).

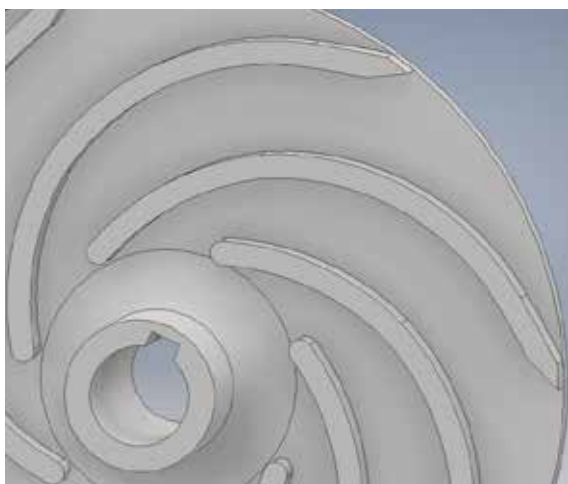
## Wyniki – Wariant 2

W ramach badań dla Wariantu 2 sprawdzono, jak na parametry pracy pompy wpływa podcięcie po stronie biernej. Według jednowymiarowej teorii przepływu, a dokładniej z zależności (1) z niej wynikającej, wraz ze wzrostem kąta wylotowego  $\beta_2$  powinna rosnać wysokość podnoszenia pompy.

Dla założonych parametrów podcięcia łopatek wirnika po stronie biernej zaprojektowano wirnik przedstawiony na rys. 7 i przeprowadzono badania energetyczne na stanowisku pomiarowym. Wyniki w postaci charakterystyk energetycznych pokazano na rys. 8, porównując je z wirnikiem bazowym – Wariant 1.

Podcięcie łopatki po stronie biernej spowodowało wzrost wysokości podnoszenia pompy, przy nieznacznie niewielkim wzroście sprawności urządzenia (ok. 0,27%). Różnica w wysokości podnoszenia pomiędzy wirnikiem bazowym (Wariant 1) a wirnikiem z podcięciem (Wariant 2) wynosi 0,683 m dla zadanej wydajności  $Q = 16,8 \text{ m}^3/\text{h}$ , co stanowi przyrost  $H$  o 2,7% i jest zgodne z danymi literaturowymi [2, 3].

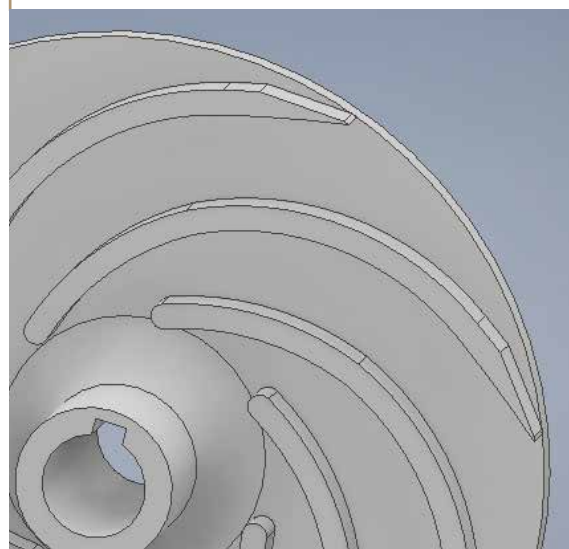
**RYS. 7**  
Model 3D wirnika z podcięciem łopatki po stronie biernej



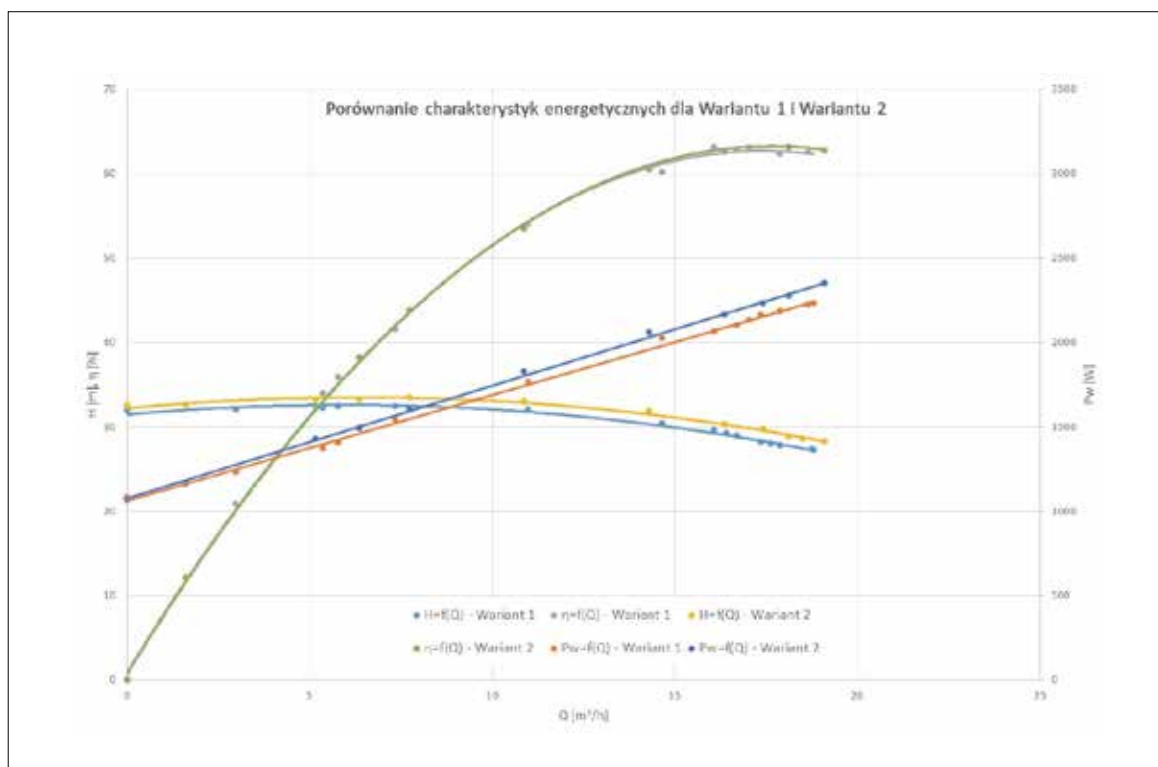
### Wyniki – Wariant 3

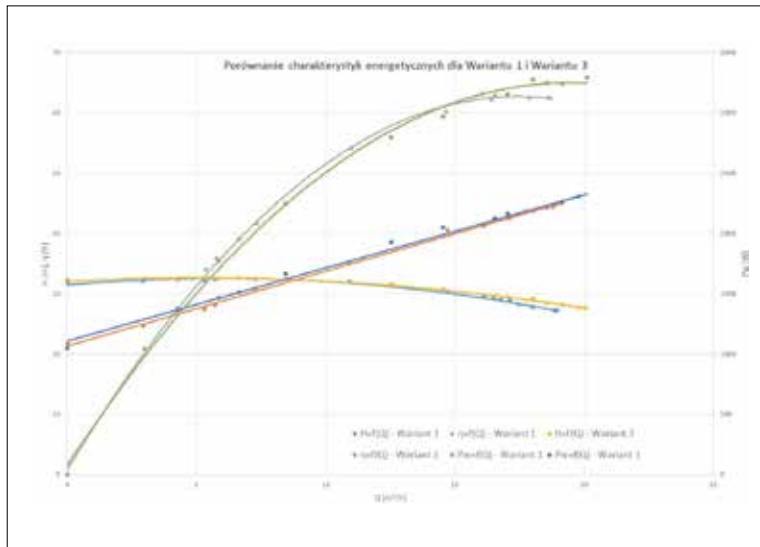
W ramach badań nad Wariantem 3, analizie poddano podcięcie łopatki po stronie czynnej. Jest to mało znana i rzadziej stosowana metoda korekcji parametrów wirnika pompy niż podcinanie strony biernej, ale również ma wpływ na parametry pracy pompy. Na potrzeby badań zaprojektowano wirnik z podcięciem strony czynnej o parametrach: długość podcięcia  $l = 16 \text{ mm}$ , kąt wylotowy  $\beta_2 = 16^\circ$  (rys. 9). Wyniki w postaci charakterystyk energetycznych przedstawiono na rys. 10, porównując je z wirnikiem bazowym – Wariant 1.

**RYS. 9**  
Model 3D wirnika z podcięciem łopatki po stronie czynnej

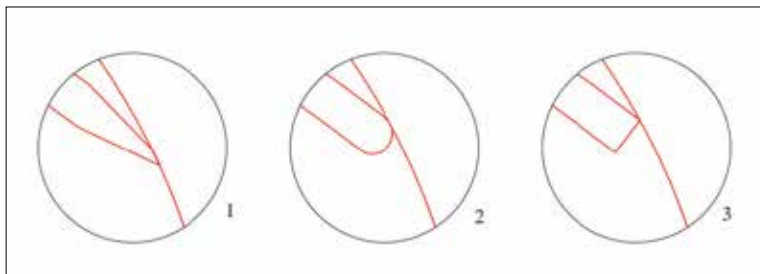


**RYS. 8**  
Charakterystyki energetyczne wirnika dla Wariantu 2 zestawione z charakterystykami wirnika bazowego – Wariant 1



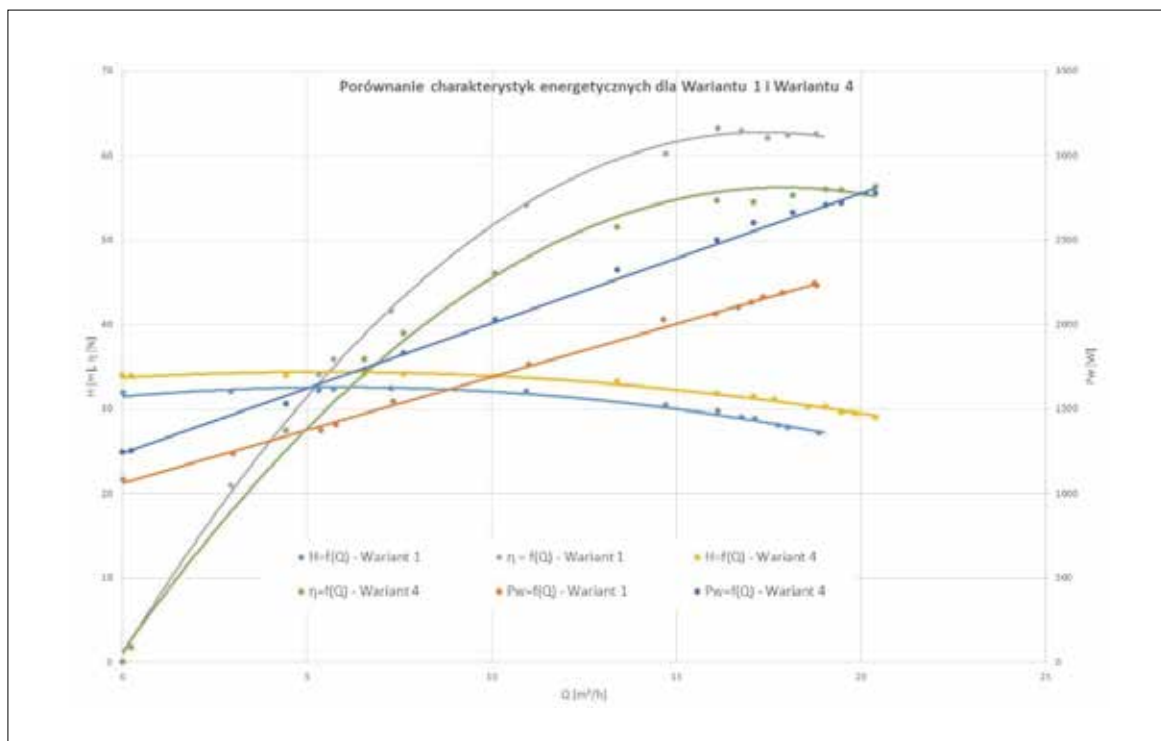


**RYS. 10**  
Charakterystyki energetyczne wirnika dla Wariantu 3 zestawione z charakterystykami wirnika bazowego – Wariant 1



**RYS. 11**  
Ukształtowanie krawędzi wylotowej wirnika: 1 – Wariant 4 (obustronne podcięcie łopatki); 2 – Wariant 5 (krawędź wylotowa łopatki kształtowana promieniem); 3 – Wariant 6 (prostopadła krawędź wylotowa)

**RYS. 12**  
Porównanie charakterystyk energetycznych pompy dla wirników: Wariant 1 (bazowy) i Wariant 4



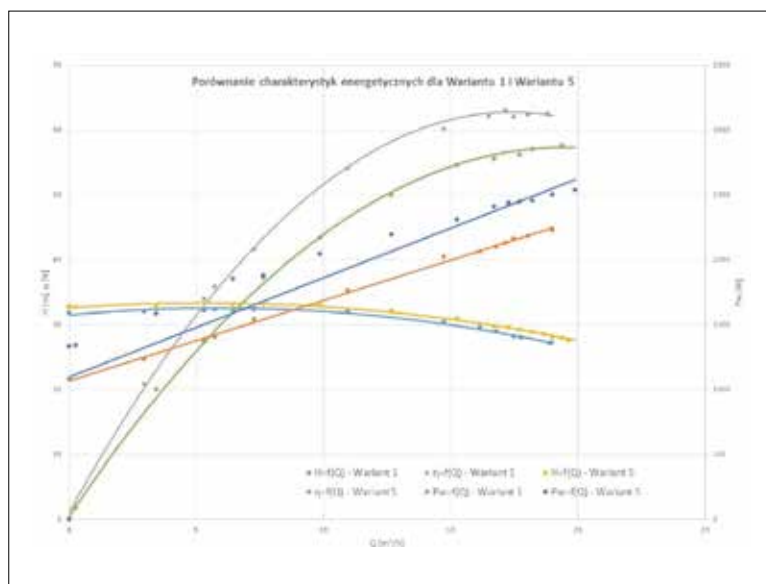
Na podstawie analizy rys. 10 można stwierdzić, że podcięcie łopatki po stronie czynnej praktycznie nie wpływa na kształt charakterystyki przepływu  $H = f(Q)$  – wysokość podnoszenia nie ulega zmianie na skutek podcięcia. Natomiast bardzo interesująco wygląda charakterystyka sprawności, a mianowicie można zaobserwować, że podcięcie strony czynnej łopatki spowodowało przyrost sprawności o wartości bezwzględnej 1,83%, co stanowi przyrost względny wynoszący 3%. Nastąpiło również przesunięcie optymalnego punktu pracy w stronę prawą, co potwierdza obserwacje zamieszczone w [5]. Należy zauważyć, że dalsze badania mające na celu poznanie mechanizmu wzrostu sprawności przy podcięciu strony czynnej łopatki, oraz poznanie zjawisk przepływowych towarzyszących takiemu zabiegowi, pozwolą na jeszcze większe wykorzystanie potencjału tej metody.

### Wyniki – Warianty 4, 5 i 6

W ramach analizy wpływu ukształtowania krawędzi wylotowej łopatek wirnika na parametry pracy pompy, zbadano 3 warianty konstrukcji, zaprezentowane na rys. 11.

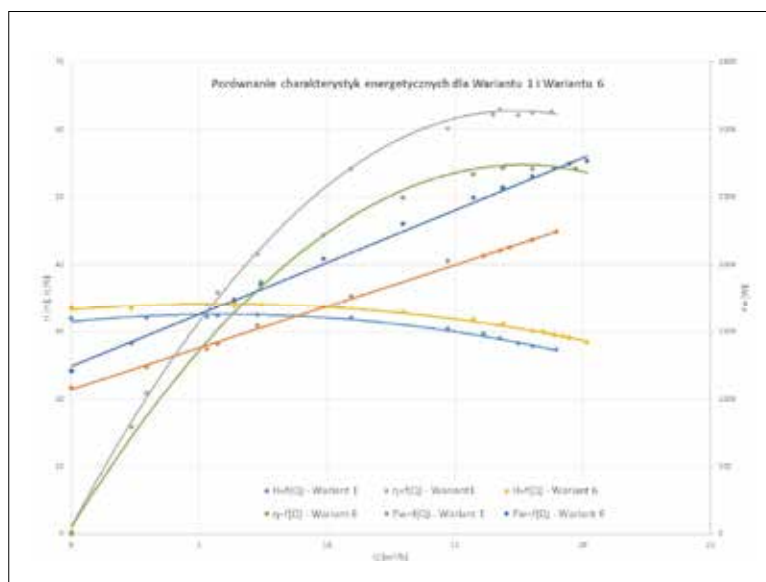
Wariant 4 dotyczył obustronnego podcięcia łopatki, co skutkowało wartościami kątów wylotowych dla strony biernej:  $\beta_2 = 40^\circ$  i czynnej:  $\beta_2 = 18^\circ$ . Wariant 5 dotyczy łopatek z zaokrągleniem krawędzi wylotowej łopatki promieniem równym połowie jej grubości  $s$ , natomiast Wariant 6 to ścięcie krawędzi wylotowej łopatki pod kątem prostym do linii łopatki. Wyniki dla analizowanych przypadków przedstawiono na rys. 12-14.





RYS. 13

Porównanie charakterystyk energetycznych pompy dla wirników: Wariant 1 (bazowy) i Wariant 5



RYS. 14

Porównanie charakterystyk energetycznych pompy dla wirników: Wariant 1 (bazowy) i Wariant 6

Analizując charakterystyki energetyczne dla trzech analizowanych wariantów, można zauważyć, że w każdym przypadku kształtowania krawędzi wylotowej następuje znaczny spadek sprawności maszyny. Efekt pozytywny to nieznaczny przyrost wysokości podnoszenia, szczególnie zauważalnie widoczny przy obustronnym podcięciu łopatki (Wariant 4). Zaokrąglenie krawędzi wylotowej w stopniu minimalnym wpływa na kształt charakterystyki przepływowej  $H = f(Q)$ . Może mieć jednak istotny wpływ na jakość pracy maszyny w trybie turbinowym, co w ramach prowadzonych prac nie było badane.

\*\*\*

Zrealizowane badania pozwoliły pogłębić wiedzę na temat zjawisk przepływowych towarzyszących podcięciu łopatek wirnika na wylocie. W pracy uwzględniono wpływ zarówno podcięcia po stronie biernej, czynnej łopatki, jak i po obu stronach.

Z przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski ogólne:

1. Podcięcie łopatek po stronie biernej powoduje wzrost wysokości podnoszenia pompy przy nieznacznym spadku sprawności, co odpowiada danym literaturowym. W ramach przeprowadzonych badań otrzymano kilkuprocentowy przyrost wysokości podnoszenia  $H$ . Jest to więc metoda korekcji parametrów pracy wirnika, która pozwala na kilkuprocentową korektę wysokości podnoszenia w kierunku wyższych wartości.
2. Podcięcie łopatek wirnika po stronie czynnej spowodowało wzrost sprawności pompy przy prawie niezauważalnym wpływie na wysokość podnoszenia pompy. Jest to bardzo interesująca metoda korekty parametrów pracy wirnika, która może być wykorzystana na etapie jego projektowania. Zastosowanie takiej metody wymaga przeprowadzenia dalszych badań w zakresie określenia wpływu podcięcia na parametry pracy wirnika, tak aby taką korektę wykonywać w sposób optymalny i świadomy.
3. Podcięcie wykonane po obu stronach łopatki wirnika nie ma większego sensu praktycznego, ponieważ nastąpił spadek sprawności oraz nieznaczny przyrost wysokości podnoszenia. Ponadto, ze względu na niewielką grubość łopatki stosowaną w małych wirnikach, taka korekta jest często niemożliwa do przeprowadzenia.
4. Zaokrąglenie krawędzi wylotowej wirnika, zgodnie z danymi literaturowymi, ma sens wyłącznie przy pracy turbinowej pompy.

#### Literatura

- [1] Jędrał W., Pompy Wirowe, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2001.
- [2] Nelik L., Centrifugal and rotary pumps: Fundamentals with Applications, CRC Press, New York, 1999.
- [3] Śmigiełska D., Władyka S., Szulc P., Podcięcie łopatek Wirnika a parametry energetyczne pompy, Pompy Pompownie 1/2021, s. 32-40.
- [4] Łazarkiewicz S., Troskoleński A., Pompy wirowe, Warszawa 1959.
- [5] Misiewicz W., Misiewicz A., Napędy regulowane w układach pompowych źródeł ciepła, Warszawa 2008.
- [6] Carravetta A., Houreh S., Ramos H., Pumps as Turbines. Fundamentals and Applications, Springer <https://doi.org/10.1007/978-3-319-67507-7>
- [7] EN ISO 9906:2012 Rotodynamic pumps – Hydraulic performance acceptance tests – Grades 1, 2 and 3 (ISO 9906:2012). ■

# DRGANIA POMP Z WIRNIKAMI DWU- I WIELOŁOPATOWYMI

dr inż. Witold Lorenz

Dział Badawczo-Rozwojowy Hydro-Vacuum S.A.

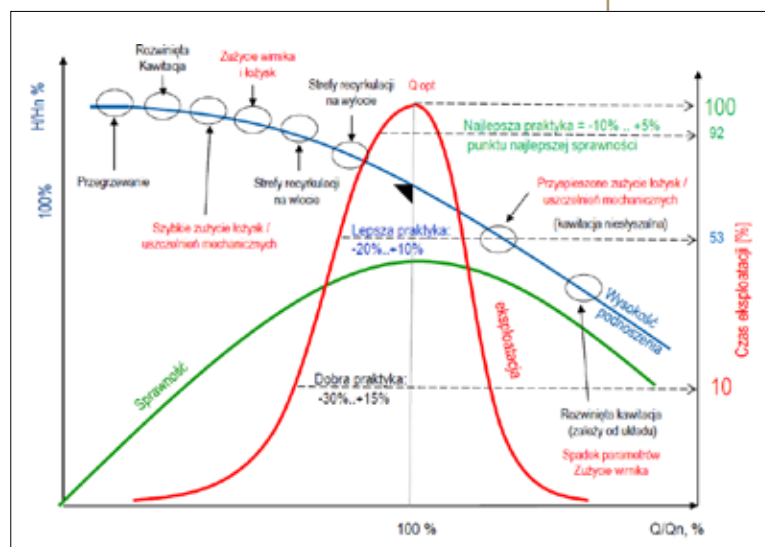
Celem prowadzonych prac badawczych było wyjaśnienie jednego z powodów występowania podwyższonych drgań podczas pracy pomp wirowych działających w całym zakresie możliwej do uzyskania wydajności. W związku z powyższym przedstawiono wyniki symulacji numerycznych CFD, badań doświadczalnych i analiz sygnałów drganiowych jednowirnikowych pomp, posiadających wirniki dwu- lub wielołopatowe. Badania, zależnie od rozpatrywanej maszyny, realizowano dla wytypowanych wydajności, odnosząc je do zakresu pracy i wykresu niezawodności pomp odśrodkowych [2]. Wyniki opatrzono interpretacją i wnioskami.

Odpowiedni dobór pompy wirowej do obecnie stawianych wymagań technologicznych pracujących układów i systemów pompowych jest niezwykle istotny i ważny. Kluczowe jest tutaj precyzyjne rozpoznanie, jakie potrzeby należy spełnić, aby zaproponowany agregat mógł pracować poprawnie w całym wymaganym przez użytkownika zakresie pracy. Dopiero zestawienie i ocena wszystkich określonych kryteriów umożliwia poprawny dobór agregatu pompowego. Jeśli nie ma indywidualnych zaleceń i obostrzeń, agregat można dobrać według wytycznych podanych przez H. P. Barringera [2] przedstawiających „poziomy praktyki”, które zilustrowano w postaci wykresu niezawodności pracy pomp odśrodkowych pokazanych na rys. 1.

Przypadkiem idealnym jest sytuacja, w której do wymaganych parametrów energetycznych możemy dobrać pompę pracującą ze stałą wydajnością w optymalnym punkcie ( $Q_{opt}$ ). Jednakże, jeśli parametry są zmienne i agregat podlega regulacji, koniecznym jest dobieranie i praca agregatem pompowym w określonym wymaganym zakresie. Przedstawiony na rys. 1 wykres [2] wskazuje na trzy poziomy doboru i regulacji pracy pompy w układzie pompowym. Pierwszym z nich jest poziom „Najlepszej praktyki” zawierający się w przedziale  $-10 \div +5\%$   $Q_{opt}$ . Kolejny,

mniej restrykcyjny, to poziom „Lepszej praktyki”  $-20 \div +10\%$   $Q_{opt}$  oraz trzeci, „Dobrej praktyki” przy  $-30 \div +15\%$   $Q_{opt}$ . Praca zespołem pompowym w jednym z ww. zakresów umożliwia uzyskanie relatywnie dobrych parametrów energetycznych przy zachowaniu odpowiedniego poziomu obsługi zgodnej z DTR maszyny. Natomiast praca poza zakresem „Dobrej praktyki”

RYS. 1  
Wykres niezawodności pracy pomp odśrodkowych [2]

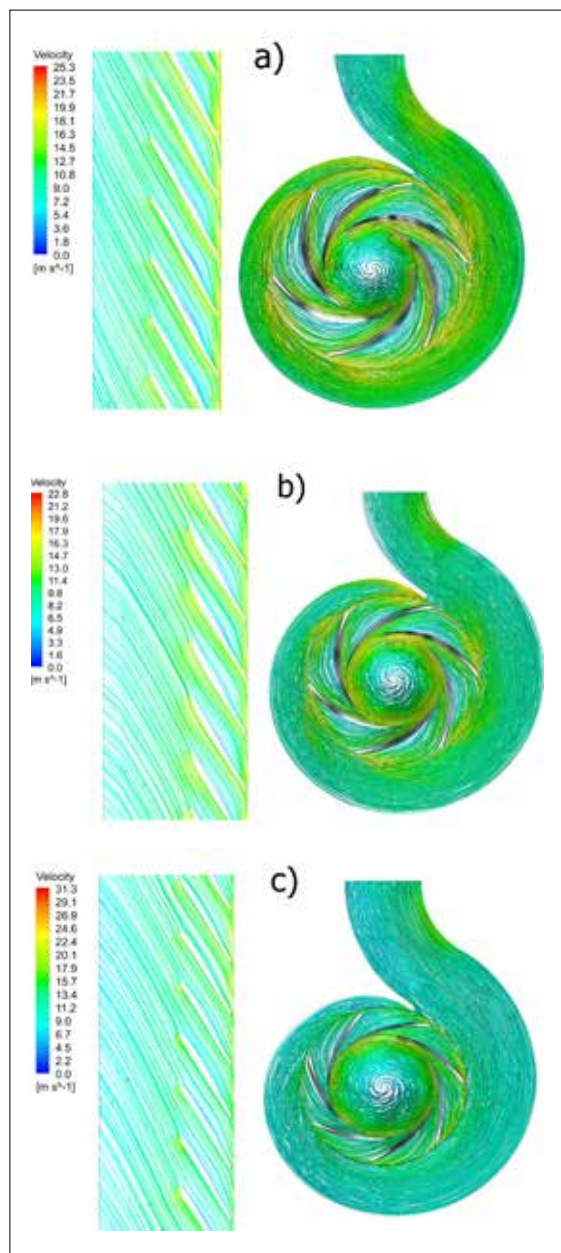


będzie skutkowało powstawaniem niekorzystnych wewnątrz pompy zjawisk, które w głównej mierze mogą wynikać z niewystarczająco dobrego dopasowania kąta napływowego strumienia cieczy do geometrii palisady łopatkowej wirnika [15] i niezachowania wewnątrz kanałów przepływowych zalecanych prędkości przepływu, powodujących strefy oderwań cieczy lub jej nadmierną prędkość. Tworzące się wówczas strefy recyrkulacji i prądów powrotnych generują duże gradienty prędkości i ciśnień w elementach przepływowych pompy oraz powodują uderzenia cieczy, wzbudzając wzrost poziomu drgań całej konstrukcji. To z kolei negatywnie wpływa na trwałość uszczelnień mechanicznych oraz łożysk, a także przyspieszone zużycie w szczególności wirnika, pierścieni bieżnych i wału pompy. W związku z powyższym, przeprowadzono prace badawcze maszyn z wirnikami wielołopatkowymi i dwułopatkowymi, mające na celu wizualizację zjawisk przepływowych i ich powiązanie z poziomem drgań i charakterystykami częstotliwościowymi.

### Pompy z wirnikami wielołopatkowymi

Na rysunku 2 pokazano przykłady wyników przeprowadzonych symulacji CFD, które ilustrują charakter przepływu cieczy w pompach z sześciułopatkowymi wirnikami odśrodkowymi. Przeprowadzone obliczenia analityczne i badania numeryczne wraz z ich analizą wyników zrealizowano w odniesieniu do zaleceń podanych w literaturze przedmiotu oraz z uwzględnieniem doświadczenia autora. Przykładowe wyniki przedstawiono w postaci trajektorii cząstek cieczy w rozwinięciu palisady łopatkowej wirnika (50% wysokości łopatki) i rzucie przednim, dla różnych wielkości pomp (o różnych wartościach wyróżnika szybkoobrotowości  $n_s$ ) spełniających normę PN EN 733. Symulowane pompy pracowały z wydajnością optymalną.

Przedstawione wyniki uzyskane na drodze symulacji numerycznych CFD zestawiano z wynikami pomiarów doświadczalnych, uzyskując, zależnie od typowości pompy, zgodność na poziomie od  $\sim 1\div\sim 5\%$  [5]. Analiza i ocena przepływu w przedstawionych wyżej kanałach międzyłopatkowych wirnika poszczególnych pomp wskazuje na prawidłowe uwarstwienie przepływu i wyraźnie dobre przyleganie strumienia do profilu łopatki. Z uwagi na to, że kąty: natarcia palisady łopatkowej wirnika i napływu cieczy są dopasowane, nie odnotowuje się stref recyrkulacji, prądów powrotnych i nagłych zmian prędkości i ciśnień. Przeprowadzone badania doświadczalne i weryfikacja uzyskanych wyników ww. pomp wykazują na uzyskanie wymaganych parametrów energetycznych i wysokiej sprawności [3]. Kolejnym etapem badań pomp z wirnikami wielołopatkowymi były pomiary drgań mechanicznych wykonywane na korpusach i w węzłach łożyskowych [6÷14], których lokalizację dla badanych pomp pokazano na rysunku 3. Sposób wykonywania pomiaru i liczbę miejsc pomiarowych zaczerpnięto z dedykowanej pompom wirowym normy ISO 10816-7. Kryterium

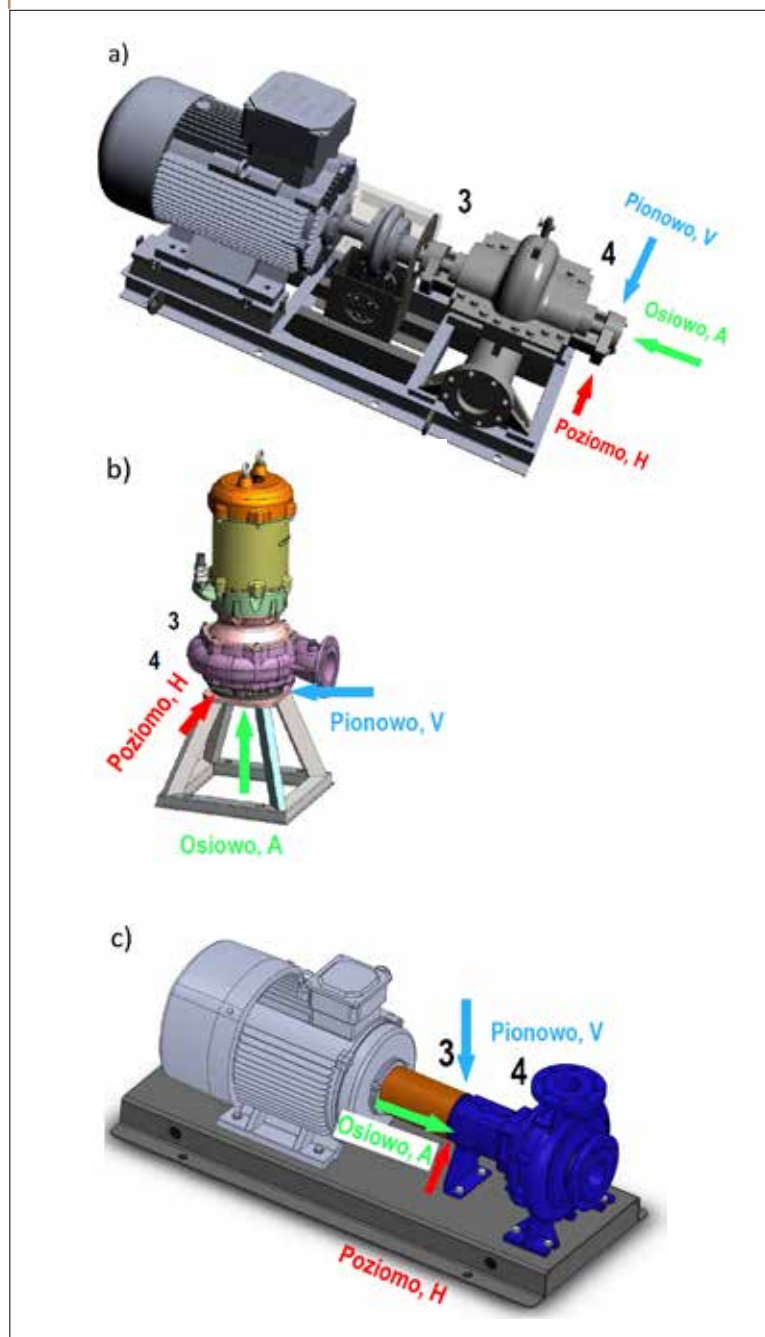


**RYŚ. 2**  
Trajektorie cząstek cieczy w rozwinięciu palisady łopatkowej wirnika i rzucie przednim, różnych pomp spełniających normę PN EN 73,  $Q_{opt}$ ;  
a) 150-400,  $n_s = \sim 27$ ,  
b) 65-160,  $n_s = \sim 34$ ,  
c) 80-160,  $n_s = \sim 48$

oceny i poziomy krytyczne dla wartości granicznych przyjęto również z ww. normy, a rozpatrywane maszyny przypisano do kategorii II, zakładając strefę jak dla pomp nowych. Pomiary realizowano za pomocą akcelerometru piezoelektrycznego Current Line Drive (CLD) umożliwiającego wykonanie pomiarów w paśmie od 1Hz do 20 kHz. Czujnik po zamocowaniu na korpusie maszyny umożliwiał rejestrowanie danych, bowiem na wyjściu generował ciągle analogowy sygnał. Sygnał analogowy podlegał konwersji na sygnał cyfrowy. Taki zapis umożliwił jego cyfrowe odtworzenie i generowanie widm. Otrzymane wartości pomiarów i widma podlegały ocenie wg ISO 10816-7. Pomiary sygnałów drgań wykonywane były w ustalonych warunkach pracy na stanowisku doświadczalnym producenta lub na stanowiskach pracy u użytkownika końcowego. Stanowiska użytkowników docelowych praktycznie spełniały

## RYS. 3

Miejsca pomiarów drgań pomp: a) dwustrumieniowa, b) odśrodkowa pionowa, c) spełniająca normę PN EN 733 / PN-EN ISO 2858



wymagania pomiarów realizowanych wg norm PN-EN ISO 9906:2012 i ISO 10816-7. Badania wykonywano dla stałej (znamionowej) szybkości obrotowej zespołu wirującego. Sygnały drganiowe zbierano montowanym magnetycznie czujnikiem w każdym węźle łożyskowym pompy (węzły nr 3 i 4) w trzech kierunkach głównych osi, tj. poziomej (H), pionowej (V) i wzdłuż osi wału pompy (A). Miejsca pomiarów pokazano na rys. 3: a) pompa dwustrumieniowa z wirnikiem 6 łopatkowym, b) pionowa pompa wirowa z wirnikiem 2 łopatkowym i c) pompa jednostopniowa z wirnikiem 6 łopatkowym.

Jako podstawę oceny stanu dynamicznego maszyny, pomimo że mierzono różne parametry sygnałów drganiowych, przyjęto powszechnie stosowaną średniokwadratową wartość (skuteczną) prędkości drgań ( $V_{RMS}$ ) wyrażoną w mm/s. Wyżej wymienione parametry przedstawiono w tabeli 1 dla każdego węzła pomiarowego i kierunku badanych pomp pracujących w optymalnej wydajności.

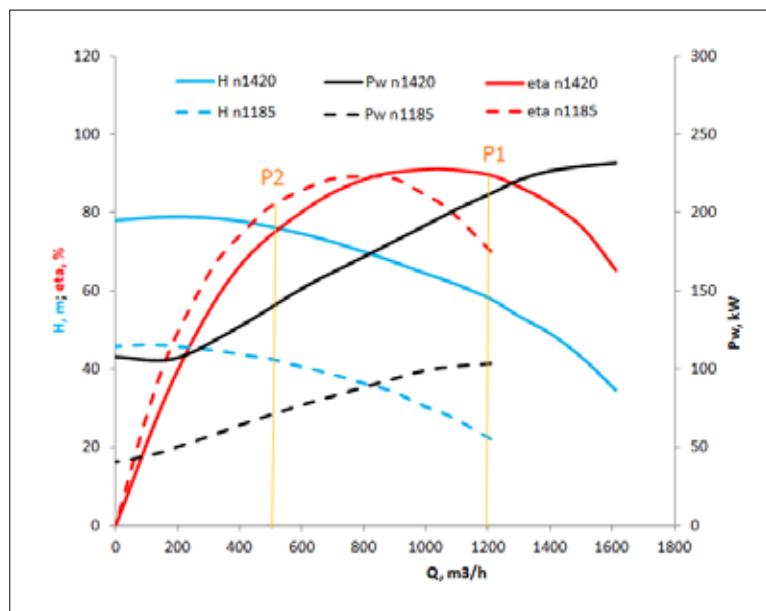
Pompy, nowe lub utrzymane w dobrym stanie technicznym, o niskim i średnim  $n_s$ , jednocześnie pracujące w punkcie optymalnym oraz w zalecanym i wymaganym zakresie ( $-30 \div +15\%Q_{opt}$ ), wykazują dość niskie wartości ( $V_{RMS} < 2,2$  mm/s), a więc spełniają wymagania normy ISO 10816-7.

W dalszej części przedstawiono przykład analizy uzyskanych wyników pomiarów drgań pompy dwustrumieniowej poprawnie osadzonej i wyosiowanej, której szczelina  $h_{ws}$  między średnicą zewnętrzną wirnika a językiem spirali jest niewielka i wynosiła  $\sim 10\%$  średnicy wirnika. Maszyna pracowała w dwóch stanach pracy [4]. Pierwszy punkt (P1) wynosił  $Q = \sim 1200$  m<sup>3</sup>/h, przy  $n \sim 1420$  1/min, natomiast drugi (P2)  $Q = \sim 500$  m<sup>3</sup>/h, przy  $n \sim 1185$  1/min. Jego charakterystyki energetyczne dla podanych szybkości obrotowych, uzyskane w wyniku badań doświadczalnych, z zaznaczonymi pionowymi liniami wskazującymi punkty pracy, przedstawiono na rysunku 4.

Dla obu punktów pracy zebrano dane drganiowe w punktach, jak wykorzystywano poprzednio, a wyniki pokazano w tabeli 2. Uzyskane wyniki wartości skutecznych drgań pomierzone w węzłach łożyskowych nr 3 i 4 wskazują na przekroczenie wartości krytycznych (graniczne  $V_{RMS} = < 4,2$  mm/s, ISO 10816-7) w węźle 4

TAB. 1  
Wartości drgań  $V_{RMS}$  pomp w punkcie bliskim optymalnym

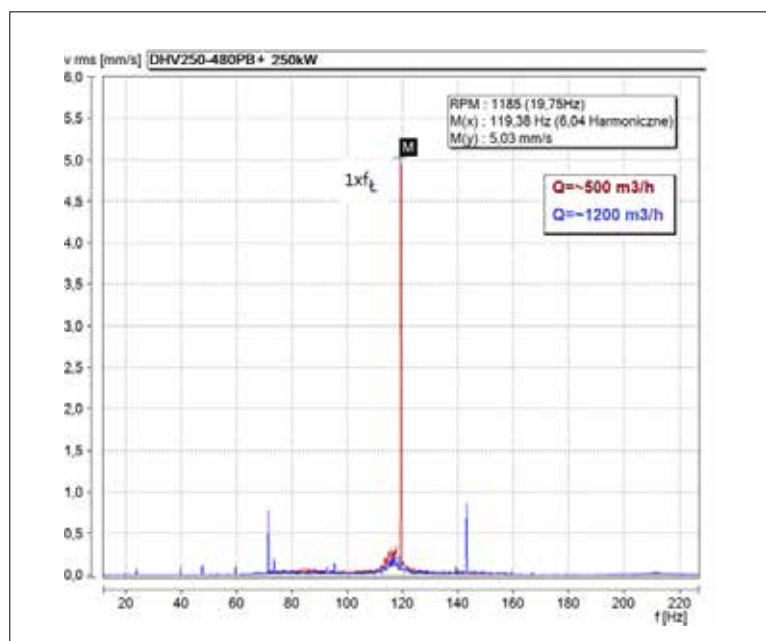
Pompa	Moc, kW	L łopatek	$n_s$	n, 1/min	$V_{RMS}$ , mm/s; nr węzła i kierunek						Wart. graniczne $V_{RMS}$ ISO 10816-7, mm/s
					3A	3H	3V	4A	4H	4V	
FZP.9.20	132	6	$\sim 60$	740	0,50	1,33	0,87	0,42	1,11	0,64	3,20
DHV.250	400	6	$\sim 19$	985	1,73	1,70	1,14	1,78	2,07	2,06	4,20
DHV.300	250	6	$\sim 37$	1485	1,93	1,67	1,62	2,05	2,26	1,16	4,20
DHV.400	400	6	$\sim 32$	1185	1,60	1,25	2,00	1,80	1,40	1,70	4,20
NHP.100	30	6	$\sim 43$	2980	0,93	1,35	1,10	1,09	1,05	0,76	3,20



RYS. 4  
Charakterystyki energetyczne pompy dwustrumieniowej

Lp.	Q m³/h	n 1/min	oś	V RMS p. 3	V RMS p.4
				mm/s	mm/s
1.	~1200	1185	A	2,41	1,35
			H	1,6	1,84
			V	1,75	1,62
2.	~500	1420	A	2,17	1,44
			<b>H</b>	3,47	<b>6,32</b>
			V	2,65	2,43

TAB. 3  
Wartości zmierzone  $V_{RMS}$



RYS. 5  
Wykres widma VRMS dla węzła łożyskowego nr 4 (H)

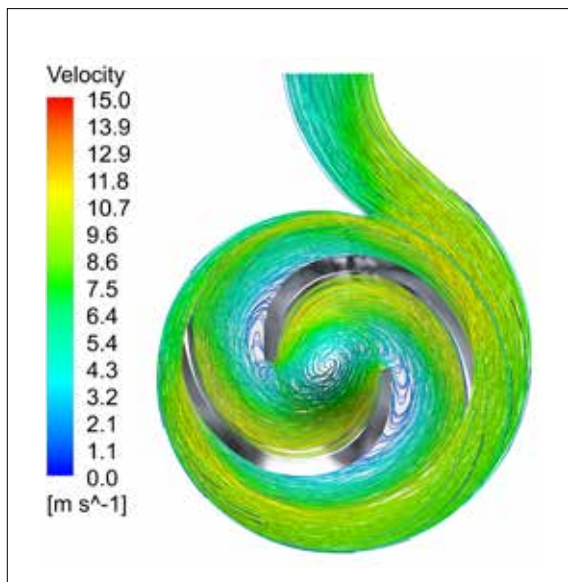
w kierunku (H) przy szybkości obrotowej  $n = 1185$  1/min i wydajności  $Q = \sim 500$  m³/h.

Wyniki pomiarów sygnałów drgań przedstawiono na rysunku 5. Uzyskane dla  $Q = \sim 1200$  m³/h (widma koloru niebieskiego) nie przekraczają wartości granicznych i są zgodne z normą ISO 10816-7 dla agregatu przypisanego kategorii II, strefa A, przy napędzie o mocy nominalnej silnika wynoszącej 250kW. Natomiast dla wydajności  $Q = \sim 500$  m³/h największą zmierzoną wartością sumaryczną sygnału drgań jest  $V_{RMS} = 6,32$  mm/s, którą odnotowano w węźle łożyskowym nr 4 w płaszczyźnie poziomej (H). Wykres widma  $V_{RMS} = f(f)$  dla  $Q \sim 500$  m³/h (widma koloru brązowego) przedstawia również większą niż dopuszczalna wartość graniczną, wynoszącą  $V_{RMS} = 5,03$  mm/s ( $V_{RMS}$  graniczne = 4,2 mm/s). Różnice w wartościach skutecznych  $V_{RMS}$  i  $V_{RMS}$  dla pików pokazanego na wykresie wynikają z tego, że wartości sumaryczne uwzględniają wszystkie składowe sygnału drganiowego, natomiast wartość w pikie nie uwzględnia pozostałych pików występujących w widmie.

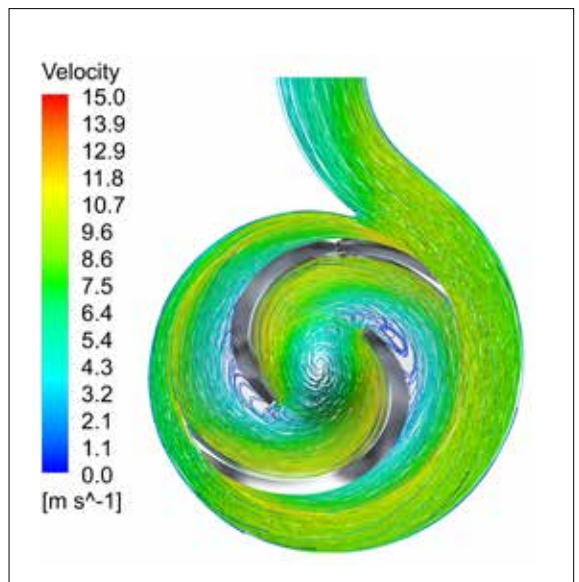
W wyniku analizy wykresu widma dla wydajności  $Q = \sim 1200$  m³/h (widma niebieskie), mimo występowania kilku drobnych pików i podniesionego szumu w okolicy  $Q_{opt}$ , nie odnotowano dominujących widm wskazujących na niestabilność stanu dynamicznego pompy. Maszyna pracuje blisko punktu najwyższej sprawności. Natomiast dla wydajności wynoszącej  $Q = \sim 500$  m³/h (głęboka regulacja,  $Q/Q_{opt} = 0,56$ , widmo brązowe) wskazuje na występowanie jednej, dominującej składowej drgań dla częstotliwości  $1 \times f_L = 119,4$  Hz, ( $f_L$  częstotliwość łopatkowa), która odpowiada częstotliwości łopatkowej pompy, bowiem jest 6-krotnością obrotów wirnika. Konstrukcja wirnika zawiera 6 łopatek, co bezpośrednio wskazuje na związek podwyższonych drgań w wzajemnym oddziaływaniu łopatek i pojedynczego (dla rozpatrywanej konstrukcji) języka spiralnego kanału zbiorczego. Szczelina  $h_{ws}$  jest niewielka, tym samym interakcja między ww. elementami jest wyraźna. Główną przyczyną wymuszenia jest oderwanie strumienia na wylocie z wirnika i uderzenia recyrkulacji o język spirali. Dodatkowym wymuszeniem jest niedopasowanie kąta napływowego strumienia i kąta natarcia łopatki, które występuje dla pracy w punkcie  $\sim 44\%$   $Q_{opt}$ . Powstałe zaburzenia w przepływie w kanale międzyłopatkowym powodują niestabilność przepływu, która przemieszczając się wraz z obrotem wirnika, a napotykając język spirali, powoduje nagłe zmiany prędkości i ciśnienia w cieczy. Powstałe zjawisko powoduje wymuszenia hydrauliczne pompowanego medium przenoszone na konstrukcję pompy jako powtarzający się sześciokrotnie na obrót wirnika wzrost drgań.

### Pompa z wirnikiem dwułopatkowym

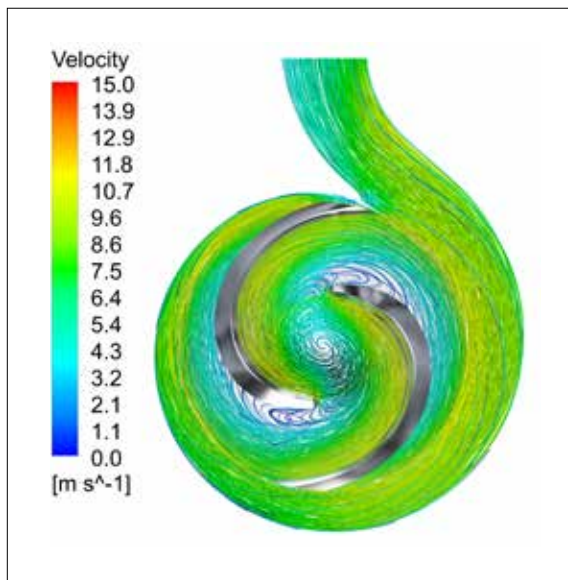
Nieco odmiennym przypadkiem jest pompa z wirnikiem zawierającym tylko dwie łopaty. Pompa ta przeznaczona jest do przetłaczania ścieków zanieczyszczonych o dużej gęstości, z elementami włókn-



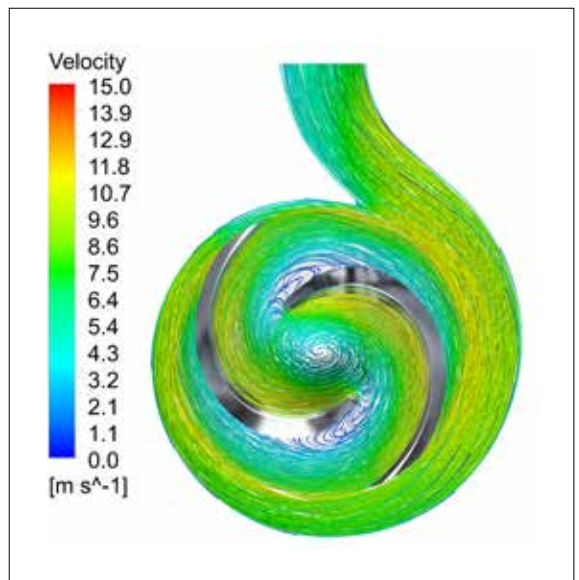
**RYS. 6**  
Trajektorie cząstek  
cieczy w pompie,  
 $Q_{opt}$ , pozycja  
„0 stopni”



**RYS. 7**  
Trajektorie cząstek  
cieczy w pompie,  
 $Q_{opt}$ , pozycja  
„45 stopni”



**RYS. 8**  
Trajektorie cząstek  
cieczy w pompie,  
 $Q_{opt}$ , pozycja  
„90 stopni”



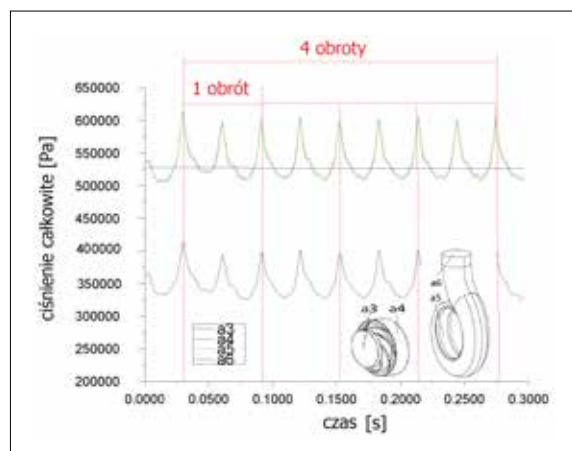
**RYS. 9**  
Trajektorie cząstek  
cieczy w pompie,  
 $Q_{opt}$ , pozycja  
„135 stopni”

stymi oraz ciałami stałymi mogących powodować podwyższoną erozję elementów przepływowych pompy. W związku z powyższym, w konstrukcji wirnika zastosowano niską liczbę łopat, umożliwiającą osiągnięcie wysokiej wartości swobodnego przelotu  $\varnothing$  80 mm. Szczelina między językiem spirali a końcem łopaty wynosi  $\sim 7\%$  średnicy zewnętrznej wirnika. Dodatkowo łopaty zostały pogrubione i zaokrąglone na wlocie, tak aby ułatwić samooczyszczenie wirnika z ciał włóknistych oraz zwiększyć ich odporność na uszkodzenia w wyniku uderzenia ciał stałych. Powyższe zmiany konstrukcyjne w naturalny sposób powodują pogorszenie charakteru przepływu i podwyższenie wartości drgań. Licząc się ze zwiększoną dynamicznością agregatu pracującego w takich warunkach, zastosowano znacznie bardziej masywną konstrukcję wału i układu łożyskowego w porównaniu do pompy przeznaczonej do przetłaczania cieczy czystej.

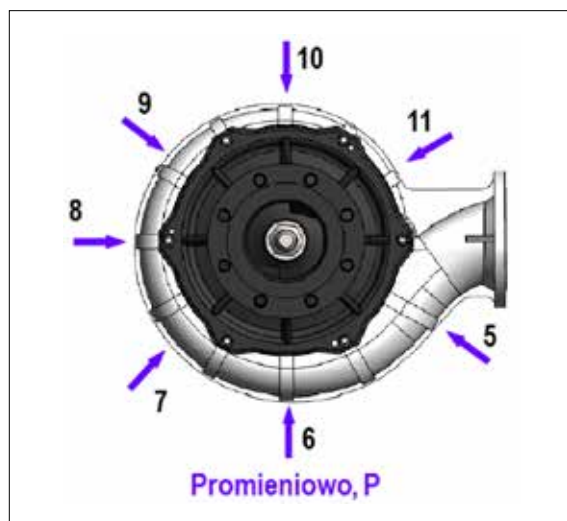
Odmienny od pomp do cieczy czystej charakter przepływu dobrze uwidaczniają przeprowadzone analizy CFD. Niżej przedstawiono przykładowe wyniki w postaci trajektorii cząstek cieczy w rozpatrywanej pompie dla punktu optymalnego pracy pompy ( $Q_{opt}$ ) wraz z uwzględnieniem obrotu wirnika ( $\omega \sim 45$  stopni).

Pomimo że przepływ dla wydajności optymalnej wygląda całkiem dobrze, wyraźnie można odnotować niekorzystnie pracujące strefy z recyrkulacjami i prądami powrotnymi tworzącymi się po czynnej stronie łopaty na wlocie do kanału międzyłopatowego (rys. 6). Zmiana kąta położenia wylotu łopaty względem języka spirali powoduje, że strefa recyrkulacji zmienia się wraz z obrotem wirnika. Strumień w kanałach międzyłopatowych płynie niestabilnie i jest daleki od uwarstwionego (rys. 7÷9). Fluktuacje toru cząstek, ich prędkości, obrót wirnika i zmiana położenia krawędzi spływowej łopaty z jej cyklicznym przejściem w prze-

strzeni języka spirali powoduje gwałtowne i chwilowe zmiany generowanego ciśnienia całkowitego. Pokazano to jako krzywe na rysunku 10, którymi oznaczono odpowiednio powierzchnie: a3 wlotu i a4 wylotu z wirnika oraz wlotu a5 i wylotu a6 ze spirali. Fizyczne oddziaływanie płynu na łopaty, ściany i język spirali pompy, definiowane jako wymuszenia hydrauliczne,



**RYS. 10**  
Zmiana generowanego ciśnienia wynikająca z obrotu wirnika pompy, pokazano 4 obroty

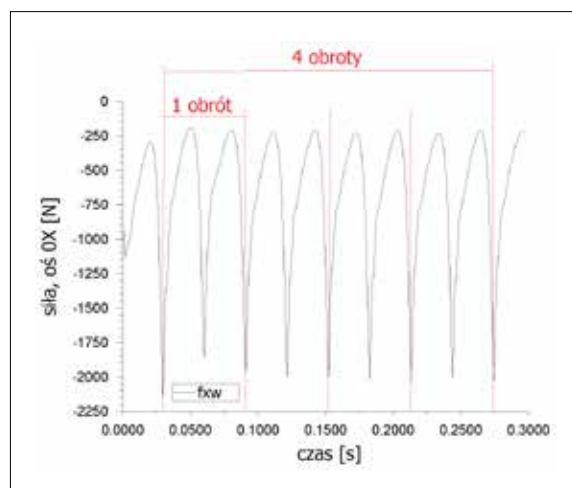


**RYS. 13**  
Lokalizacja dodatkowych punktów pomiarów na spirali pompy

wpływa na powstawanie dynamicznych zmian generowanej siły. Jej zmienność w osi OX pokazana została na rys. 11, na którym przedstawiona krzywa ilustruje (podobnie jak na rys. 9) ponad 4 obroty wirnika.

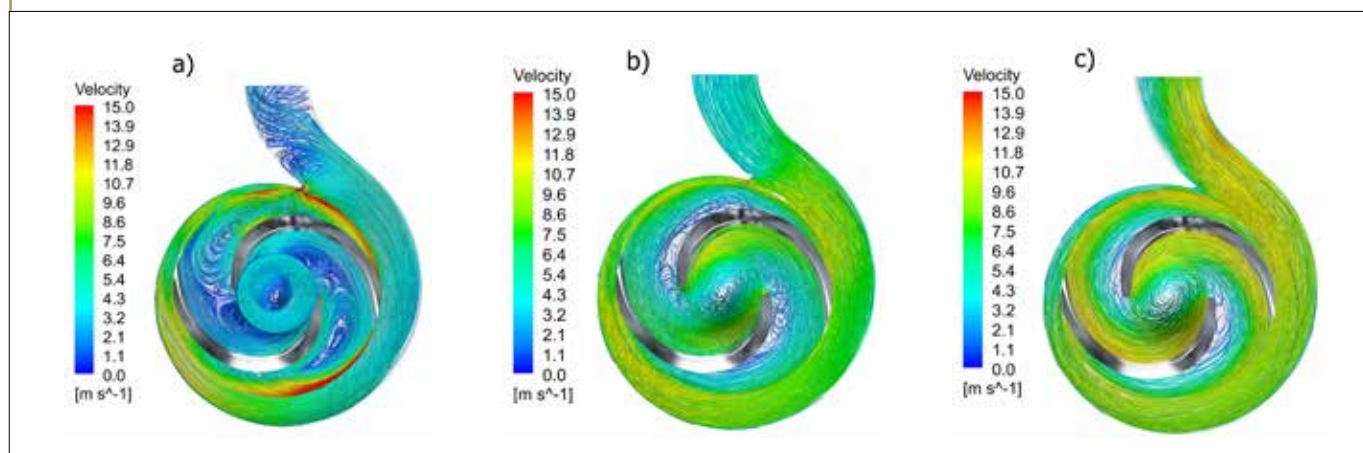
Zaobserwowane zjawiska hydrodynamiczne, występujące w kanale międzyłopatowym wirnika dwułopatowego, już dla pracy z wydajnością optymalną intensyfikują siłę oddziaływania generowanych wymuszeń. Wartości wymuszeń naturalnie wzrastają wraz z pracą poza wydajnością optymalną, co zilustrowano w postaci trajektorii cząstek cieczy pokazanych na rys. 12. Grafiki ilustrują przepływ w wirniku w pozycji „0”, dla następujących wydajności: a) 7%  $Q_{opt}$  (-93%  $Q_{opt}$ ), b) 70%  $Q_{opt}$  (-30%  $Q_{opt}$ ), c) 122%  $Q_{opt}$  (+22%  $Q_{opt}$ ).

Odnotowane zaburzenia w przepływie dla punktów dalekich od wydajności optymalnych pogłębiają niestabilność pracy. Zaburzenia przepływu dla -30%  $Q_{opt}$  są większe niż dla +22%  $Q_{opt}$ , stąd praca z wydajnością mniejszą niż zalecana dla poziomu „Dobrej praktyki” jest „dynamiczniejsza”. Wykonane pomiary rozszerzono o dodatkowe punkty pomiarowe, które zlokalizowane były promieniowo na obwodzie ścian



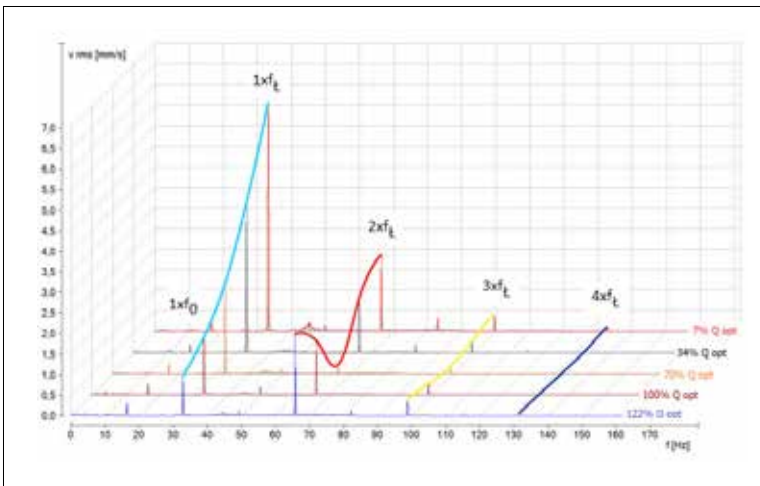
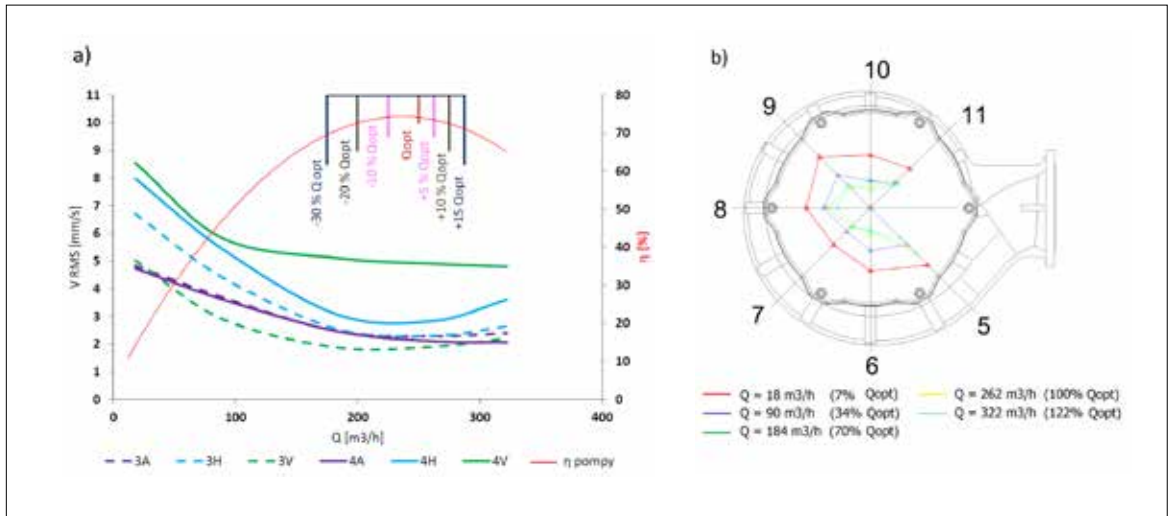
**RYS. 11**  
Zmiana generowanej siły (oś OX) wynikająca z obrotu wirnika pompy, pokazano 4 obroty

**RYS. 12**  
Trajektorie cząstek cieczy w pompie z wirnikiem dwułopatowym dla  $Q/Q_{opt}$ : a) 7%, b) 70%, c) 122%



RYS. 14

Wykresy wartości sygnałów drgań w zależności od wydajności pompy, a) węzły łożyskowe, b) spirala



RYS. 15

Dominujące składowe łopatkowe i ich harmoniki w widmie

spirali. Miejsca te pokazano na rys. 13, a wyniki w postaci wykresów na rys. 14.

Krzywe pokazane na rys. 14 a) ilustrują zmiany wartości skutecznych prędkości drgań dla punktów pomiarowych nr 3 i nr 4 w trzech kierunkach (A), (H) i (V) w funkcji wydajności. Analiza wykresu wskazuje, że dla przedziału  $-10 \div +5\% Q_{opt}$  wartości są najmniejsze, a w przedziale  $-30 \div +15\% Q_{opt}$  zauważalnie rosną. Drgania odnotowane w rozpatrywanych lokalizacjach i kierunkach pomiarowych wzrastają podobnie jak dla pomp z wirnikami wielołopatkowymi. Jednakże

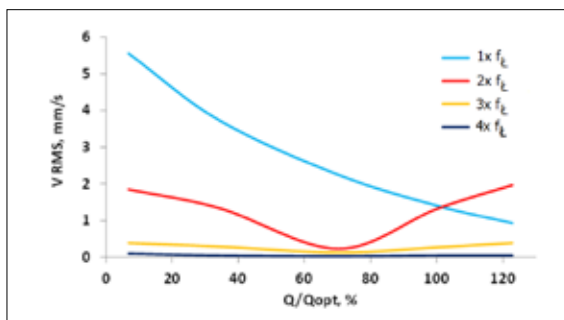
wartości drgań są znacznie wyższe i dla wydajności odbiegających od zalecanego zakresu pracy przewyższają wartości alarmowe wg ISO 10816-7. Norma nie odnosi się do wirników specjalnych, jakimi są wirniki jedno- i dwułopatkowe, z tego względu dla tych maszyn producenci sami ustalają bezpieczne wartości drgań granicznych, mając na uwadze niestabilne warunki pracy systemów kanalizacyjnych i wzmocnioną konstrukcję projektowanych maszyn. Ponadto uzyskane wyniki pomiarów w dodatkowych miejscach zlokalizowanych na spirali (rys. 14 b) wskazują, że największe wartości sygnałów drgań odnotowano w okolicy punktów nr 5 i 9. Punkty te znajdują się w płaszczyźnie oddalonej o pewien kąt do płaszczyzny, którą krawędź języka spirali tworzy wraz z osią obrotu pompy. Dotychczasowo przeprowadzone badania wskazują na dominujący wpływ siły promieniowej na wartość mierzonych drgań. Zrealizowane pomiary nie uwzględniały badań rezonansowych oraz nie monitorowano funkcji przejścia tak na korpusach łożyskowych, jak i na spirali.

Potwierdzeniem charakteru przepływu w przedstawionych wynikach symulacji numerycznych CFD w pompie z wirnikiem dwułopatkowym są wyniki otrzymane na podstawie pomiarów sygnałów drgań, pokazane w dziedzinie częstotliwościowej (rys. 15). Badania wykonano dla punktu nr 3 w kierunku (H) dla całego zakresu wydajności pompy. Dominujące składowe drgań to  $1x f_L$  i  $2x f_L$  oraz mniej wyróżniające się do  $3x f_L$  i  $4x f_L$ . Oprócz nich w widmie widoczna jest częstotliwość obrotowa  $1x f_0$  i jej harmoniki, które odpowiadają częstotliwościom łopatkowym.

Na rysunku 16 przedstawiono wykresy z krzywymi ilustrującymi sposób zmiany amplitudy drgań dla kilku pierwszych harmonicznych drgań o częstotliwości łopatkowej, których szczyty, odpowiadających sobie częstotliwości łopatkowych, połączono. Odnotowuje się, że dla przykładowego węzła pomiarowego 3(H), zmiana wydajności w stosunku do Q optymalnego, w kierunku mniejszych wydajności, ilustruje bardziej

RYS. 16

Krzywe łączenia pików widm łopatkowych





stromą charakterystykę niż dla wydajności większych, potwierdzając dominujący wpływ na wartość drgań wzajemnego oddziaływania języka spirali i stref recyrkulacji na wylocie z wirnika.

\*\*\*

W wyniku przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski:

Praca pompy w zalecanym zakresie stosowania wskazuje na relatywnie najmniejsze poziomy drgań mierzone w węzłach łożyskowych i na korpusie.

W przeciwieństwie do wirników wielołopatkowych, wirniki dwułopatowe mają rzadką palisadę łopatkową, stąd generują większe pulsacje ciśnienia, które przenoszone są na konstrukcję pompy.

Drgania pomp pochodzące od wymuszeń hydraulicznych zależą od położenia punktu pracy względem wydajności optymalnej.

Wraz z oddalaniem punktu pracy od wydajności optymalnej pompy wartości drgań sejsmicznych rosną.

Główną siłą powodującą drgania pomp z wirnikami dwułopatowymi są wymuszenia hydrauliczne, które wynikają z występowania stref recyrkulacji na wlocie i wylocie z wirnika. Dodatkowymi czynnikami sprzyjającymi drganiom przy oddalaniu się z punktu pracy od  $Q_{opt}$  jest niedopasowanie kąta napływowego strumienia pompowanego medium względem geometrycznego kąta natarcia łopatki oraz obrotowej zmiany położenia kanału międzyłopatkowego względem nieruchomego języka spirali.

Przeprowadzone badania i analiza przyczyn wzrostu drgań wykazuje, że dla badanych pomp pracujących poza zalecanym zakresem pracy, wykres widma wskazuje, pojawienie się dominującego piku, odpowiadającemu częstotliwości łopatkowej  $1x_f$ . Ponadto, w widmie mogą pojawiać się dodatkowe harmoniki  $nx_f$ . Odnotowuje się również znacznie mniejsze piki: dla częstotliwości obrotowej  $1x_0$  i jej kolejne harmoniczne  $nx_0$ .

Realizowane prace badawcze i przedstawione wyniki badań nie wyczerpują tematu. Przewiduje się dalsze prowadzenie badań z uwzględnieniem dodatkowych pomiarów.

## KOMENTARZ DO ARTYKUŁU

W przypadku każdego producenta pomp prowadzenie badań modelowych jest obligatoryjne, podobnie jak poszukiwanie potwierdzenia poprawności uzyskiwanych tą drogą wyników na drodze badań eksperymentalnych. W niektórych przypadkach badania eksperymentalne służą także kalibracji współczynników wykorzystywanych w oprogramowaniu symulacyjnym.

W artykule zaprezentowano wyniki badań modelowych i ich jakościową zgodność z wynikami badań eksperymentalnych dla dwóch, mocno się konstrukcyjnie różniących, pomp.

Wyniki odniesiono do oceny poprawności pracy systemu pompowego zaproponowanej przez H.P. Barringera, który charakteryzuje zróżnicowane praktyki użytkownika pomp w przypadku ich wykorzystywania w punkcie pracy mniej lub bardziej różniącym się od optymalnego wydatku  $Q_{opt}$ . Użytkownik winien jednak być świadom prawdy oczywistej, że na system pompowy składają się „agregat pompowy i rurociąg”. W konsekwencji zachowanie agregatu pompowego u użytkownika może się różnić znacznie od pracy na stanowisku testowym producenta. Tak więc na podane procentowo przedziały zmienności punktu pracy w stosunku do  $Q_{opt}$  dla różnych praktyk dobrze jest patrzeć z dystansem, bowiem rzeczywiste granice tych praktyk zależą także od właściwości przepływowych instalacji, na rzecz której agregat pompowy pracuje. I nie tylko, bowiem w czasie eksploatacji będzie się zmieniać zarówno stan techniczny agregatu, jak i instalacji, co także będzie wpływać na granice procentowe prezentowanych praktyk. Jeśli agregat pompowy jest kosztowny i ważny dla instalacji, a użytkownik zamierza pracować nim w punktach mniej lub bardziej odległych od  $Q_{opt}$ , to dobrze jest dla wymienionych w artykule praktyk wyznaczyć granice dopuszczalnej zmienności i ich przestrzegać jednocześnie, pamiętając, że wyjście poza granice „dobrej praktyki” będzie skutkowało (im dalej i dłużej – tym bardziej) przyspieszeniem potrzeby remontu pompy. W przypadku skrajnym: remontem awaryjnym.

*dr inż. Ryszard Nowicki, niezależny ekspert*

## Literatura

- [1] Gülich, J.F. Centrifugal Pumps; Springer: New York, NY, USA, 2008.
- [2] H. P. Barringer, P.E., “How To Use Reliability Engineering Principles For Business Issues”, 1998.
- [3] Hydro-Vacuum S.A., Dokument wewnętrzny, Sprawozdanie merytoryczne z realizacji wykonanego etapu. Opracowanie, wykonanie i badania niekomercyjnych prototypów miniturbin i pomp zgodnych z PN-EN 733 oraz PN-EN ISO 2858., Grudzień 2023.
- [4] Hydro-Vacuum S.A., Dokument wewnętrzny, Raport z badań stanu dynamicznego agregatu pompowego, 2019.
- [5] Lorenz W., Janaczak M., Sitniewski M., Analiza pracy pompy normowej.
- [6] Pumps vibration standards guidelines, European association of pump manufacturers association, Europump, 2013.
- [7] R. Nowicki, Monitorowanie stanu technicznego hydrozespołów, Pompy Pompownie (834), ss. 40-49, nr 1/2023.
- [8] R. Nowicki, Monitorowanie stanu technicznego poziomych agregatów pompowych z łożyskami ślizgowymi, Pompy Pompownie (727), ss.69-83, 1/2019.
- [9] R. Nowicki, Monitorowanie stanu technicznego poziomych agregatów pompowych z łożyskami tocznymi, Pompy Pompownie (739), ss.58-71, 2/2019.
- [10] R. Nowicki, Postęp w stosowaniu systemów nadzoru stanu technicznego pomp, Pompy Pompownie, ss.54-55 nr 2/2014.
- [11] R., Nowicki, Wspomaganie utrzymania ruchu pomp łożyskowanych tocznie, Kierunek Pompy, ss.58-71, nr 2/2024.
- [12] R.S. Beebe., Predictive Maintenance of Pumps Using Condition Monitoring, Elsevier Science & Technology Books, 2004.
- [13] Technical Committee ISO/TC 108. ISO 10816-7: Mechanical Vibration: Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non-Rotating Parts: General Guidelines; International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland, 1995.
- [14] W. Jędral, Przyczyny, Skutki i zapobieganie nadmiernym Drganiami pomp, Kierunek Pompy 847, ss.70-75, 2/2023.
- [15] Wu, D., Yao S., et al, Dynamics Instability Analysis of a double-Blade Centrifugal Pump, MDPI Appl. Science, 2021. ■

# NOWOCZESNE TECHNOLOGIE DLA SŁUŻB UTRZYMANIA RUCHU

**Dominik Smoliński**

Dział Maszyn Wirujących Petrochemii, ORLEN S.A

Obecnie coraz częściej i chętniej sięgamy po znaczne osiągnięcie techniki, którym jest z pewnością inżynieria odwrotna wykorzystująca cyfrowe technologie pomiarowe z użyciem ramion pomiarowych oraz skanerów 3D, z dedykowanym oprogramowaniem do modelowania. Możliwe już jest odtworzenie geometrii czy pomiar nawet skomplikowanych detali, dzięki dostępności cyfrowych metod kontrolno-pomiarowych.

**P**odstawowym zadaniem inżynierów Służb Utrzymania Ruchu (SUR) ORLEN jest dbanie o ciągłość pracy maszyn i instalacji produkcyjnych. Wynika to z konieczności sprostania wymaganiom komórek przedsiębiorstwa związanych z produkcją, logistyką, sprzedażą, potrzebujących nieprzerwalnej bądź niezakłóconej nieplanowanymi remontami maszyn pracy instalacji oraz minimalizacji kosztów związanych z ich obsługą.

Pracownicy SUR na co dzień borykają się z problemami niewystarczającego uszczegółowienia danych technicznych zawartych w oryginalnej dokumentacji technicznej. Producenci niechętnie udostępniają pełną dokumentację techniczną urządzenia, tłumacząc się, że chronią w ten sposób swoje know-how i zabezpieczają przed wykonywaniem lub zakupem części od nieautoryzowanych dostawców lub producentów. Klient najczęściej otrzymuje od producenta wersję zawierającą podstawowe rysunki gabarytowe i prze-

krojowe urządzenia wraz z listą części zamiennych. Szczegółowa dokumentacja jest potrzebna zwłaszcza w trakcie wykonywania przeglądu urządzenia lub jego awarii w celu:

- weryfikacji przydatności użytkowej danego elementu pod kątem zgodności wymiarów z wartościami założonymi przez projektanta,
- oceny zgodności wartości pasowania współpracujących elementów w stosunku do wartości projektowych,
- określenia dopuszczalnych poziomów odchyłek kształtu i położenia,
- zidentyfikowania „czułych punktów” oraz badania przyczyn awarii.

## Odtwarzanie geometrii elementów

Obecnie coraz częściej i chętniej sięgamy po osiągnięcie techniki, którym jest z pewnością inżynieria odwrotna wykorzystująca cyfrowe technologie

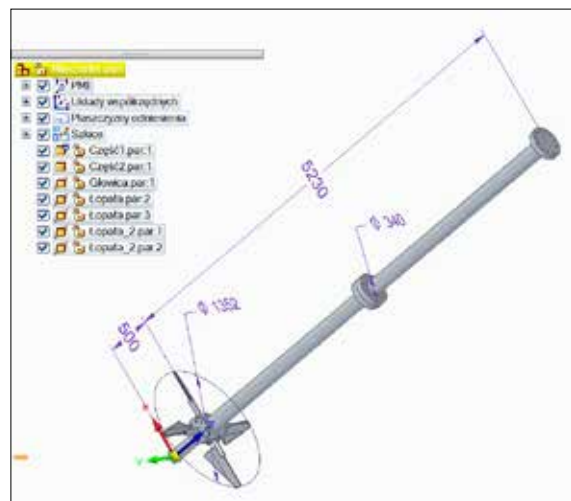


fot. ORLEN S.A

pomiarowe z użyciem ramion pomiarowych oraz skanerów 3D z dedykowanym oprogramowaniem do modelowania. Możliwe już jest odtworzenie geometrii czy pomiar nawet skomplikowanych detali, dzięki dostępności cyfrowych metod kontrolno-pomiarowych. Posiadane oprogramowanie pozwala z kolei na wykonanie modeli 3D oraz rysunków wykonawczych. Wymiary geometryczne nie zawsze są wystarczające do odtworzenia detalu w pełni jego funkcjonalności. Często szczegóły technologiczne, takie jak: obróbka cieplno-chemiczna, obróbka plastyczna czy kolejność operacji obróbki skrawaniem wpływają na pełnię cech użytkowych elementu i są trudne do rozpoznania. W takich sytuacjach istnieje możliwość skorzystania z wiedzy specjalistycznej np. wewnętrznego Działu Dozoru Technicznego i Materiałoznawstwa, który jest w stanie określić skład chemiczny materiału oraz zmierzyć cechy, takie jak twardość czy chropowatość. W przypadku bardziej zaawansowanych badań: metalografia, badania materiałowe, badania zmęczeniowe, opracowywanie technologii obróbki cieplno-chemicznej, analiza przepływów CFD, analiza drgań i inne, ORLEN współpracuje z uczelniami technicznymi, m.in. z Wydziałem Inżynierii Materiałowej Politechniki Warszawskiej, korzystając z wiedzy i doświadczenia kadry naukowej, jak i zaplecza badawczego uczelni. Tak skoordynowana współpraca pozwala na opracowanie technologii wykonania lub naprawy praktycznie każdego detalu, jednak jest to metoda bardzo czasochłonna, a co za tym idzie – wykorzystywana w sytuacjach awaryjnych w celu przywrócenia urządzenia do sprawności w przypadku braku określonych części zamiennych.

Idealną sytuacją byłoby posiadanie wszystkich możliwych części zamiennych i elementów dla nadzorowanych maszyn i urządzeń. Jest to jednak nierealne, gdyż wygenerowałyby to ogromne koszty oraz wymagałyby bardzo dużej przestrzeni magazynowej. Koszty zakupu kluczowych elementów maszyn wirujących, tj. wirniki, wały, konsole łożyskowe, korpusy uszczelnień, wkładki dyfuzorowe, miesządła etc., mogą wynosić kilkaset tysięcy złotych, co po zsumowaniu wartości części dla kilkuset urządzeń zlokalizowanych w zakładzie produkcyjnym daje kwoty rzędu setek milionów złotych. Podjęcie decyzji o rodzajach materiałów eksploatacyjnych i części zapasowych, które powinny być dostępne w magazynie, musi nastąpić po przeanalizowaniu: kosztów zakupu i czasu dostawy oryginalnych elementów, prawdopodobieństwa ich uszkodzenia, skutków, jakie niesie uszkodzenie danej części dla funkcjonowania całej maszyny, niebezpieczeństwa wynikającego z ewentualnej awarii maszyny, kosztów, czasu oraz możliwości zakupu lub wykonania elementów u nieautoryzowanych dostawców bądź producentów, a przede wszystkim kosztów finansowych związanych z nieplanowanym przestojem instalacji.

RYS. 1  
Przykład rotora  
miesządła



### Przykład

Na jednej z instalacji produkcyjnych uszkodzeniu uległ wał miesządła. Kilka miesięcy wcześniej zapasowy wał o długości prawie 6 metrów i średnicy 160 mm został zamówiony, jednak ze względu na opóźnienia na etapie produkcji dostawa elementu przedłużała się. Po stwierdzeniu faktu uszkodzenia urządzenia, SUR zgłosiła się do producenta z prośbą o przesłanie rysunków wykonawczych wału w celu dokonania tymczasowej naprawy i rozruchu instalacji na czas potrzebny do dostarczenia zamówionej wcześniej oryginalnej części. Producent jednak odmówił przekazania dokumentacji, chroniąc w ten sposób swoje know-how. W związku z brakiem oryginalnej dokumentacji należało wykonać pomiary odtworzeniowe uszkodzonego elementu. Przed przystąpieniem do procesu inżynierii odwrotnej trzeba było zdemontować element i przygotować go do pomiarów. Skanowanie i pomiary detalu oraz wykonanie dokumentacji spowodowały kolejną zwłokę i wydłużyły przestój remontowy. Dopiero po zakończeniu wszystkich wspomnianych czynności można było przystąpić do wykonania naprawy wału. Podczas najbliższego postoju planowanego nastąpi wymiana samodzielnie naprawionego wału na element oryginalny.

\*\*\*

Tylko na jednym, wyżej podanym przykładzie, widać, jak istotne jest posiadanie szczegółowej dokumentacji technicznej. Jeżeli producent udostępniłby dokumentację techniczną części, to czas potrzebny do wykonania awaryjnej naprawy elementu uległby wyraźnemu skróceniu, co z kolei przyczyniłoby się do zmniejszenia strat finansowych oraz zmniejszyło poziom narażenia na stres i prace pod presją czasu osób zaangażowanych w remont i późniejszy rozruch urządzenia. Ponadto brak wsparcia technicznego ze strony producenta w sytuacjach awaryjnych może negatywnie wpłynąć na przyszłe relacje biznesowe. ■

# PRAWA I OBOWIĄZKI PRODUCENTÓW POMP I ICH UŻYTKOWNIKÓW

na gruncie prawa autorskiego

---

**Magdalena Walczak**

kancelaria prawnicza AMADEUS

Stworzenie pompy to nie tylko jej produkcja i montaż, ale również uprzednie opracowanie dokumentacji technicznej, a także odpowiednie oprogramowanie zapewniające prawidłowe działanie. Te etapy mogą rodzić w praktyce problemy związane z właściwym zastosowaniem przepisów prawa autorskiego.



**N**a wstępie wyjaśnienia wymaga, że ochronę prawnoautorską regulują przepisy ustawy z dnia 4 lutego 1994 r. o prawie autorskim i prawach pokrewnych (Dz. U. z 2022 r. poz. 2509), dalej: „PA”. Przedmiotem prawa autorskiego jest utwór rozumiany jako każdy przejaw działalności twórczej o indywidualnym charakterze, ustalony w jakiejkolwiek postaci, niezależnie od wartości, przeznaczenia i sposobu wyrażenia. Utwory mogą być w szczególności:

1. wyrażone słowem, symbolami matematycznymi, znakami graficznymi (literackie, publicystyczne, naukowe, kartograficzne oraz programy komputerowe);
2. plastyczne;
3. fotograficzne;
4. lutnicze;
5. wzornictwa przemysłowego;
6. architektoniczne, architektoniczno-urbanistyczne i urbanistyczne;
7. muzyczne i słowno-muzyczne;
8. sceniczne, sceniczno-muzyczne, choreograficzne i pantomimiczne;
9. audiowizualne (w tym filmowe).

#### **Wątpliwości w analizie definicji**

Już sama analiza przytoczonej definicji utworu może budzić wątpliwości, czy jest nim dokumentacja

techniczna pompy. W doktrynie prawa wskazuje się, że technika stanowi pewien obszar działalności twórczej, służący przekształcaniu rzeczywistości w celu zaspokojenia praktycznych potrzeb człowieka [1]. Problem „dzieła technicznego” był przedmiotem analizy Sądu Najwyższego w wyroku z dnia 30 czerwca 2005 r., sygn. akt: IV CK 763/04. W powyższym wyroku SN stwierdził, że dzieło techniczne „jest to kategoria szersza niż objęta określeniem »dokumentacji technicznej«, przez którą najczęściej rozumie się zespół dokumentów zawierających dane techniczne umożliwiające wyprodukowanie i eksploatację urządzeń technicznych. W piśmiennictwie trafnie podnosi się, że dokumentacja techniczna często znajduje się na granicy ochrony prawnoautorskiej, co jednak nie znaczy, by z zasady negowano traktowanie jej jako obiektu chronionego przez prawo autorskie. Ochronie tej nie podlega samo techniczne rozwiązanie zawarte w dokumentacji, gdyż z reguły stoi temu na przeszkodzie brak cechy indywidualności. Nie wyłącza to prawnoautorskiej ochrony »dzieła technicznego«, jeżeli konkretna dokumentacja ma cechy wyróżniające i zawiera swoiste cechy osiągnięte dzięki indywidualnemu wkładowi pracy twórczej autora”. Analogiczny pogląd Sąd Najwyższy wyraził również w wyroku z dnia 19 lutego 2014 r., sygn. akt: V CSK 180/13.

Za wyrokiem Sądu Apelacyjnego w Warszawie z dnia 22 kwietnia 2022 r., sygn. akt: VII AGa 851/21, wyjaśnienia wymaga także fakt, że „ochroną prawnoautorską objęty może być wyłącznie sposób wyrażenia; nie są natomiast objęte ochroną odkrycia, idee, procedury, metody i zasady działania oraz koncepcje matematyczne”. Jak dodaje Sąd Apelacyjny w Poznaniu w wyroku z dnia 10 sierpnia 2022 r., sygn. akt: I AGa 274/21 „prawo autorskie nie chroni pomysłu. Twórczość dokumentacji trzeba więc odróżnić od innowacyjności utworu, którego ta dokumentacja dotyczy. Koncepcja wykonania przedmiotu, którego dokumentacja dotyczy, nie podlega ochronie. W literaturze słusznie się wskazuje, że problem samoistnej ochrony dokumentacji technicznej powstaje tylko wówczas, gdy w twórczy i indywidualny sposób przedstawiono techniczny przedmiot tej dokumentacji (który może być zarówno twórczy, jak i nietwórczy). Ochrona samego przedstawianego przedmiotu prawami wyłącznymi, w tym w ramach prawa autorskiego, jest kwestią odrębną. Nie podlegają także ochronie na podstawie przepisów prawa autorskiego zawarte w dokumentacji rozwiązania techniczne”.

”

Dla oceny dokumentacji technicznej jako utworu nie jest istotna warstwa techniczna a forma przedstawienia dokumentacji

Czy zatem dokumentacja techniczna pompy może być utworem? Na zadane pytanie odpowiedzieć należy twierdząco, ponieważ może ona stanowić tzw. dzieło techniczne. Czy jednak utworem będzie zawsze? Odpowiedź brzmi: nie. Dla oceny dokumentacji technicznej jako utworu nie jest istotna warstwa techniczna a forma przedstawienia dokumentacji. Jasno wyjaśnia to Izba Skarbowa w Łodzi w interpretacji indywidualnej, znak: 1061-IPTPB3.4511.953.2016.1.JŚ, wskazując, że „chodzi tu o układ rysunków lub opisu, ich szatę graficzną, kolejność przedstawienia poszczególnych rzutów lub akapitów, wybrany sposób opisu”. Co zatem w przypadku, gdy producent pompy podejrzewa, że dana dokumentacja techniczna jest utworem, lecz nie ma co do tego pewności? Osobiście proponuję potraktować wtedy daną dokumentację jako utwór, gdyż rozwiązanie to jest mniej ryzykowne dla producenta pompy i lepiej zabezpieczy jego interesy.

Znacznie mniej wątpliwości na gruncie prawa autorskiego wiąże się z uznaniem za utwór programu komputerowego, a więc również cyfrowego oprogramowania pompy. Programy komputerowe zostały

wymienione wprost w otwartym katalogu utworów zawartym w art. 1 ust. 2 PA. Ustawa ma jednak przepisy szczególne dotyczące programów komputerowych, uregulowane w rozdziale 7 PA. Zasadą jest, że ochrona przyznana programowi komputerowemu obejmuje wszystkie formy jego wyrażenia. Idee i zasady będące podstawą jakiegokolwiek elementu programu komputerowego, w tym podstawą łączy, nie podlegają zaś ochronie.

### Zakres ochrony prawnoautorskiej

Wiedząc już, że ochronie na gruncie prawa autorskiego podlega program komputerowy, będący cyfrowym oprogramowaniem pompy, a podlegać może również jej dokumentacja techniczna (jako tzw. dzieło techniczne, w zakresie formy jego przedstawienia), przeanalizować należy zakres ochrony i działania, które podjąć powinien producent pompy.

Prawa autorskie do utworu dzielą się na autorskie prawa osobiste oraz autorskie prawa majątkowe. Autorskie prawa osobiste chronią więź twórcy z utworem, są nieograniczone w czasie i niezbywalne. Przejawiają się w szczególności jako prawo do:

1. autorstwa utworu;
2. oznaczenia utworu swoim nazwiskiem lub pseudonimem albo do udostępniania go anonimowo;
3. nienaruszalności treści i formy utworu oraz jego rzetelnego wykorzystania;
4. decydowania o pierwszym udostępnieniu utworu publiczności;
5. nadzoru nad sposobem korzystania z utworu.

Autorskie prawa majątkowe rozumiane są jako prawo do korzystania z utworu i rozporządzania nim na wszystkich polach eksploatacji oraz do wynagrodzenia za korzystanie z utworu. W odróżnieniu od autorskich praw osobistych, autorskie prawa majątkowe mogą podlegać zbyciu. Z uwagi na powyższe, to właśnie autorskie prawa majątkowe powinny stać się przedmiotem zainteresowania producentów pomp.

Zagadnienie autorskich praw majątkowych ulega rozróżnieniu w stosunku do utworów sporządzonych przez pracowników producenta pompy i przez osoby niebędące jego pracownikami. Odrębnie uregulowane są także przypadki programów komputerowych i utworów niebędących programami komputerowymi.

### Utwory sporządzone przez pracowników

Art. 12 ust. 1 PA wyznacza zasadę, zgodnie z którą pracodawca, którego pracownik stworzył utwór w wyniku wykonywania obowiązków ze stosunku pracy, nabywa z chwilą przyjęcia utworu autorskie prawa majątkowe w granicach wynikających z celu umowy o pracę i zgodnego zamiaru stron. Zasada ta może ulec wyłączeniu m.in. w przypadku odmiennych postanowień zawartych w umowie o pracę. Należy mieć na względzie, że jeżeli pracodawca, w okresie dwóch lat od daty przyjęcia utworu, nie przystąpi do

rozpowszechniania utworu przeznaczanego w umowie o pracę do rozpowszechnienia, twórca może wyznaczyć pracodawcy na piśmie odpowiedni termin na rozpowszechnienie utworu z tym skutkiem, że po jego bezskutecznym upływie prawa uzyskane przez pracodawcę wraz z własnością przedmiotu, na którym utwór utrwalono, powracają do twórcy. Również w tym przypadku umowa może jednak stanowić inaczej. Strony mogą też określić inny termin na przystąpienie do rozpowszechniania utworu. Przy braku odmiennych postanowień zawartych w umowie o pracę, z chwilą przyjęcia utworu pracodawca nabywa także własność przedmiotu, na którym utwór utrwalono.

Podobne regulacje dotyczą programów komputerowych. Wedle art. 74 ust. 3 PA prawa majątkowe do programu komputerowego stworzonego przez pracownika w wyniku wykonywania obowiązków ze stosunku pracy przysługują pracodawcy, o ile umowa nie stanowi inaczej.

Autorskie prawa majątkowe do programu komputerowego obejmują prawo do:

1. trwałego lub czasowego zwielokrotnienia programu komputerowego w całości lub w części jakimikolwiek środkami i w jakiegokolwiek formie; w zakresie, w którym dla wprowadzania, wyświetlania, stosowania, przekazywania i przechowywania programu komputerowego niezbędne jest jego zwielokrotnienie; czynności te wymagają zgody uprawnionego;
2. tłumaczenia, przystosowywania, zmiany układu lub jakichkolwiek innych zmian w programie komputerowym, z zachowaniem praw osoby, która tych zmian dokonała;
3. rozpowszechniania, w tym użyczenia lub najmu, programu komputerowego lub jego kopii.

Co istotne, zarówno w przypadku programu komputerowego, jak i innego utworu (w tym dzieła technicznego) warunkiem nabycia autorskich praw majątkowych do utworu przez pracodawcę jest stworzenie utworu przez pracownika i w wyniku wykonywania obowiązków ze stosunku pracy. Jak wyjaśnia J. Ożegalska-Trybalska „aby utwór miał charakter pracowniczy w rozumieniu art. 12 pr. aut., nie wystarcza jakikolwiek związek łączący powstanie utworu ze stosunkiem pracy, ale niezbędne jest, aby stworzenie utworu należało do zakresu zadań (obowiązków) pracownika. Obowiązki takie mogą być sprecyzowane w samej umowie o pracę, w bezpośrednich poleceniach służbowych, regulaminach dotyczących własności intelektualnej, układach zbiorowych i normach wewnątrzzakładowych, planach działalności danej jednostki, np. planach tematycznych. Mogą też wynikać z bezpośrednich poleceń służbowych, jednak tylko tych, które zostały wydane w granicach obowiązków pracowniczych danego twórcy” [2]. Nadmienić należy też, że utwór ma być stworzony przez pracownika, a więc – w myśl art. 2 Kodeksu pracy – osobę



#### WAŻNA DLA PRODUCENTÓW I UŻYTKOWNIKÓW POMP

Problematyka ochrony prawnoautorskiej, choć na pierwszy rzut oka może wydawać się nieistotna dla producentów pomp i ich użytkowników, odgrywa ważną rolę w ich działalności

zatrudnioną na podstawie umowy o pracę, powołania, wyboru, mianowania lub spółdzielczej umowy o pracę. Przepisy regulujące nabycie autorskich praw majątkowych do utworu przez pracodawcę nie będą mieć zatem zastosowania do osób wykonujących czynności na podstawie umów o dzieło, umów zlecenia czy innych umów o świadczenie usług.

#### Utwory sporządzone przez osoby niebędące pracownikami

W przypadku dokumentacji technicznych będących dziełami technicznymi i cyfrowych oprogramowań pomp sporządzonych na zlecenie producenta pompy przez osoby niebędące jego pracownikami, nie dochodzi do automatycznego przejścia autorskich praw majątkowych na producenta pompy wraz z realizacją przedmiotu umowy. Z tego powodu ważne jest zadbanie o uregulowanie kwestii związanych z autorskimi prawami majątkowymi do utworu w umowie łączącej producenta pompy i zleceniobiorcę (bądź wykonawcę).

#### Umowa o przeniesienie autorskich praw majątkowych

Najlepszym rozwiązaniem dla producenta pompy jest dokonanie w umowie zawartej ze zleceniobiorcą przeniesienia autorskich praw majątkowych do utworu na producenta pompy. Oczywiście rozwiązanie takie nie będzie możliwe w każdym przypadku – o czym dalej w artykule. Jeżeli jednak tylko opcja ta jest akcepto-

walna dla stron umowy, przeniesienie autorskich praw majątkowych do utworu będzie najlepszym zabezpieczeniem interesów producenta pompy.

Co istotne, umowa o przeniesienie autorskich praw majątkowych wymaga zachowania formy pisemnej pod rygorem nieważności. W umowie należy:

1. precyzyjnie określić utwór,
2. wskazać, że przeniesienie autorskich praw majątkowych do utworu następuje w całości (w przypadku przeniesienia praw w części – należy dokładnie określić przenoszoną część),
3. określić pola eksploatacji, na których dochodzi do przeniesienia autorskich praw majątkowych.

”

Przepisy regulujące nabycie autorskich praw majątkowych przez pracodawcę nie będą mieć zastosowania do osób wykonujących czynności na podstawie umów o dzieło, umów zlecenia czy innych umów o świadczenie usług

Ostatni z wymienionych punktów jest szczególnie istotny z uwagi na fakt, że zgodnie z art. 41 ust. 2 PA umowa o przeniesienie autorskich praw majątkowych obejmuje wyłącznie pola eksploatacji wyraźnie w niej wymienione. Umowa może także dotyczyć tylko pól eksploatacji, które są znane w chwili jej zawarcia. Otwarty katalog pól eksploatacji zawiera art. 50 PA. Odrębne pola eksploatacji stanowią w szczególności:

1. w zakresie utrwalania i zwielokrotniania utworu – wytwarzanie określoną techniką egzemplarzy utworu, w tym techniką drukarską, reprograficzną, zapisu magnetycznego oraz techniką cyfrową;
2. w zakresie obrotu oryginałem albo egzemplarzami, na których utwór utrwalono – wprowadzanie do obrotu, użyczenie lub najem oryginału albo egzemplarzy;
3. w zakresie rozpowszechniania utworu w sposób inny niż określony w pkt 2 – publiczne wykonanie, wystawienie, wyświetlenie, odtworzenie oraz nadawanie i reemitowanie, a także publiczne udostępnianie utworu w taki sposób, aby każdy mógł mieć do niego dostęp w miejscu i w czasie przez siebie wybranym.

Należy mieć również na względzie, że nieważna jest umowa w części dotyczącej wszystkich utworów lub wszystkich utworów określonego rodzaju tego samego twórcy mających powstać w przyszłości. Nie jest więc wystarczające zawarcie jednej, „szablonowej” umowy, która dotyczyłaby np. wszystkich dzieł technicznych danego zleceniobiorcy.

Za przeniesienie autorskich praw majątkowych do utworu twórcy co do zasady przysługuje wynagrodzenie. Odmienne postanowienie można jednak zawrzeć w umowie. Jeżeli zaś w umowie nie określono wysokości wynagrodzenia, określa się ją z uwzględnieniem zakresu udzielonego prawa oraz korzyści wynikających z korzystania z utworu. Jeżeli zatem przeniesienie autorskich praw majątkowych do utworu ma nastąpić bez wynagrodzenia, należy wyraźnie określić to w umowie. Można w niej również zawrzeć postanowienie, zgodnie z którym przeniesienie autorskich praw majątkowych do utworu następuje w ramach ustalonego wynagrodzenia za wykonanie przedmiotu umowy (np. w ramach wynagrodzenia za przygotowanie dokumentacji technicznej czy oprogramowania pompy).

Warto ująć w umowie zezwolenie na wykonywanie przez producenta pompy zależnego prawa autorskiego do utworu, czyli zezwolenie na opracowywanie utworu, w szczególności poprzez tłumaczenie, przeróbkę lub adaptację. Ponadto, warto uregulować w umowie przysługujące producentowi pompy wyłączne prawo zezwalania na wykonywanie zależnego prawa autorskiego do utworu.

W umowie należy też wyraźnie określić czas i zasięg przenoszonych praw. Proponuję, aby wskazać, że producentowi pompy przysługuje prawo do korzystania i rozporządzania autorskimi prawami majątkowymi określonymi w umowie w sposób nieograniczony czasowo i nieograniczony terytorialnie.

Zawarcie umowy przenoszącej autorskie prawa majątkowe do utworu stworzonego przez osobę niebędącą pracownikiem producenta pompy (lub osobą będącą pracownikiem, lecz która nie sporządziła utworu w wyniku wykonywania obowiązków ze stosunku pracy) prowadzić będzie do zabezpieczenia interesów producenta pompy również w dalszych stosunkach ze swoimi kontrahentami, kupującymi, będącymi użytkownikami pomp.

### Licencja

Jak już sygnalizowano, nie w każdym przypadku przeniesienie autorskich praw majątkowych do dokumentacji technicznej (jako dzieła technicznego) lub cyfrowego oprogramowania pompy będzie uzasadnione i akceptowalne dla zleceniobiorcy (lub wykonawcy). Rozwiązaniem w takiej sytuacji jest zawarcie umowy o korzystanie z utworu, czyli udzielenie licencji. Podobnie jak w przypadku umowy przenoszącej autorskie prawa majątkowe do utworu, również umowa o korzystanie z utworu musi precyzyjnie określać utwór i pola eksploatacji. Także w tym wypadku nieważna jest umowa w części dotyczącej wszystkich utworów lub wszystkich utworów określonego rodzaju tego samego twórcy mających powstać w przyszłości. Analogiczne są też zasady dotyczące wynagrodzenia za udzielenie licencji.

Zasadą wynikającą z art. 66 ust. 1 i 2 PA jest to, że umowa licencyjna uprawnia do korzystania z utworu



w okresie pięciu lat na terytorium państwa, w którym licencjodawca ma swoją siedzibę, a następnie prawo uzyskane na podstawie umowy licencyjnej wygasa. W umowie można jednak określić odmiennie zakres, miejsce i czas korzystania z utworu. Udzielając licencji należy również wskazać, czy ma ona charakter wyłączny czy też niewyłączny, przy czym przyjmuje się, że jeżeli umowa nie zastrzega wyłączności korzystania z utworu w określony sposób, udzielenie licencji nie ogranicza udzielenia przez twórcę upoważnienia innym osobom do korzystania z utworu na tym samym polu eksploatacji. Jeżeli zatem z umowy nie wynika, że udzielona została licencja wyłączna, uznaje się, że licencja ma charakter niewyłączny.

Co szczególnie istotne, zgodnie z art. 67 ust. 3 PA, jeżeli umowa nie stanowi inaczej, licencjodawca nie może upoważnić innej osoby do korzystania z utworu w zakresie uzyskanej licencji. W przypadku zatem, gdy np. z oprogramowania korzystać będzie również kupujący (użytkownik pompy), konieczne jest zawarcie w umowie uprawnienia producenta pompy jako licencjodawcy do udzielania sublicencji.

Jedynie umowa licencyjna wyłączna wymaga zachowania formy pisemnej pod rygorem nieważności, jednak rekomenduje się zawieranie każdej umowy licencyjnej na piśmie.

### Sytuacja użytkowników pomp

W artykule szczegółowo omówiono sytuację producentów pomp na gruncie prawa autorskiego, ich prawa i obowiązki. Jak jednak wygląda sytuacja kupujących, będących użytkownikami pomp?

Powinni oni zwrócić szczególną uwagę, czy producent pompy, od którego ją kupują, posiada autorskie prawa majątkowe do dokumentacji technicznej pompy (jeżeli jest ona dziełem technicznym) i do cyfrowego oprogramowania pompy, bądź też czy ma on licencję

udzieloną mu przez osobę, której przysługują autorskie prawa majątkowe do utworu. Rekomenduje się zawarcie w umowie pomiędzy producentem pompy a jej użytkownikiem oświadczenia producenta odnoszącego się do posiadanych autorskich praw majątkowych lub udzielonych mu licencji. W przypadku, gdy oświadczenie producenta pompy okaże się nieprawdziwe, w umowie można zapewnić użytkownikowi prawo odstąpienia od umowy. Przypadek taki zabezpieczyć można także stosowną karą umowną.

W umowie pomiędzy producentem pompy a jej użytkownikiem należy również zawrzeć postanowienia dotyczące korzystania z utworu. W zależności czy producent pompy posiada autorskie prawa majątkowe czy też licencję, powinien on udzielić użytkownikowi kolejno licencji lub sublicencji do korzystania z utworu. Należy przy tym zachować wszelkie omówione w artykule elementy umowy, analogicznie do przeanalizowanego przypadku umowy zawieranej pomiędzy producentem pompy a zleceniobiorcą. Brak zawarcia takich postanowień rodzić może szerokie konsekwencje, w tym np. sprawić, że użytkownik pompy będzie korzystać z jej cyfrowego oprogramowania bezprawnie.

Problematyka ochrony prawnoautorskiej, choć na pierwszy rzut oka może wydawać się nieistotna dla producentów pomp i ich użytkowników, odgrywa ważną rolę w ich działalności. Mam nadzieję, że udało mi się Państwu o tym przekonać.

### Literatura

- [1] A. Niewęgłowski, Prawo autorskie. Komentarz, Warszawa 2021, art. 1.
- [2] J. Ożegalska-Trybalska [w:] Komentarz do ustawy o prawie autorskim i prawach pokrewnych [w:] Ustawy autorskie. Komentarze. Tom I, red. R. Markiewicz, Warszawa 2021, art. 12. ■

Reklama

**Cantoni**®  
**GROUP**

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

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



# USZCZELNIENIA MECHANICZNE

## Co nowego w amerykańskich patentach?

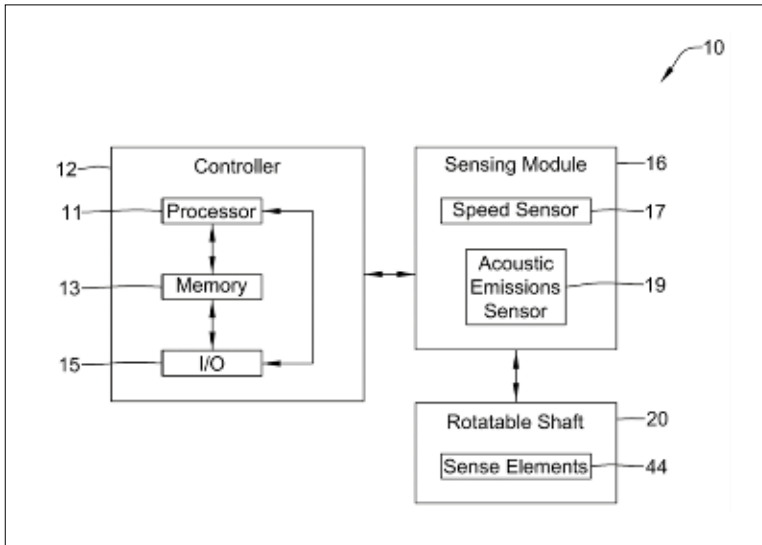
dr hab. inż. Jerzy Bochnia, prof. PŚk, Politechnika Świętokrzyska

W ostatnich dwóch latach pojawiły się różne wynalazki dotyczące mechanicznych uszczelnień czołowych. W artykule opisano kilka interesujących przykładów z bazy patentów amerykańskich United States Patent and Trademark Office.

Każdego roku publikowanych jest co najmniej kilkanaście różnych wynalazków dotyczących między innymi mechanicznych uszczelnień czołowych. Wybrano przykładowo trzy przykłady, tj. uszczelnienie mechatroniczne, uszczelnienie typu „non-pusher” i uszczelnienie z pierścieniami generującymi recyrkulację czynnika uszczelnianego. Konstrukcje te mogą charakteryzować kierunek prac modernizacyjnych poprawiających znacznie jakość dotychczasowych uszczelnień.

### Uszczelnienie mechatroniczne

Mechatronika wkracza również w obszar mechanicznych uszczelnień czołowych. Przykładem może być interesujący wynalazek, który wg opisu patentowego US 11815491 [1] polega na zastosowaniu w mechanicznej konstrukcji uszczelnienia wielu czujników elektronicznych tworzących system monitorowania pracy uszczelnienia. Uszczelnienia, takie jak uszczelnienia do suchego gazu, są stosowane w wielu różnych maszynach wirnikowych, w tym na przykład w sprężarkach gazu i innym sprzęcie wirującym, jak turbiny gazowe i parowe, pompy odśrodkowe i tym podobne. Służą one do uszczelniania obrotowego przestrzeni pomiędzy wałem a obudową sprężarki lub innego urządzenia



RYS. 1  
Schemat układu mechatronicznego uszczelnienia wg US 11815491 [1]

obrotowego. Uszczelnienie wyposażone jest między innymi w:

- czujnik emisji akustycznej skonfigurowany do wykrywania, kiedy pierwsza i druga powierzchnia uszczelniająca znajdują się względem siebie w stanie operacyjnym; wysyła sygnał wskazujący stan operacyjny,
- czujnik prędkości wykrywający prędkość wału obrotowego przy prędkościach poniżej tysiąca obrotów na minutę, przy czym czujnik prędkości jest skonfigurowany do wysyłania sygnału wskazującego prędkość obrotową wału obrotowego,
- procesor skonfigurowany do odbierania sygnału z czujnika prędkości i sygnału z czujnika emisji akustycznej oraz do ustalania, że nastąpiła zmiana warunków pracy suchego uszczelnienia gazowego, w oparciu o sygnał otrzymany z czujnika akustycznego i sygnał z czujnika prędkości.

Na rysunku 1 przedstawiono schemat blokowy tego systemu mechatronicznego.

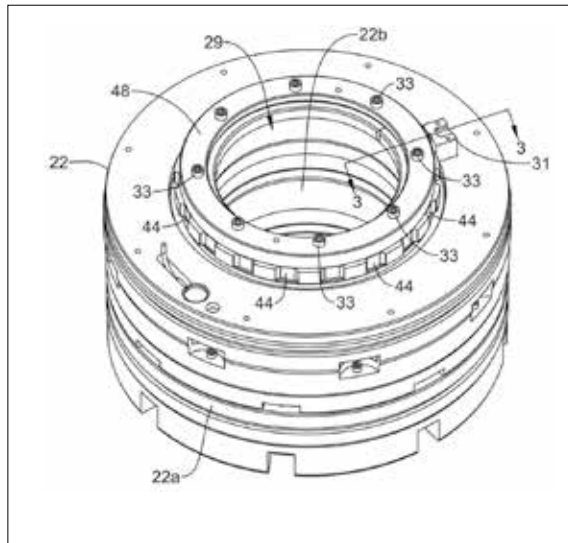
System monitorowania uszczelnień (10) obejmuje interfejs pomiędzy wałem obrotowym (20) i obudową stacjonarną, kontroler (12), moduł czujnikowy (16) i jeden lub więcej elementów sygnałowych (44), odpowiednio skonfigurowanych. Moduł czujnikowy (16) można skonfigurować tak, aby wykrywał jeden lub więcej parametrów związanych z działaniem uszczelnienia i wysyłał jeden lub więcej sygnałów do kontrolera (12). W niektórych przypadkach moduł czujnikowy (16) może obejmować: czujnik prędkości (17), czujnik emisji akustycznej (19) i jeden lub więcej innych odpowiednich czujników.

Na rysunku 2 przedstawiono widok izometryczny uszczelnienia z czujnikami.

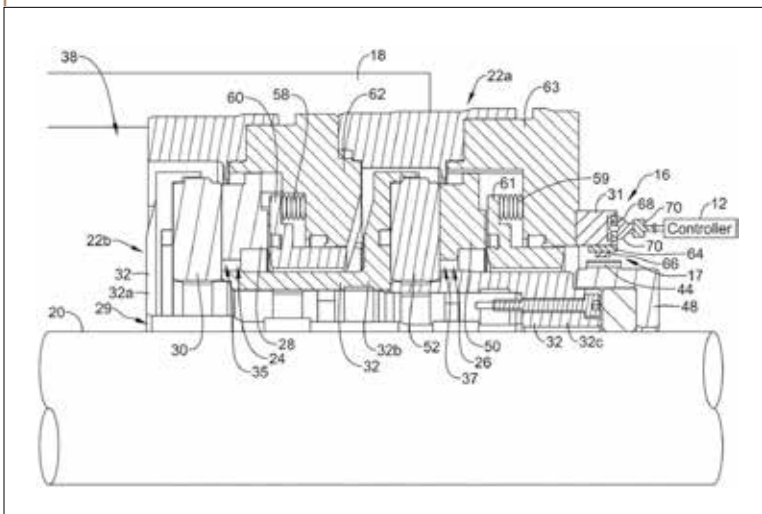
Uszczelnienie (22) przedstawione na rysunku 2 posiada kołnierz (48) z elementami sygnałowymi (44) w postaci szczelin, występów, nacięć itp. odpowiednich do wykrycia przez moduł czujnikowy (16) (rys. 1), otwór (29) do osadzenia na wale (20) (rys. 3), stator (22a), rotor (22b), obudowę czujnika (31), elementy mocujące (śruby lub wkręty) kołnierz. Przekrój poprzeczny uszczelnienia w miejscu 3-3 prezentuje rysunek 3.

Na rysunku 3 widać przekrój poprzeczny uszczelnienia (22) osadzonego na wale obrotowym maszyny wirnikowej (20). Podczas pracy gaz obecny we wnęce procesowej (38) może być uszczelniony od wnęki łożyska (niepokazanej) i od otoczenia za pomocą dwóch uszczelnień: pierwszego uszczelnienia (24) (uszczelnienie wewnętrzne (IB)) i drugiego (26) (uszczelnienie zewnętrzne (OB)), ułożonych w tandemie. Stator (22a) związany jest z obudową (18), rotor (22b) – z wałem obrotowym (20). Pierwsze uszczelnienie IB (interface 35) tworzone jest przez pierwszy pierścień obrotowy (30) powiązany z tuleją 32/32b i tym samym z wałem obrotowym (20) oraz przez pierwszy pierścień (28) statora (22b) powiązany z obudową (18). Drugie uszczelnienie OB (interface 37) tworzone jest przez drugi

RYS. 2  
Widok izometryczny uszczelnienia [1]



RYS. 3  
Przekrój poprzeczny uszczelnienia w miejscu 3-3 przedstawionym na rys. 2 [1]



pięści obrotowy (52) połączony z tuleją (32/32b) i tym samym z wałem obrotowym (20) oraz przez drugi pierścień (50) statora (22b) powiązany z obudową (18). Pierścienie (28) i (50) statora mogą wykonywać niewielkie ruchy wzdłuż osi wału (22). Do pierścienia (28) przyłożona jest siła sprężyny (58) za pośrednictwem nośnika (60). Sprężyna (58) osadzona jest w gnieździe ustalającym (62). Do pierścienia (50) przyłożona jest siła sprężyny (59) za pośrednictwem nośnika (61). Sprężyna (59) znajduje się w gnieździe ustalającym (63). Czujnik prędkości (17), np. czujnik Halla, który zmienia swoje napięcie wyjściowe w odpowiedzi na pole magnetyczne, może zawierać magnes (64) oraz układ scalony czujnika (IC) (66) połączony z jednym lub większą liczbą komponentów na płycie okablowania drukowanego lub płycie obwodu drukowanego (PCB) (68), podłączonej do jednego lub więcej złączy (70). Napięcie wyjściowe z układu scalonego czujnika (66) może być dostarczone do (PCB) (68), a sygnał wyprawadzany z (PCB) (68) i przesyłany przez złącze(a) (70) do kontrolera (12) i/lub innego komponentu obliczeniowego.

#### Podwójne uszczelnienie „bezpopychowe”

Istnieje kilka typów uszczelnień, które można zastosować w celu zapewnienia szczelności pomiędzy obracającym się wałem a nieruchomą obudową pompy, sprężarki, turbiny lub innej maszyny wirnikowej. Jednym z przykładów jest uszczelnienie mechaniczne powierzchni czołowej. Zużycie cierne pomiędzy powierzchniami uszczelnienia czołowego może spowodować utworzenie szczeliny pomiędzy obiema powierzchniami, co prowadzi do nadmiernych wycieków. Takie uszczelnienia wymagają regulacji w celu utrzymania odpowiedniego, osiowego po-

żenia powierzchni względem siebie, aby uwzględnić zużycie, przy jednoczesnym zachowaniu stosunkowo dobrej szczelności.

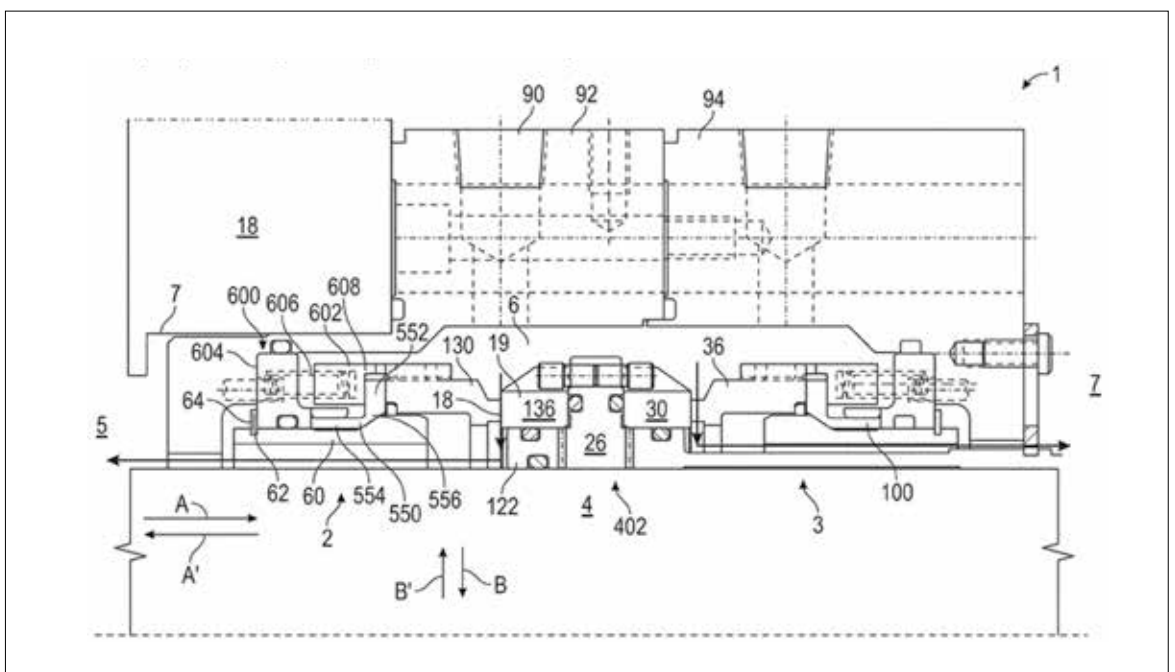
Większość uszczelnień czołowych zalicza się do tzw. „uszczelnień popychających”, czyli w miarę zużywania się pierścieni są one dociskane do siebie przez elementy sprężyste, przemieszczając się osiowo również względem pierścieni wtórnych, tzw. o-ringów, co może prowadzić do ścierania lub strzępienia uszczelnienia wtórnego w wyniku tarcia.

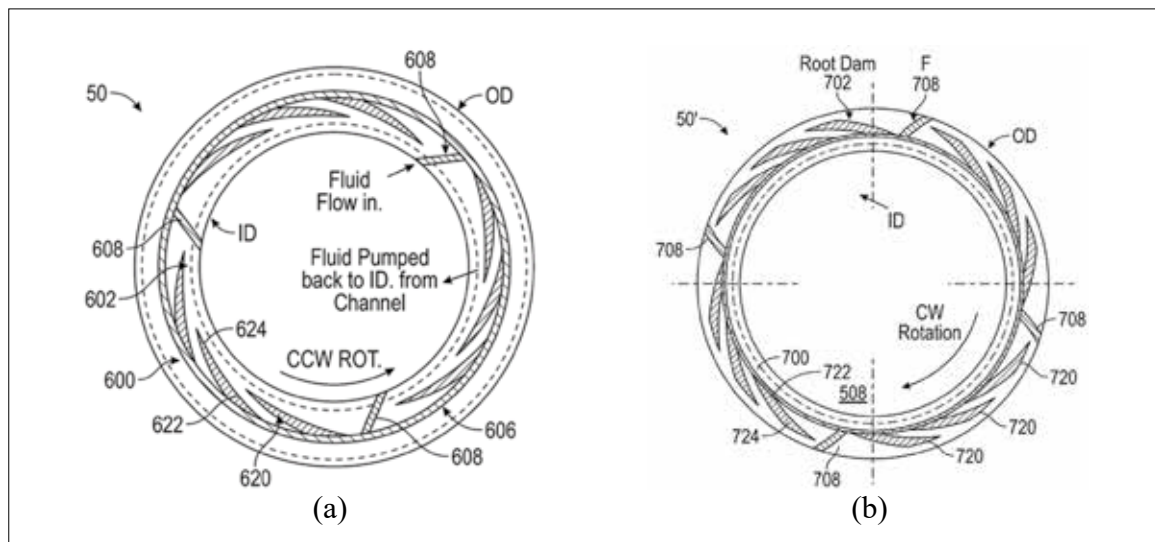
Na rysunku 4 pokazano tzw. podwójne uszczelnienie „bezpopychowe” wg opisu patentowego US 11761542 [2], którego konstrukcja nie wymaga przemieszczania się pierścieni uszczelniających względem pierścieni wtórnych.

Zespół uszczelnienia mechanicznego (rys. 4) zawiera pierwsze (2) i drugie (3) uszczelnienie. Pierwsze (2) jest tak rozmieszczone, że znajduje się na tym samym poziomie co drugie. Terminy „pierwsze” i „drugie” można zastąpić odpowiednio terminami „podstawowe” i „zabezpieczające” lub „zapasowe”. Pierwsze i drugie uszczelnienia są rozmieszczone w konfiguracji tworzącej podwójne uszczelnienie, ponieważ główne pierścienie pierwszego i drugiego uszczelnienia są dociskane do siebie (oraz do umieszczonego pomiędzy nimi uchwytu pierścienia przeciwnego). Dlatego zespół uszczelnienia (1) nazwano podwójnym uszczelnieniem czołowym. Uszczelnienie (1) jest rozmieszczone w taki sposób, że otacza wał obrotowy (4) i uszczelnia płyn (np. węglowodor) w komorze procesowej (5) tak, żeby nie wyciekł i ewentualnie nie dostał się do atmosfery (7).

Pierwsze uszczelnienie (2) zawiera dwa pierścienie (130) i (136) posiadające przeciwległe powierzchnie (18) i (19), które podczas pracy obracają

**RYS. 4**  
Przekrój poprzeczny  
tzw. zespołu  
uszczelnienia  
„bezpopychowego”  
[2]





RYS. 5

Kształt powierzchni pierścieni ślizgowych; (a) recyrkulacja gazu z wewnętrznej średnicy powierzchni czołowej do powierzchni stykowej uszczelnienia i z powrotem do średnicy wewnętrznej; (b) recyrkulacja gazu z zewnętrznej średnicy powierzchni czołowej do powierzchni stykowej uszczelki i z powrotem do średnicy zewnętrznej [3]

się względem siebie. Pierścienie (130) i (136) można tu nazwać odpowiednio pierścieniami współpracującymi i głównymi. Pierścień współpracujący (136) jest podłączony do wału (4) przez zespół współpracujący (402), który zawiera element pierścieniowy (122) na stałe przymocowany do wału (4), obracający się wraz z nim. Pierścień współpracujący (136) jest wprowadzony na element pierścieniowy (122). Na wale (4) osadzono pierścieniowy kołnierz (26), który łączy elementy uszczelnienia (2) i (3). Podczas pracy, gdy wał porusza się osiowo do przodu i do tyłu wzdłuż strzałek A i A', formacja kołnierza (26) – a tym samym oba współpracujące pierścienie – będą podążać za tym ruchem. Pierścień podstawowy (130) może być trwale przymocowany do obudowy (18). W tym przykładzie mechanizm odchyłający (600) uszczelnienie dociska do siebie pierścienia główny i współpracujący (130) oraz (136) uszczelnienia.

Pierścień uszczelniający obrotowy (30) jest związany z kołnierzem (26) i tym samym z wałem obrotowym (4). Współpracujący z nim pierścień (36) powiązany jest z obudową (18).

Jak widać na rysunku 4, całość konstrukcji zapewnia ruch osiowy pierścieni bez konieczności przemieszczania się względem pierścieni wtórnych, czyli o-ringów, co zwiększa trwałość całego modułu uszczelniającego.

### Pierścień do uszczelnienia gazowego

W przypadkach gdy gaz jest pompowany, sprężany, wdmuchiwany itp., można zastosować uszczelnienie bezdotykowe lub „gazowe”. Przykładem takiego uszczelnienia jest suche uszczelnienie gazowe. Uszczelnienia do gazów suchych są zwykle używane do uszczelniania sprężarek odśrodkowych, które

wykorzystuje się w transporcie i dystrybucji gazów, takich jak gaz ziemny. Podobnie jak uszczelnienia mechaniczne, uszczelnienia gazowe zawierają dwa pierścienie, których powierzchnie obracają się względem siebie. Pierścień obrotowy jest czasami określany jako „pierścień współpracujący”, ponieważ łączy się z obracającym wałem maszyny wirnikowej. Pierścień obrotowy można połączyć z wałem za pomocą tulei wału. Pierścień stacjonarny, czasami nazywany pierścieniem głównym, nie obraca się podczas pracy.

”

Przykłady uszczelnień wybrane i opisane w artykule wskazują na modernizację już istniejących rozwiązań konstrukcyjnych uszczelnień mechanicznych, które poprawiają trwałość uszczelnień i zwiększają zakres ich zastosowania

W czasie pracy pomiędzy dwoma pierścieniami powstaje warstwa gazu, która tworzy film gazowy, umożliwiając jednocześnie pierścieniom poruszanie się względem siebie bez stykania się. Warstwa gazu pochodzi z gazu procesowego lub uszczelniającego wtryskiwanego do suchego uszczelnienia gazowego. Rowki w pierścieniu obrotowym (dopasowanym) odprowadzają gaz z zewnętrznej promieniowej krawędzi pierścienia współpracującego do miejsca pomiędzy

**WYNAŁAZKI**

Każdego roku publikowanych jest co najmniej kilkanaście różnych wynalazków dotyczących mechanicznych uszczelnień czołowych



fot. 123rf/zdj. ilustracyjne

dwoma pierścieniami. Gaz zasysany do rowków jest sprężany w miarę przemieszczania się w kierunku promieniowo wewnętrznych końców (lub końcówek) rowków. Sprężony tworzy szczelinę roboczą o wielkości kilku mikrometrów.

Na rysunku 5 pokazano pierścień uszczelnienia z odpowiednio ukształtowaną strukturą powierzchni według opisu patentowego US 20230407971 [3].

Rysunek 5a pokazuje przykład powierzchni uszczelniającej (50), która pobiera powietrze ze swojej średnicy wewnętrznej (ID). Należy przyjąć, że pierścień (50) obraca się w kierunku przeciwnym do ruchu wskazówek zegara. Powierzchnia uszczelniająca definiuje średnicę wewnętrzną ID i średnicę zewnętrzną OD. W tym przykładzie należy założyć, że gaz procesowy zamknięty komorze jest dostarczany na OD. Powierzchnia czołowa (50) posiada zaporę zewnętrzną (600) i wewnętrzną (602), kanał (606), trzy kanały wlotowe (608) i kanały (606). Podczas pracy gaz przepływa z ID przez kanały wlotowe (608) do kanału (606). Powierzchnia czołowa zawiera rowki spiralne (620).

Rysunek 5b pokazuje przykład powierzchni uszczelniającej (50'), która zasysa powietrze z jej zewnętrznej średnicy i obraca się w kierunku przeciwnym do ruchu wskazówek zegara. Powierzchnia czołowa posiada zaporę uszczelniającą (700), kanały (708), spiralne rowki (720), które generują powstawanie filmu gazowego.

Jednym z możliwych efektów technicznych pokazanej tutaj konstrukcji spiralnego rowka z recyrkulacją

jest to, że eliminuje on przepływ poprzeczny lub wycieki. Stanowi to znaczną poprawę w zastosowaniach, w których wyciek płynu procesowego jest niedopuszczalny i wymagana praca na sucho, bezkontaktowa. W porównaniu z konstrukcjami uszczelnień stykowych, konstrukcja spiralnych rowków z recyrkulacją zapewnia znaczną poprawę wytwarzania ciepła przy powierzchni uszczelniającej, wymagany moment obrotowy, zużycie powierzchni czołowej i długoterminową zdolność uszczelniania.

\*\*\*

Przykłady uszczelnień wybrane i opisane w tej pracy wskazują na modernizację już istniejących rozwiązań konstrukcyjnych uszczelnień mechanicznych. Modernizacje te poprawiają trwałość uszczelnień i zwiększają zakres ich zastosowania.

**Literatura**

1. Rasmussen D. N.: Mechanical seal with sensor, Patent US 11815491B2, 2023.
2. Rasmussen D. N.: Non-pusher seal with sealing elastomer and systems utilizing same, Patent US11761542, 2023.
3. Volden D. J., Niamathullah S. K.: Ring with recirculating grooves for dry gas seal, Patent US 2023/0407971., 2023. ■

# Wzmocnione falowniki z IP65

## Elmatic EDS



Zobacz studium  
przypadku  
z Hotelu Arłamów



- Wzmocniona kompaktowa obudowa IP65,
- Montaż bezpośrednio na silniku lub naścienny,
- Sterowanie skalarne U/f,
- Sterowanie cyfrowe, analogowe, PID, Multispeed,
- Port RS485, MODBUS RTU,
- Funkcja lotnego startu,
- Moce do 30kW.



Zobacz co potrafisz  
i sprawdź w naszym sklepie:  
[www.elmark.com.pl](http://www.elmark.com.pl)

# WŁAŚCIWOŚCI USZCZELNIAJĄCE I MECHANICZNE

uszczelnienia metalowego  
typu potrójna delta

---

dr hab. inż. Przemysław Jaszak  
Politechnika Wroclawska

Obiektem badań było uszczelnienie metalowe typu potrójna delta, wykonane ze stali 304L o wymiarach PN40 DN40. Pomiar szczelności w temperaturze ciekłego azotu (-196°C) przeprowadzono na stanowisku badawczym w Laboratorium Techniki Uszczelniania i Armatury Politechniki Wroclawskiej.



foto. 123rf

Uszczelnienia metalowe stanowią grupę tzw. uszczelnień wysokoparametrowych stosowanych przy wysokiej temperaturze i ciśnieniu. Do najbardziej znanych konstrukcji zalicza się uszczelnienia: soczewkowe, delta, pierścienie uszczelniające – tzw. RTJ (o kształcie owalnym i wielokątnym), membranowe oraz uszczelnienia samoenergetyzujące się (tzw. aktywne). Wybrane, z omawianych wyżej odmian konstrukcyjnych, przedstawiono na rys. 1.

Materiały do ich wykonania to głównie stale gatunku: 1.4307, 1.4404, 304L, 316L, 321, monel, inconel oraz inne stale wysokostopowe.

Stosowanie konkretnych rozwiązań materiałowych i konstrukcyjnych zależy od danej aplikacji, przede wszystkim od rodzaju medium, jego ciśnienia i temperatury pracy. Szczelność złącza wynika z wy-

sokiej koncentracji nacisku, który generowany jest na niewielkiej powierzchni styku. Takie rozwiązanie prowadzi do osiągnięcia wysokiej szczelności, lecz może też nieść za sobą pewne wady, takie jak: uszkodzenie powierzchni uszczelniającej poprzez jej trwałą deformację, niewielka nośność wynikająca z małej powierzchni styku, nadmierna rotacja (obrót kołnierzy) podczas montażu i dalszej eksploatacji złącza.

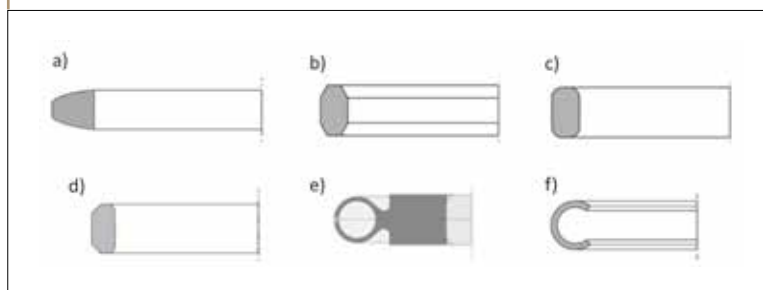
Poza zapewnieniem wysokiej szczelności takie rozwiązanie posiada jeszcze jedną ważną zaletę – eliminuje mianowicie ryzyko powstawania tak zwanej korozji utleniającej, ze względu na brak występowania w uszczelnieniu materiału pośredniego w postaci grafitu ekspandowanego czy PTFE.

#### Dwa sposoby mechanizmu uszczelniania

Mechanizm uszczelniania tego typu rozwiązań może być realizowany na dwa sposoby. W pierwszym uszczelnianie powierzchni zachodzi poprzez zagniecenie miękkiego materiału uszczelniania na twardej powierzchni uszczelnianej, w drugim – poprzez wgniecenie twardego materiału uszczelniania w nierówności powierzchni uszczelnianej. Kombinacje wyżej przedstawionych mechanizmów uszczelniania realizuje uszczelnienie metalowe typu potrójna delta, przedstawione na rysunku 2 [2]. Powierzchnię styku tworzą tu trzy koncentrycznie nacięte pierścienie w formie grzbietów o przekroju trójkątnym, które podczas montażu w złączu, deformując się, tworzą trzy koncentryczne powierzchnie

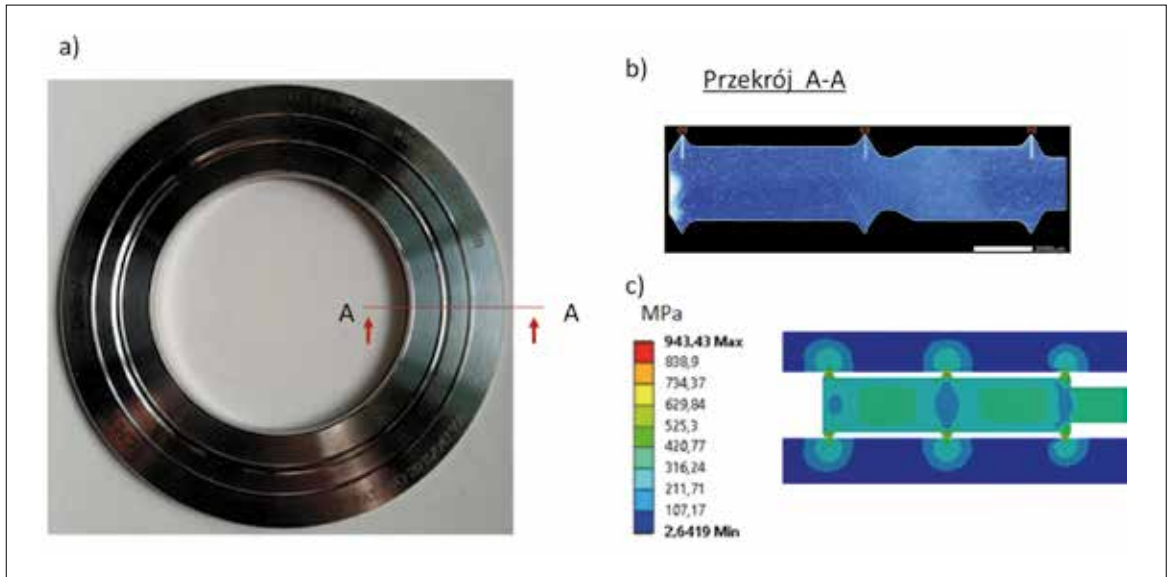
RYS. 1

Profile uszczelnień metalowych stosowanych w połączeniach kołnierzo-śrubowych: a) soczewkowe, b) typu RTJ o przekroju sześciokątnym, c) RTJ o przekroju owalnym, d) RTJ o przekroju niesymetrycznym, e) membranowe, f) samoenergetyzujące się tzw. aktywne [1]



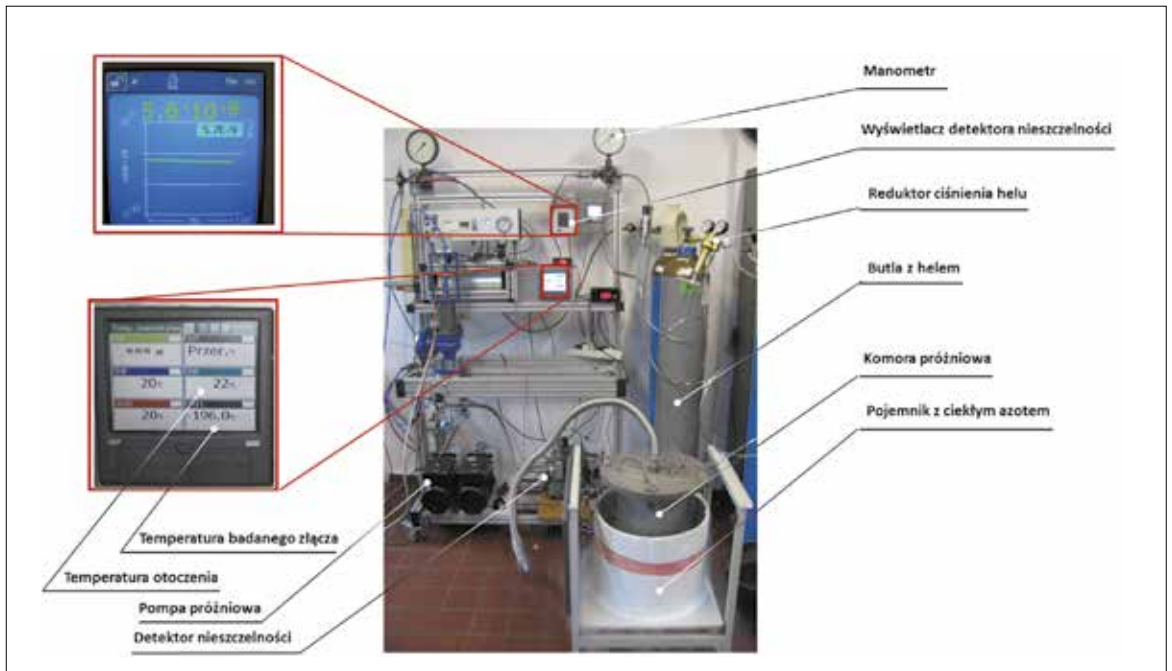
**RYS. 2**

Konstrukcja uszczelnienia typu potrójna delta: a) widok czołowy, b) przekrój, c) rozkład nacisków uzyskany drogą symulacji komputerowej przy użyciu MES



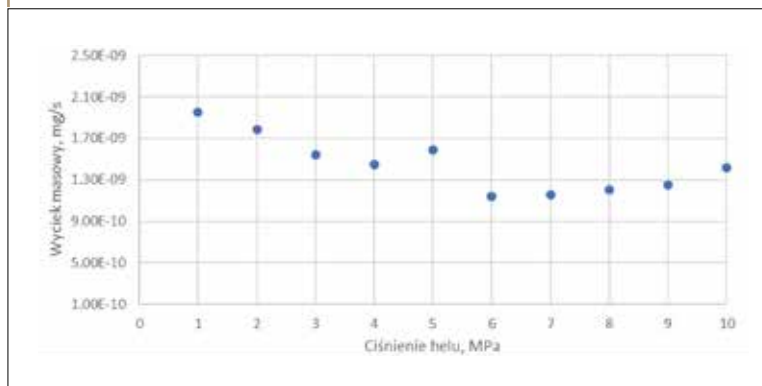
**RYS. 3**

Stano­wisko badawcze do pomiaru szczelności połączeń kołnierzo­-śrubowych pracujących w temperaturze ciekłego azotu



**RYS. 4**

Poziom przeciek w funkcji zadanej wartości ciśnienia w badanym złączu z uszczelnieniem metalowym typu potrójna delta



styku. Konstrukcja uszczelnienia w podstawowym wariancie posiada trzy pierścienie, odpowiednio na średnicy wewnętrznej, średniej i zewnętrznej. Mechanizm uszczelniania polega tu częściowo na sprężysto-plastycznym odkształceniu grzbietów i ich częściowym zagłębieniu się w powierzchnie nierówności łączonych kołnierzy.

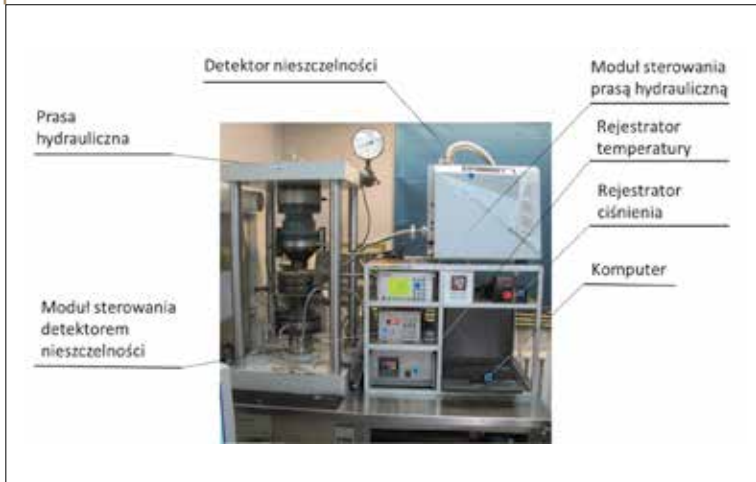
Dodatkową zaletą tego rozwiązania, w porównaniu do wspomnianych wcześniej konstrukcji, jest „pozornie” szeroka powierzchnia styku. Uszczelniana powierzchnia kołnierzy opiera się w trzech miejscach, co zwiększa nośność, a przede wszystkim zapobiega nadmiernemu obrotowi kołnierzy. W dalszej części artykułu przedstawiono właściwości uszczelniające i mechaniczne tego rozwiązania.

### Szczelność w ekstremalnie niskiej temperaturze

Obiektem badań było uszczelnienie metalowe typu potrójna delta [2], wykonane ze stali 304L o wymiarach PN40 DN40. Pomiar szczelności w temperaturze ciekłego azotu (-196°C) przeprowadzono na stanowisku badawczym zaprezentowanym na rys. 3, znajdującym się w Laboratorium Techniki Uszczelniania i Armatury (LTUiA) Politechniki Wrocławskiej [3]. Stanowisko

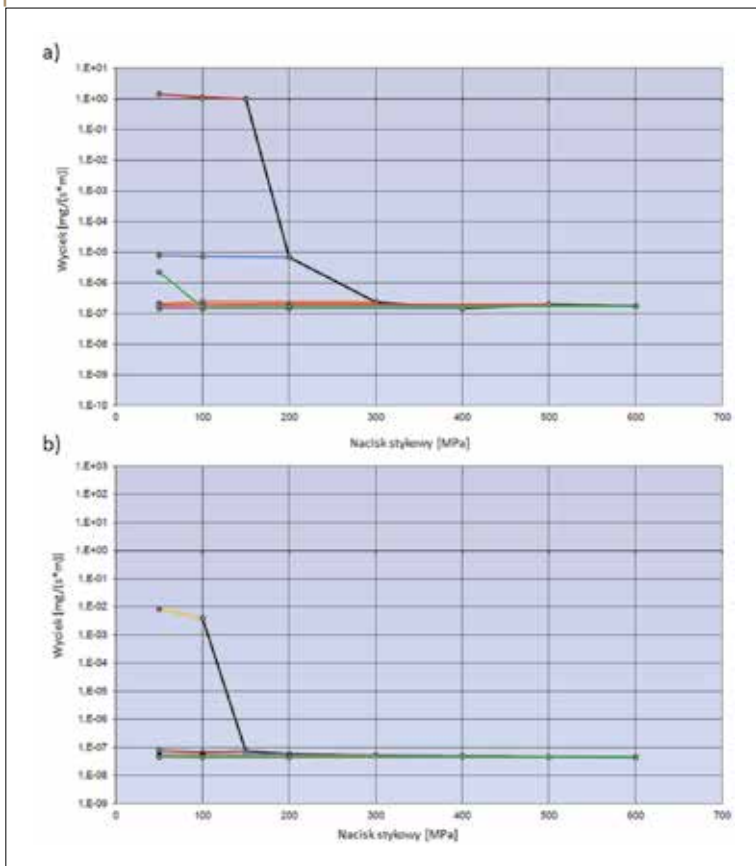
RYS. 5

Stanowisko do pomiarów właściwości uszczelniających i mechanicznych uszczelnień statycznych znajdujące się w LTUiA Politechniki Wrocławskiej



RYS. 6

Charakterystyki wycieku: a) temperatura otoczenia, b) temperatura 400°C



składa się z: komory próżniowej (w której umieszcza się badane połączenie kołnierzone wraz z uszczelnieniem), masowego spektrometru nieszczelności (połączony z pompą próżniową), butli z czynnikiem badawczym (helem) oraz zestawu pomocniczych przyrządów, takich jak: manometry, termometry, rejestratory sygnałów pomiarowych. Procedura badania rozpoczyna się od montażu uszczelnienia w złączu kołnierzowo-śrubowym, z ustaloną (zadaną) wartością momentu dokręcenia nakrętek. Następnie złącze zanurzane jest w ciekłym azocie przez 15 minut. Po tym czasie umieszcza się je w komorze badawczej i przy użyciu pompy próżniowej wypompowuje się powietrze. Wymagany poziom próżni wynosi  $1 \cdot 10^{-2}$  mbara. Aby utrzymać jak najdłużej badane złącze w temperaturze schłodzenia (-196°C), komorę próżniową dodatkowo umieszcza się w pojemniku z ciekłym azotem. W kolejnym kroku do złącza wprowadza się gazowy hel, w zakresie ciśnienia od 5 do 150 bar. Przy każdej ustalonej wartości ciśnienia helu dokonuje się pomiaru nieszczelności z użyciem detektora. Czas badania w każdym punkcie nastawy ciśnienia helu wynosi minimum 3 minuty lub dłużej, co zapewnia osiągnięcie tak zwanego wycieku stabilnego. Wynikiem tak przeprowadzonych pomiarów jest wykres poziomu przecieku w funkcji zadanej wartości ciśnienia, co prezentuje rysunek 4.



Uszczelnienia metalowe stanowią grupę uszczelnień wysokoparametrowych stosowanych przy wysokiej temperaturze i ciśnieniu

Na uwagę zasługują tu dwie podstawowe rzeczy, tj. bardzo niski wyciek, nieprzekraczający wartości  $1 \cdot 10^{-8}$  mg/s, oraz niewielkie jego zmiany w zakresie ciśnienia helu: od 1 MPa do 10 MPa. Można wręcz stwierdzić, że wzrost ciśnienia czynnika badawczego powoduje (w pewnym zakresie) doszczelnianie złącza. Niewątpliwie zaletą uszczelnienia potrójna delta jest bardzo wysoka szczelność przy niewielkim wstępnym obciążeniu montażowym, albowiem montażowa wartość momentu dokręcenia nakrętek wynosiła 96 Nm, co w przeliczeniu na siłę naciągu śrub i powierzchnię uszczelniającą dawało nacisk rzędu 600 MPa. Dodatkowo, zmierzona po badaniach grubość uszczelnienia zmalała zaledwie o 5% (początkowa grubość uszczelnienia wynosiła 3,8 mm). Świadczy to o dużej nośności tego rozwiązania.

**Szczelność i właściwości mechaniczne w pokojowej i podwyższonej temperaturze**

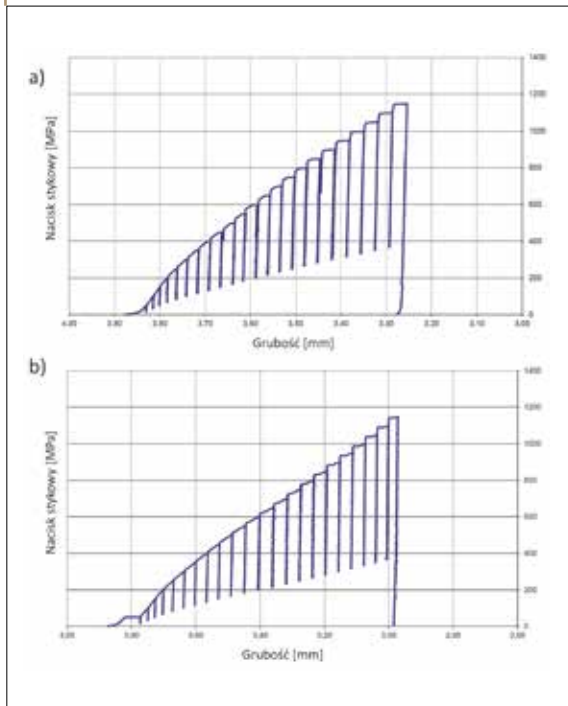
Część z prezentowanych w artykule badań wykonano na stanowisku badawczym znajdującym się w LTUiA, a pozostałą – na stanowiskach w Laboratorium Materiałów Uszczelniających firmy Spetech. Głównym elementem stanowiska (przedstawionego na rys. 5) jest sterowana komputerowo prasa hydrauliczna, symulująca warunki pracy uszczelnienia w złączu kołnierzowo-śrubowym. W zależności od konstrukcji pras hydraulicznych tego typu stanowisk badawczych, ich parametry mieszczą się w następujących zakresach: siła ściskająca od 30 do 400 ton, maksymalna temperatura badania od 300 do 750°C, możliwość pomiaru nieszczelności helem, azotem, a nawet wodorem. Dodatkowe wyposażenie stanowiska badawczego to detektor nieszczelności, pompa próżniowa, komputer do akwizycji i rejestracji danych.

Procedurę badawczą przyjęto na podstawie normy PN EN 13555. Zakres badań obejmował: pomiar szczelności w temperaturze otoczenia oraz podwyższonej przy ustalonych wartościach nacisku stykowego, w zakresie od 50 do 600 MPa; pomiar odkształcenia w zakresie nacisku od 50 do 1150 MPa; wyznaczenie współczynnika relaksacji i pełzania przy dwóch wartościach nacisku wstępnego (tj. 200 MPa i 600 MPa) i dwóch temperatur: otoczenia i podwyższonej 400°C. Na rysunku 6 przedstawiono charakterystyki wycieku wyznaczone odpowiednio w temperaturze pokojowej oraz podwyższonej.

Na uwagę zasługuje tu istotny fakt, że techniczna szczelność uszczelnienia potrójna delta w tempera-

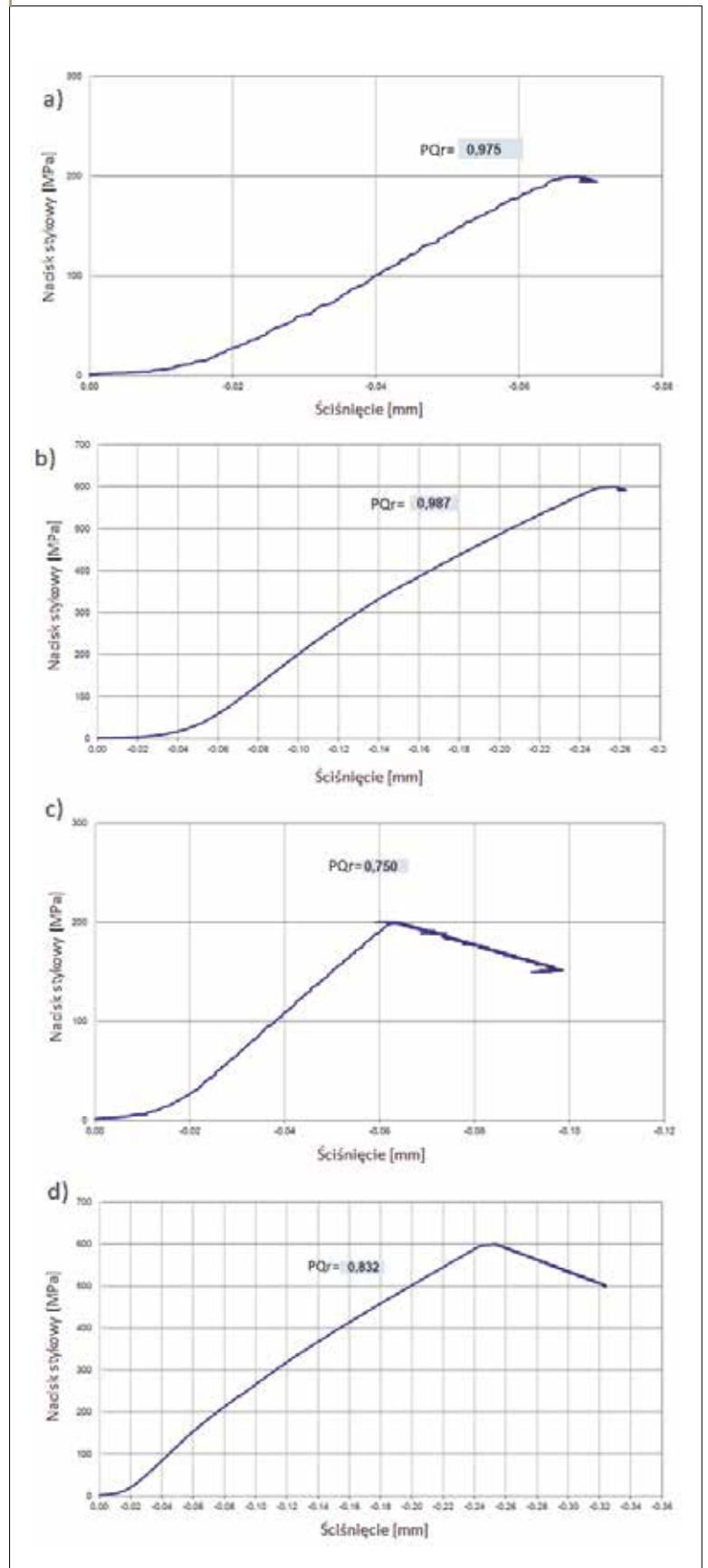
**RYS. 7**

Charakterystyki sprężysto-plastyczne przy ściskaniu uszczelnienia: a) temperatura otoczenia, b) temperatura 400°C



**RYS. 8**

Charakterystyki pełzania i relaksacji: a) nacisk wstępny 200 MPa temperatura otoczenia, b) nacisk wstępny 600 MPa temperatura otoczenia, c) nacisk wstępny 200 MPa temperatura 400°C, d) nacisk wstępny 600 MPa temperatura 400°C



**TAB. 1**  
Zestawienie parametrów mechanicznych uszczelnienia w temperaturze 400°C

Temperature Gasket stress	400°C				Q <sub>emax</sub> [MPa]
	E <sub>0</sub> [MPa]	e <sub>0</sub> [mm]	C=500 kN/mm		
			P <sub>QR</sub> [-]	Δe <sub>QR</sub> [mm]	
50	38482	3,792			1150
100	63837	3,775			
150	92617	3,753			
200	121987	3,726	0,74	0,038	
250	135644	3,693			
300	136902	3,656			
350	165058	3,619			
400	177428	3,580	0,80	0,056	
450	180909	3,541			
500	204699	3,501			
550	187162	3,458			
600	159003	3,415	0,83	0,073	
800	235497	3,249			
1050	298620	3,053			
1100	310147	3,017			
1150	333638	2,983			

turze otoczenia jest osiągana przy nacisku stykowym około 180 MPa.

Dodatkowo wzrost nacisku stykowego przekraczający wartość 300 MPa ustala przeciek na poziomie bliskim  $1 \cdot 10^{-7}$  mg/(s · m).

Nieco inaczej przedstawia się szczelność zmierzona w temperaturze 400°C. Nadmienić tu należy, że taki pomiar przeprowadza się na wstępnie podgrzany (do temperatury prowadzenia badań) uszczelnieniu, stąd bardziej plastyczne uszczelnienie uzyskuje zadowalający poziom szczelności już przy niższych wartościach nacisku stykowego. Szczelność techniczną na poziomie  $1 \cdot 10^{-2}$  mg/(s · m) uzyskuje się przy nacisku stykowym poniżej 100 MPa. Ponadto ustalony maksymalny poziom szczelności jest tego samego rzędu co szczelność osiągnięta w temperaturze otoczenia.

Na rys. 7 przedstawiono charakterystyki ściskania badanych uszczelnień. Pomimo wysokiej temperatury 400°C, odkształcenie uszczelnienia przy maksymalnie

zadany nacisku stykowym, wynoszącym 1150 MPa, jest stosunkowo niewielkie – zaledwie 22%. Kąt pochylecia krzywych odciążenia względem osi odciętych wykresu (wyznaczający tzw. moduły sprężystości przy odciążaniu) świadczy o dużej sztywności uszczelnienia.

Ostatnim z prezentowanych danych wyznaczonych podczas badań są tzw. charakterystyki relaksacji i pełzania uszczelnienia. Procedura takiego badania polega na wstępnym zaciśnięciu uszczelnienia z ustalonym naciskiem, podgrzaniu go do temperatury docelowej i pomiarze spadku nacisku oraz odkształcenia w czasie 4 godzin. Wynikiem takiego pomiaru są charakterystyki, takie jak przedstawiono na rys. 8. W przypadku pomiarów prowadzonych w temperaturze otoczenia spadek nacisku po czterech godzinach (wyrażony stosunkiem nacisku resztkowego do nacisku wstępnego, tzw. współczynnik PQR) wyniósł 0,975 oraz 0,987 odpowiednio dla nacisku wstępnego 200 MPa i 600 MPa.

Ważnym zjawiskiem jest to, że wzrost nacisku wstępnego zmniejsza efekt relaksacji. W przypadku pomiarów prowadzonych w temperaturze 400°C, współczynniki PQR wyniosły 0,750 i 0,832 – odpowiednio dla nacisku wstępnego 200 MPa i 600 MPa. Najlepszym sposobem na zobrazowanie wyznaczonych parametrów mechanicznych każdego uszczelnienia jest ich zestawienie w formie tabelarycznej (patrz: tabela 1). Parametry te, w powiązaniu z parametrami wyznaczonymi z wykresów szczelności, stanowią niezbędne dane do zaprojektowania połączenia kołnierzo-śrubowego w oparciu o normę PN EN 1591-1.

**Literatura**

- [1] Katalog produktów firmy SPETECH – [www.spetech.com.pl](http://www.spetech.com.pl)
- [2] Uszczelnienie „Delta-V Seal” firmy PIPEOTECH AS – [www.pipeotech.com](http://www.pipeotech.com)
- [3] Laboratorium Techniki Uszczelniania i Armatury – [http://energetyka.pwr.edu.pl/labo\\_tuia](http://tpps://energetyka.pwr.edu.pl/labo_tuia) ■

Reklama



dr inż. Piotr Światalski  
ekspert techniki pompowej

## Wirnik za łąpówkę

**Wszystkie „protezy” ocen efektywności i jakości produkcji z czasów PRL-u, które miały świadczyć o potęgę polskiego przemysłu (w pierwszej dekadzie w Europie!), zostały brutalnie obnażone w konfrontacji z ekonomią kapitalizmu, działającego tym jednym uniwersalnym narzędziem, jakim jest pieniądź na otwartym rynku.**

Producenci oraz specjalistyczne firmy serwisowe służą dziś użytkownikom gotowością serwisu, remontów i modernizacji, oczywiście za odpowiednią opłatą. W 1963 roku udało mi się zwiedzić w Anglii pięć firm znanych z produkcji pomp. W jednej z fabryk pokazano mi wydział, który – jak powiedziano – przynosi firmie największe dochody. Był to wydział serwisu i remontów pomp. W Polsce, w latach gospodarki centralnie sterowanej, podobne usługi były niedostępne. Eksploatacja musiała radzić sobie własnymi siłami i pomysłami. Fabryka pomp, w której pracowałem, odrzucała reklamacje, a tym bardziej „nieuzasadnione” próby uzyskania pomocy.

Nie zapomnę łąpówki w postaci pierników (bywało, że i stodycze kupowało się na kartki), którą otrzymałem od inżyniera z toruńskich wodociągów w zamian za wirnik. Rzecz w tym, że był on znaleziony w pojemniku wśród braków, czyli części odrzuconych przez kontrolę jakości jako niekwalifikujący się do montażu. Taki wirnik, podobnie jak inne elementy pomp, poddawany był naprawom wykonywanym przez własne służby remontowe eksploatacji. Była to powszechna praktyka. Dziś wierzyć się nie chce, że w cukrowniach, po zakończeniu kampanii, rozpoczynała się „kampania” remontowa, w ramach której wszystkie pompy (a jest ich w zakładzie tego typu około 200), były demontowane i remontowane w mniejszym lub większym zakresie. Wydaje się, że stała też za tym wątpliwa potrzeba utrzymania załogi w okresach między kampaniami.

Fabryki były od produkcji, klienci od radzenia sobie własnymi siłami. Zadania fabryk określały jednostki nadrzędne tonażem produkcji. Tyle a tyle ton pomp kwartalnie, tyle rocznie. Jakość – a jakże – stanowiła też przedmiot troski. Porównania parametrów swoich wyrobów z parametrami odpowiednio wybranych parametrów pomp znanych firm zagranicznych

pozwalają uzyskiwać dopuszczenia do produkcji jako wyroby nowoczesne. Wszystkie te „protezy” ocen efektywności i jakości produkcji, które miały świadczyć o potęgę polskiego przemysłu (w pierwszej dekadzie w Europie!), zostały brutalnie obnażone w konfrontacji z ekonomią kapitalizmu działającego tym jednym uniwersalnym narzędziem, jakim jest pieniądź na otwartym rynku.

Wracając do służb utrzymania ruchu w eksploatacji – trzeba oddać sprawiedliwość kwalifikacjom i zapobiegliwości (patrz przykład toruńskiej łąpówki) fachowców w nich zatrudnionym. Polskie pompy stanowią, bo musiały, większość wyposażenia krajowych wodociągów, cukrowni, energetyki, kopalń. Kłopoty i szczególne wydarzenia, jak awarie pomp, wymagały interwencji monterów fabrycznych, niekiedy wspomaganych przez konstruktorów. Ich zadaniem było przywrócenie sprawności i załatwienie reklamacji przez jej odrzucenie.

Lata pracy w zapleczu przemysłu pompowego, w fabryce, jako konstruktor często angażowany do akcji terenie, a później praca w dużych obiektach w Bagdadzie, Kuwejcie i Abu Dhabi, pozwoliły mi zgromadzić doświadczenia z dziedziny dozoru i remontów pomp. Zaowocowały one książką „ABC Techniki Pompowej”, która przyjęła się wyśmienicie (wydania: 1998 i 2008 r.); podobna w treści i stylu do amerykańskich publikacji „szkoły eksploatacji pomp”. Mówiła, jak traktować pompy i jak w warunkach nawet uboższego warsztatu remontowego przywracać im zdolność do poprawnego działania. Jak wyważać, centrować, wymieniać uszczelnienia, łożyska, sprawdzać i prostować wał itp. Czy taka książka jest dziś potrzebna? Czy nie wystarczy telefon do producenta lub do firmy świadczącej usługi serwisowe? Polecam znane mi oferty tego typu świadczone przez Hydro-Vacuum, Powen-Wafapomp, KSB i Weir Minerals zakresie nie tylko zawężonym do własnej produkcji (wymieniam te firmy, których zaplecze diagnostyczno-serwisowe miałem okazję zwiedzić, są zapewne i inne). Imponującą ofertę nadzoru prewencyjnego, serwisu i remontów oraz formułę współpracy z użytkownikami pomp prezentuje firma POMPAX w Lesznie. O tym w – być może kolejnym – felietonie.

# APLIKACJA BMP

**BEZPŁATNE NARZĘDZIE  
dla uczestników konferencji**



budujemy możliwości  
porozumienia

## Aktualne informacje o wydarzeniu

termin, program, miejsce, prelegenci, plan stoisk

## Funkcje interaktywne

komentowanie debat, wymiana wizytówek

## Budowanie relacji

aranżowanie spotkań między  
uczestnikami



**ZESKANUJ  
i POBIERZ**

Google Play

App Store





Grupa Powen-Wafapomp SA



Rozwiązania  
dla przemysłu  
nuklearnego

## Stacja najwyższej próby

Nowe Centrum Badawczo-Rozwojowe Pomp  
to najnowocześniejsza stacja prób w Polsce.

[www.powen.pl](http://www.powen.pl)



Grupa Powen-Wafapomp SA