

TEMAT NUMERU | INTELIGENTNE POMPY

POMPY W ERZE CYFROWEJ

- | eksploatacja układów pompowych pomp głębinowych
- | użytkownicy pomp a Europejski Zielony Ład
- | inteligentna fabryka



USZCZELNIENIA MECHANICZNE



- ROZWIĄZANIA SPECJALNE I NIETYPOWE
- REGENERACJA USZCZELNIENI ANG A I INNYCH PRODUCENTÓW
- PONAD 40 LAT DOŚWIADCZENIA
- PRODUKCJA W POLSCE



ANGA Uszczelnienia Mechaniczne Sp. z o.o.

ul. Wyzwolenia 550, 43-340 Kozy

T. +48 33 827 80 00, anga@anga.com.pl

www.anga.com.pl



KIERUNEK POMPY

kierunekpompy.pl

TEMAT NUMERU: INTELIGENTNE POMPY

- 8 | W trosce o efektywność energetyczną. Budowanie fabryki przyszłości**
Jerzy Zarówny
- 10 | Modelowanie i optymalizacja przepływu wielofazowego w przepompowni**
Milan Sedlář, Jiří Machalka, Martin Komárek, Tomáš Pozdříšek
- 16 | AI na problemy z kadrami?**
Rozmowa z Przemysławem Szulcem, Politechnika Wrocławska
- 20 | Bądźmy kreatorami zmian**
Rozmowa z Tomaszem Mackiewiczem, Centrum Badań i Rozwoju Nowoczesnych Technologii
- 22 | Inteligentna fabryka. Możliwości i wyzwania**
Krzysztof Radziwon, Maciej Plebański

BADANIA POMP

- 28 | Wirniki z łopatką dzieloną jako metoda udoskonalenia wolnobieżnych pomp wirowych**
Aneta Nycz, Janusz Skrzypacz, Przemysław Szulc
- 34 | Pompy: drgania skrętne**
Ryszard Nowicki
- 48 | Pompy membranowe – nowe wynalazki**
Jerzy Bochnia
- 52 | Monitorowanie i wykrywanie kawitacji w pompach wirowych**
Krzysztof Karaśkiewicz
- 57 | Zastosowanie wirników o częściowo przesłoniętych kanałach międzyłopatkowych w pompach o swobodnym przepływie**
Jerzy Rokita, Zbigniew Krawczyk
- 65 | Wiarygodność pomiarów w wyznaczaniu charakterystyk eksploatowanych pomp głębinowych**
Wojciech Koral

EKSPLOATACJA

- 69 | Perspektywy dla użytkowników pomp w Europejskim Zielonym Ładzie**
Waldemar Jędrzał
- 74 | Zastosowanie turbin wodnych w sieciach ciepłowniczych. Turbiny kompaktowe MPEC Kraków**
Mariusz Piękoś
- 79 | Eksploatacja układów pompowych pomp głębinowych cz. II Korzyści techniczne i energetyczne**
Marian Strączyński
- 83 | Modernizacja oczyszczalni ścieków w Opolu. Inwestycje w układy pompowe**
Kamil Olszewski, Marek Nylec
- 87 | Rozbudowa bloków elektrowni jądrowej Mochowce z perspektywy spółek holdingu SIGMA**
Jiří Tomášek, Tomáš Pozdříšek

ZESPOŁY NAPĘDOWE, ARMATURA, USZCZELNIENIA

- 91 | Ocena mikrotwardości i struktury materiału uszczelnień metalowych pracujących w ekstremalnie wysokiej temperaturze**
Przemysław Jaszak
- 96 | Trwałość i szczelność szybkozłączek pneumatycznych w szerokim zakresie temperatury**
Grzegorz Romanik, Janusz Rogula, Elżbieta Romanik

FELIETON

- 102 | Bez sentymentu**
Piotr Światalski

BADANIA POMP



Fot. 123rf

POMPY MEMBRANOWE – NOWE WYNALAZKI

Jerzy Bochnia

48

BADANIA POMP



Fot. 123rf

MONITOROWANIE I WYKRYWANIE KAWITACJI W POMPACH WIROWYCH

Krzysztof Karaśkiewicz

52

EKSPLOATACJA



Fot. WfK w Opolu

MODERNIZACJA OCZYSZCZALNI ŚCIEKÓW W OPOLU. INWESTYCJE W UKŁADY POMPOWE

Kamil Olszewski, Marek Nylec

83


Sebastian Podsędek

redaktor wydania

tel. 32 415 97 74 wew. 18

e-mail: sebastian.podsedek@e-bmp.pl

AI i kadry

W maju odbył się jubileuszowy XXX Kongres Użytkowników Pomp, który był dobrą okazją do podsumowania, jak branża zmieniała się przez lata. Mogliśmy o tym posłuchać m.in. w wywiadzie rozpoczynającym wydarzenie – wszystkich nieobecnych odsyłam do felietonu dr. inż. Piotra Świtalskiego (str. 102), który krótko opisuje obraz przemysłu zaraz po wojnie i w latach późniejszych.

Zwieńczeniem pierwszego dnia kongresu była debata pt. „Przepompownia Wiedzy: czy w przyszłości będziemy mieli specjalistów do obsługi pomp?”. Skupiliśmy się podczas niej z kolei na przyszłości branży, w tym czekających ją wyzwaniach, a te nierozdzielnie związane są z kadrami – ich brakiem. Przedstawiciele nauki, firm produkujących pompy oraz zakładów, które je eksploatują podkreślali, jak trudno dziś wykształcić, a następnie zatrudnić właściwych specjalistów. Czy zabraknie personelu do obsługi, remontów, eksploatacji pomp? Temat ten podejmujemy w rozmowie z moderatorem wspomnianej debaty, dr. inż. Przemysławem Szulcem z Politechniki Wrocławskiej (str. 16).

I kongresowa dyskusja, i późniejsze rozmowy z przedstawicielami branży były dla naszej redakcji inspiracją przy tworzeniu motywu i hasła przyszłorocznej, XXXI edycji kongresu. Pompy – często w fabrykach niedostrzegane, spychane na dalszy plan, są swoistymi bohaterami w swoich miejscach pracy. Niezbędne do funkcjonowania każdej branży przemysłu – od energetyki, przez „spożywkę”, a na przykładzie kosmicznym kończąc, co podkreśla we wspomnianym wywiadzie Przemysław Szulc. „Pompy – ukryci bohaterowie zakładów”

– to hasło promujące konferencję w 2025 roku. Co znamienne, uzupełnia je grafika wygenerowana przy pomocy sztucznej inteligencji – humanoidalna postać będąca połączeniem człowieka i wirnika pompy, coś na wzór komiksowych superbohaterów (wobec wspomnianych wyżej problemów z kadrami warto dodać, że bohaterami są również projektanci, użytkownicy oraz osoby zajmujące się utrzymaniem ruchu).

Sztuczna inteligencja w pompach i ogólnie rzecz biorąc wszelkie rozwiązania cyfrowe są już szeroko wykorzystywane w branży. Obejmują one zarówno procesy produkcyjne, sterowanie całymi układami, jak również same pompy. Stopień wykorzystania AI będzie się zwiększał, więc warto śledzić najnowsze trendy, badania i proponowane rozwiązania. W kolejnych numerach magazynu Kierunek Pompy będziemy z pewnością publikować artykuły z tego zakresu.

Na sam koniec chciałbym życzyć Państwu zdrowych, wesołych, pogodnych i spokojnych Świąt Bożego Narodzenia oraz wielu sukcesów zawodowych i prywatnych w nadchodzącym 2025 roku. I tu drobna uwaga: w odróżnieniu od lat poprzednich, XXXI Kongres Użytkowników Pomp odbędzie się nie w maju, a wczesną wiosną, dokładnie 25-26.03.2025 r. Obecnie trwa sezon na wymianę kalendarzy, więc warto sobie tę datę zaznaczyć...

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 Jędrał,
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 Wrocławska

dr inż. Marek Skowroński, Politechnika Wrocławska

Tomasz Ślupik,
Zakłady Pomiarowo-Badawcze Energetyki „ENERGOPOMIAR”

dr inż. Przemysław Szulc,
Politechnika Wrocławska

dr inż. Piotr Świtalski,
Akademia Techniki Pompowej

dr inż. Yulia 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 Widzińska, Monika Majewska,
Jolanta Mikołajec-Piela, Ewa Dombek,
Marta Mika

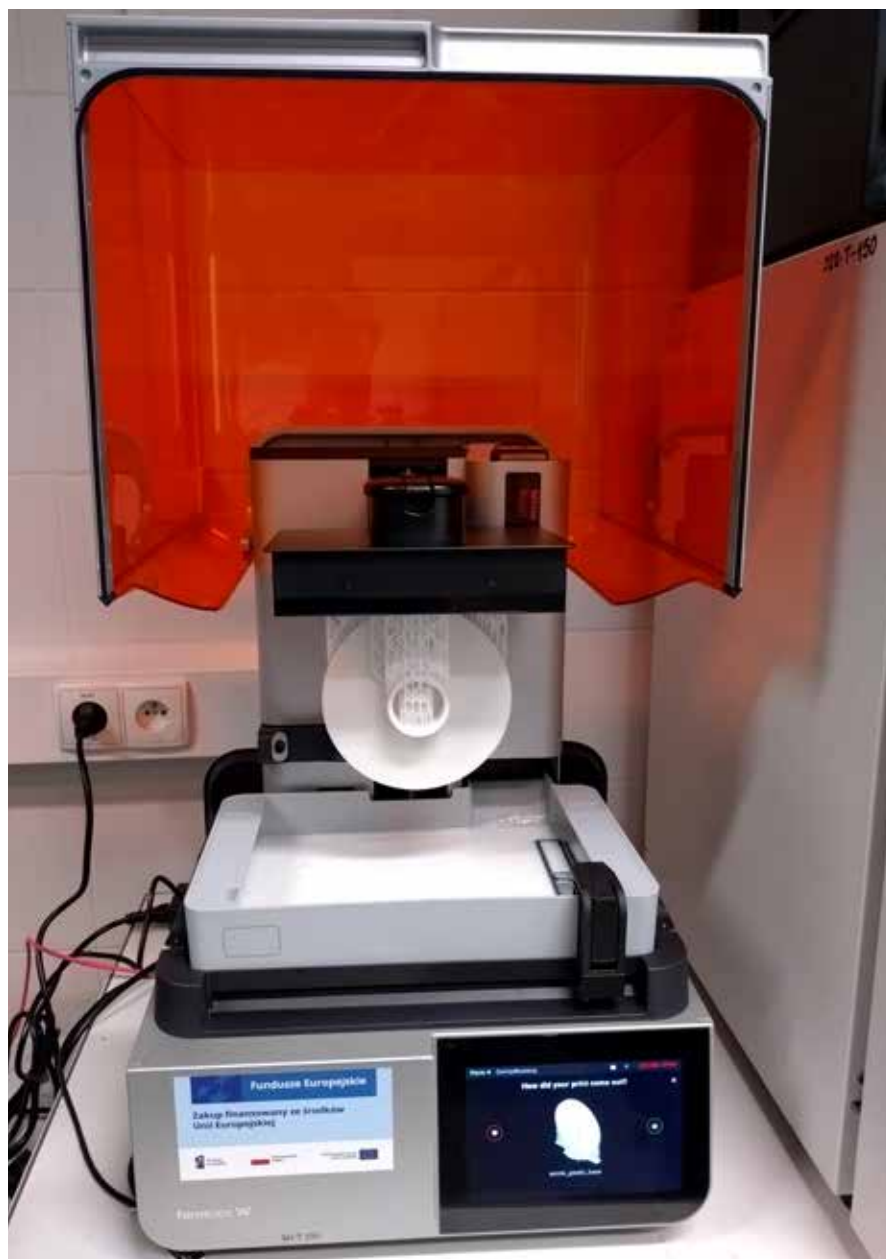
Kolportaż:
Rafał Ruczał

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

Redakcja nie odpowiada za treść reklam.

 Niniejsze wydanie jest wersją pierwotną czasopisma
 Fot. na okładce: obraz wygenerowany przez AI

Druk: Fischer sp. z o.o.



POMPY Z DRUKARKI

Politechnika Wrocławska posiada w swoich pracowniach drukarki 3D umożliwiające szybkie tworzenie elementów pomp. Urządzenia te skracają czas potrzebny na opracowanie nowych modeli czy wprowadzenie usprawnień. O wykorzystaniu druku 3D wspomina w wywiadzie dr inż. Przemysław Szulc (str. 16), a mgr inż. Aneta Nycz przedstawia swoje badania, realizowane z wykorzystaniem wydrukowanych wirników (str. 28)

*Fot. dr inż. Marcin Bieganowski,
Wydział Mechaniczno-Energetyczny,
Politechnika Wrocławska*



MIĘDZYNARODOWA KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA NSHP 2025

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

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

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

Tematyka konferencji:

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

Źródło i fot.: nshp.pwr.edu.pl

POMPOWNIĄ WODY W GRABINIE GOTOWA



W lipcu zakończono prace na zadaniu „Budowa wodociągu w Borku, Byszówce, Kępiu, Łącznika w Beradzu, modernizacja pompowni wody z budową zbiornika wody w Grabinie, monitoring sieci wodociągowej w zakresie części II: Modernizacja pompowni sieciowej wody i budowa zbiorników wody w Grabinie”.

Zadanie zostało zrealizowane w systemie zaprojektuj i wybuduj.

Stacja stanowi obiekt budowlany na gminnej sieci wodociągowej przeznaczony do stałego lub okresowego podnoszenia ciśnienia przepływającej wody, zwiększając możliwości dostarczania wody pitnej do większej liczby odbiorców, przy jednoczesnym zapewnieniu odpowiedniego poziomu ciśnienia.

Źródło i fot.: Urząd Miasta i Gminy w Klimontowie

SRK WSPIERA GOCZAŁKOWICE-ZDRÓJ

Spółka Restrukturyzacji Kopalń, wspierając rozwój Goczałkowic-Zdroju, przekazała w formie darowizny tereny o powierzchni półtora hektara. Dzięki temu gmina może rozbudować ważną dla mieszkańców infrastrukturę.

Bezpłatne przekazanie dotyczy 8 działek. To łącznie 1,5 ha o wartości przeszło 230 tys. zł. Znajduje się tam również przepompownia ścieków, obsługująca teren zamieszkały przez 1200 osób, gdzie zlokalizowanych jest 340 punktów odbioru ścieków. Dzięki darowiźnie gmina Goczałkowice-Zdrój będzie mogła dążyć do budowy instalacji fotowoltaicznej, która miałaby zasilać przepompownię.

Źródło i fot.: Spółka Restrukturyzacji Kopalń





ODBIÓR ZADANIA BUDOWY POMPOWNI ŚCIEKÓW NA TERENIE GMINY POŁANIEC

Zakończono prace oraz dokonano odbioru 28 pompowni w ramach inwestycji pn.: Budowa 28 pompowni ścieków w ramach zadania „Budowa sieci wodociągowej w miejscowościach Połaniec – ul. Daszyn, Ruszcza, Kraśnik oraz przydomowych przepompowni ścieków na terenie Gminy Połaniec”.

Zakres prac dotyczył budowy przydomowych pompowni ścieków wraz z zasilaniem energetycznym oraz rurociągami ciśnieniowymi dla 28 gospodarstw na terenie miasta i gminy Połaniec. Wykonanie nie obejmowało odcinków gravitacyjnych kanalizacji sanitarnej od budynku mieszkalnego do pompowni.

Źródło i fot.: miasto i gmina Połaniec

DOTACJA NA ROZWÓJ POMPOWNI ŚCIEKÓW W TYCHACH

Regionalne Centrum Gospodarki Wodno-Ściekowej S.A. uzyskało, w ramach Funduszu Europejskiego dla Śląskiego 2021-2027 (Fundusz na rzecz Sprawiedliwej Transformacji) dotację na projekt, który obejmuje działania związane z budową infrastruktury służącej do wytwarzania energii z odnawialnych źródeł na obiektach infrastruktury kanalizacyjnej (pompowniach) spółki RCGW SA terenie miasta Tychy.

W ramach projektu planowane jest wybudowanie 5 instalacji PV wraz z magazynami energii o łącznej mocy w wysokości co najmniej 221 kW, które zlokalizowane będą na terenie gminy Tychy.

Źródło: Regionalne Centrum Gospodarki Wodno-Ściekowej S.A.

2,8 MLD ZŁ

z KPO na wsparcie transformacji cyfrowej. Przedsiębiorcy będą mogli skorzystać z pożyczek na wykorzystanie technologii chmurowych, sztucznej inteligencji, Internetu Rzeczy i big data. Łączna kwota nowego instrumentu finansowego to 650 mln euro.

Źródło:
Ministerstwo
Cyfryzacji

”

Najlepsze formy współpracy między uczelniami a producentami i użytkownikami pomp to działania, które łączą potencjał badawczy uczelni z potrzebami praktycznymi przemysłu, przynosząc wymierne korzyści obu stronom

– dr inż. Przemysław Szulc,

Politechnika
Wrocławska.

Więcej na str. 16

AWARIA PRZEPOMPOWNI ŚCIEKÓW W SZCZECINIE

Mieszkańcy dzielnic północnych Szczecina mogli w październiku poczuć przez pewien czas nieprzyjemny zapach. Jaka była tego przyczyna? Chwilowa awaria przepompowni ścieków. Dzięki szybkiej reakcji służb obyło się bez poważnych skutków. Znow jednak powodem problemów była lekkomyślność mieszkańców. Urządzenie zablokowane zostało przez... szmaty.

Szybka interwencja służb i organizacja przepompowni zapobiegła poważnemu przelaniu się ścieków, który mógł doprowadzić do katastrofy ekologicznej. Zepsuta pompa została przywieziona do warsztatu z placówki na ulicy Widokowej.

Na zdjęciu: pompa z ulicy Szkolnej (ta z ulicy Widokowej wyglądała podobnie).

Źródło i fot.: ZWiK Szczecin



MANEWRY TAKTYCZNE POD KRYPTONIMEM „POMPA 24”

23 oraz 25 lipca 2024 r. na terenie Centralnej Szkoły Państwowej Straży Pożarnej odbyły się manewry nocne z taktyki zwalczania pożarów (dostarczanie wody na duże odległości) dla słuchaczy szkolenia podstawowego w zawodzie strażak – Turnus 3/2024 i Turnus 4/2024.

Słuchacze wykonywali zadania w zakresie dostarczania wody systemem przepompowywania i przetłaczania, utrzymując łączność między stanowiskami odbioru i poboru wody oraz szacowali czas wykonania buforu wodnego podczas długotrwałych zdarzeń gaśniczych.

Źródło i fot.: Centralna Szkoła Państwowej Straży Pożarnej





foto. 123rf

W TROSCE O EFEKTYWNOŚĆ ENERGETYCZNĄ

Budowanie fabryki przyszłości

Jerzy Zarówny

MPWiK S.A. we Wrocławiu

Terminy, takie jak dynamiczne modelowanie procesów, zarządzanie hurtową ilością danych czy sieci neuronowe znaleźliśmy już pod koniec XX wieku. Trzeba było jednak poczekać do kolejnego stulecia, aby teoria zamieniła się w praktykę. Dopiero rozwój technologii informatycznych oraz bazujących na sztucznej inteligencji dał możliwość wdrożenia i praktycznego wykorzystywania tych zdobyczy.

Tylko ciekawość, odwaga i nieustająca potrzeba zmian wyznaczały postęp cywilizacji – bez względu na etapy rozwoju ludzkości. Mechanizm zawsze pozostaje ten sam, zmieniają się tylko narzędzia. Dzisiaj – aby sprostać ciągle rosnącym oczekiwaniom współczesnych pokoleń konsumentów – stajemy w szranki z rozwojem technologii informatycznych i sztucznej inteligencji. I powinniśmy być liderami

zmian, gdyż tylko to może nam przynieść bezcenną przewagę konkurencyjną.

Tam sięgaj, gdzie wzrok nie sięga

Wydarzenia postrzegane jako odległe implikują zmiany, które trzeba wprowadzać jak najszybciej, a często już teraz. Dla nas – eksploatorów i służb utrzymania ruchu – to nie tylko myślenie o doskona-

leniu procesów, ale również wyzwania wobec postępujących zmian w środowisku. Dyrektywa o wodzie, dyrektywa ściekowa, dyrektywa efektywności energetycznej nakładają na rządzących i zarządzających nowe wyzwania i obowiązki. To z kolei bezpośrednio przekłada się na wymagania wobec nas. W projekcie dyrektywy nr 2023/959, dotyczącej efektywności energetycznej, zapisano dla przedsiębiorstw energochłonnych wymóg (z progiem zaledwie 25 GWh EE/rok) wprowadzenia do października 2027 r. zarządzania systemem energetycznym zgodnie z normą ISO 50001. Zmiany dla firm objętych systemem ETS są dalej idące. Dlatego warto już dzisiaj analizować zagadnienia związane z samowystarczalnością energetyczną, ponieważ każda transformacja – także ta energetyczna – to wieloletni proces, który krok po kroku definiuje przyszłość eksploatacji i utrzymania ruchu procesów. Jeśli dodać, że na pewno pojawiają się w tym procesie rzeczy całkiem nowe, wymagające nowej wiedzy i rozpoznania – nie można czekać, trzeba rozpocząć szerokie planowanie.

Łam, czego rozum nie złamie

Takie terminy jak dynamiczne modelowanie procesów, zarządzanie hurtową ilością danych czy sieci neuronowe znaleźliśmy już pod koniec XX wieku. Trzeba było jednak poczekać do kolejnego wieku, aby teoria zamieniła się w praktykę. Dopiero rozwój technologii informatycznych oraz bazujących na sztucznej inteligencji dały możliwość wdrożenia i praktycznego wykorzystywania tych zdobyczy. Żeby być na bieżąco, konieczna jest zmiana sposobu postrzegania naszego otoczenia, wyjście z ram dotychczasowych doświadczeń i poszukiwanie nowych rozwiązań, będących odpowiedzią na rosnące oczekiwania interesariuszy. Mamy już za sobą wdrażanie rozbudowanych systemów diagnostycznych w czasie rzeczywistym, zarządzanych na poziomie szerokopasmowej transmisji danych, zatem czym nowym może nas zaskoczyć technologia?

Czerpanie z przeszłości....

W latach 2014-2017 instalacja suszarni osadów ściekowych we Wrocławskiej Oczyszczalni Ścieków osiągnęła kres swoich możliwości, zapewniając zaledwie połowę nominalnej wydajności. Pilnie potrzebowaliśmy nowego, kreatywnego rozwiązania. I wtedy znaleźliśmy firmę, która zaprezentowała nietypowy sposób wykorzystania systemu do predykcji danego zdarzenia. To, co nas skusiło, to nie techniczne rozwiązanie problemu, ale sposób – dostosowanie narzędzia predykcyjnego do diagnozowania pierwotnej przyczyny awarii. Narodziła się myśl, aby takie właśnie podejście wykorzystać do rozwiązania zagadnień eksploatacyjnych suszarni osadów ściekowych.

Wyniki, które osiągnęliśmy, przekonały nas, że podjęliśmy słuszną decyzję w zakresie poprawy efektywności suszarni:

- 15% oszczędności pierwotnej energii cieplnej,
- 4% oszczędności pierwotnej energii elektrycznej,
- o 10% przekroczona nominalna wydajność instalacji,
- czterokrotnie wydłużony okres eksploatacji pomiędzy naprawami głównymi (z 2000 do 8000 h),
- oszczędności liczone w mln zł/rok.

Dziś predykcjnie 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.

...dla optymalizacji procesów

W jaki jeszcze sposób możemy udoskonalić pracę naszych obiektów? Tym właśnie może zająć się predykcja. Chociażby przy planowaniu przepływu ścieków przez miasto na podstawie prognozowanych potrzeb poszczególnych zlewni, prognozy pogody, wyliczenia przepustowości instalacji ogólnospławnej i zestawienie tego z możliwościami dystrybucji ścieków w sieci kanalizacyjnej i układzie pompowni.

Idąc dalej – w czasie pogody suchej można wykorzystać retencję wynikającą z pojemności kolektorów ściekowych. Ponadto będziemy w stanie obniżyć różnicę w obciążeniu reaktorów biologicznych. Zarządzanie pracą układu napowietrzania mogłoby być w ten sposób efektywniejsze.

Chcemy także zastosować taki system do gospodarowania przepływami paliw i energii w oczyszczalni ścieków, co pozwoli jeszcze efektywniej wykorzystać posiadane zasoby.

Pracujemy również nad zagadnieniem związanym z logistyką agregatów prądotwórczych i paliwa do tych urządzeń, zasilających kilkadziesiąt obiektów podczas możliwego blackoutu. Z użyciem nowoczesnych narzędzi IT oraz sztucznej inteligencji możemy to zadanie rozwiązać w niedalekiej przyszłości.

Przywołałem przykłady z obszaru utrzymania ruchu i zarządzania systemem energetycznym, ale mamy też doskonały system do ograniczenia strat wody SmartFlow. Nie byłoby możliwości jego zbudowania bez technologii szerokopasmowej, bezprzewodowej transmisji danych, technologii chmurowej i analizy hurtowej ilości danych. Predykcja rozbioru wody również jest możliwa do wprowadzenia jako funkcjonalność tego systemu.

Bez człowieka ani rusz

Przyszłość już stała się teraźniejszością. Razem możemy przekształcić naszą firmę w fabrykę przyszłości, która wpisze się w wymagania transformacji energetycznej. Technologia – technologią, ale pamiętajmy, że za każdym sukcesem organizacji stoją przede wszystkim ludzie. Rozwój jest możliwy dzięki zdolnościom, wiedzy, doświadczeniu i zaangażowaniu pracowników. ■



foto. SIGMA POLSKA

MODELOWANIE I OPTYMALIZACJA

przepływu wielofazowego w przepompowni

Milan Sedlář

Centre of Hydraulic Research

Martin Komárek

SIGMA Research and Development Institute

Jiří Machalka

Sigmainvest

Tomáš Pozdíšek

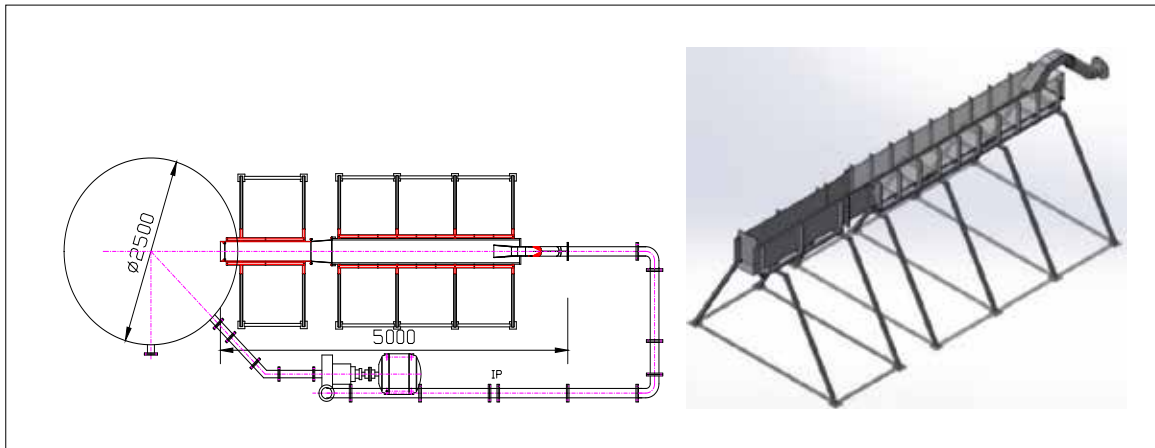
SIGMA POLSKA

W jaki sposób optymalnie zaprojektować przepompownię w oparciu o analizę numeryczną przepływu wielofazowego wraz ze swobodnym poziomem lustra wody?

Powyższy, kompletny układ hydrauliczny, jest zwykle reprezentowany przez jedną lub kilka pomp, rurociągi łączące oraz obiekty dolotowe i wylotowe. Rozważane są tu dwa rozwiązania hydrauliczne obiektu wylotowego. Pierwsze z nich opiera się na ścianie przelewowej, drugie – na syfonie. Rozwiązań tych bardzo często wymaga się ze względów bezpieczeństwa, ponieważ są łatwe w instalacji i obsłudze, przy minimalnym wyposażeniu mechanicznym i elektronicznym

Symulacje CFD

Ściany przelewowe reprezentują szeroko stosowane narzędzia budowlane, które bez żadnych elementów mechanicznych umożliwiają kontrolę przepływu i poziomu wody oraz zapobiegają długotrwałemu przepływowi wstecznemu w układzie hydraulicznym. Ich konstrukcja zwykle bazuje na wzorach empirycznych do jednowymiarowego modelowania przelewowego, ale są one ważne tylko dla prostych



RYS. 1
Pętla testowa
z układem
tłocznym
z wykorzystaniem
syfonu

geometrii. Najważniejszym zjawiskiem hydrodynamicznym jest tu krytyczny przepływ przez koronę ściany przelewowej. W porównaniu z przepływami podkrytycznymi, które są powszechnie modelowane za pomocą CFD, brakuje symulacji przepływów nadkrytycznych, a zwłaszcza bliskich krytyczności. Niektóre symulacje przepływów podkrytycznych, nadkrytycznych, a także prawie krytycznych, w tym ich walidację, można znaleźć w [1-3], przedstawiając przepływ przez skośny stopień zwrotny w otwartym kanale dla zakresu liczb Froude'a od 0,42 do 2,14 oraz zakresu liczb Reynoldsa od 44100 do 200100. Tutaj liczby Froude'a i Reynoldsa są zdefiniowane jako $Fr = U_m / (gh)^{1/2}$, $Re = U_m h / \nu$, gdzie U_m to średnia prędkość objętościowa, h – wysokość lustra wody, g oznacza stałą grawitacji, a ν – lepkość kinematyczną. Numeryczną symulację przepływu przez ściany przelewowe można znaleźć w [4], a obszerną symulację numeryczną przepompowni z obiektem wylotowym bazującym na przelewie opisano w [5].

Syfony są również szeroko stosowanym typem instalacji tłocznej, z możliwie wyższą sprawnością hydrauliczną w porównaniu z przelewami. Ale w tym przypadku wymagany jest zawór syfonowy, aby zapobiec przepływowi wstecznemu i umożliwić odpowietrzenie podczas rozruchu. Taki zawór może być bardzo prosty, ale również możliwe jest zastosowanie dość skomplikowanej konstrukcji, aby zapobiec niebezpiecznym skutkom w trybie przepływu wstecznego [6]. Istnieją pewne symulacje numeryczne działania zaworu syfonowego [7-8], ale dotyczą one głównie zastosowań w reaktorach badawczych. Symulacje CFD kompletnego układu pompowego z wylotem do syfonu można znaleźć w [9], traktując przepływ wewnątrz układu jako jednofazowy, lub w [10], w modelu wielofazowym objętości płynu (VOF), uwzględniającym również wpływ poziomu lustra wody. Bardzo złożone i zaawansowane badanie znajdziemy w [11], gdzie wykorzystano model VOF do przewidywania zjawisk przejściowych podczas procesu zatrzymania w układzie z pompami o przepływie osiowym z syfonem na tłoczeniu. Połączone badania, bazujące zarówno

na metodzie pomiaru prędkości cząstek (PIV), jak i analizie numerycznej z wykorzystaniem metody SAS (scale-adaptive simulations), można znaleźć w [12].

Jeśli chodzi o cały układ dolotowy rozważany w tym badaniu, opiera się on na kolanach ssawnych, które zapewniają wystarczająco równomierny przepływ strumienia przed pompą. Niemniej szczegółowe omówienie tematu obiektów ujęcia wody jest poza zakresem niniejszego artykułu.

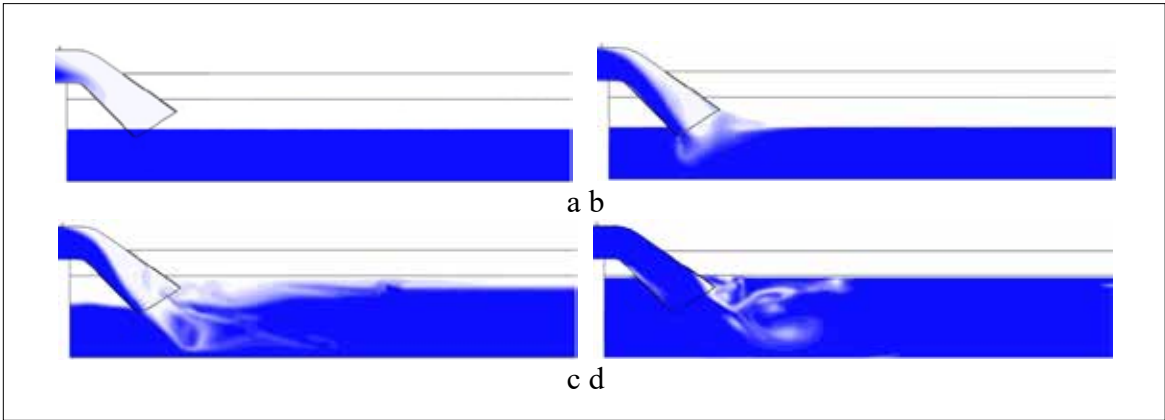
Cel pracy

Cel pracy to przygotowanie optymalnego projektu przepompowni z wykorzystaniem analizy CFD przepływu wielofazowego wraz ze swobodnym poziomem lustra wody. Modelowanie numeryczne stało się w ostatnim czasie narzędziem, które może udowodnić funkcjonalność i parametry konstrukcyjne maszyn hydrodynamicznych, a także układów hydraulicznych. Korzystanie z CFD jest tym bardziej istotne w przypadku zagwarantowania funkcjonalności nowej pompowni lub stacji turbin, ponieważ wszelkie zmiany i przebudowy obiektów ssawnych czy wylotowych układu są niezwykle czasochłonne i kosztowne, a jest praktycznie niemożliwe wykonanie testów oraz badań modelowych kompletnej stacji w laboratorium hydraulicznym, w tym wszystkich interakcji maszyn hydrodynamicznych z innymi elementami hydraulicznymi.

Metody porównawcze

Niestety, bardzo trudno jest porównać wyniki numeryczne z danymi zmierzonymi w rzeczywistych przepompowniach, ponieważ takie dane są nieliczne i niełatwe do uzyskania. W związku z tym przeprowadzono badania laboratoryjne z wykorzystaniem skalowanych przezroczystych modeli obiektów wylotowych z syfonami, mające na celu porównanie symulacji CFD z wizualizacjami przepływu i pomiarami PIV (rys. 1).

Biorąc pod uwagę symulacje CFD wewnątrz obiektu z syfonem, najważniejszym zadaniem jest faza rozruchu, w której syfon napęlnia się wodą – bardzo ważna dla optymalizacji wydajności pompy. Rysunek 2



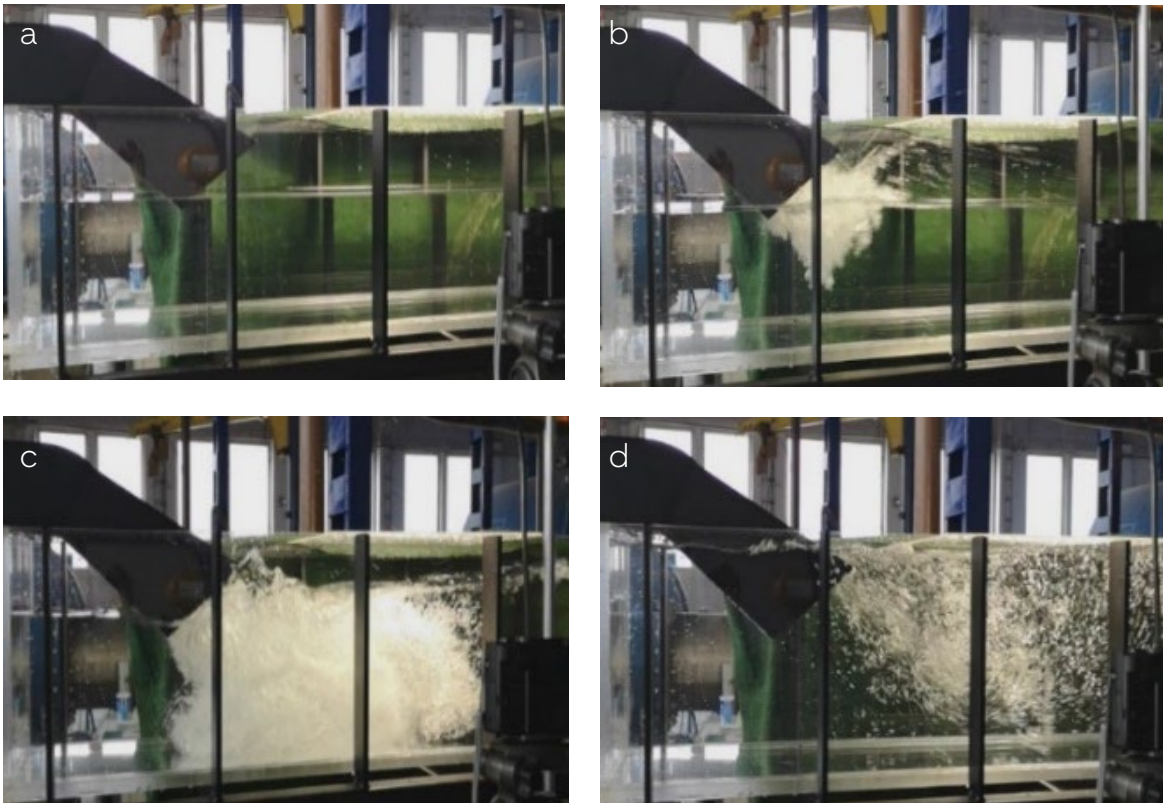
RYŚ. 2
Napełnianie syfonu wodą (w kolorze niebieskim): a) wyczerpywanie powietrza, b) pierwsza interakcja strumienia wody ze swobodnym lustrem wody, c) faza z dopływem wody do zaworu syfonowego, d) faza po zamknięciu zaworu

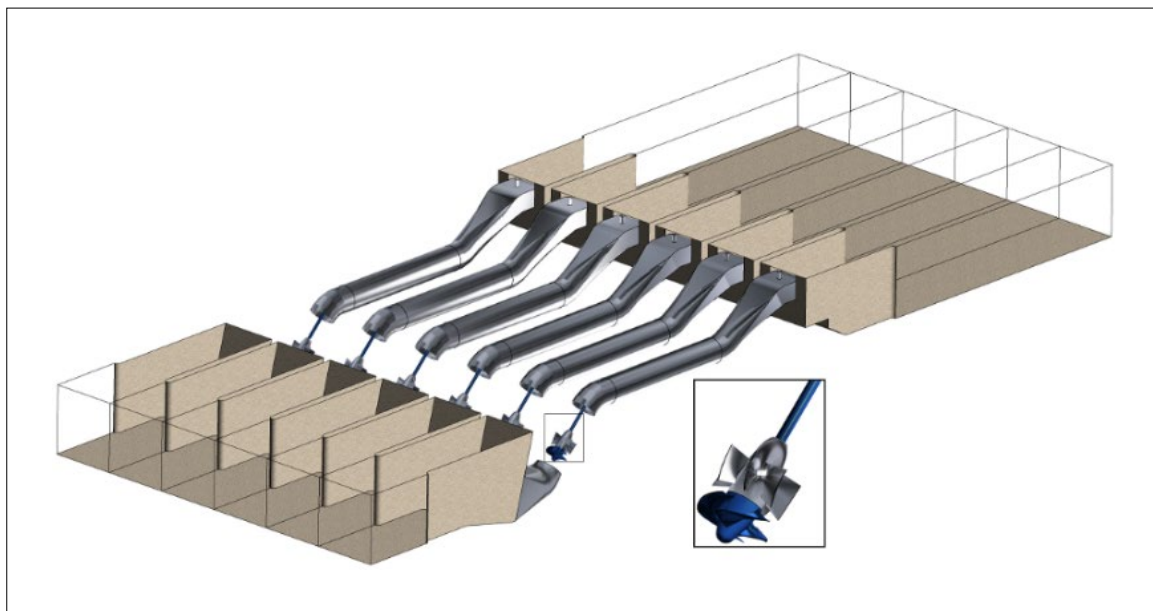
przedstawia cztery etapy podczas napełniania syfonu (woda jest w kolorze niebieskim). Pierwsza z nich (faza a) reprezentuje moment, w którym woda zaczyna wypełniać górną część syfonu, ale nadal nie dotarła do jego wylotu. W fazie drugiej strumień wody dostaje się do swobodnego poziomu lustra wody w zbiorniku wylotowym. W trzeciej fazie woda wypełnia cały przekrój łuku syfonu i dostaje się do zaworu. W tym momencie zawór powinien być zamknięty, aby zapobiec zasysaniu powietrza. Następnie pozostałe powietrze jest szybko uwalniane i rozpoczyna się efekt działania syfonu (faza d). W przybliżeniu te same fazy są wizualizowane podczas eksperymentu – fot. 1.

Pompownia

W niniejszej pracy podjęto próbę porównania symulacji numerycznych w obiektach wylotowych ze ścianą przelewową w kształcie strzały oraz z syfonem spawanym (rys. 4-6) z punktu widzenia ich krytycznych trybów pracy. Rzeczywista symulacja całego systemu pompowego stanowi wirtualny projekt przepompowni z zestawem sześciu pomp o przepływie osiowym, z których każda jest zainstalowana w basenie pomiędzy betonowymi ścianami (jego szerokość wynosi 4,2 m; rys. 3). Każda pompa jest wyposażona w kolano ssawne, a jej natężenie przepływu wynosi $Q = 8,5 \text{ m}^3/\text{s}$ dla niskiego poziomu

FOT. 1
Wizualizacja uruchomienia syfonu. Te same fazy co na rys. 2

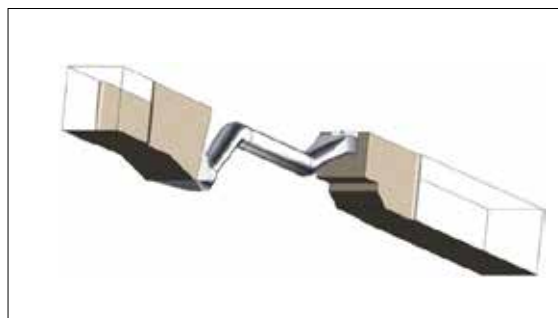




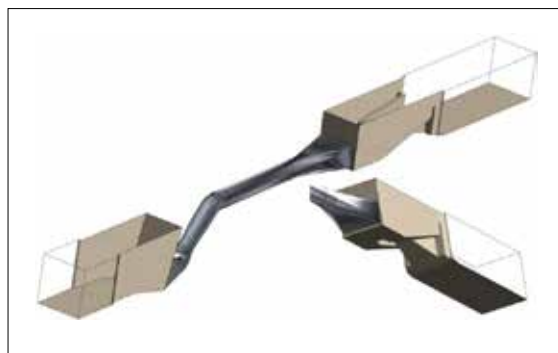
RYS. 3
Układ przepompowni z sześcioma skośnymi pompami o przepływie osiowym i wylotami syfonowymi

wody na ssaniu i wysokiego poziomu wody w obiekcie wylotowym. Tam poziom wody może się zmieniać od 3 m do 3,2 m powyżej dna zbiornika zrzutowego na najniższej wysokości. Średnica wirnika to 1,8 m, a kąt między osią pompy a podłogą – 45° . Każdy rurociąg tłoczny biegnie do zbiornika ze spawanym syfonem lub alternatywnie z przyspawanym dyfuzorem i ściankami przelewowymi w kształcie litery V (rys. 4-5). Dość skomplikowany kształt dna można znaleźć w zbiorniku wylotowym z przelewem, aby stłumić duże pionowe struktury.

Wszystkie obliczenia w obiektach wylotowych zostały przeprowadzone za pomocą oprogramowania CFD ANSYS CFX wydanie 2020 R1 [13], rozwiązywanie niestabilnych uśrednionych równań Navier-Stoksa (równania Reynoldsa). Numeryczne rozwiązanie przepływu swobodnego z uwzględnieniem efektów grawitacji uzyskano za pomocą metody VOF opierającej się na ocenie frakcji objętościowej każdej cieczy. Zastosowano niejednorodny model przepływu wielofazowego o różnych prędkościach dla frakcji wodnych i powietrznych. Wszystkie obliczenia były całkowicie niestabilne, z krokiem czasowym 0,001666 s odpowiadającym prędkości obrotowej (199 obr./min) i liczbie łopatek pompy (4 na wirniku, 7 w dyfuzorze). Siatkę obliczeniową reprezentuje około 42 mln węzłów. Powierzchnie metalowe potraktowano jako gładkie ściany antypoślizgowe, powierzchnie betonowe przedstawiono jako ściany o szacowanej chropowatości. Wszystkie te obliczenia w przepompowni zostały wykonane za pomocą modelu turbulencji SAS. Dla obu typów instalacji przeprowadzono analizę stanów nieustalonych dla pełnego zakresu parametrów, co umożliwiło szczegółowe porównanie ogólnej sprawności, a także wymagań technicznych wymaganych dla pomp. Dodatkową analizę stanów nieustalonych fazy rozruchu pompowni przeprowadzono przy zastosowaniu odpływu syfonowego.



RYS. 4
Instalacja ze spawanym syfonem w obiekcie wylotowym

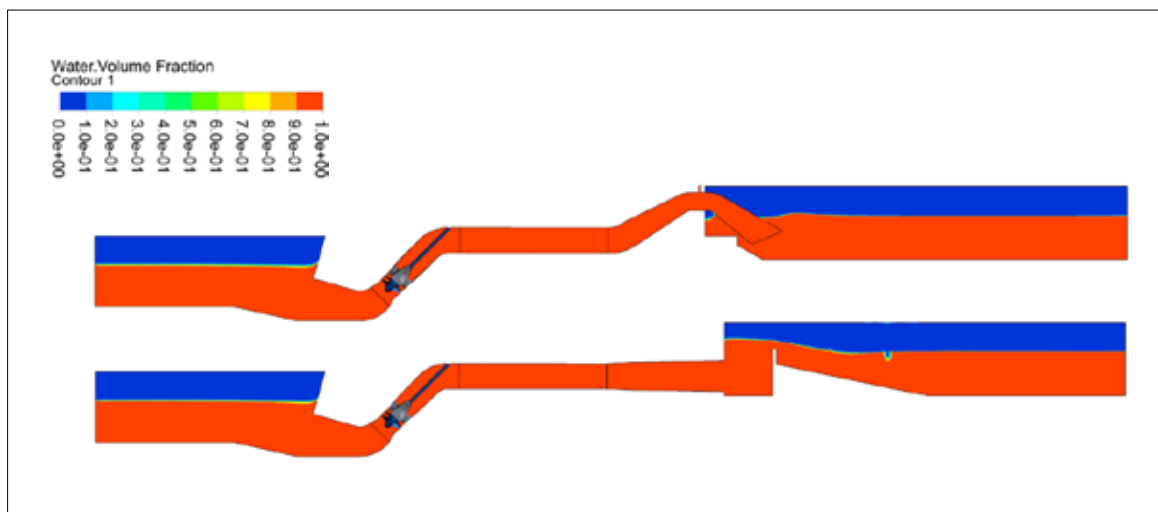


RYS. 5
Instalacja ze ścianą przelewową w kształcie litery V w obiekcie wylotowym

Rysunek 6 przedstawia frakcję objętości wody w płaszczyźnie symetrii kanału pompy dla obu typów instalacji, dla niskiego poziomu wody na wlocie i wysokiego poziomu wody na wylocie z pompowni. Odpowiedni kształt swobodnego poziomu wody można zobaczyć na rys. 7. Stwierdzono, że skomplikowany kształt posadzki w obiekcie wylotowym ze ścianą przelewową znacznie poprawił struktury strumienia przepływu przed i za ścianą, chociaż nadal występuje silny wir w środku tylnej części ściany przelewowej w kształcie litery V. Zjawisko to jest bardzo podobne do struktury wirowej opisanej w [5].

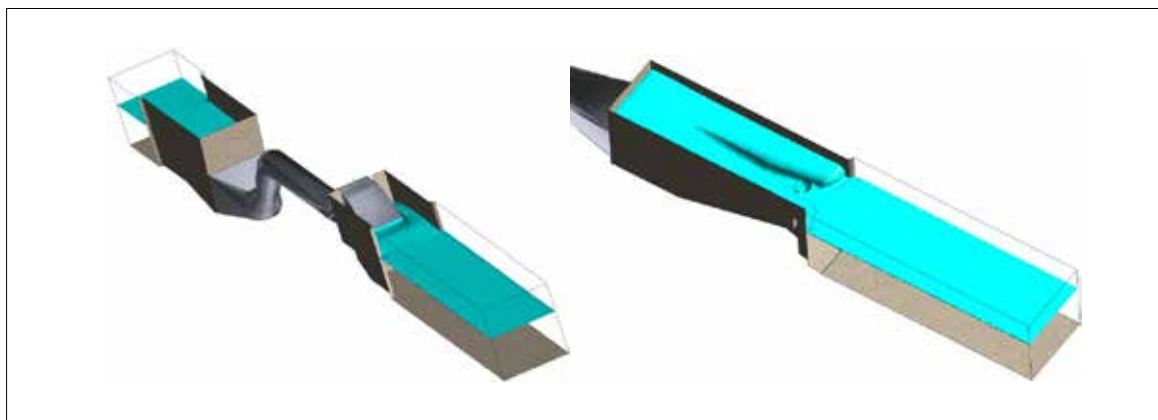
RYS. 6

Frakcja
objętościowa
wody
w płaszczyźnie
symetrii
przepompowni.
Instalacja
z syfonem
(na górze)
i przelewem
(na dole)



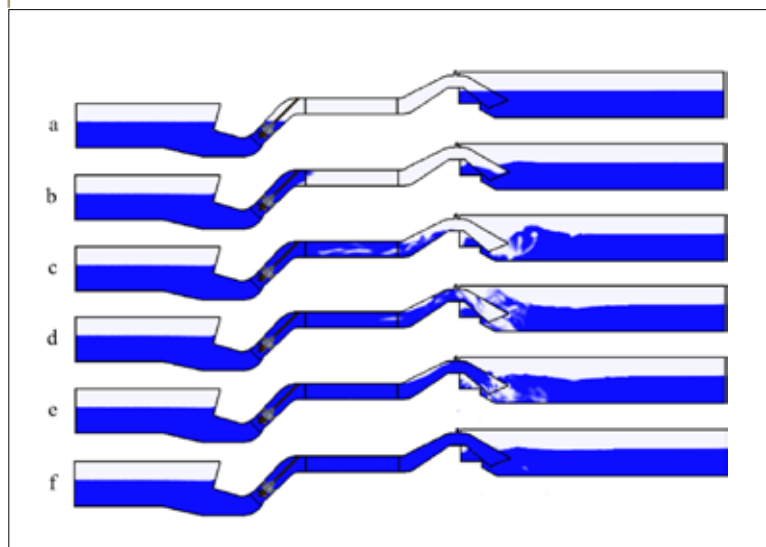
RYS. 7

Kształt
swobodnego
poziomu wody
dla LWL na wlocie
stacji i HWL na
wylocie. Instalacja
z syfonem (po
lewej) i szczegół
poziomu wody
w obiekcie
odprowadzającym
z przelewem (po
prawej)



RYS. 8

Uruchomienie
przepompowni
bazującej na
syfonie

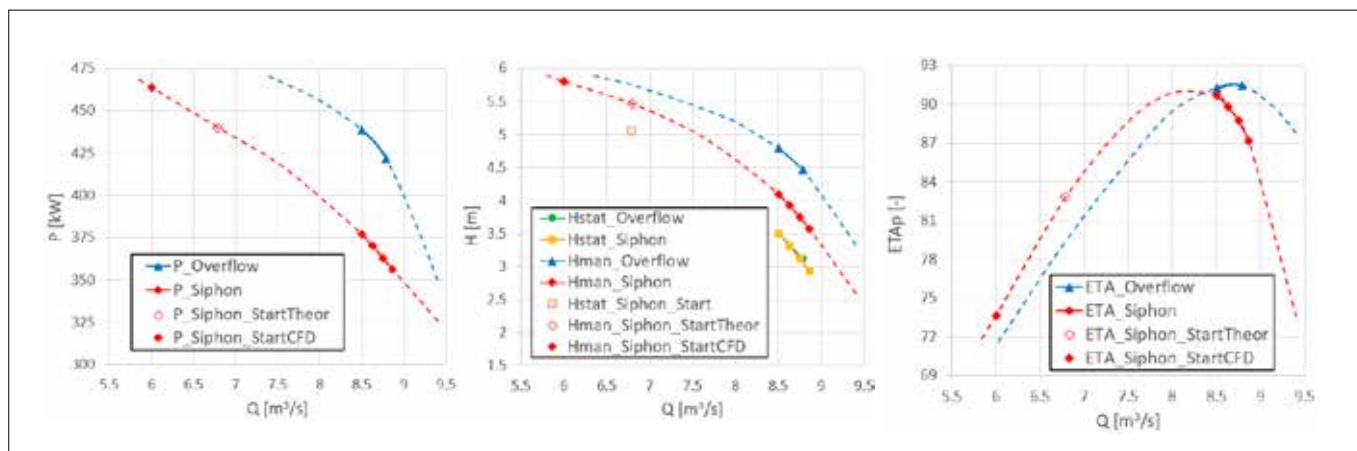


Niektóre etapy rozruchu pompowni z syfonem można zobaczyć na rys. 8. Podczas tej sekwencji (zwłaszcza między etapami d i e) wysokość podnoszenia pompy znacznie przekracza wysokość podnoszenia niezbędną dla trybu z obecnością efektu syfonu. Obliczone charakterystyki pompy odpowiadające peł-

nemu zakresowi pracy (wynikających z oczekiwanej zmienności poziomów wody) przedstawiono po prawej stronie każdego wykresu na rys. 9. Po lewej stronie wykresów znajdują się dwie wartości odpowiadające trybowi rozruchu syfonu. Teoretyczne wartości wysokości podnoszenia i poboru mocy odpowiadają właśnie najwyższej wysokości wody w momencie napełnienia syfonu. W rzeczywistości niezbędna wysokość podnoszenia wynikająca z analizy CFD jest jeszcze wyższa, ponieważ obejmuje również zwiększone straty hydrauliczne spowodowane bardzo złożonym modelem przepływu mieszanki wody i powietrza w syfonie podczas rozruchu.

Dwa przedstawione typy instalacji obiektu wylotowego mają zarówno swoje zalety, jak i wady. Ściana przelewowa jest najprostszym rozwiązaniem konstrukcyjnym, które pozwala w łatwy sposób kontrolować przepływ i poziom wody.

Krawędź przelewowa musi być wystarczająco długa, aby zagwarantować rozsądne warunki przepływu, co przekłada się na wyższe koszty prac budowlanych. Również skomplikowany kształt dna zbiornika może znacznie zwiększyć wydatki. Zakres pracy pompy nie



RYS. 9

Charakterystyki dla poboru mocy P , wysokości podnoszenia H i ogólnej sprawności pompy $ETAp$ odpowiadające pełnemu zakresowi trybów pracy, w tym rozruchy z syfonem

zależy od poziomu wody w obiekcie wylotowym, dzięki czemu możliwe jest ustawienie jej pracy bardzo blisko optymalnego punktu sprawności (BEP). Z drugiej strony zmniejsza ogólną sprawność pompowni, zwłaszcza przy niższych poziomach wody w obiekcie wylotowym.

”

Trudno jest porównać wyniki numeryczne z danymi zmierzonymi w rzeczywistych przepompowniach, ponieważ są one nieliczne i trudne do uzyskania

Syfony są w zasadzie bardziej sprawne z hydraulicznego punktu widzenia, a ich obiekty wylotowe mogą być zwykle krótsze w porównaniu z obiektami wylotowymi ze ścianą przelewową. Podczas trybu rozruchu pompowni pompy muszą jednak pracować przy dość niskich natężeniach przepływu, dalekich od ich BEP. Reżim rozruchu wymaga również dużej rezerwy mocy wyjściowej silników, co może (wraz z zaworem syfonowym/odpowietrzającym) podnieść cenę instalacji. Trudniej jest również osiągnąć BEP podczas eksploatacji pompowni.

Z punktu widzenia długotrwałej eksploatacji i wymogów eco-design, w przedstawionych warunkach pompownia z tłoczeniem do syfonu jest bardziej efektywna, choć wymaga co najmniej prostych zaworów automatycznych.

Na koniec można stwierdzić, że prawidłowa analiza CFD może znacznie zwiększyć sprawność i niezawodność nowo projektowanej pompowni oraz zoptymalizować zarówno prace budowlane, jak i prawidłowy dobór pompy i silnika.

Literatura

- [1] Příhoda J, Zubík P, Šulc J and Sedlář M 2011 Modelling of supercritical turbulent flow over an inclined backward-facing step in an open channel, Proc. 17th Int. Conf. Engineering Mechanics, pp 495-8.
- [2] Příhoda J, Zubík P, Šulc J and Sedlář M 2012 Modelling of critical regime in free-surface flow over an inclined backward-facing step, Proc. AEaNMiFMaE, pp 212-217.
- [3] Příhoda J, Zubík P, Šulc J and Sedlář M 2012 Experimental and numerical modelling of turbulent flow over an inclined backward-facing step in an open channel, Communications 4A, pp 6-12.
- [4] Larsen T, Nielsen L, Jensen B and Christensen E D 2008 Numerical 3-D modelling of Overflows, Proc. 11th Int. Conf. on Urban Drainage, pp 1-7.
- [5] Sedlář M, Příhoda J and Vyrubal M 2019 Modeling flow phenomena in pump station with overflow, Proc Int. Conf. AMMSO 2019, pp 204-10, doi:10.12783/dtce/ammso2019/30127.
- [6] Shomayramov M, Norkulov B, Rakhmanov J, Tadiyeva D and Suyunov J 2019 Experimental researches of vacuum breakdown devices of siphon outlets of pumping stations, E3S Web of Conf. 97, 05009, doi.org/10.1051/e3sconf/21199705009.
- [7] Lee K Y, Yoon H G and Park D K 2017 CFD analysis of a decay tank and a siphon breaker for an innovative integrated passive safety system for research reactor, Sci. and Tech. of Nuclear Inst. 3106278, pp 1-9, doi.org/10.1155/2017/3106278.
- [8] Ramajo D E, Corzo S E, Alberto P, Mosciaro C, Saez M and Nigro N M 2017 Numerical simulation of siphon breaker of an open-pool type research reactor, Mecanica Comp. XXXV, pp 1809-25, doi:10.1177/1687814017723280.
- [9] Zhu H, Zhu G, Lu W and Zhang Y 2012 Optimal hydraulic design and numerical simulation of pumping systems, Procedia Engng., 28, pp 75-80, doi:10.1016/j.proeng.2012.01.685.
- [10] Sedlář M, Šoukal J and Krátký T 2016 Numerical analysis of hydraulic systems with free water level, Proc 7th Int. Symp. on Fluid Machinery and Fluids Engineering.
- [11] Liu Y, Zhou J and Zhou D 2017 Transient flow analysis in axial-flow pump system during stoppage, Advances in Mech. Engng., 9 (9), pp 1-8, doi:10.1177/1687814017723280.
- [12] Sedlář M, Procházka P, Komárek M, Uruba V and Skála V 2020 Experimental Research and Numerical Analysis of Flow Phenomena in Discharge Object with Siphon. Water, 12, 3330, doi:10.3390/w12123330.
- [13] ANSYS, Inc. 2020 ANSYS CFD Documentation, Release 2020 R1.

Fot., rys.: archiwum Sigma Group ■

AI NA PROBLEMY Z KADRAMI?

- Sztuczna inteligencja ma potencjał do zrewolucjonizowania obszarów, takich jak projektowanie, produkcja i eksploatacja pomp (...).
- Równocześnie, wraz z postępem automatyzacji i digitalizacji, rola inżyniera pomp ewoluuje, dostosowując się do nowych wymagań związanych z dynamicznie zmieniającym się środowiskiem pracy i technologiami
- mówi dr inż. **Przemysław Szulc** z Politechniki Wrocławskiej.



fot. BMP

Sebastian Podsędek: W jakich gałęziach przemysłu będziemy potrzebowali specjalistów do projektowania i obsługi pomp?

Przemysław Szulc: Specjaliści tacy odgrywają kluczową rolę w wielu branżach, ponieważ pompy są jednymi z najważniejszych maszyn roboczych w gospodarce. Aż 20 do 30% energii elektrycznej wytwarzanej na świecie jest zużywane na pracę pomp, co czyni je największym konsumentem spośród wszystkich maszyn roboczych. Ich zastosowanie napędza współczesny świat: od energetyki, przez gospodarkę komunalną, na sprzętach AGD kończąc.

Przypomnę tylko, że w energetyce pompy są niezbędne do transportu wody w wielu obiegach. W przemyśle chemicznym i petrochemicznym biorą udział w realizacji różnych procesów, służą również między innymi do przesyłu cieczy chemicznych czy transportu produktów ropopochodnych. W gospodarce wodno-kanalizacyjnej wykorzystywane są z kolei w systemach przygotowania i dostarczania wody pitnej, oczyszczania ścieków oraz zarządzania obiegami wody. Równie istotne jest ich zastosowanie w przemyśle spożywczym, gdzie transportują produkty takie jak mleko czy soki, oraz umożliwiają realizację procesów technologicznych, jak np. homogenizacja, pasteryzacja i inne. W górnictwie pompy odpowiadają za odwadnianie kopalń, układy ppoż. i klimatyzacji, systemy wody technologicznej czy hydrotransport zawieszin, podczas gdy w przemyśle budowlanym są wykorzystywane w systemach odwodnieniowych oraz transporcie betonu. W medycynie służą do dializy, są w systemach EKMO itd. Używa się ich nawet w przemyśle kosmicznym i lotnictwie – do transportu paliw płynnych i w sys-

temach utrzymania życia. Przykładów można wymienić bardzo wiele...

Skala zastosowań pomp wyraźnie pokazuje, jak szeroką wiedzę musi mieć specjalista od układów pompowych.

Inżynierowie zajmujący się techniką pompową muszą posiadać szeroką, multidyscyplinarną wiedzę. Globalne zapotrzebowanie na energię i wydajność systemów pompowych stawia przed nimi ogromne wyzwania. Redukcja strat energii, poprawa efektywności pomp oraz wdrażanie innowacyjnych technologii są kluczowe dla zrównoważonego rozwoju i zmniejszenia wpływu na środowisko. Pompy nie tylko umożliwiają funkcjonowanie nowoczesnej infrastruktury, ale także kształtują przyszłość gospodarki.

A specjalistycznych kadr zaczyna brakować...

Tak, branża pomp zmagą się obecnie z kilkoma poważnymi wyzwaniami kadrowymi, które mogą mieć długofalowe konsekwencje dla jej rozwoju. Jednym z głównych problemów jest starzenie się kadry inżynierskiej. Wielu doświadczonych specjalistów zbliża się do wieku emerytalnego, a jednocześnie brakuje wystarczającej liczby młodych inżynierów, którzy mogliby przejąć ich obowiązki. Trudności w przyciąganiu nowych pracowników wynikają z malejącego zainteresowania młodych ludzi kierunkami technicznymi oraz z konkurencji ze strony innych dynamicznie rozwijających się sektorów, takich jak technologie informacyjne czy odnawialne źródła energii.

Wydaje mi się, że w przyszłości konieczne będzie intensywne kształcenie i szkolenie nowych specjalistów, aby sprostać zapotrzebowaniu na wysoko wykwalifikowaną kadrę. Kluczowe będzie tu rozwijanie strategii współpracy pomiędzy przemysłem a ośrodkami akademickimi, w tym finansowanie badań naukowych, tworzenie dedykowanych programów stypendialnych oraz organizowanie wspólnych inicjatyw promujących kierunki techniczne.

Jak wygląda dziś struktura studiów na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym Politechniki Wrocławskiej?

Wydział posiada szeroką ofertę dydaktyczną i kształci studentów na czterech kierunkach: mechanika i budowa maszyn energetycznych (MBE), energetyka (EN), odnawialne źródła energii (OZE) oraz lotnictwo i kosmonautyka (LiK), w różnorodnych specjalizacjach, m.in.: w obszarze nowoczesnych technologii energetycznych, maszyn i urządzeń energetycznych, inżynierii procesowej, chłodnictwa i klimatyzacji czy energetyki jądrowej. Obecnie na wydziale uczy się około 1200 osób, na trzech poziomach studiów: pierwszego stopnia (inżynierskich), drugiego (magisterskich) oraz trzeciego (doktorskich).

Na których kierunkach poruszane są zagadnienia związane z pompami?

Na studiach pierwszego stopnia, w ramach kursu „Pompy i układy pompowe” na kierunkach: EN, OZE i MBE. Jest to kurs składający się z wykładu oraz projektu, dotyczy głównie pomp wirowych oraz układów pompowych, dostosowany merytorycznie do specyfiki poszczególnych kierunków. Wiedza o maszynach wyporowych, w tym o pompach, przekazywana jest także w ramach kursu „Maszyny wyporowe”.

Na studiach drugiego stopnia (kierunek MBE, specjalność: maszyny i urządzenia energetyczne) studenci mają okazję zapoznać się z techniką pompową uczestnicząc w kursach: „Maszyny hydrauliczne i hydrotransport” – wykład, laboratorium i projekt oraz „Badanie maszyn hydraulicznych” – wykład i laboratorium. Kursy obejmują problematykę eksploatacji, projektowania, modelowania i badania pomp oraz układów pompowych, w tym również hydrotransportu. Ponadto w ramach kursu „Turbiny i elektrownie wodne” oraz „Hydroenergetyka”, zarówno na stopniu pierwszym, jak i drugim, przedstawiane są zagadnienia dotyczące m.in. maszyn rewersyjnych. Studenci trzeciego stopnia realizują w naszej katedrze prace doktorskie z zakresu pomp zarówno w formie tradycyjnej, wdrożeniowej, jak i eksternistycznej. Aktualnie otwarte są cztery przewody doktorskie związane z techniką pompową.

”

W przyszłości kluczowe będzie rozwijanie strategii współpracy pomiędzy przemysłem a ośrodkami akademickimi

Cieężko jest przekonać dziś absolwentów liceów i techników do wybrania studiów inżynierskich?

Dostrzegalny brak studentów na kierunkach inżynierskich jest poważnym wyzwaniem, które wpływa i na sektor edukacyjny, i na przyszłość gospodarki. Kierunki techniczne, choć kluczowe dla innowacyjności i rozwoju technologicznego, coraz częściej borykają się z niższym zainteresowaniem ze strony młodzieży. Głównymi przyczynami tego zjawiska są: postrzeganie kierunków inżynierskich jako wyjątkowo trudnych, brak dostatecznego wsparcia na wcześniejszych etapach edukacji, zmiany pokoleniowe oraz konkurencja ze strony innych, bardziej popularnych dziedzin studiów. Dlatego należy promować i rozwijać działalność propagującą nauki techniczne pośród potencjalnych kandydatów na studia, co nasz wydział praktykuje już od kilku lat. Warto również wskazać ogólnopolski

problem demograficzny, który w przyszłości będzie istotny (o ile już nie jest) z punktu widzenia szybko rozwijającej się polskiej gospodarki.

Jakie strategie mogą być najbardziej efektywne w przyciąganiu młodych ludzi do kierunków technicznych?

Na popularyzację nauk technicznych może wpływać szereg działań, tj.: warsztaty, sympozja, dni otwarte, prezentacje wyjazdowe itp. Dla studentów istotne są: praktyczne warsztaty i projekty związane z realnymi problemami inżynierskimi, współpraca z firmami i przemysłem (co zapewnia studentom bezpośredni wgląd w swoją przyszłą karierę) oraz stypendia i programy mentoringowe skierowane do młodych talentów. Uczelnie powinny także angażować się w aktywne promowanie sukcesów absolwentów oraz nowoczesności swoich laboratoriów i techno-

WSPÓŁCZESNE DRUKARKI 3D

umożliwiają błyskawiczne wytwarzanie prototypów, takich jak wirniki pomp czy korpusy, co pozwala na ich szybkie i tańsze testowanie w rzeczywistych warunkach pracy



fol. BMP

logii, aby przyciągnąć uwagę przyszłych studentów. Ciekawym pomysłem jest też umożliwienie studentom samodzielnego i swobodnego eksperymentowania, korzystanie z laboratoriów 24/7, tylko pod nadzorem zapewniającym bezpieczeństwo pracy.

Wspomniał pan o kooperacji uczelni z przemysłem i firmami produkującymi pompy. Jakie konkretne formy tej współpracy są najbardziej korzystne dla obu stron?

Sądzę, że najlepsze formy współpracy między uczelniami a producentami i użytkownikami pomp to działania, które łączą potencjał badawczy uczelni z potrzebami praktycznymi przemysłu, przynosząc wymierne korzyści obu stronom. Kluczowe w tym zakresie są partnerskie programy badawcze oraz wspólne granty na innowacje technologiczne, które pozwalają na rozwój nowoczesnych rozwiązań, takich jak np. energooszczędne i efektywne konstrukcje pomp. Takie działania ułatwiają firmom dostęp do osiągnięć naukowych, a uczelniom prowadzenie badań o realnym znaczeniu dla gospodarki. Ważnym aspektem współpracy są długoterminowe projekty rozwojowe, które pozwalają z jednej strony uwolnić naturalną swobodę myślenia studentów, a z drugiej umożliwiają wprowadzanie innowacyjnych produktów na rynek oraz ich testowanie w rzeczywistych warunkach użytkowania. Kolejny element to programy praktyk i staży zawodowych w firmach umożliwiające studentom bezpośrednie zetknięcie się z wyzwaniami pracy w przemyśle. Uczestnicy takich programów zdobywają cenne doświadczenie zawodowe, a firmy mogą zapoznać się z potencjalnymi przyszłymi pracownikami i dostosować ich kompetencje do swoich wymagań.

Stoimy w obliczu cyfrowej rewolucji, związanej również ze sztuczną inteligencją. Czy może ona zastąpić ludzi w obszarach takich jak projektowanie, produkcja czy eksploatacja pomp?

Myślę, że sztuczna inteligencja ma potencjał do zrewolucjonizowania wymienionych obszarów. W projektowaniu AI może automatyzować procesy takie jak analizowanie danych czy szeroko pojęte symulacje, co przyspiesza rozwój nowych technologii i obniża koszty. W produkcji usprawni z kolei zarządzanie liniami wytwórczymi, pomoże prognozować awarie maszyn dzięki systemom diagnostyki predykcyjnej oraz optymalizować procesy produkcyjne w czasie rzeczywistym. W obszarze eksploatacji pomp AI wesprze w monitorowaniu parametrów pracy, wykrywaniu nieprawidłowości i zapewnianiu bardziej efektywnego zarządzania systemami pompowymi np. w sieciach wodociągowych, klimatyzacji centralnej czy innych. Osobiście upatruję największe potencjalne zastosowanie AI w obszarze eksploatacji pomp i układów pompowych, zarówno w aspektach zarządzania, jak również diagnostyki i predykcji.

Dostrzega pan tu jakieś zagrożenia?

Tak, z korzyściami wiąże się potencjalne zagrożenia. Jednym z nich jest ryzyko utraty miejsc pracy w wyniku automatyzacji, szczególnie w prostszych zadaniach, które mogą być w pełni zmechanizowane. Ponadto istnieją obawy dotyczące bezpieczeństwa danych, gdyż systemy AI często wykorzystują ogromne ilości informacji o procesach przemysłowych, które mogą stać się celem cyberataków. Brak jest też możliwości pełnego zastąpienia ludzkiej intuicji i doświadczenia w złożonych sytuacjach, gdzie decyzje wymagają kreatywności i elastyczności, której AI posiadać nie może.

Jakie więc umiejętności powinni posiadać przyszli inżynierowie, aby sprostać wymogom nowoczesnego UR, w tym w zakresie układów pompowych?

Przyszli inżynierowie, chcąc skutecznie prowadzić nowoczesne utrzymanie ruchu, muszą dysponować szerokim zestawem umiejętności: technicznych, analitycznych oraz miękkich. Kluczowe jest posiadanie wiedzy interdyscyplinarnej obejmującej mechanikę, hydraulikę, inżynierię procesową, elektrotechnikę, elektronikę oraz automatykę, co pozwala na zrozumienie złożoności działania układów pompowych i skuteczne diagnozowanie usterek. Ważna jest także znajomość programowania i analizy danych, szczególnie w kontekście wykorzystywania systemów monitorujących bazujących na technologii Internetu Rzeczy (IoT) oraz systemach SCADA. Inżynierowie muszą również biegle poruszać się w obszarze nowoczesnych technik predykcyjnego utrzymania ruchu, jak analiza drgań, termografia czy diagnostyka akustyczna, co pozwala na wykrywanie problemów, zanim dojdzie do awarii. Znajomość międzynarodowych standardów jakości i bezpieczeństwa: ISO 9001 czy ISO 50001, jest równie istotna w kontekście zarządzania energią i dbałości o środowisko.

Czy nowoczesne technologie, coraz dokładniejsze symulacje komputerowe, możliwość druku 3D na przykład wirników pomp bardzo skracają czas potrzebny na opracowanie nowego modelu pompy czy wprowadzenie usprawnień?

Wymienione technologie stały się standardem w procesie projektowania i optymalizacji pomp, znacząco skracając czas potrzebny na opracowanie nowych modeli oraz wprowadzenie usprawnień. Dzięki symulacjom komputerowym takim jak CFD czy FEM, inżynierowie mogą precyzyjnie analizować przepływy cieczy, optymalizować kształt wirników i korpusów pomp oraz przewidywać ich parametry jeszcze przed przystąpieniem do produkcji prototypów. Techniki te pozwalają na szybsze i bardziej ekonomiczne tworzenie nowych rozwiązań.

Współczesne drukarki 3D umożliwiają także błyskawiczne wytwarzanie prototypów, jak wirniki

pomp czy korpusy, co pozwala na ich szybkie i tańsze testowanie w rzeczywistych warunkach pracy. Technologia ta eliminuje konieczność kosztownego i czasochłonnego procesu przygotowania omodelowania odlewniczego, formowania, odlewania, obróbki mechanicznej itp. Pozwala na łatwą modyfikację elementów w odpowiedzi na wyniki testów. Warto wskazać, że możliwe jest szybkie prototypowanie w metalu, ceramice oraz – co ważne w branży pompowej – w masach formierskich.

”

Wraz z postępem automatyzacji i digitalizacji rola inżyniera pomp ewoluuje, dostosowując się do nowych wymagań związanych z dynamicznie zmieniającym się środowiskiem pracy i technologiami

Chyba zmienia się rola inżyniera pomp w świetle postępującej automatyzacji i digitalizacji...

Obserwujemy kształtowanie się dwóch „strumieni” kariery inżynierskiej. Wąski strumień, skierowany do wyspecjalizowanych w innowacjach ośrodków badawczo-projektowych i szerszy, do produkcji i eksploatacji. Obserwujemy także brak trzeciego strumienia, skierowanego do ośrodków decyzyjnych, co utrudnia racjonalne zarządzanie gospodarką.

Generalnie, wraz z postępem automatyzacji i digitalizacji, rola inżyniera pomp ewoluuje, dostosowując się do nowych wymagań związanych z dynamicznie zmieniającym się środowiskiem pracy i technologiami. Tradycyjne obowiązki stopniowo uzupełniane są przez zadania wymagające zaawansowanej analizy danych i zarządzania systemami cyfrowymi. Inżynierowie muszą teraz obsługiwać i interpretować dane pochodzące z czujników IoT, systemów SCADA i innych zaawansowanych narzędzi monitorujących, które umożliwiają predykcyjną diagnostykę i optymalizację procesów.

Postępująca automatyzacja powoduje, że coraz więcej rutynowych operacji jest przejmowanych przez inteligentne systemy, co pozwala inżynierom skupić się na bardziej strategicznych aspektach pracy. Kluczowym elementem staje się zarządzanie efektywnością energetyczną, minimalizacja kosztów eksploatacji oraz wzrost niezawodności i dostępności maszyn.

Rozmawiał Sebastian Podsek, redaktor magazynu Kierunek Pompy oraz portalu kierunekpompy.pl

BĄDŹMY KREATORAMI ZMIAN

– Musimy być aktywnymi obserwatorami, a najlepiej kreatorami zmian technologicznych w przemyśle. Najgorsze, co możemy zrobić, to pozostać biernymi – mówi **Tomasz Mackiewicz**, dyrektor Centrum Badań i Rozwoju Nowoczesnych Technologii.

Aleksandra Grądzka-Walas: Dobry inżynier UR to dziś...?

Tomasz Mackiewicz: Interdyscyplinarny biznesmen zarządzający zmianą. Służby UR to pracownicy, którzy nadzorują proces produkcji, naprawiają usterki, implementują nowe rozwiązania – patrząc przy okazji na koszty, tak aby cały proces mógł być realizowany bez zakłóceń.

Dlaczego biznesmen?

Gdyż kontroluje wspomniane koszty, ale spogląda również w przyszłość, często podejmując ryzyko i wprowadzając potrzebne zmiany dotyczące chociażby innowacyjnych rozwiązań. To powoduje, że służby UR często niejako zarządzają procesem produkcji zaproponowanym przez naukowców czy przez własne działy badań i rozwoju.

**TOMASZ
MACKIEWICZ**
dyrektor Centrum
Badań i Rozwoju
Nowoczesnych
Technologii



Fot. CB&NT

Jak wykształcić takich inżynierów?

Niestety to dzisiaj olbrzymi problem i nie mówię tylko o służbach UR, ale ogólnie o nadążaniu edukacji za rozwojem technologii. Na rynku jest dużo firm, które posiadają środki finansowe na inwestycje i mogą pozwolić sobie na badania i rozwój. Niestety edukacja takich funduszy nie ma. Wspólnym celem – zarówno firmy, jak i procesu edukacji – jest „stworzenie” absolwenta, który będzie wykwalifikowanym pracownikiem, a nie wykwalifikowanym bezrobotnym. Tu należy podkreślić, że przedsiębiorstwo nie może traktować szkoły jako dyskontu z pracownikami, z kolei edukacja nie powinna podchodzić do firmy jak do bankomatu dofinansowującego szkolnictwo. Najważniejsze jest patrzeć na wspólne dobro, gdyż wówczas uczelnie pozyskają doświadczenie z przemysłu, a z kolei przemysł – podstawy wiedzy z edukacji, które może wykorzystać dla przyszłych pracowników.

A co, jeśli nie będzie tej chęci do współpracy? Albo osób zainteresowanych podjęciem pracy, np. inżynierów? Czy zabraknie nam specjalistów w branży chemicznej czy energetyce?

Z pewnością system nauczania musi być prze wartościowy, musi też zostać stworzony nowy styl pracy. Sztuczna inteligencja wprowadzi pewne zmiany modelu biznesowego w przedsiębiorstwach i w związku z tym wielu pracowników stanie przed koniecznością przekwalifikowania się. Już dzisiaj AI w modelu predykcyjnym pozwala służbom UR na przewidywanie przyszłości, musimy się tylko nauczyć korzystać z tego narzędzia.

Czy natomiast zabraknie specjalistów? Zbliża się niż demograficzny, również coraz mniej osób decyduje się dziś na trudny zawód, jakim jest praca w dziale UR. Możemy mieć z tym problem.

To samo dotyczy podwykonawców.

Oczywiście, firmy które współpracują z największymi graczami na rynku mają te same problemy niezależnie od tego, czy są duże, czy małe. Kluczowa w przypadku tych drugich jest kwestia finansowa. Duże spółki mogą po prostu zapłacić swoim pracownikom więcej, a mniejsze – liczące się z kosztami – mniej, więc ich atrakcyjność spada.

Podkreśla pan rosnący problem z kadrami do działów UR. A jak widzi pan ogólnie kierunek rozwoju utrzymania ruchu w Polsce?

Przyszłość utrzymania ruchu jest moim zdaniem bardzo ciekawa.

Dlaczego?

Z tego względu, że szykuje się dużo zmian, które już dziś dostrzegam. Jeszcze do niedawna pracownicy służb UR byli głównie strażakami gaszącymi pożary, natomiast dziś to magowie, którzy przewidują przy-

szłość, wykorzystując ku temu odpowiednie narzędzia. Dalszy kierunek rozwoju to: digitalizacja, cyfryzacja, sztuczna inteligentna, umiejętne posługiwanie się narzędziami wspomagającymi prace UR.

Wielu obawia się sztucznej inteligencji, cyfryzacji... Jak AI wpłynie na UR?

Pozytywnie. Głęboko w to wierzę. Jest natomiast jeden warunek konieczny do spełnienia – budowanie świadomości. Poza tym istotne jest zdobywanie informacji, wiedzy, pełne posługiwanie się technologiami, a nie wykorzystywanie ich tylko na „pół gwizdka”. Musimy być aktywnymi obserwatorami, a najlepiej – kreatorami zmian technologicznych w przemyśle. Najgorsze, co możemy zrobić, to pozostać biernymi. Warto podkreślić, że już obecnie korzystamy ze sztucznej inteligencji w bardzo wielu dziedzinach, czasem nawet nie mając tego świadomości. Pamiętajmy jednak, że bez odpowiedniej edukacji i świadomości to technologia wykorzysta człowieka, a powinno być przecież odwrotnie.

”

Już dzisiaj sztuczna inteligencja w modelu predykcyjnym pozwala na przewidywanie przyszłości

Mówi pan „bez edukacji”, a co za tym idzie: „odpowiedniej kadry z najlepszymi kompetencjami”.

To chyba najważniejsze. Można poszukać dotacji albo pozyskać dofinansowanie na zakup algorytmu sztucznej inteligencji czy robotyzacji, ale kadra i kompetencje inżynierskie to największe wyzwanie. Wyzwanie, by je utrzymać, rozwijać, adaptować do zmieniającego się otoczenia przemysłowego. Cieszę się, że kluczowe w przemyśle osoby, które na co dzień pracują w UR i z którymi mam przyjemność się spotykać i rozmawiać, wskazują jako najmocniejsze ogniwo nie systemy, a właśnie ludzi. Jeśli będą oni „w centrum”, efektywnie wykorzystując dostępne narzędzia, to służby UR w następnych latach będą miały się dobrze.

*Rozmawiała Aleksandra Grądzka-Walasz,
redaktorka czasopisma „Kierunek Chemia”
i portalu kierunekchemia.pl*



fol. 123rf

INTELIGENTNA FABRYKA

Możliwości i wyzwania

Krzysztof Radziwon

partner, lider sektora produkcyjnego, Deloitte

Maciej Plebański

dyrektor ds. rozwoju sektora produkcyjnego, Deloitte

Koncepcja inteligentnej fabryki, opierającej się na zaawansowanych technologiach cyfrowych, robotyzacji, automatyzacji i integracji danych, wciąż ewoluuje, stając się źródłem zarówno nowych możliwości, jak i wyzwań, które należy przezwyciężyć.

W dzisiejszym pełnym wyzwań i możliwości świecie digitalizacja procesów produkcyjnych stanowi nieodłączny element przekształceń w sposób, w jaki firmy zarządzają swoimi operacjami, konkurują na rynku i dostarczają produkty i usługi swoim klientom.

Wdrożenie rozwiązań technologicznych to bardzo często kompleksowy proces wymagający zaangażowania zarówno środków finansowych, jak i zasobów ludzkich. Automatyzacja i robotyzacja procesów produkcyjnych mogą przynieść znaczne korzyści w postaci zwiększonej wydajności, obniżenia kosztów i poprawy

jakości produktów. Jednakże tego typu zmiany często wiążą się również z koniecznością przekształcenia kultury organizacyjnej, przekwalifikowania pracowników oraz dostosowania procedur i procesów pracy do nowych realiów.

Adaptacja do zmian

Internet Rzeczy (IoT) odgrywa istotną rolę w kontekście inteligentnych fabryk, umożliwiając integrację urządzeń, sensorów i systemów, co pozwala na monitorowanie i sterowanie procesami produkcyjnymi w czasie rzeczywistym. Postępująca integracja, wymiana danych między systemami za pośrednictwem sieci przewodowych i bezprzewodowych (w tym 5G) i ostatecznie zależność organizacji od systemów informatycznych niesie jednak ze sobą nie tylko korzyści, ale generuje również ryzyko operacyjne. Wiąże się ono chociażby z atakami cybernetycznymi, a w konsekwencji utratą poufności danych (np. receptury, technologie wytwarzania, nastawy maszyn) i integralności systemów, co wymaga skutecznych działań z zakresu cyberbezpieczeństwa.

Analitka danych oraz rozwijająca się w nieprawdopodobnym tempie sztuczna inteligencja otwierają nowe możliwości dla firm w zakresie zarządzania danymi, przewidywania trendów rynkowych i optymalizacji operacji produkcyjnych. Jednakże ich skuteczność może być ograniczona przez zachowania i postawę ludzi (opór), procesowe ograniczenia czy też inercję organizacyjną. Adaptacja pracowników do zmian w zakresie technologii i sposobów pracy może stanowić znaczne wyzwanie, zwłaszcza w przypadku firm o tradycyjnej strukturze organizacyjnej i kulturze pracy.

Kluczowym elementem sukcesu jest również odpowiedni dobór technologii oraz przeprowadzenie wstępnych testów i eksperymentów (*proof of concept* – PoC), które pozwolą na zidentyfikowanie najlepiej dopasowanych rozwiązań do potrzeb i celów organizacji. Wprowadzenie nowych technologii bez wcześniejszej analizy i planowania może prowadzić do straty czasu, pieniędzy i zasobów. W tym miejscu jednak konieczne jest dodatkowe słowo wyjaśnienia. Zwłaszcza w przypadku PoC, w odniesieniu do technologii takich jak AI (aczkolwiek trudno wymienić inne podobne), wybranie „niewłaściwego” materiału na PoC może doprowadzić do wyrzucenia za burtę całej technologii. Ostatecznie może to przynieść więcej szkód niż pożytku. W takich przypadkach warto rozważyć wybranie kilku równoległych pomysłów opierających się o tę samą technologię, grupę technologii czy podobny zestaw danych do realizacji. Przy podobnych nakładach można w takim przypadku przetestować kilka zastosowań.

Wyzwania związane z brakiem lub spójnością danych

W dzisiejszym świecie coraz bardziej skomplikowanej produkcji, integracja procesów produkcyjnych jest kluczowym elementem poprawy wydajności,

OBSZARY CYFROWEJ TRANSFORMACJI

Mówiąc o cyfrowych czy inteligentnych fabrykach, mamy na myśli przede wszystkim obszary takie jak:

1. Automatyzacja i robotyzacja: wprowadzenie robotów i zaawansowanych systemów automatyzacji może znacząco zwiększyć wydajność produkcji oraz obniżyć koszty pracy. Niebawem do tradycyjnych robotów przemysłowych dołączą również roboty humanoidalne.
2. Przemysłowy internet rzeczy (IIoT): integracja urządzeń i systemów dzięki internetowi rzeczy umożliwia monitorowanie i sterowanie procesami produkcyjnymi w czasie rzeczywistym. Chcielibyśmy zwrócić uwagę zwłaszcza na komponent związany z integracją urządzeń i systemów. Każde wykorzystanie danych pochodzących z linii produkcyjnych, sterowników czujników czy natywnych systemów sterujących maszynami będzie wymagało (co jest oczywiste, ale się o tym zapomina) zbudowania integracji pozwalającej komunikować się z poszczególnymi urządzeniami środowisku OT. Ten fundament jest czynnikiem higienicznym – niezbędnym do zastosowań związanych z monitorowaniem procesów produkcyjnych, zastosowań analitycznych czy wykorzystaniem sztucznej inteligencji.
3. Analitka danych: wykorzystanie zaawansowanych narzędzi analitycznych do przetwarzania i interpretacji danych pozwala na lepsze monitorowanie i zarządzanie procesami produkcyjnymi oraz podejmowanie bardziej trafnych decyzji biznesowych, chociażby w zakresie doboru optymalnych marszrut, sekwencji realizacji zamówień w kontekście wymaganych przebiegów itp.
4. Sztuczna inteligencja (AI): rozwój sztucznej inteligencji już teraz umożliwia automatyzację procesów decyzyjnych, prognozowanie trendów rynkowych oraz optymalizację operacji produkcyjnych. Ostatnie kilkanaście miesięcy to rewolucja związana z GenAI. Te modele językowe są warstwą pozwalającą przeciętnemu, wytrenowanemu użytkownikowi korzystać z potencjału sztucznej inteligencji.



efektywności i konkurencyjności. Mimo postępu technologicznego wciąż wiele firm nadal boryka się (albo nawet nie zaczęło borykać się) z wyzwaniami związanymi ze spójnością danych między środowiskami, co może prowadzić do opóźnień w procesach produkcyjnych, nieoptymalnych decyzji (choćby w zakresie wyboru marszrut), błędów i utraty przychodów. Zgodnie z zasadą „możesz zoptymalizować tylko to, co mierzysz” brak danych pomiarowych i analitycznych znacząco utrudnia skuteczne zarządzanie procesami produkcyjnymi (patrz punkt o budowaniu fundamentów – ramka).

Do najczęściej spotykanych problemów należą:

- Brak homogeniczności – wiele firm posiada różnorodne systemy IT i urządzenia produkcyjne, korzystające z różnych protokołów komunikacyjnych, rezultatem czego jest często brak spójności definicji danych między nimi, utrudniając integrację procesów i uzyskanie jednego spójnego obrazu rzeczywistości.
- Mnogość interfejsów – istnienie różnych standardów komunikacyjnych i interfejsów między

”

W obliczu szybkich zmian technologicznych, rosnącej konkurencji i wymagań rynkowych, firmy muszą stale dostosowywać się do nowych realiów

systemami sprawia, że wymiana danych może być trudna i czasochłonna.

- Opóźnienia (ang. *latency*) – z uwagi na „wiekowość” stosowanych w maszynach interfejsów firmy bardzo często otrzymują dane ze znacznym opóźnieniem, zwiększając konieczność ręcznej manipulacji danymi oraz konfiguracji systemów.
- Brak konwergencji IT/OT – podział infrastruktury na dwa niezależne obszary IT (*information technologies*) oraz OT (*operational technology*).

Rozwiązaniem wielu problemów związanych z komunikacją jest wdrożenie sieci kampusowych bazujących na rozwiązaniach 5G. Technologia ta oferuje niskie opóźnienia i wysoką przepustowość danych, co umożliwia szybką i płynną wymianę danych między różnymi systemami produkcyjnymi. Urządzenia produkcyjne mogą być bardziej mobilne, co ułatwia integrację procesów produkcyjnych i zapewnia większą elastyczność w zarządzaniu produkcją. Dodatkowo łączność 5G wspiera rozwój Internetu Rzeczy (IoT), pozwalając na połączenie większej liczby urządzeń produkcyjnych i zbieranie danych w czasie rzeczywistym. Szybka i niezawodna łączność stwarza możliwości dla rozwoju zaawansowanej automatyzacji w produkcji, co może zmniejszyć błędy i zwiększyć efektywność.

Utrzymanie ruchu w firmach produkcyjnych: analiza, wyzwania, trendy

W dzisiejszym dynamicznym świecie, firmy stoją przed nieustannymi wyzwaniami w utrzymaniu sprawnego i efektywnego procesu produkcyjnego. Zarządzanie utrzymaniem ruchu, czyli Maintenance, Repair and Operations (MRO), to kluczowy element sukcesu w tych organizacjach. Jednak, w obliczu szybkich zmian technologicznych, rosnącej konkurencji i wymagań rynkowych, firmy muszą stale dostosowywać się do nowych realiów, podejmując innowacyjne działania.

Głównymi wyzwaniami są przede wszystkim:

- starzejąca się infrastruktura – wiele firm produkcyjnych boryka się z problemem starzejącego się parku maszynowego („stary” może mieć skrajnie

ŚWIATY, KTÓRE SIĘ PRZENIKAJĄ

Digitalizacja procesów w zakładach produkcyjnych ma dwie twarze: twarz świata IT oraz świata OT. Za tę pierwszą od zawsze odpowiadali inżynierowie związani z produkcją i UR, za drugą – szeroko rozumiany „biznes” i IT



fot. 123rf

różne definicje w zależności od branży), co może prowadzić do wzrostu awaryjności maszyn i spadku wydajności produkcji.

- Koszty utrzymania – koszty związane z utrzymaniem ruchu mogą być znaczące, zwłaszcza jeśli firma posiada duży park maszynowy wymagający regularnej konserwacji i napraw – w szczególności, jeżeli działalność jest rozproszona geograficznie, nie pozwalając na korzystanie z jednego zespołu utrzymania ruchu.
- Brak wykwalifikowanych pracowników – rozwój technologiczny wymaga kadry z umiejętnościami zarówno mechanicznymi, jak i informatycznymi, co może być trudne do pogodzenia na obecnym rynku pracy.

Rosnąca świadomość zarządzających firmami produkcyjnymi oraz rozwój technologiczny sprzyjają wdrażaniu nowoczesnych rozwiązań w utrzymaniu ruchu, kładąc nacisk między innymi na:

- wykorzystanie danych generowanych przez sensory i systemy monitorowania maszyn do prognozowania awarii oraz optymalizacji harmonogramów konserwacji;
- przejście z reaktywnej gospodarki remontowej maszyn do strategii opierającej się na danych i przewidywalności, dzięki czemu w znacznie większym stopniu możliwe jest unikanie nieplanowanych, a tym samym zdecydowanie bardziej kosztownych przestojów produkcyjnych (gospodarka remontowa bazująca na faktycznym, mierzonym stanie zużycia lub o przewidywaniu awarii [„state based” lub „predictive” maintenance]);
- wprowadzenie technologii automatyzacji i sztucznej inteligencji do procesów utrzymania ruchu, umożliwiające szybsze wykrywanie problemów i podejmowanie bardziej efektywnych działań naprawczych,
- wykorzystanie koncepcji Industry 4.0 do transformacji procesów utrzymania ruchu poprzez integrację danych, cyfryzację procesów oraz rozwój inteligentnych systemów wspomagających decyzje.

W utrzymaniu ruchu w firmach produkcyjnych niezmiennie pojawiają się wyzwania, jednak oręż, jakim dysponują firmy: nowoczesne technologie, innowacyjne podejście do tradycyjnych procesów, umożliwiają skuteczne zarządzanie infrastrukturą produkcyjną, minimalizowanie kosztów i zapewnienie ciągłości operacyjnej. Wprowadzenie strategii opierających się na danych, automatyzacji i sztucznej inteligencji pozwoli firmom przekształcić zespoły utrzymania ruchu z centrów kosztu w strategiczne narzędzia wspierające osiąganie celów biznesowych.

Inteligentna fabryka

Idea inteligentnej fabryki, bazującej na zaawansowanych technologiach cyfrowych i automatyzacji, od

NIECHĘĆ DO NOWINEK TECHNOLOGICZNYCH



fol. Deloitte

– W organizacjach inwestujących w technologię problemem nie jest często brak funduszy, a trudność przebicia się z przekazem z poziomu produkcji do decydentów. Drugi czynnik to niechęć sporej części osób odpowiedzialnych za produkcję do nowinek technologicznych i podejście „znam mój zakład najlepiej i wiem, co jest potrzebne”. I o ile automatyzacja i robotyzacja stały się chlebem powszednim, o tyle wykorzystanie platform serwisowych jako systemów CMMS/MRO, zaawansowanej analityki czy możliwości, jakie daje uczenie maszynowe, ciągle jeszcze raczkuje – zaznacza **Maciej Plebański**, dyrektor ds. rozwoju sektora produkcyjnego firmy Deloitte.

lat budzi wielkie oczekiwania i nadzieję na poprawę wydajności, jakości i elastyczności produkcji. Mimo postępów technologicznych nadal istnieją tu jednak liczne wyzwania i zagrożenia związane z realizacją tego konceptu.

1. Koszty bezpośrednie: przede wszystkim wdrożenie koncepcji inteligentnych fabryk wymaga nakładów inwestycyjnych i to znaczących. Zwłaszcza na początku, kiedy w istniejących fabrykach budowane są fundamenty, o których pisaliśmy wcześniej. Zapewnienie integracji i wymiany danych będące podstawą wszystkich dalszych procesów transformacyjnych jest kosztowne, ale samo w sobie nie przynosi korzyści. Dopiero umiejętne wykorzystanie tych podwalin pozwala na prawdziwą transformację.
2. Koszty alternatywne: niezrealizowanie transformacji w kierunku inteligentnej fabryki może prowadzić (w przypadku, kiedy konkurencja pójdzie tą drogą, albo już tam idzie) do utraty konkurencyjności, relatywnego spadku wydajności i trudności w utrzymaniu rynkowej pozycji.

3. Bezpieczeństwo cybernetyczne (cybersecurity): jak wspominaliśmy, postępująca integracja, wymiana danych między systemami i rosnąca zależność organizacji od systemów informatycznych niesie ze sobą nie tylko korzyści, ale generuje również ryzyko operacyjne związane z bezpieczeństwem wykorzystywanych technologii.
4. Adaptacja i akceptacja pracowników: wprowadzenie automatyzacji i robotyzacji może wymagać przekwalifikowania lub przeszkolenia pracowników, co może spotkać się z oporem ze strony załogi.

Z tymi wyzwaniem wiąże się również konkretne szanse:

1. Zwiększona wydajność i efektywność: inteligentna fabryka pozwala na optymalizację procesów produkcyjnych, eliminując straty czasu i zasobów oraz zwiększając efektywność operacyjną.
2. Poprawa jakości: wykorzystanie zaawansowanych technologii pozwala na lepszą kontrolę jakości produktów poprzez monitorowanie i analizę danych w czasie rzeczywistym.
3. Elastyczność produkcyjna: inteligentne fabryki są bardziej elastyczne i zdolne do szybkiego reagowania (szybkie przebrojenia) na zmiany w zapotrze-

bowaniu rynkowym oraz dostosowywania się do indywidualnych potrzeb klientów.

4. Innowacyjność: stworzenie inteligentnej fabryki może pobudzić innowacje w firmie poprzez wprowadzenie nowych technologii i procesów produkcyjnych.

Digitalizacja procesów w firmach produkcyjnych ma dwie twarze: twarz świata IT oraz świata OT. Za tę pierwszą od zawsze odpowiadali inżynierowie związani z produkcją i utrzymaniem ruchu oraz automatycy. Za drugą – szeroko rozumiany „biznes” i IT. Z biegiem czasu te dwa światy coraz bardziej się przenikają. Nie ma jednego spójnego wzorca pokazującego, jak przebiega linia demarkacyjna między tymi obszarami. Jest grupa przedsiębiorstw, w których linia między IT i OT jest umowna i mało widoczna. Są też takie, gdzie rozdział między funkcjami odpowiedzialnymi za te obszary jest niezwykle wyraźny. Co więcej, w wielu grupach, które rozwijały się przez akwizycje, ten obraz nie jest spójny i różni się między podmiotami.

”

Wprowadzenie nowych technologii bez wcześniejszej analizy i planowania może prowadzić do straty czasu, pieniędzy i zasobów

NIE MA ODWROTU



fol. Deloitte

– Od cyfryzacji procesów produkcyjnych, wykorzystania danych, jakie można gromadzić między innymi z kontrolerów, czujników, systemów SCADA, natywnych systemów sterowania liniami produkcyjnymi w sprawniejszym procesie podejmowania decyzji – nie ma odwrotu – podkreśla **Krzysztof Radziwon**, partner i lider sektora produkcyjnego z Deloitte.

Co znamienne, dużo szybciej w organizacjach powstających poprzez łączenie podmiotów przebiega integracja obszaru IT. OT pozostaje często niezmiennie jeszcze przez wiele lat, co tłumaczone jest (poniekąd zrozumiale) różnicami w parku maszynowym. Co stoi na przeszkodzie wprowadzenia spójnych standardów w zakresie zarządzania procesami produkcyjnymi i parkiem maszynowym? Na integrację obszaru IT – systemy CRM/ERP/HR itp. – przeznaczane są znaczące nakłady inwestycyjne. OT? Cóż, tu bywa różnie. O ile wiele przedsiębiorstw dąży do ujednolicenia systemów ERP czy np. systemów zarządzania usługami IT, wpisując to w swoje strategie IT, nie jest to już tak oczywiste w obszarze OT.

Standaryzacja między zakładami produkcyjnymi systemów z pogranicza IT i OT, takich jak systemy klasy MES czy CMMS, nie jest łatwa. Popatrzmy trochę „przewrotnie” na środowiska IT i OT. Na systemy wspomagające zarządzanie usługami i świadczenia usług IT wydawane są znaczące fundusze, gdy dla odmiany systemy ekwiwalentne w świecie linii produkcyjnych, wspomagające proces utrzymania ruchu, traktowane są „po macoszemu”. Biorąc pod uwagę fakt, że mówimy o firmach, których sercem jest produkcja, może się to wydawać zaskakujące. ■



**HERMANN AURUM
PUMPEN**

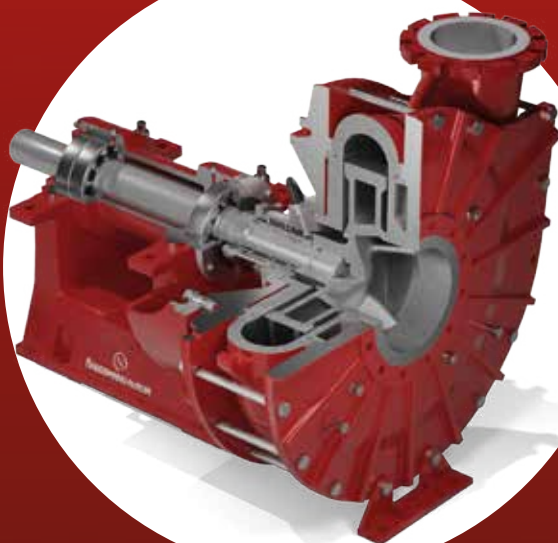
**Wtłaczamy jakość
do Twojego
procesu.**



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



WIRNIKI Z ŁOPATKĄ DZIELONĄ

jako metoda udoskonalenia
wolnobieżnych pomp wirowych

mgr inż. Aneta Nycz
dr hab. inż. Janusz Skrzypacz
dr inż. Przemysław Szulc

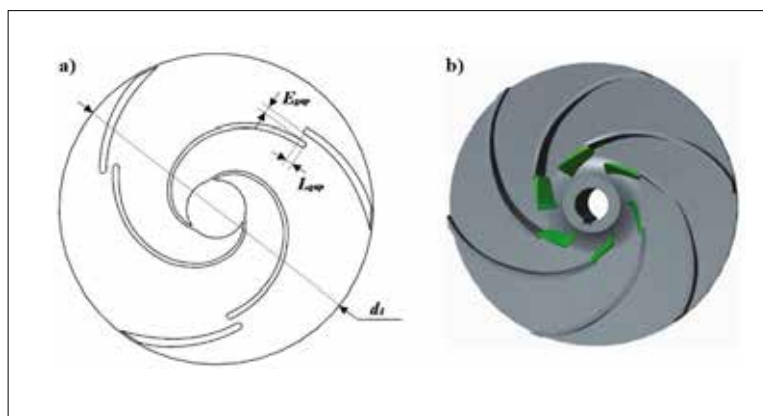
Katedra Inżynierii Konwersji Energii, Wydział Mechaniczno-Energetyczny,
Politechnika Wrocławska

Badania nad modyfikacjami łopatek wirników, np. poprzez dodanie szczelin, dowodzą, że możliwe jest zwiększanie efektywności energetycznej oraz wydajności pomp wirowych o niskich wyróżnikach szybkobieżności. Przeprowadzone badania potwierdzają celowość kontynuacji prac nad tego typu wirnikami.

Pompy, będące kluczowym elementem systemów pompowych, odgrywają istotną rolę w funkcjonowaniu współczesnego świata. Nie ma wątpliwości, że ich sprawna i niezawodna praca, cechująca się niskim zużyciem energii i minimalnymi wymaganiami w zakresie obsługi, ma kluczowe znaczenie dla realizacji wielu procesów przemysłowych. Szczególnie dotyczy to branż takich jak petrochemia, górnictwo czy energetyka, gdzie awaria pomp może skutkować zagrożeniem dla zdrowia ludzi oraz poważnymi stratami finansowymi. Choć opinie na temat ich udziału w zużyciu energii elektrycznej są zróżnicowane (10%-30%), jest on niewątpliwie znaczący.

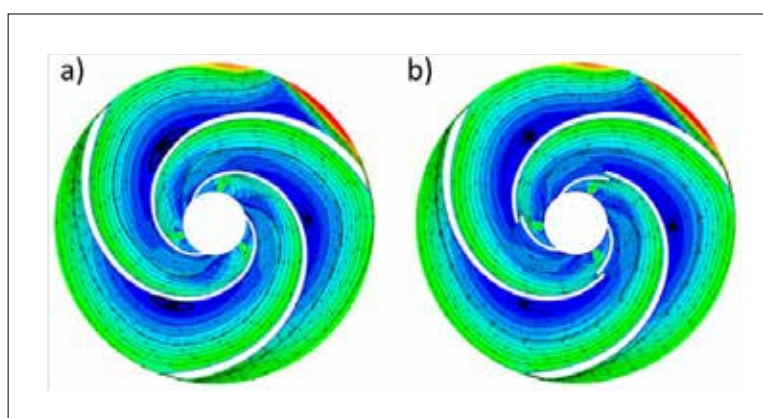
Idea działania pomp wirowych sięga roku 1687, kiedy to francuski inżynier Denis Papin skonstruował prostą pompę wirową, której wirnik został wyposażony w łopatki promieniowe. Pompa Papina doczekała się swojej materialnej realizacji w 1705 roku [1-3], a dalszy jej rozwój przyspieszył w trakcie drugiej rewolucji przemysłowej, co związane było z dostępnością napędów szybkoobrotowych. Przez przeszło 300 lat pompa odśrodkowa była udoskonalana i dzisiaj może się wydawać,

fot. zasoby własne autora



RYS. 1

Budowa wirnika typu: a) groove drainage blade, b) gap drainage blade [4, 5]



RYS. 2

Rozkład prędkości w wirniku: a) bez szczeliny, b) ze szczeliną [6]

że osiągnęła granice swojego rozwoju w zakresie parametrów pracy, a w szczególności sprawności. Nasuwa się jednak pytanie, czy możliwy jest dalszy rozwój konstrukcji elementów przepływowych pompy (wirnik + element odprowadzenia cieczy), w celu uzyskiwania coraz doskonalszych maszyn z energetycznego punktu widzenia?

Szczeliny w łopatkach pomp

Okazuje się, że taką konstrukcją może być wirnik pompy odśrodkowej, w którym zastosowano

szczelinę w łopatkce (rys. 1) [4-5]. Takie rozwiązanie może potencjalnie obniżyć straty, a zatem wpłynąć na poprawę parametrów pracy [4-6], szczególnie w przypadku maszyn wolnobieżnych, dla których kinematyczny wyróżnik szybkobieżności jest mniejszy od 15 ($n_q < 15$).

Badania nad nowymi konstrukcjami pomp o niskich wyróżnikach szybkobieżności pozwoliły na opracowanie dwóch rozwiązań wirników: *groove drainage blade* oraz *gap drainage blade* [4, 5]. Przedstawiono je na rys. 1. W pierwszym przypadku konstrukcja polega na wykonaniu szczeliny pomiędzy stroną czynną i bierną łopatki (rys. 1a), a rozwiązanie drugie obejmuje cofnięcie krawędzi natarcia łopatki głównej oraz dodanie krótkiej „przedłopatki” tworzącej szczelinę (rys. 1b).

Analiza literatury [4, 5] wskazuje, że wprowadzenie łopatek dzielonych poprawia sprawność pompy. Zredukowane zostaje zawirowanie w pobliżu krawędzi czynnej łopatek, co usprawnia przepływ cieczy w kanale międzyłopatkowym i sprzyja uzyskaniu korzystniejszych parametrów pracy (rys. 2) [6]. Kluczowe jest dostosowanie wymiarów szczeliny do rozmiaru pompy, aby uniknąć negatywnego wpływu na jej parametry pracy.

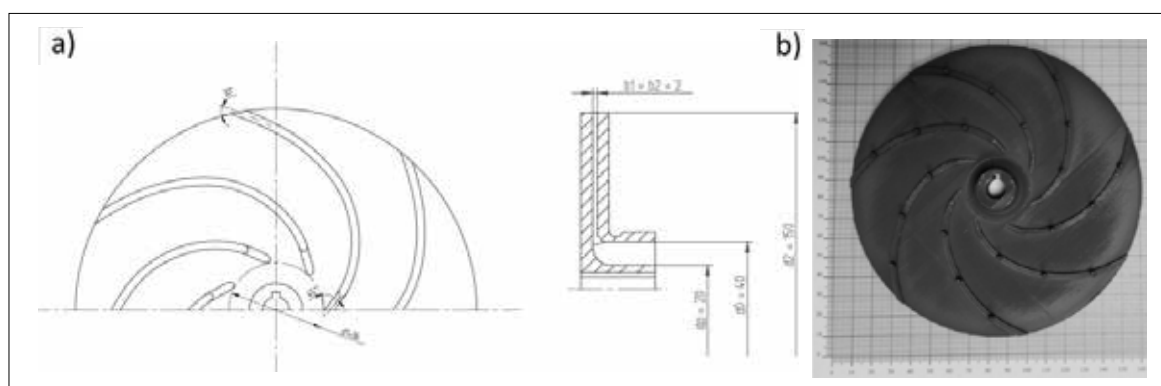
W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań doświadczalnych mających na celu określenie sensowności stosowania wirników odśrodkowych z łopatkami dzielonymi oraz wstępne rozpoznanie zjawisk przepływowych występujących w takich konstrukcjach. Jako główną metodę badawczą wykorzystano pomiary energetyczne wirników pomp na specjalistycznym stanowisku, natomiast wirniki wytwarzano technologiami przyrostowymi.

Obiekt badań

Obiektem badań był wirnik odśrodkowy, przedstawiony na rys. 3, którego wymiary charakterystyczne i parametry pracy pokazano w tab. 1. Został on zaprojektowany z łopatką ciągłą, bez szczelin, i stanowił punkt odniesienia w dalszych pracach.

Następnie wirnik został wykonany metodą druku 3D (rys. 3b i rys. 5). Jego charakterystyki energetyczne zmierzono na stanowisku pomiarowym, którego

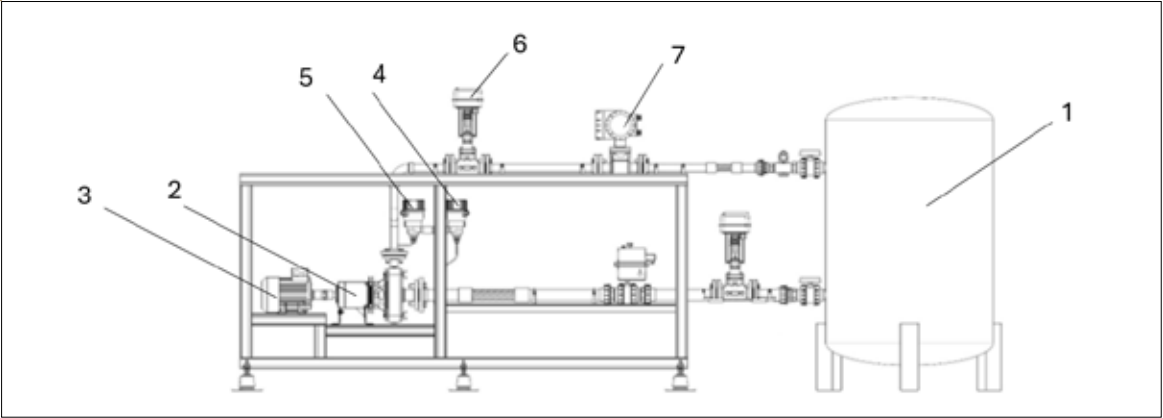
RYS. 3
Wirnik bazowy:
a) wymiary charakterystyczne,
b) model wykonany metodą druku 3D



TAB. 1
Parametry pracy i wymiary charakterystyczne wirnika bazowego

Nr	Parametr geometryczny / parametr pracy	Wartość
1.	Liczba łopatek, [z]	7
2.	Średnica wirnika – [d ₂ , mm]	150
3.	Średnica wlotowa – [d ₁ , mm]	36
4.	Średnica piasty – [d _p , mm]	20
5.	Kąt wlotowy łopatki – [β ₁ , °]	45
6.	Kąt wylotowy łopatki – [β ₂ , °]	30
7.	Wyróżnik szybkobieżności – [n _q]	13
8.	Wysokość podnoszenia (opt.) – [H, m]	21,0
9.	Wydajność (opt.) – [Q, m³/h]	6,8
10.	Sprawność (opt.) – [η, %]	39,5

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



TAB. 2
Analizowane geometrie wirników

Oznacz.	Geometria szczeliny	Uwagi
W0	Wirnik referencyjny (bazowy)	R_{gap} – promień, na którym zlokalizowana jest szczelina, E_{gap} – odległość między szkieletowymi składowych części łopatki lub średnica okręgu wpisanego między dwie części łopatki, którego środek leży na szkieletowej, L_{gap} – odległość pomiędzy promieniami cięcia i początku łopatki (R_{gap1}-R_{gap2}).
W1	Wirnik ze szczeliną, $R_{gap} = 50\text{ mm}$, $E_{gap} = 2,5\text{ mm}$	
W2	Wirnik ze szczeliną, $R_{gap} = 30\text{ mm}$, $E_{gap} = 8\text{ mm}$, $L_{gap} = 5\text{ mm}$	
W3	Wirnik ze szczeliną, $R_{gap} = 38\text{ mm}$, $E_{gap} = 10\text{ mm}$, $L_{gap} = 8\text{ mm}$	
W4	Wirnik ze szczeliną, $R_{gap} = 50,4\text{ mm}$, $E_{gap} = 3,7\text{ mm}$	

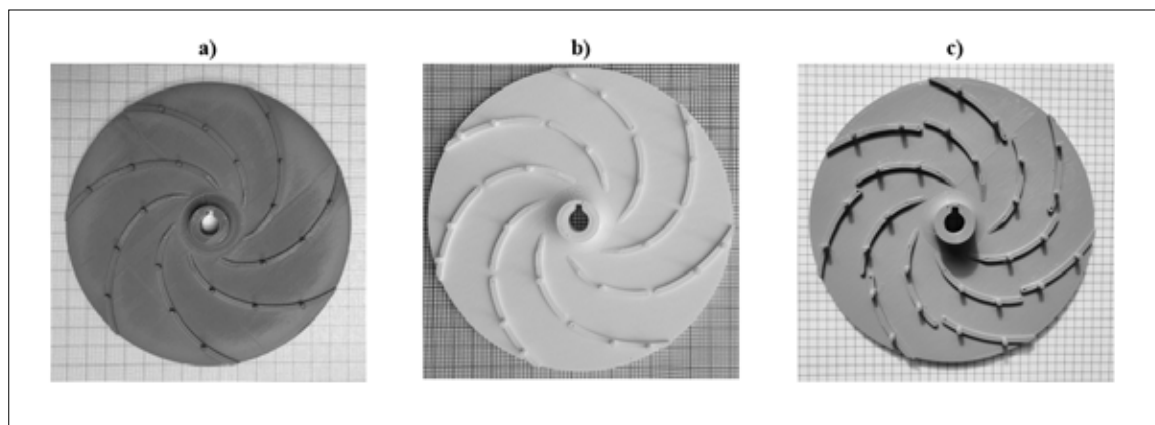
schemat przedstawiono na rys. 4. Przeprowadzono je zgodnie z normą ISO 9906.

W kolejnym kroku zmodyfikowano wirnik bazowy dodając szczeliny w łopatkach w różnej konfiguracji – szczegóły wariantów przedstawiono w tab. 2. Wirniki we wszystkich opcjach zostały wykonane metodą druku 3D (rys. 5), a następnie zbadane na stanowisku pomiarowym.

”
Analiza literatury wskazuje, że wprowadzenie łopatek dzielonych poprawia sprawność pompy

Rezultaty badań

Wyniki w postaci charakterystyk energetycznych przedstawiono na rys. 6-8. Analiza otrzymanych charakterystyk przepływu $H=f(Q)$ (rys. 6) pozwala stwier-



RYS. 5
Wirniki: bazowy (a), ze szczeliną na długości łopatek (b), wskutek przesunięcia w stronę bierną łopatek (c)

dzić, że zastosowanie szczeliny w łopatkach wirnika (W1, W4) może mieć pozytywny wpływ na zwiększenie wysokości podnoszenia pompy. Jednak w przypadku wirników (W2, W3) zauważalny jest odwrotny charakter zmian. Można więc sformułować wniosek, że stosowanie szczelin w łopatkach wirnika odśrodkowego wymaga dogłębnego zrozumienia i poznania zjawisk przepływowych towarzyszących takiemu rozwiązaniu, gdyż nieumiejętne zastosowanie szczeliny będzie skutkowało

pogorszeniem parametrów pracy zamiast ich poprawą. Zauważono także, że otrzymane charakterystyki wysokości podnoszenia wirników W1 oraz W4 są mniej strome od krzywej wysokości wirnika bazowego (W0).

Porównując charakterystyki sprawności $\eta=f(Q)$ (rys. 7) zauważono, że nie każdy wariant wirnika ze szczeliną charakteryzuje się większymi sprawnościami niż wirnik bazowy, co jest szczególnie widoczne dla wydajności większych od ok. 4 m³/h (W2, W3). Nato-

Reklama

TWARDY ZAWODNIK, SZEROKIE MOŻLIWOŚCI

- Pompy rotacyjne i systemy pompowe
- Maceratory i rozdrabniacze
- Profesjonalny serwis i doradztwo



Vogelsang Polska

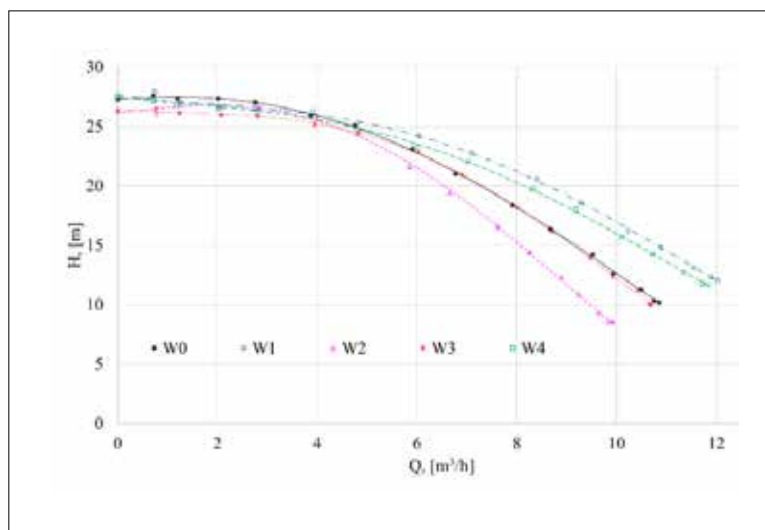
al. San Francisco 9, 55-020 Rzeplin
tel: 71 798 95 80

poland@vogelsang.info

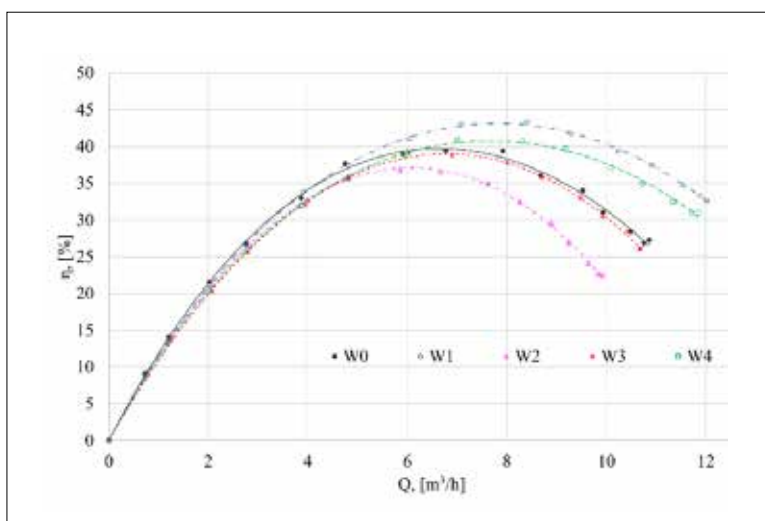
www.vogelsang.info

VOGELSANG – LEADING IN TECHNOLOGY

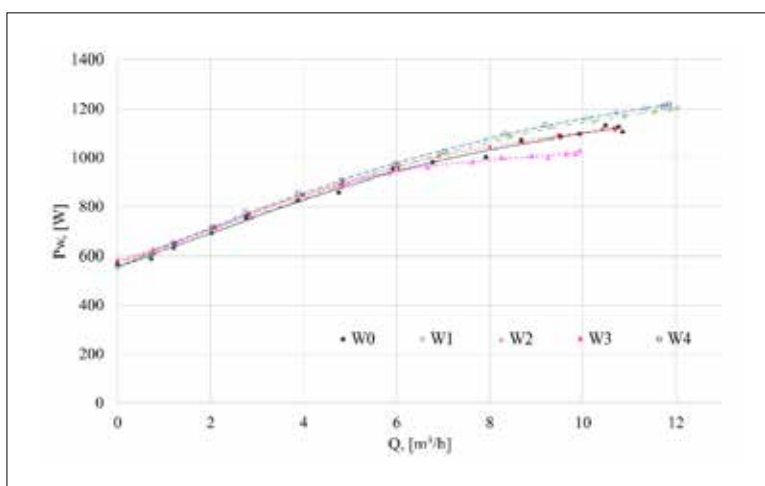




RYS. 6
Wysokość podnoszenia w funkcji wydajności



RYS. 7
Sprawność pompy w funkcji wydajności



RYS. 8
Moc na wale pompy w funkcji wydajności

miast w przypadku wirników W1 oraz W4 zaobserwowano wzrost sprawności wynoszący kolejno około 4% i 2% dla wydajności optymalnej. Dla wirników W1 oraz W4 punkt optymalny przesunął się w kierunku wyższych wydajności (z ok. 11 m³/h do 12 m³/h), a pagórek sprawności stał się bardziej płaski.

Pomimo wysokiego poziomu doskonałości konstrukcyjnej pomp wirowych wciąż istnieje przestrzeń na innowacje i dalsze ich ulepszanie. Badania nad modyfikacjami łopatek wirników, np. poprzez dodanie szczelin, dowodzą, że możliwe jest zwiększanie efektywności energetycznej oraz wydajności pomp wirowych o niskich wyróżnikach szybkoobrotowości.

”

Nie każdy wariant wirnika ze szczeliną charakteryzuje się większymi sprawnościami niż wirnik bazowy

Przeprowadzone badania potwierdzają celowość kontynuacji prac nad tego typu wirnikami. Wyniki wskazują, że dokładniejsze poznanie zjawisk przepływowych może pozwolić na opracowanie wytycznych, które ułatwią projektowanie wirników o lepszych parametrach energetycznych. Dzięki temu będzie możliwe osiągnięcie jeszcze wyższych sprawności i wysokości podnoszenia pomp wolnobieżnych, co ma szczególne znaczenie w zastosowaniach wymagających dużego ciśnienia przy niskiej wydajności, a także w aspektach ekonomicznych. Aktualnie badania wpływu szczeliny w łopatkach wirnika na parametry pracy pomp wolnobieżnych są prowadzone w ramach doktoratu na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym Politechniki Wrocławskiej.

Literatura

- [1] Tuzson J., Centrifugal Pump Design and Performance, John Wiley & Sons, 2000.
- [2] Wright T., Fluid Machinery: Performance, Analysis, and Design, CRC Press, 1999.
- [3] Usher A. P., A History of Mechanical Inventions, Harvard University Press, 1954.
- [4] Wei Y., Yang Y., Zhou L., Jiang L., Shi W., Huang G., Influence of Impeller Gap Drainage Width on the Performance of Low Specific Speed Centrifugal Pump, Journal of Marine Science and Engineering 2021.
- [5] Chen H., Jian W., Wei P., Impellers of low specific speed centrifugal pump based on the draughting technology, Earth and Environmental Science, nr 12, 2010.
- [6] Chen H., He J., Liu C., Design and experiment of the centrifugal pump impellers with twisted inlet vice blades, Journal of Hydrodynamics, Ser. B, nr 29(6), pp. 1085-1088, 1085-1088 2017. ■



KOMPLEKSOWE ROZWIĄZANIA POMPOWE OD A DO Z

**Zatapiamy problemy
Wydobywamy 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
Przezwajanie silników
Remonty pomp
Diagnostyka



fot. 123rf

POMPY: DRGANIA SKRĘTNE

dr inż. Ryszard Nowicki

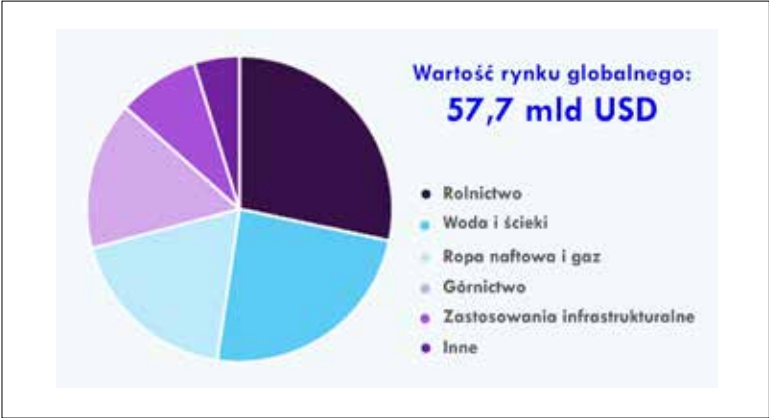
niezależny ekspert w zakresie systemów zabezpieczania maszyn i urządzeń, diagnostyki stanu technicznego maszyn oraz systemów wspomagania UR na poziomie przedsiębiorstwa i koncernu

Drgania skrętne są szczególnie groźne dla maszyn, bowiem charakteryzują się znacznie mniejszym tłumieniem materiałowym niż inne rodzaje drgań. Jakie są ich przyczyny? Jak wpływają na agregaty pompowe o wybranych konstrukcjach?

Na rys. 1 [1] pokazano udział głównych branż w rynku pomp. Szacuje się, że w roku 2023 kategoria pomp odśrodkowych dominowała i odnotowała przychód stanowiący 66,9% całego rynku pompowego. Mimo że segment O&G (Oil and Gas) klasyfikował się dopiero na trzecim miejscu globalnie (18,5% udziału), to ze względu na ważność pomp dla

tego sektora oraz różnego typu poważne zagrożenia, z którymi wiąże się tu produkcja, ma on dominujący wkład w tworzenie dokumentów normalizacyjnych.

Projektowanie pomp wymaga coraz większej staranności. I tak np. projektując wał pompy w pierwszej kolejności należy kierować się trzema następującymi kryteriami [2]: (i) materiałowym, obligującym do

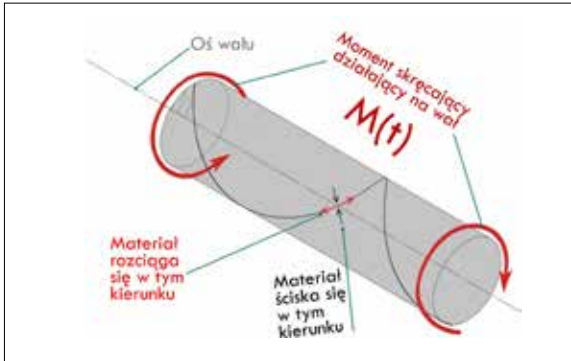


stosowania materiału antykorozyjnego; (ii) dynamicznym, minimalizującym możliwość destrukcji powodowanej przez drgania skrętne; (iii) statycznym, ograniczającym zagrożenie wygięcia wału w konsekwencji naprężeń skrętnych.

Moment skręcający i jego skutek

Przekazywaniu momentu napędowego z silnika na pompę towarzyszy skręcenie wału, tak jak to pokazano na rys. 2.

Zaprezentowany tam moment $M(t)$ może być (i) stały w czasie, (ii) quasi-statyczny (np. z przyczyn zmiany parametrów procesowych) lub (iii) podlegać szybkim oscylacjom wokół wartości stałej. Charakter oscylacji będzie w zasadniczy sposób rzutował na szybkość koncentracji naprężeń w wałach oraz



RYS. 2
Deformacja wału spowodowana przekazywaniem napędu z silnika na pompę



RYS. 3
Częściowa dezintegracja wału pompy



RYS. 4
Całkowita dezintegracja wału pompy spowodowana drganiami skrętnymi

w łączącym je sprzęgle. Cykliczne skrętne obciążenie materiału (zgodnie z pokazaną na rysunku krzywą deformacji) doprowadzi w pewnym momencie do takiej koncentracji naprężeń, że zainicjuje się proces pęknięcia, a następnie jego propagacji.

Na rys. 3 pokazano pęknięcie wału pompy, wzdłuż którego poprowadzono czteroosinkową łamaną oraz strzałkami pokazano kierunek propagacji pęknięcia poprzeczny i poosiowy. W odróżnieniu od sytuacji zilustrowanej na rys. 2, gdzie na całej długości wał charakteryzował się tym samym przekrojem czynnym, wał pokazany na rys. 3 na kierunku poosiowym cechuje się nieznacznym ich zróżnicowaniem.

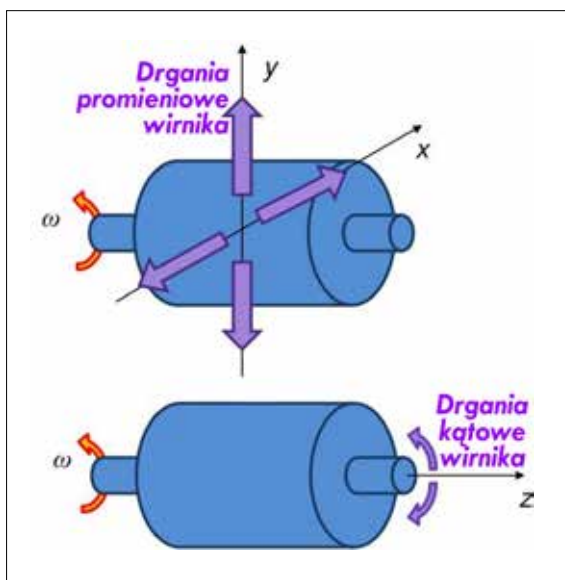
Przeanalizujemy kąty δ^1 między odcinkami krzywej łamanej a poprzeczną osią kierunku pęknięcia. Kąt δ_a jest największy i daje podstawę do stwierdzenia, że jeszcze przed inicjacją pęknięcia coś spowodowało lokalne osłabienie i pęknięcie zaczęło się rozwijać w dół na kierunku odcinka (a). Po zmianie przekroju (tzn. na odcinku (b)) kąt skręcenia δ_b jest mniejszy, bowiem czynny przekrój poprzeczny był największy. Rowek wpustowy powoduje zmniejszenie przekroju poprzecznego wału, a więc na jego szerokości skręcenie, pod działaniem tego samego momentu, będzie nieco większe i z tego względu kąt $\delta_c > \delta_b$. Dochodzimy do odcinka d. Na jego długości czynny przekrój wału jest podobny do tego, jaki był na odcinku b i można zauważyć, że δ_d jest w przybliżeniu równy kątowi δ_b .

Na rys. 4 pokazano część wału pompy po całkowitej dezintegracji [3]. Kąt dezintegracji wału (przełom skośny, a nieprostopadły do osi wału) wskazuje na drgania skrętne jako przyczynę destrukcji.

Drgania pomp

Problematyka utrzymania ruchu (UR) wiąże się nierozzerwalnie z dynamiką pracy majątku produk-

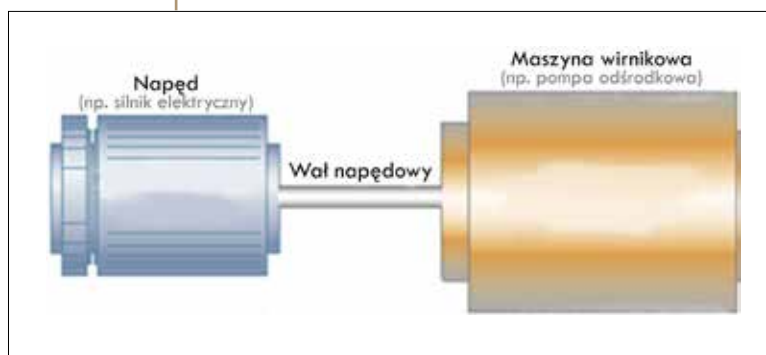
RYS. 5
Zróżnicowanie
drgań wirnika



cyjnego. Im drgania są większe, tym częstotliwość remontów maszyn i urządzeń wzrasta. O poziomie drgań decyduje stan techniczny maszyny (tzn. zmienność sił i momentów wymuszających) oraz jej cechy konstrukcyjne, a w przypadku pomp także odległość punktu pracy od punktu pracy odpowiadającego najlepszej sprawności. Drgania wzrastają, jeśli częstotliwość wymuszeń pokrywa się lub jest bliska którejś częstotliwości rezonansowej (nie tylko pompy, ale także połączonej z nią instalacji). Zwiększone drgania zawsze powodują przyspieszoną destrukcję pompy.

Kiedy poruszane jest zagadnienie drgań pomp, to w pierwszej kolejności myślenie ukierunkowuje się na drgania (sejsmiczne) węzłów łożyskowych i jest to jak najbardziej słuszny kierunek myślenia dla agregatów pompowych² łożyskowanych tocznie [4]. W przypadku pomp łożyskowanych ślizgowo w pierwszej kolejności winny być mierzone drgania względne wirnika. W obu przypadkach są one wywoływane ruchem wirnika – bezpośrednio, lub za przyczyną przepływającego przez pompę płynu. W górnej części rys. 5 pokazano promieniowe drgania wirnika. W przypadku ważniejszych agregatów pompowych drgania te podlegają monitorowaniu, bowiem dostarczają cennej informacji o ich stanie technicznym. Jeśli pomiary

RYS. 6
Agregat
z jednym
ciągiem wirników



są realizowane w trybie ciągłym to na ogół podlegają włączeniu do systemu zabezpieczeń.

Wszystkie wały wirujące podlegają w jakimś stopniu również drganiom skrętnym – tak jak to pokazano w dolnej części rys. 5. Drgania skrętne są składową dynamiczną prędkości obrotowej (która w skrajnym przypadku może być... zerowa). Praca przy częstotliwości drgań skrętnych będzie prowadzić do awarii wału i/lub sprzęgła. Dokonując pomiaru prędkości obrotowej wału można np. w niektórych fazach rozbiegu zauważyć duże odchylenia prędkości obrotowej od prędkości średniej. Jest to spowodowane przez drgania kątowe, a te „niektóre fazy” wynikają z przekraczania naturalnej częstotliwości drgań skrętnych wirnika. Pojawieniu się drgań skrętnych niekoniecznie musi towarzyszyć wzrost drgań poprzecznych. W maszynach z jednym ciągiem wirników (tak jak pokazano na schemacie na rys. 6 oraz rys. 7) nie musi pojawić się zauważalny wzrost hałasu towarzyszący typowo procesom prowadzącym do utraty integralności mechanicznej, natomiast z dużym prawdopodobieństwem wystąpi on w przypadku agregatu z przekładnią zębatą (jak widać na rys. 8) – występuje „dzwonienie” przekładni powodowane przez uderzanie zębów o siebie przemiennie, tzn. obydwostronami.

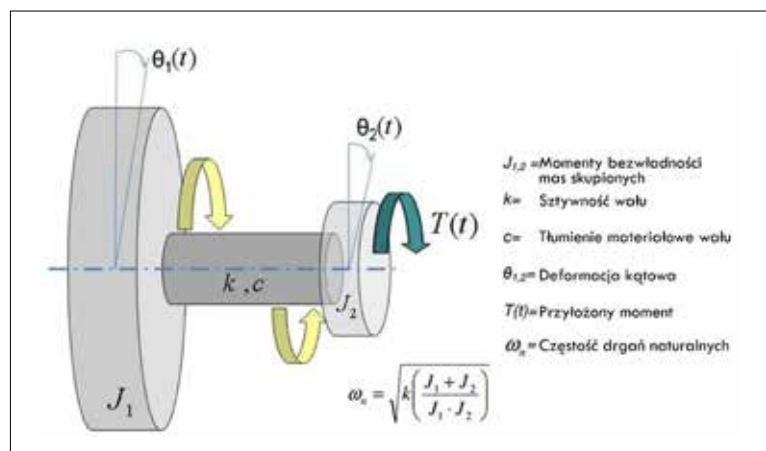
Należy mieć pewność, że wszystkie częstotliwości własne drgań skrętnych systemu wirnikowego są wystarczająco oddalone od częstotliwości wzbudzenia dla obszaru obrotów roboczych, lub – jeśli są jemu bliskie – posiadają wystarczająco wysokie tłumienie. Agregaty pompowe charakteryzują się bardzo zróżnicowanymi konstrukcjami, które w różnym stopniu są podatne na pojawianie się drgań skrętnych. Jeśli ma miejsce podatność, prowadzi ona do pojawienia się problemów ruchowych.

Drgania skrętne

Drgania skrętne to oscylacyjne odkształcenie kątowe (czyli swobodne skręcanie dynamiczne) obracającego się układu wirników, co najmniej dwumasowego, jak pokazano modelowo na rys. 7³. Drgania skrętne w wałach są trudne do wykrycia w trakcie eksploatacji, ale jeśli występują, to ich konsekwencją jest pęknięcie wału lub degradacja sprzęgła. Jeśli pozostają niezauważone, prowadzą do całkowitej dezintegracji napędu.

Pobudzenie do drgań może być wywołane np. przechodzeniem kolejnych łopatek koło konkretnego punktu korpusu czy wahaniami momentu obrotowego generowanymi przez regulator prędkości.

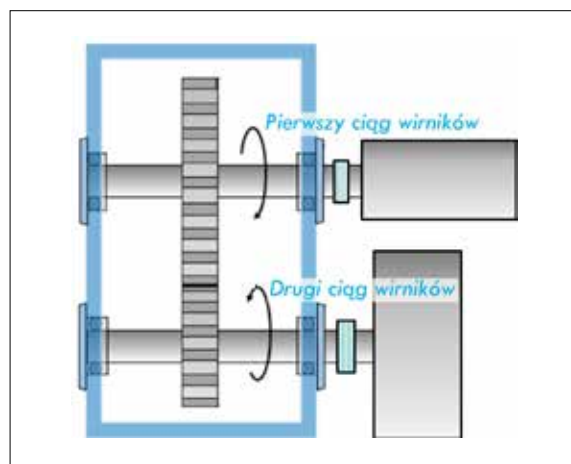
W przypadku niektórych agregatów wystąpienie drgań skrętnych jest wysoce prawdopodobne, a prawdopodobieństwo to wzrasta w przypadku agregatów wielowirnikowych, w szczególności wykorzystujących przekładnie zębate⁴, tak jak to ilustruje rys. 8. W przypadku agregatów z przekładnią zębatą (a więc takich, które posiadają dwa ciągi wirników) skokowe pojawianie się hałasu przekładni może być ostrzeżeniem o wy-



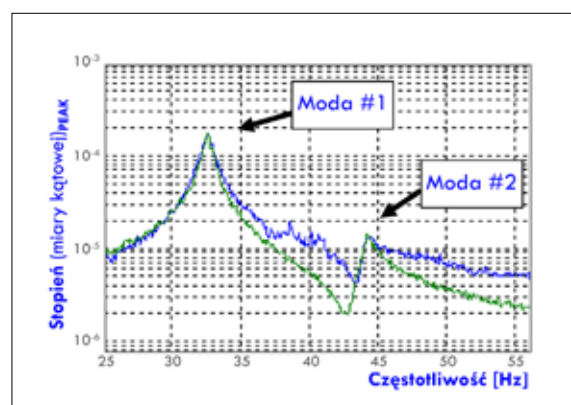
RYS. 7
Drgania skrętne w układzie dwumasowym

stapieniu dużych drgań skrętnych systemu wirników (a w czasie dłuższym, jeśli użytkownik nie przeciwdziała pojawianiu się drgań skrętnych, prowadzi to do przyspieszonego zużycia zębów, uszkodzeń kół zębatych i w skrajnym przypadku – do awarii przekładni).

Chociaż problemy z drganiami skrętnymi nie są powszechne w pompach, to niektóre złożone agregaty pompowe mają skłonność do ich występowania. Jeśli pojawia się takie ryzyko, to dostawca agregatu winien być zobowiązany do dostarczenia wyników analiz modelowych, z których wynika, że drgania te nie stanowią zagrożenia dla obszaru projektowych punktów pracy



RYS. 8
Drgania skrętne w systemie z dwoma ciągami wirników



RYS. 9
Przykład zgodności modelu (krzywa zielona) z wynikami pomiarów (krzywa niebieska)

maszyny. Nawet jeśli taki dokument istnieje i zapewnia, że wszystko jest w porządku, dojrzały inwestor winien być świadomy możliwości dewiacji modelu od rzeczywistości, bowiem model to... tylko model. Z praktyki wiemy, że nie w każdym przypadku modele, a w konsekwencji wynikające z nich analizy, dobrze opisują rzeczywistość. Im większa niedoskonałość modelu, tym większe ryzyko pojawienia się drgań skrętnych w niektórych punktach pracy.

W przypadku agregatów, co do których podejrzewa się ryzyko takiego zagrożenia, próby odbiorowe winny uwzględniać sprawdzenie rzeczywistej dynamiki i w konsekwencji stopnia zgodności modelu z rzeczywistością. W oczywistym interesie inwestora jest sprawdzenie charakterystyk dynamicznych maszyny i jej odbiór dopiero wtedy, gdy działa poprawnie. Do prowadzenia działań kontrolnych mających potwierdzić zgodność modelu z rzeczywistością winien być zobowiązany dostawca agregatu (czyli tak, aby nie obciążać ich kosztami inwestora), ale obowiązkowo pod nadzorem kupującego.

Na rys. 9 pokazano przykład oczekiwanej zgodności krzywej modelowej z właściwościami dynamicznymi pompy krytycznej dla jej dwóch pierwszych rezonansów skrętnych [5].

O dojrzałości inwestora świadczy zabezpieczenie się już w SIWZie na diskutowaną okoliczność. Jeżeli powyższe zagadnienie nie zostało tam ujęte, to wciąż w interesie inwestora leży sprawdzenie poprawności dynamiki maszyny dla wymaganego obszaru pracy na etapie odbiorów. Koszty sprawdzenia w każdym przypadku będą wielokrotnie niższe od ewentualnych strat produkcyjnych i kosztów remontów w następstwie awarii spowodowanej drganiami skrętnymi. Zyski z rozpoznania problemu w jego wczesnej fazie i podjęte środki zaradcze (w skrajnej sytuacji np. unikanie pewnych punktów pracy) będą przekładać się na wydłużenie czasu do najbliższego remontu, wymuszonego stanem technicznym.

Jeśli wynik prób odbiorowych jest satysfakcjonujący, to i tak po rozpoczęciu użytkowania maszyn z tej grupy ryzyka ich dynamika winna być szczególnie bacznie obserwowana w przyszłości. Może się bowiem zdarzyć, że jakaś zmiana stanu technicznego wpłynie na zmianę częstotliwości drgań skrętnych, co spowoduje ich intensyfikację – tym większą, im bardziej zbliżoną do częstotliwości oddziaływań wymuszających. Do takiej sytuacji może prowadzić np. pogorszenie stanu technicznego sprzęgła. Obniżenie sztywności k pokazanej na rys. 7 wpływa na obniżenie częstości ω_n drgań skrętnych i w konsekwencji może wystąpić jej zbieżność z wymuszeniami odpowiadającymi projektowym punktom pracy agregatu.

Normalizacja

Historia normalizacji liczy już sobie blisko 150 lat – w tym też takiej, która jest zorientowana na technikę pompową. W ciągu tego półtora wieku ludzkość wyge-

nerowała wiele norm poświęconych pompom. Część z nich dotyczy dobrych zasad konstrukcyjnych, część charakteryzuje najlepsze praktyki w zakresie wykorzystywanego osprzętu – w tym także tego, który jest dedykowany pomiarom. Są też normy bezpośrednio formułujące wymagania dla dopuszczalnej dynamiki agregatów pompowych.

Normy mogą być pomocne producentom pomp. „Pomocne”, bowiem nie są obligatoryjne. Dobrą pompę można skonstruować i wyprodukować nie przestrzegając żadnych norm. Zdecydowanie częściej normy niosą pomoc ich użytkownikom. „Użytkownikom”, gdyż ci nie mają tak dużego doświadczenia, aby

wygenerować kompletny zestaw wymagań zapewniający, że nabywana dla jakiejś aplikacji pompa będzie pracować poprawnie. W związku z tym dokumenty normowe dają doskonałą możliwość w zakresie formułowania wymagań na różnych kierunkach, takich jak np. cechy charakterystyczne konstrukcji lub jej właściwości dynamiczne.

Aby jednak wymagania poprawnie formułować, trzeba znać normy. Znać, tzn. wiedzieć, co w normach jest zawarte, a także jak bardzo normy dedykowane podobnym pompom się różnią i jak te zróżnicowane wymagania przekładają się z jednej strony na koszty, a z drugiej na eksploatację.

Z HISTORII ŚWIATOWEJ NORMALIZACJI WAŻNEJ DLA UR POMP

Jedną z najstarszych organizacji opracowujących normy jest ASME (The American Society of Mechanical Engineers, czyli Amerykańskie Stowarzyszenie Inżynierów Mechaników). Założono ją w 1880 r. w konsekwencji licznych awarii zbiorników ciśnieniowych kotłów parowych. Członkowie ASME wywodzą się spośród ponad 130 krajów i są to zawodowi inżynierowie oraz firmy. łączna liczba członków przekracza 75000.

W roku 1917 założony został Hydraulic Institute (HI). Jest on współcześnie nie tylko największym stowarzyszeniem producentów pomp w Ameryce Północnej, ale także uznanym światowym autorytetem w dziedzinie pomp i systemów pompowych, który m.in. zajmuje się gromadzeniem danych, opracowywaniem norm i przewodników dla specyficznych aplikacji. HI to akredytowany twórca standardów ANSI (American National Standards Institute, czyli Amerykańskiego Narodowego Instytutu Normalizacyjnego). Protoplastą tego instytutu było AESC powołane do życia w 1918 r. jako prywatna organizacja non-profit. ANSI reprezentuje interesy ponad 270 000 firm i organizacji oraz 30 milionów profesjonalistów nie tylko w USA, ale na całym świecie. ANSI jest członkiem Międzynarodowej Organizacji Normalizacyjnej (ISO) i Międzynarodowej Komisji Elektrotechnicznej (IEC).

Dwa lata później (tzn. w 1919 r.) założony został American Petroleum Institute, który reprezentuje wszystkie segmenty amerykańskiego przemysłu gazu ziemnego i ropy naftowej. Instytut powstał także jako organizacja ustalająca normy ukierunkowane na zwiększanie bezpieczeństwa operacyjnego i środowiskowego, wydajności i zrównoważonego rozwoju. Do tej pory opracował ponad 800 norm.

W niektórych przypadkach działania ww. ośrodków normalizacyjnych wydają się pokrywać.

I tak dla przykładu, pozostając przy pompach: ANSI i API opracowały nieco różniące się standardy dotyczące konstrukcji pomp. Kierując się przy zakupie wytycznymi ANSI dla aplikacji z obszaru O&G nabywa się pompę tańszą niż w przypadku posługiwania się wytycznymi API. Tańszą, ale nie znaczy, że lepszą, bowiem inwestycja realizowana zgodnie kryteriami API charakteryzowałaby się wydajniejszą pracą pompy przy niższych kosztach operacyjnych.

Organizacja ISO (International Organization for Standardization, czyli Międzynarodowa Organizacja Normalizacyjna) została założona dopiero w roku 1946 jako wynik połączenia Międzynarodowej Federacji Narodowych Stowarzyszeń Normalizacyjnych (International Federation of the National Standardizing Associations, ISA) oraz Komitetu Koordynacyjnego Narodów Zjednoczonych do spraw Standardów. Jednym z członków założycieli jest Polski Komitet Normalizacyjny, powołany w 1924 roku.

EUROPUMP założono w 1960 r. i aktualnie reprezentuje on 15 stowarzyszeń krajowych (w tym Polskę), w których łącznie działa ponad 450 firm. Natomiast aktywność EUROPUMP na kierunku generowania dokumentów normowych UR jest bardzo ograniczona. Stowarzyszenie opublikowało szereg wytycznych dotyczących szeroko rozumianej tematyki pompowej (np. dedykowanym drganiom [8]), natomiast nie widać dbałości o ich aktualizację.

EUROPUMP zachęca do korzystania z materiałów opublikowanych przez HI [9], bowiem biblioteka dokumentów wygenerowanych przez HI jest głęboko przemyślana. Składają się na nią przewodniki zarówno dla użytkowników pomp, jak i ich producentów oraz inżynierów potrzebujących wsparcia merytorycznego w zakresie wysublimowanych problemów dotyczących funkcjonowania pomp czy systemów pompowych.

Organizacje normalizujące

Zróżnicowanie jest cenne, jeśli dotyczy sztuk pięknych. W technice natomiast niezbędne jest przestrzeganie praw fizyki i wymagań aplikacyjnych. W tym zakresie technicy już ponad wiek temu zauważyli korzyści płynące ze stosowania norm i posiadania standardów przedsiębiorstwa, umożliwiających unifikację rozwiązań – unifikację w dobrym tego słowa znaczeniu. W RAMCE 1 przedstawiono informacje o organizacjach, które historycznie wniosły największy wkład w proces normalizacji ukierunkowanej na UR pomp.

Największe znaczenie dla światowej normalizacji wydaje się mieć HI. Opracowuje on m.in. normy i przewodniki po aplikacjach pompowych dla różnych obszarów stosowania. Dostępne są m.in. przewodniki: stosowanie pomp w budynkach komercyjnych; stosowanie pomp w elektrowniach; stosowanie pomp w oczyszczalniach ścieków; pompy w systemach uzdatniania wody; optymalizacja działania systemów pompowych; pompowanie ze zmiennym wydatkiem; analizy kosztów cyklu życia. HI opracowało również przewodnik poświęcony dynamice pomp [6] oraz nadzorowi ich stanu technicznego [7]. W HI istnieją różne komisje, w tym dedykowane problematyce uderzenia hydraulicznego, a także taka, która analizuje i dokumentuje różne przypadki nieprawidłowości działania.

Duża liczba specjalistów HI przynależy do grupy „Rotodynamic Group” i koncentruje się na zagadnieniach dotyczących dynamiki pracy pomp – w tym również z ukierunkowaniem na ocenę ich stanu technicznego. Normy opracowywane przez HI w większości przypadków są autoryzowane i publikowane przez ANSI, która jest główną organizacją wspierającą rozwój norm technologicznych w Stanach Zjednoczonych.

Europejskim odpowiednikiem HI jest EUROPUMP, czyli Europejskie Stowarzyszenie Producentów Pomp. Aktywność na kierunku normalizacji związanej z UR jest jednak znikoma. W ciągu kilkudziesięciu lat EUROPUMP wygenerował jeden poważniejszy dokument poświęcony drganiom [8]. Od czasu jego ukazania się, czyli w ciągu minionych kilkunastu lat, świat poszedł do przodu, natomiast rzeczony dokument w dalszym ciągu wybrzmiewa niezaktualizowanymi treściami. O poruszonym w artykule temacie drgań skrętnych dokument EUROPUMP nawet nie wspomina.

W ciągu pierwszych 100 lat API opracowało ponad 700 norm mających na celu zwiększenie bezpieczeństwa operacyjnego i środowiskowego, wydajności i zrównoważonego rozwoju. W związku z faktem, że pompy są ważnymi maszynami w obszarze O&G, to wśród opracowanych norm znajdują się także normy dedykowane pompom.

Normy ANSI i API preferują dwa „style” pomp procesowych, które czasami, z powodu braku zrozumienia ich przeznaczenia, są mylnie preferowane. Brak dobrej świadomości, w jakich sytuacjach winien być wybierany któryś z tych stylów, prowadzi do błędów

w procesach inwestycyjnych. Bywa, że użytkownicy wybierają pompę zgodną z normą ANSI, kierując się ceną (bowiem pompy zgodne z ANSI są typowo tańsze niż te spełniające wymagania normalizacyjne API), gdy tymczasem aplikacja, dla której realizowany jest zakup, wymagałaby pompy zgodnej z normą API (ponieważ pompa zgodna z API realizowałaby zadanie wydajniej przy niższych kosztach operacyjnych). Rzadziej użytkownik popełnia błąd odwrotny, tzn. wybiera droższą pompę API, gdy tańsza pompa ANSI mogłaby wykonać zadanie równie skutecznie.

”

Podstawowym źródłem pulsacji w pompie są interakcje między wirnikiem i korpusem

Historia jednej normy

Jedną z najważniejszych dla poruszanego tematu jest norma [10]. Początek jej historii sięga roku 1954, a kolejne rewizje pojawiają się średnio co 6 lat. Aktualnie obowiązująca wersja jest rewizją 12. i została opublikowana w roku 2021. Natomiast już w poprzedniej rewizji tej normy (rok 2010) nastąpiła istotna konstatacja: nawet w przypadku tak mało konstrukcyjnie skomplikowanych agregatów pompowych jak silnik-sprzęgło-pompa, w których silnik jest zasilany z falownika, rezonanse skrętne występujące w częstotliwościach zlokalizowanych w paśmie obrotów roboczych mogą zostać pobudzone przez wymuszenia 1X oraz 2X i w konsekwencji zagrożenie poprawności konstrukcji na taką okoliczność winno być przeanalizowane.

Przez długie lata organizacja ISO ignorowała tematykę pompową. Pewna zmiana nastąpiła w roku 2003, kiedy to ISO w całości adoptowała edycję nr 9 normy [10], po czym jeszcze w roku 2009 dokonała uaktualnienia do edycji nr 10 [10], która obowiązuje do dziś jako [11]. Fakt kolejnych dwóch rewizji normy [10], jakie miały miejsce w latach 2010 i 2021, do tej pory nie jest przez ISO zauważony⁵.

Hipotetyczne zagrożenie i wymagania normy

Norma [10] specyfikuje szereg konstrukcji agregatów pompowych, w przypadku których należy się liczyć z możliwością wystąpienia drgań skrętnych. W konsekwencji takiego zagrożenia ich dostawca powinien przeprowadzić analizy modelowe wskazujące, że do drgań skrętnych w agregacie pompowym nie będzie dochodzić w rejonie jego punktu pracy oraz że ewentualne ich pobudzenie w reżimie pracy transjentowej⁶ nie stanowi zagrożenia dla systemu wirnikowego. Agregaty, dla jakich takie analizy powinny być

wykonywane, to takie, które jako napęd wykorzystują (wg wzrastającej mocy):

- i. silniki spalinowe o mocy znamionowej 0,25 MW i wyższej,
 - ii. silniki synchroniczne o mocy znamionowej 0,5 MW i wyższej,
 - iii. silniki napędzające pompy pionowe o mocy znamionowej 0,75 MW i wyższej⁷,
 - iv. silniki elektryczne zasilane przez ASD⁸ o mocy znamionowej 1,0 MW i wyższej,
- a także takie, które charakteryzują się mocą znamionową 1,5 MW i wyższą oraz:

- v. składają się z trzech wirników (tak jak zaprezentowano modelowo na rys. 10),
- vi. między napędem indukcyjnym lub turbinowym mają przekładnię zębatą (tak jak pokazano schematycznie na rys. 8).

Norma [10] wyróżnia trzy rodzaje analiz skrzętnych, które winny być wykonywane w przypadku agregatu pompowego z ww. grupy:

- A. analiza nietłumionej częstotliwości drgań własnych, na którą składa się: (i) określanie częstotliwości skrzętnych drgań własnych, (ii) określanie kształtów mód dla tych częstotliwości oraz (iii) wygenerowanie wykresu Campbella (jak podany przykładowo na rys. 11 i rys. 13);
- B. analiza tłumionej odpowiedzi w stanie ustalonym: dla zdefiniowanych w analizie nietłumionej rezonansów winna być wykonana analiza uwzględniająca wymuszenia oraz tłumienia materiałowe;
- C. analiza występowania drgań skrzętnych w warunkach transjentowych (przede wszystkim: uruchamianie agregatu); analiza ta jest szczególnie ważna dla agregatów wykorzystujących silniki synchroniczne.

Przykład wyniku analizy modelowej

Na rys. 11 przedstawiono przykładowy wynik takiej analizy. Na wykresie zaznaczono cztery częstotliwości skrzętnych drgań rezonansowych $f_{R1} \dots f_{R4}$ (linie poziome) będące wynikiem obliczeń dla zamodelowanego agregatu. Podczas rozbiegu będzie on poddawany różnym wymuszeniom – tu pokazanym jako trzy linie proste oznaczone odpowiednio $w_1 \dots w_3$.

Wymuszenia skrzętne mogą posiadać różną naturę. W kolejnych punktach podano ich przykłady. Częstotliwości skrzętnych drgań rezonansowych odpowiadają pokazanym na rysunku punktom interferencji p_{rw} .

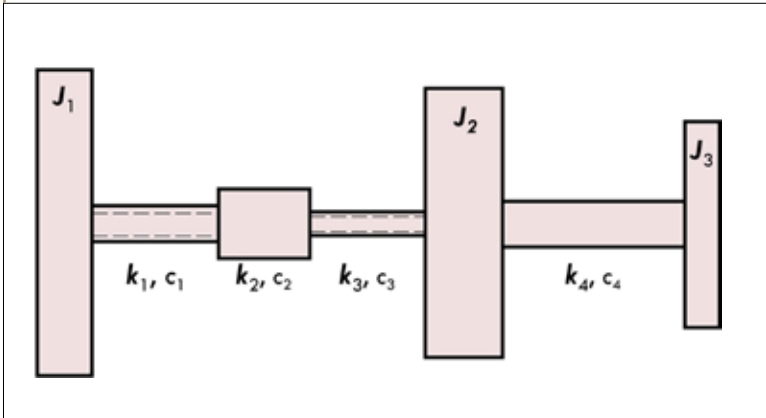
Na rys. 12 pokazano z kolei uruchomienie i natychmiastowe odstawienie agregatu pompowego, dla którego w trakcie procesów przejściowych dwukrotnie dochodzi do pobudzenia drgań skrzętnych (obszary, w których wartości szczytowe kąta skrzywienia osiągają maksima: 2 w fazie rozbiegu oraz 2 w fazie wybiegu).

Wykres górny pokazuje zmianę prędkości obrotowej wirnika w przedziale ~700...3000 RPM, natomiast na wykresie dolnym zaprezentowano pobudzenia drgań skrzętnych. Maksymalna amplituda kątowa deformacji skrzętnej wirnika wynosi $\sim 8^{\circ}$ PEAK-PEAK⁹

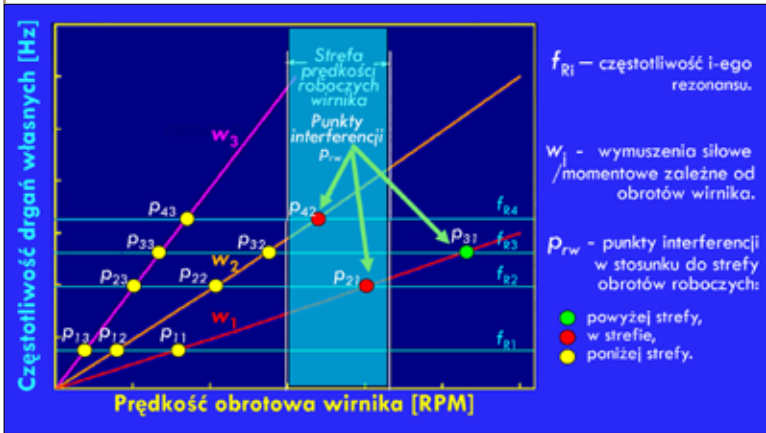
Agregaty z napędem synchronicznym

Jednym z rodzajów agregatów pompowych, które mogą być zagrożone drganiami skrzętnymi, jest ten napędzany przez silniki synchroniczne. O ile dla agregatów pobudzenie momentowe jest powodowane przez przyczyny mechaniczne (tak jak to pokazano na rys. 11 jako w_i), o tyle w przypadku silników synchronicznych należy dodatkowo uwzględnić sprzężenia elektromagnetyczne.

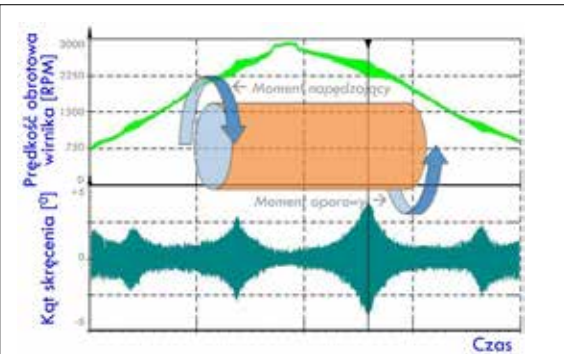
RYS. 10
Model układu
3-wirnikowego



RYS. 11
Wykres Campbella wygenerowany dla modelu układu wirnikowego

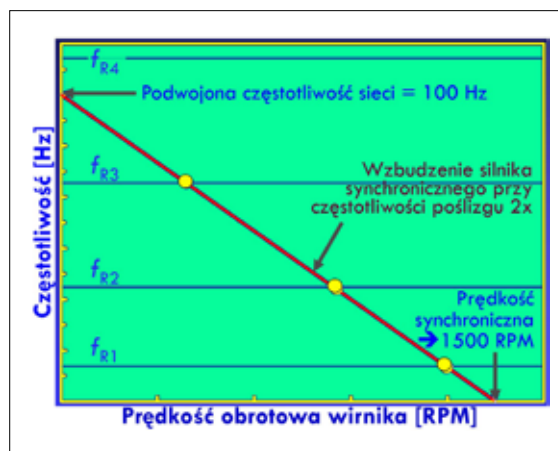


RYS. 12
Wykres
Campbella
wygenerowany
dla modelu
układu
wirnikowego

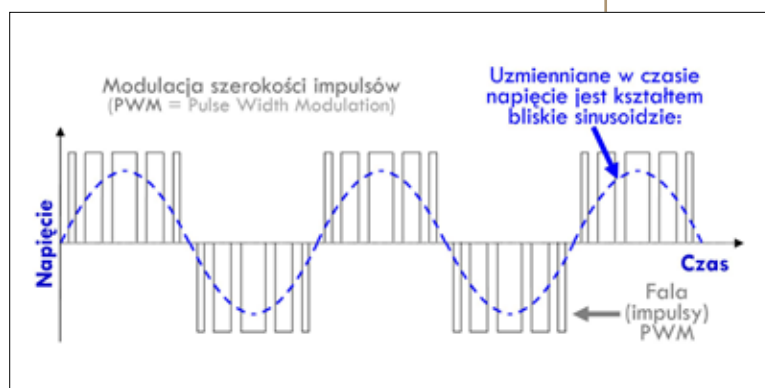


Podczas zwiększania prędkości obrotów wirnika częstotliwość oscylacyjnego momentu obrotowego jest dwukrotnie większa od częstotliwości poślizgu. Oznacza to, że początkowo (tzn. w stanie postoju) równa się ona dwukrotności częstotliwości sieci i spada do zera, gdy silnik jest z siecią zsynchronizowany. Podczas nabierania obrotów przez wirnik na średni moment obrotowy silnika nakłada się moment oscylacyjny z powodu poślizgu między polami wirnika i stojana. Częstotliwość pulsacji momentu obrotowego wskazuje, z jaką wirujące pole stojana przechodzi przez biegun wirnika. Ponieważ pole magnetyczne stojana obraca się z prędkością synchroniczną, częstotliwość wzbudzenia to funkcja różnicy między prędkością synchroniczną a prędkością wirnika, co jest powszechnie znane jako prędkość poślizgu. Wielkość momentu oscylacyjnego zależy od właściwości dynamicznych systemu wirnikowego.

Dla takich agregatów wykonany wykres Campbella uwzględni moment oscylacyjny występujący w czasie nabierania obrotów i uwzględniający częstotliwość poślizgu 2X. Na rys. 13 pokazano przykład analizy dla silnika 4-biegowego (tzn. pracującego z obrotami nominalnymi odpowiadającymi połowie częstotliwości sieci). Także tutaj wykres zawiera cztery częstotliwości drgań rezonansowych $f_{R1} \dots f_{R4}$, z których trzy podlegają wzbudzeniu w czasie nabierania obrotów.



RYS. 13
Wykres Campbella dla agregatu z napędem synchronicznym



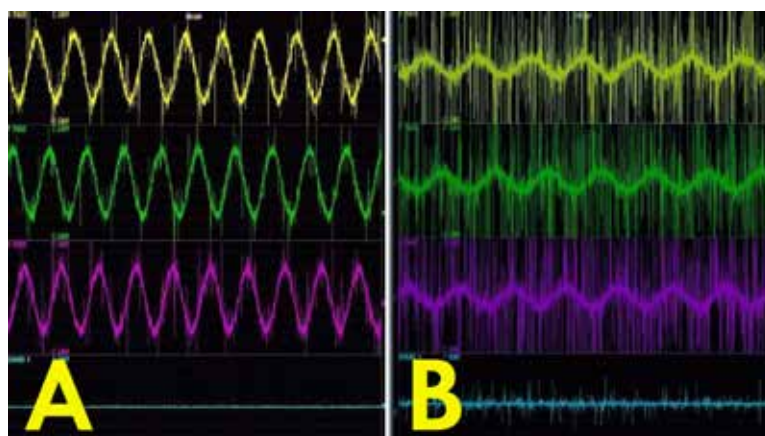
RYS. 14
Estymacja napięcia sinusoidalnego falą impulsową

Agregaty z napędem VFD

Napęd o zmiennej częstotliwości (VFD) może być stosowany w wielu obszarach przemysłu. Już w końcu minionego wieku przemienniki częstotliwości zaczęły być doceniane w licznych zastosowaniach i w ciągu ostatniego ćwierćwiecza stale zyskują na popularności – w tym także do regulowania prędkości obrotowej zespołów wirujących pomp (wirowych). Na rys. 14 pokazano ideę ich działania sprowadzającą się do generowania napięcia sinusoidalnego z pomocą fali impulsów zero-jedynkowych. Generowane w ten sposób napięcie prowadzi natomiast do wtórnego zaszumienia impulsowego, które jest tym bardziej intensywne, im dłuższe kable zasilające między przemiennikiem częstotliwości a silnikiem, co zostało pokazane na rys. 15 [13], oraz im bardziej są strome zbocza fali impulsów (na rysunku widoczne jako odcinki pionowe fali zero-jedynkowej; narastanie/opadanie sygnału zajmuje bardzo krótki czas, tak więc możemy mówić o zboczu).

To impulsowe zaszumienie napięcia zasilającego przekłada się w silniku na impulsy momentu obrotowego, które pobudzają do drgań skrętnych⁹ system wirnikowy.

Im szerszy jest zakres prędkości roboczych agregatu, tym większe prawdopodobieństwo pojawienia się w tym paśmie rezonansu skrętnego i wynikających z tego faktu zagrożeń dla czasu międzyawaryjnego krótszego niż wymagany.

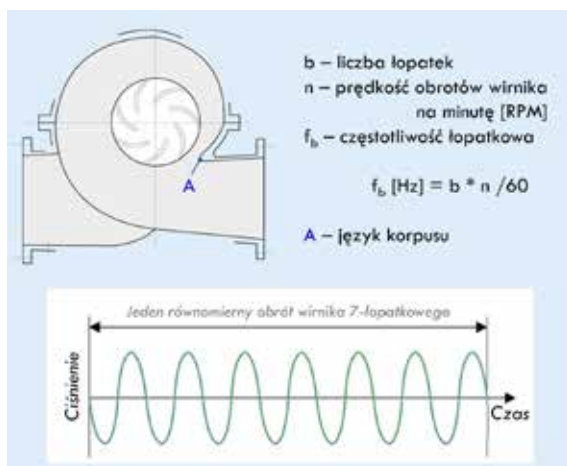


RYS. 15
Zaszumienie impulsowe napięcia zasilającego silnik dla kabli (A) krótkich: 3 m, (B) długich: 30 m

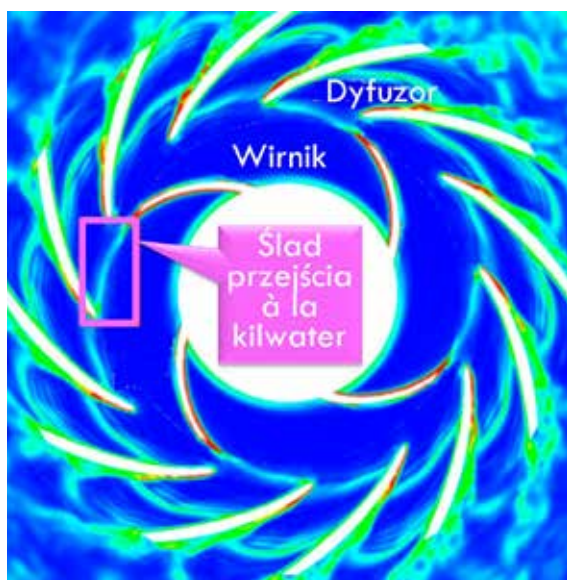
Agregaty z tradycyjnym napędem elektrycznym

Również w przypadku stosowania napędów elektrycznych zasilanych bezpośrednio z sieci może dochodzić do pojawienia się zmian impulsowych w momencie napędowym. Mogą być one powodowane przez impulsy pierwotne wędrujące do silnika ze strony sieci zasilającej¹⁰. Zakłócenia w hipotetycznym przebiegu momentu obrotowego generowanego przez silnik powodowane są także przez niektóre uszkodzenia silnika (np. zwarcia uzwojeń, mimośrodowość: wirnik – stojan, etc.). Mimośrodowość skutkuje w promieniowym niezerównoważeniu pola magnetycznego

RYS. 16
Pulsacje ciśnienia generowane przez łopatki



RYS. 17
Interakcje między wirnikiem i dyfuzorem skutkujące nieregularnością przepływu



podczas pracy silnika. W konsekwencji pojawia się siła promieniowa odciągająca wirnik od środka oraz siła styczna, która może generować problem ze stabilnością drgań.

Ww. przyczyny mogą przyczynić się do pobudzenia drgań skrętnych systemu wirnikowego. Drgania te mogą mieć naturę ciągłą lub przejściową.

Pobudzenia skrętne powodowane przez przepływ

Pulsacje ciśnienia statycznego medium mogą pojawić się zarówno po stronie ssawnej, jak i tłocznej pompy. Pulsacje ciśnienia to oscylacje występujące nominalnie w ustalonych warunkach pracy, z częstotliwością równą lub wyższą niż prędkość wału napędowego pompy. Amplituda pulsacji nie powinna przekraczać zasadniczo 5% ciśnienia znamionowego w żadnych warunkach pracy lub w paśmie ciśnień określonym w szczegółowej specyfikacji pompy.

Podstawowym źródłem pulsacji w pompie są interakcje między wirnikiem i korpusem. Na rys. 16 pokazano pulsacje generowane w czasie jednego

obrotu wirnika przez jego łopatki, a na rys. 17 zaburzenia ciśnienia będące skutkiem interakcji między wirnikiem i dyfuzorem powodujące pulsacje ciśnienia i nieregularność przepływu [15].

Może się zdarzyć, że wymuszenie z częstotliwością łopatkową znajduje się blisko (przyjmijmy, że mniej niż 10%) skrętnej częstotliwości rezonansowej wirnika. W literaturze znajduje się przypadek pompy 5-łopatkowej napędzanej silnikiem indukcyjnym o obrotach nominalnych 1475 RPM, co skutkowało pulsacjami ciśnienia o częstotliwości $f_b = 123 \text{ Hz}$. Częstotliwość ta znajdowała się w bezpośredniej bliskości skrętnej częstotliwości rezonansowej systemu wirnikowego.

Gdy pompy pracują w warunkach częściowego obciążenia pojawia się efekt przeciągnięcia (*ang. stall*). W tym stanie roboczym pompy następuje pogorszenie równomierności przepływu skutkujące znacznymi miejscowymi skokami ciśnienia, co nie tylko generuje hałas, ale także zagraża żywotności łopatek wirnika i w końcu prowadzi do jego uszkodzenia.

Wiele problemów można powiązać ze złymi warunkami po stronie ssawnej pompy, w których ciśnienie na wlocie do pompy jest niższe niż wymagane przez jej producenta, co prowadzi do kawitacji tym bardziej zaawansowanych, im dalej do ciśnienia wymaganego w dokumentacji ruchowej. Podobnie, jeśli ciśnienie w rurociągu po stronie tłocznej jest za duże, to na wylocie pompy pojawiają się zawirowania przepływu skutkujące także kawitacjami – typowo ma to miejsce, gdy punkt pracy pompy znajduje się 10% poniżej BEP¹¹.

W odróżnieniu od pomp wirowych pompy tłokowe (podobnie jak sprężarki tłokowe [17]) cierpią na problemy z pulsacjami dużo częściej i problem ten dotyczy zarówno ich strony ssawnej, jak i tłocznej.

Pobudzenia skrętne za przyczyną mechaniki

Pobudzenia 1X i 2X mogą mieć także naturę mechaniczną:

- niewyważenie układu wirnikowego: jeśli w poziomym wale występuje niewyważenie, to jego grawitacyjne oddziaływanie wzmacnia moment obrotowy podczas jednej połowy obrotu i przeciwdziała mu podczas drugiej; tak więc te niewielkie zmiany momentu obrotowego przyczyniają się do oscylacji prędkości wirowania¹²;
- mimośrodowość wirnik-korpus: wirniki łożyskowane ślizgowo posiadają naturalną możliwość zmiany położenia promieniowego w ramach luzów łożyskowych i w pewnych warunkach pracy odległość wirnika pompy od języka spirali będzie się zmieniać cyklicznie, co wpływa na cykliczność momentu napędowego; podobnie w przypadku silnika indukcyjnego mimośrodowość położenia wirnika w stanie (+ odstępstwo od ich kołowości) może powodować promieniowo nie zrównoważone pole magnetyczne podczas pracy silnika; powodować ono będzie zarówno wirującą siłę promieniową,

jak i siłę styczną; obie mogą wywołać problem ze stabilnością drgań;

- nieosiowość połączenia wirników [18]: pobudzenia powodowane nieosiowością połączenia wirników będą się potęgować w przypadku wzrostu anizotropii sztywności konstrukcji wsporczej; można tutaj rozróżnić połączenia, które winny być osiowe oraz dopuszczające nieosiowość jak przeguby Cardana; w tym drugim przypadku nieosiowość jest skorelowana z nierównomiernością obrotów;
- rowek wpustowy: źródłem wymuszeń harmonicznym jest także rowek wpustowy, bowiem wpływa on na charakterystykę grawitacyjnego gięcia wału podczas jego obrotu – amplituda międzyszczytowa tej deformacji jest bardzo mała, ale nie zerowa;
- chwilowe tarcie: pojawiające się chwilowe tarcie suche (np. tarcie elementu o inny element) w trakcie pojedynczego cyklu pracy maszyny (np. w czasie pojedynczego obrotu wirnika).

Zróżnicowanie pobudzeń skrętnych

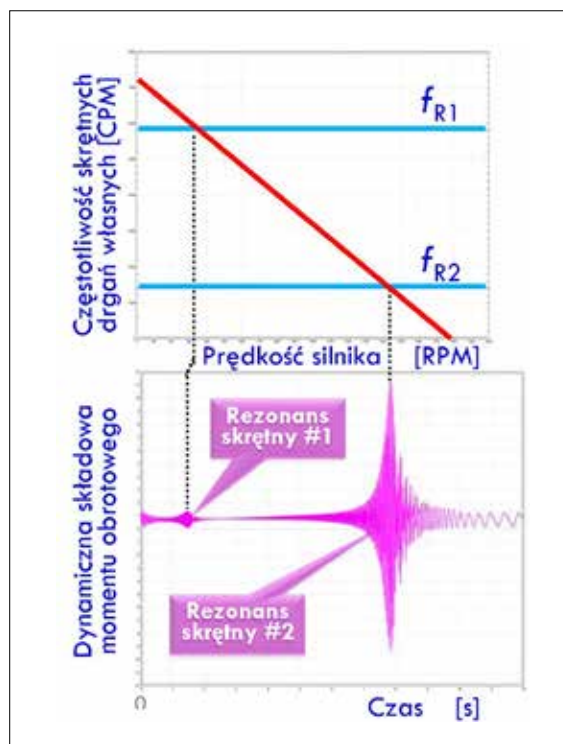
Model pokazany na rys. 7 jest wystarczający dla przeprowadzenia analiz wymaganych przez normę [10], jak w punkcie „A” tekstu (opisanego wcześniej). Natomiast modelowanie wymagane w punkcie „B” wymaga wzbogacenia modelu o tłumienia materiałowe i winno ono dotyczyć zarówno zachowania agregatu w wymaganym obszarze jego punktów pracy, jak również w warunkach przejściowych dla agregatu będącego w fazie ruchu próbnego. Badania odbiorowe maszyn powinny także uwzględniać kontrolę dynamiki agregatów pompowych dla wymaganego obszaru punktów pracy oraz w warunkach transjentowych.

Na rys. 18 pokazano poglądowo zachowanie agregatu napędzanego silnikiem synchronicznym. W trakcie rozruchu system wirnikowy przechodzi przez dwie częstotliwości skrętnych drgań rezonansowych. Dla f_{R1} tłumienie materiałowe jest duże (oraz być może przejście przez strefę tego rezonansu jest szybkie), natomiast dla f_{R2} – niewielkie i w konsekwencji dochodzi do pobudzenia skrętnych o znacznej amplitudzie.

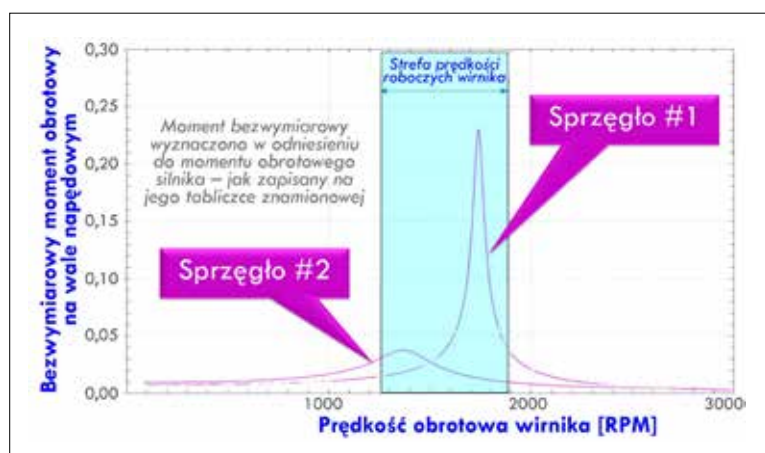
Rola sprzęgła

Sprzęgła odgrywają istotną rolę we właściwościach układów wirnikowych podlegających drganiom skrętnym. Powinny być tak zaprojektowane, aby w zakresie obrotów roboczych zespołu wirującego maszyny nie występowały koincydencje f_{ri} z możliwymi wymuszeniami w_j – tak jak to pokazano na rys. 11. Również w strefie obrotów poniżej strefy obrotów roboczych sprzęgła nie powinny umożliwiać występowania dużych drgań skrętnych w warunkach uruchamiania/odstawiania agregatu. W procesie analizy należy wziąć pod uwagę możliwy rozrzut parametrów wykonania sprzęgła (sztywność, tłumienie) na poziomie ~5% [18].

Na rys. 19 [19] pokazano charakterystyki bezwymiarowego momentu obrotowego na wale napędowym



RYS. 18
Zróżnicowanie pobudzenia rezonansów skrętnych



RYS. 19
Wpływ właściwości sprzęgła na charakterystykę

wym agregatu odpowiadające zastosowaniu dwóch różnych sprzęgła (drgania skrętne układu wirnikowego przyczyniają się do wzrostu zapotrzebowania na moment obrotowy). W dyskutowanym przypadku agregat powinien pracować w przedziale obrotów 1250 ... 1900 RPM. Byłoby najlepiej, gdyby w strefie prędkości roboczych nie występowały żadne rezonanse skrętne (tzn. patrząc na rys. 11 w strefie obrotów roboczych nie powinny się znajdować punkty interferencji p_{21} oraz p_{42}), bowiem będą one przyczyniać się do przyspieszonego zużycia i uszkodzenia sprzęgła, a także innych podzespołów agregatu. Jeśli jednak już muszą występować, nie mogą mieć tak niskiego tłumienia, jak w przypadku sprzęgła #1. Dla takiej aplikacji, która nie odpowiada najlepszej praktyce inżynierskiej (tzn. punkty interferencji p_{nm} znajdują się wewnątrz obszaru wymaganej zmienności roboczej wirnika), winno

być zastosowane sprzęgło o wystarczająco dużym tłumieniu – jak np. sprzęgło #2.

Wszystkie formy drgań rezonansowych podlegają tym samym prawom: do ich zmiany (amplituda, częstotliwość rezonansowa w stosunku do częstotliwości sił/momentów wymuszających) prowadzi zmiana czy to sztywności, czy też masy/bezwładności układu drgającego. W praktyce często się zdarza, że ktoś chcąc doprowadzić do pomniejszenia amplitudy drgań stara się dosztywnić drgający system (na rys. 19: alternatywne zastosowanie sprzęgła o sztywności większej niż ta, którą charakteryzuje się sprzęgło #1, spowodowałoby przesunięcie charakterystyki bardziej na prawo). Natomiast bywa, że obniżenie sztywności przy jednoczesnym zwiększeniu tłumienia mogłoby prowadzić do podobnego efektu – tyle, że w tym przypadku charakterystyka przesunęłaby się na lewo, a zwiększone tłumienie spowodowało jej obniżenie – *vide* sprzęgło #2). W przypadku nadmiernych drgań skrętnych zmiana sprzęgła może przyczynić się do spowolnienia koncentracji naprężeń, co w sposób oczywisty prowadzi do wydłużenia czasu międzyawaryjnego.

”

Podstawowym źródłem pulsacji w pompie są interakcje między wirnikiem i korpusem

Monitorowanie drgań skrętnych

Pomiary drgań maszyn realizowane są z pomocą czujników sejsmicznych i wtedy mówią o drganiach absolutnych mierzonych w różnych dziedzinach drgań; najczęściej z użyciem czujników prędkości lub przyspieszeń drgań, które to sygnały mogą dodatkowo podlegać całkowaniu w systemie monitorowania. Wykorzystywane są tu też pomiary bezkontaktowe i wtedy charakteryzują drgania względne w dziedzinie przemieszczeń, jak np. pomiary drgań wału realizowa-

RYS. 20
Czujnik drgań skrętnych VORSO zainstalowany na maszynie



ne z pomocą czujników wiroprowodowych mocowanych do łożysk czy pomiary drgań konstrukcji za pomocą lasera ustawionego w pewnej odległości od niej.

W RAMKA #2 (s. 45) wymieniono szereg technik wykorzystywanych od wielu lat w celu pomiarów drgań skrętnych.

Dla pomiarów drgań skrętnych stosuje się systemy pomiarowe kontaktowe (wymienione w RAMCE w punktach 1, 2, 7, 8) lub też bezkontaktowe (wymienione w RAMCE w punktach 3, 4, 5), które jednak najczęściej potrzebują wcześniejszego przygotowania wału do pomiaru. Rewolucję w tym zakresie stanowi czujnik VORSO [21], niewymagający żadnego przygotowania wału (rys. 20). Na fotografii w rzeczywistości widoczne są dwa czujniki zainstalowane naprzeciw siebie: pierwszy odpowiedzialny za prowadzenie pomiaru; stosowanie dodatkowo drugiego ma na celu polepszenie jakości pomiaru i eliminowanie runoutu¹³.

Czujnik VORSO wykorzystuje w działaniu efekt magnetoelastyczny (zwany również efektem Villariego).

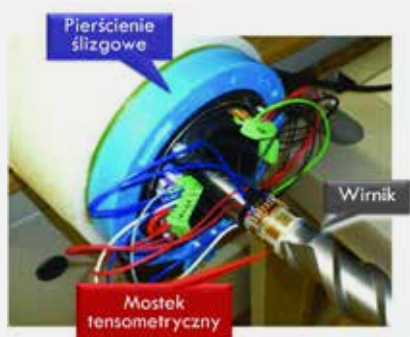
W artykule omówiono zagrożenia ze strony drgań skrętnych oraz przyczyny, które je wywołują, dla agregatów pompowych o wybranych konstrukcjach. Ta forma drgań jest szczególnie groźna dla maszyn, bowiem charakteryzuje się znacznie mniejszym tłumieniem materiałowym niż inne rodzaje drgań.

Inwestorzy, którzy nabywają agregaty pompowe hipotetycznie zagrożone drganiami skrętnymi, winni domagać się od dostawców analiz modelowych pokazujących, że drgania skrętne nie mieszczą się w strefie wymaganych punktów pracy. Dostawca maszyny zagrożonej potencjalnie nadpobudliwością na drgania skrętne powinien wykonać studium dla drgań poprzecznych i skrętnych, tak aby wykazać wyeliminowanie wszelkich drgań mogących utrudniać pracę całego urządzenia w wymaganych przedziałach prędkości roboczych oraz obciążen procesowych. W trakcie prób odbiorowych winno mieć miejsce sprawdzenie zgodności rzeczywistości z modelem – w interesie inwestora, przy jego obecności. Jeśli w trakcie prób odbiorowych okaże się, że wymagania nie są spełnione, to dostawca powinien doprowadzić do takich zmian konstrukcyjnych (np. tuning zastosowanego sprzęgła lub jego wymiana na inne), które spowodują pracę agregatu zgodnie z wymaganiami i normami. Truizmem jest zatem stwierdzenie, że niechlujne odbiory mogą prowadzić do problemów ruchowych powodowanych przez drgania skrętne. Bywa, że dochodzenie do rzeczywistych przyczyn problemów ruchowych przeciąga się poza czas trwania gwarancji i realizowane na tym etapie zmiany w konstrukcji obciążają już nie dostawcę, a właściciela.

Zapisy na okoliczność wymagań inwestora winny być zawarte w standardach przedsiębiorstwa ustalanych dla tematyki MMS. Zasadnym jest formułowanie

TECHNIKI WYKORZYSTYWANE DO BADAŃ DRGAŃ SKRĘTNYCH

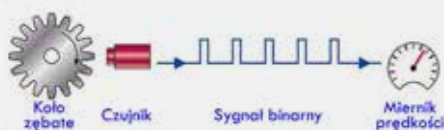
1. Pomiary tensometryczne podłączone do układu pomiarowego poprzez pierścienie ślizgowe:



2. Pomiary tensometryczne wykorzystujące telemetrię:

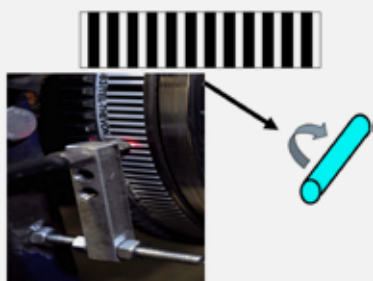


3. Pomiary bezkontaktowe wykorzystujące koła zębate:



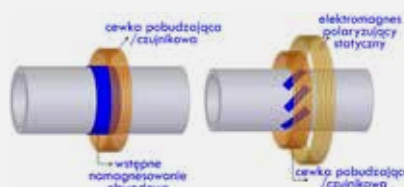
Jako czujnik mogą być używane czujniki magnetyczne, wiropądowe, Halla, indukcyjne i wiele innych.

4. Pomiary bezkontaktowe wykorzystujące „taśmę zebra” instalowaną na wale:



Taśma jest „obserwowana” przez czujniki optyczne. Alternatywnie stosowane mogą być „dyski zebra” instalowane na końcu wału.

5. Pomiary bezkontaktowe wykorzystujące efekt magnetostrykcji:



Efekt ten charakteryzuje zmianę kształtu materiału ferromagnetycznego podczas namagnesowania.

6. W przypadku agregatów z napędem elektrycznym – zastosowanie czujników prądu, które są instalowane na kablach zasilających.
7. Pomiar kontaktowy dzięki zastosowaniu enkodera obrotowego:



na ogół potrzebne jest tu zastosowanie dwóch enkoderów.

8. Pomiary drgań obwodowych z pomocą bezprzewodowych czujników drgań sejsmicznych.



Oś czujnika winna być zainstalowana mimośrodowo w stosunku do osi wirnika. Podobny efekt można uzyskać mocując czujnik stycznie jego osią działania do powierzchni walcowej wału.



fot. 123rf

IM AGREGAT CHARAKTERYZUJE SIĘ WIĘKSZĄ MOCĄ

i jest bardziej krytyczny dla realizowanej produkcji, tym bardziej zasadne jest włączenie jego pomiarów jednoznacznie świadczących o stanie technicznym do systemu monitorowania on-line

wymagania, aby rezonanse skrętne znajdowały się w odległości co najmniej 10% od obszaru roboczego pompy [17, 22]. Posiadanie takich dokumentów, będących standardami przedsiębiorstwa, i dbałość o ich unowocześnianie, świadczy o jego dojrzałości.

Pozostawanie w przekonaniu, że sprawdzenie drgań skrętnych (z wynikiem pozytywnym dla inwestora) na etapie odbiorów rozwiązuje problem jest tak samo słuszne jak złudne pozostaje przekonanie, że niski poziom drgań sejsmicznych na etapie odbiorów to gwarancja niskich poziomów w ciągu długich lat eksploatacji jakiejś maszyny. Z tego względu dla maszyn zagrożonych drganiami, w tej liczbie skrętnymi (i to nie tylko pomp), celowym jest ich włączenie do systemu monitorowania on-line. W zdecydowanej większości przypadków techniki pomiarowe wymienione w RAMCE #2 wykorzystują przyrządy przenośne i indywidualnie dla nich pisane oprogramowanie wspomagające proces analizy.

”

Pomiary drgań maszyn realizowane są z pomocą czujników sejsmicznych lub poprzez pomiary bezkontaktowe

Im agregat charakteryzuje się większą mocą i jest bardziej krytyczny dla realizowanej produkcji, tym bardziej zasadne jest włączenie jego pomiarów, jednoznacznie świadczących o stanie technicznym (a więc umożliwiających CBM), do systemu monitorowania on-line. Opisany powyżej czujnik VERSO w niedługim

czasie będzie mógł być podłączony do systemu monitorowania on-line ORBIT 60 (wykorzystywanego już przez kilka przedsiębiorstw w Polsce) i z niego – do systemu diagnostyki SYSTEM 1 EVO.

W przyszłości będzie w Polsce dochodzić do uruchamiania szeregu krytycznych pomp na blokach elektrowni jądrowych – najważniejsze z nich to pompy wody chłodzącej reaktora. Na świecie od wielu lat znane są problemy z pękaniem wałów tych pomp w następstwie drgań skrętnych (energetyka USA, energetyka francuska, ...) [23], [24]¹⁴.

Przypisy

- ¹ Kąty δ nie są pokazane na rysunku, a jedynie opisane w tekście.
- ² Pod zwrotem „agregat pompowy” rozumie się pompę wraz z jej napędem.
- ³ Zarówno na rys. 3, jak i na rys. 4 należy patrzeć jak na znaczne uproszczenie rzeczywistości. I w przypadku rzeczywistych agregatów, i przy ich modelowaniu trzeba pamiętać o sprzęgle i jego wpływie: nieznacznemu masowemu (pojawienie się trzeciej masy i w konsekwencji momentu bezwładności J_3) oraz bardzo ważnemu dla analizy, jakim jest miejscowa zmiana sztywności skrętnej k. Natomiast charakterystyki sprzęgła nie tyle wpływają na dyskutowany temat (tzn. na występowanie drgań skrętnych w systemie wirników), ile na częstotliwości, w których będą one występować. Tłumienie kątowe charakteryzujące sprzęgło będzie także współdecydować o amplitudach drgań skrętnych.
- ⁴ W systemach napędowych spotyka się również przekładnie hydrauliczne.
- ⁵ Byłoby nieracjonalnym, gdyby wszystkie organizacje zajmujące się normalizacją generowały swoje własne normy na okoliczność tej samej tematyki. Stąd ma miejsce współpraca między nimi umożliwiającą adopcję norm w postaci „jak opracowana”, lub z niewielkimi zmianami. Taki proces jest także realizowany przez ISO. Jednak postępowanie adopcyjne ISO winno w wielu przypadkach być postrzegane jako ułomne i to z dwóch przyczyn: (a) ISO nie zauważa pewnych nowszych rewizji adoptowanych już w przeszłości norm (np. jak w opisanym przypadku); (b) ISO nie rozpoznaje ważnych norm, które winny podlegać adopcji, bowiem są czy to obiektywnie ważne, czy też explicite przywoływane w normach już adoptowanych. Przykładem takiej bardzo ważnej normy dla UR jest [12] (jej pierwsza edycja miała miejsce blisko pół wieku temu, bowiem w roku 1976) i odwołuje się do niej szereg norm adoptowanych przez ISO.
- ⁶ W artykule słowo „transjentowe” odnosi się do zmienności obrotów (rozruch – wybieg), a nie do efektów mogących wystąpić w przepływie.
- ⁷ Doświadczenia niektórych producentów pomp pokazują, że agregaty pionowe, szczególnie te z długimi wałami, charakteryzują się stosunkowo dużymi momentami bezwładności zarówno wirnika napędu, jak i wirnika pompy, co powoduje, że są one podatne na drgania skrętne już przy bardzo niewielkich wymuszeniach skrętnych.
- ⁸ ASD = adjustable-speed drive, czyli napęd o regulowanej prędkości obrotów wirnika.
- ⁹ Nie jest to jedyny efekt negatywny. Impulsy te powodują wtórnie także pojawienie się prądów pasożytniczych w silniku (a czasem nawet i poza nim), które mogą doprowadzić w pierwszej kolejności do erozji elektrycznej łożysk, a czasami również sprzęgła.
- ¹⁰ Zakłócenia ze strony sieci zakłócają pracę nie tylko agregatów napędzanych silnikami, ale w podobny sposób generatorów napędzanych turbinami i w związku z tym przyczyniają się do wzbudzania drgań skrętnych [14].

- ¹¹ W wielu artykułach można znaleźć stwierdzenie, że kawitacja przyczynia się do pojawienia drgań skrętnych. Jest to daleko idące uproszczenie. Turbulencje pojawiające się przy przepływie medium przez pompę w pierwszej kolejności są odpowiedzialne za pobudzenie wirnika do drgań skrętnych, a jeśli będą wystarczająco duże – to także do pojawienia się kawitacji. Natomiast wystąpienie drgań skrętnych wirnika pompy będzie prowadzić do dodatkowego intensyfikowania i zdynamizowania pulsacji ciśnienia, szczególnie na granicy: łopatka – medium, co prowadzi do przekraczania granicy „ciśnienia parowania” (jak pokazane na rys. 2 w [16]). Ten zintensyfikowany proces jest podstawową przyczyną znaczącej erozji kawitacyjnej.
- ¹² Na rys. 6 przedstawiono dwie masy poosiowo skupione. Tak więc pisząc teraz o niewyważeniu w domyśle jest ono rozumiane jako niewyważenie statyczne. Oczywiście drgania skrętne występują także w układach wirnikowych, w których wirniki posiadają znaczne długości poosiowe. Np. na model pokazany na rys. 9 można patrzeć jak na dwukorpusową turbinę napędzającą generator. W tym przypadku wirniki mogą charakteryzować się zarówno niewyważeniem statycznym, jak i dynamicznym. Dla prowadzonych tutaj rozważań dynamiczna składowa niewyważenia nie przedstawia istotnego znaczenia.
- ¹³ Tu „runout” w rozumieniu szumu pomiarowego.
- ¹⁴ W przeszłości autorowi zdarzyło się pracować na rzecz systemu MMS dla pomp wody chłodzącej reaktorów użytkowanych przez jedną z elektrowni w Ukrainie. Sformułowane przez inwestora wymagania dla MMS były bardzo dalekie od najlepszej praktyki inżynierskiej.

Literatura

- [1] <https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/pump-market>
- [2] Nan H., i inni: Failure modes, mechanisms and causes of shafts in mechanical equipment, Engineering Failure Analysis, 2022.
- [3] Torsional Fatigue Failure – Identification, Diagnosis and Prevention; www.reliabilityweb.com/articles.
- [4] Nowicki R., Wspomaganie utrzymania ruchu pomp łazyskowych tocznie, Kierunek Pomp, 1/2024 (856), str. 46...63.
- [5] Torsional Vibration Diagnostics for Rotating Equipment, #1016703, EPRI Final Report, DEC 2008.
- [6] HI ANSI/HI 9.6.8 : 2014 Dynamics of Pumping Machinery (R2021).
- [7] ANSI/HI 9.6.5-2022 – Rotodynamic Pumps Guideline for Condition Monitoring.
- [8] PUMP VIBRATION STANDARDS GUIDELINES, 1st edition – 15 July 2013.
- [9] Hydraulic Institute Engineering Data Library <https://www.europump.net/publications/6384cdc13d7ce/Guidelines-Guidelines>
- [10] API Std 610: Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries, 5th Edition, 01/01/2021.
- [11] ISO 13709:2009, Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries, 12th Edition.
- [12] API STD 670, Machinery Protection Systems, 5th edition, NOV 2014 (R2022).
- [13] Beach K., VFD Series: Motor Cable Length Matters, HORIZON SOLUTIONS, Blog, 2016-08-29.
- [14] Xiang L., Yang S., Gan Ch., Torsional vibration of a shafting system under electrical disturbances, Shock and Vibration, 19 (2012) p. 1223-1233.
- [15] Zhang N. i inni: Unsteady Pressure Pulsations in Pumps – A Review, Energies 2023, 16(1).
- [16] Nowicki R., Niczym krewetki - nowe możliwości w zakresie nadzoru pomp, Pompy Pompownie, Nr 2/2017 str. 8-15.
- [17] API 617:2022, Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors, Ninth Edition.
- [18] Redmond I., Shaft Misalignment and Vibration – A Model, Dynamic Analysis Unit, Consulting Services Department, Saudi Arabian Oil Company, 2006.
- [19] PETTINATO B., WANG Q., Measure and predict torsional vibration in rotating equipment, Valve, Pumps and Turbomachinery, HYDROCARBON PROCESSING®, July 2019, p. 67-69.
- [20] Maier M. i inni: Coupling Selection Guidelines For Rotating Equipment in the API Industry, TURBOMACHINERY & PUMP SYMPOSIA | HOUSTON, TX, TUTORIAL SEPTEMBER 25, 2023.
- [21] Miałkowski P., Peton N.: Watching the Invisible – Rotor Torsional Vibration Measurements Using Vorso Transducers, Baker Hughes, MOBIUS WEBINAR, December 10, 2024.
- [22] API 684 Tutorial on the API Standard Paragraphs Covering Rotor Dynamics and Balancing: An Introduction to Lateral Critical and Train Torsional Analysis and Rotor Balancing.
- [23] Jenkins L. S.: Cracked shaft detection on large vertical nuclear reactor coolant pump, NASA. Lewis Research Center Instability in Rotating Machinery, 1985.
- [24] Nowicki R., Wokół atomu – rozważania o ewolucji utrzymania ruchu – od elektrowni konwencjonalnych do jądrowych, Kierunek ENERGETYKA, 5-6/24 (869), 58...65.

Źródło rysunków: zasoby autora
i odsyłacze w tekście ■

Reklama

Cantoni®
GROUP

BESEL®
since 1920

CELMA
indukta
since 1878

EMIT®

ELFA®

Silnik elektryczny do napędu pomp wody chłodzącej w elektrowni

Silniki elektryczne
od 0,04 kW do 7000 kW



fot. 123rf

POMPY MEMBRANOWE – NOWE WYNAŁAZKI

dr hab. inż. Jerzy Bochnia

prof. PŚk, Politechnika Świętokrzyska

Trudno w konstrukcji i zasadzie działania pompy membranowej dokonać zmian, które mogłyby być uznane za przełomowy wynalazek. Nie byłaby bowiem ona już wtedy pompą membranową. Jednak nie zmieniając istoty konstrukcji, można poprawić jej funkcjonalność. Przedstawię dwa przykłady takich interesujących wynalazków.

Pompa membranowa jest urządzeniem służącym do przemieszczenia medium, tj. cieczy lub gazów z przestrzeni ssawnej do przestrzeni tłocznej z zastosowaniem membrany, która wykonuje ruchy cykliczne wywołujące zmianę objętości komory robo-

czej, tym samym uruchamiając pracę zaworów zwrotnych wlotowego i wylotowego. Pompy membranowe mogą być stosowane do transportu mediów o wysokiej lepkości, lotnych i żrących. Do ich zalet należy uniwersalność, odporność na uszkodzenia, bezpieczeństwo

pracy, zaś wśród wad wymienić można: nieosiąganie dużych natężeń przepływu, hałas, czasem wibracje.

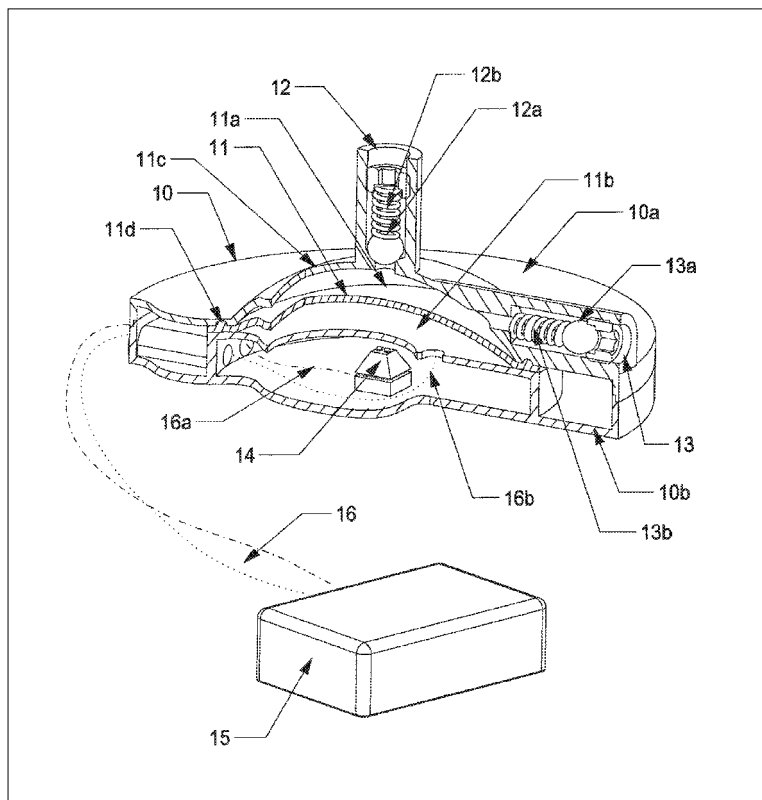
Mechatroniczna pompa membranowa

Klasyczna konstrukcja pompy membranowej jest znana i niezmienna od wielu lat. To zatem obudowa (korpus), najczęściej dzielona, w której zamontowano membranę wytwarzaną z różnych materiałów, przeważnie polimerowych, napędzaną mechanicznie, elektromagnetycznie lub ciśnieniowo tak, aby wywołać samoczynne działanie zaworu (zaworów) ssawnego i tłocznego, co umożliwi przepływ cieczy z części ssawnej rurociągu do części tłocznej. Opisany w dalszej części artykułu wynalazek dotyczy elektronicznego sterowania pracą membrany.

Pompę stosuje się w przemyśle chemicznym lub farmaceutycznym, a części mające kontakt z medium – płynem – mogą być wykonane z materiałów jednorazowego użytku.

Na rysunku 1 przedstawiono pierwszy przykład wykonania pojedynczej pompy membranowej zgodnie z [1].

Zasada działania powyższej pompy polega na użyciu gazu wprowadzonego do komory napędowej 11b za pomocą przewodu ciśnieniowego 16b, którego ciśnienie zmienia się w zależności od sygnału sterującego pochodzącego z jednostki sterującej 15, wyposażonej w mikroprocesor i odpowiedni algorytm sterowania. Wzrost ciśnienia gazu w komorze 11b powoduje ugięcie membrany i wzrost ciśnienia cieczy w komorze 11a, zamknięcie zaworu wlotowego cieczy 13a i otwarcie zaworu wylotowego cieczy 12a, a tym samym przepływ cieczy do rurociągu tłocznego. Zmniejszenie ciśnienia gazu w komorze 11b wpływa na ugięcie zwrotne membrany i zmniejszenie ciśnienia cieczy w komorze 11a, otwarcie zaworu wlotowego cieczy 13a i zamknięcie zaworu wylotowego cieczy 12a, a tym samym przepływ



RYS. 1

Elektronicznie sterowana pompa membranowa według US 10508647 B2 [1]. 10 – korpus pompy membranowej, 10a i 10b – części obudowy pompy, 11 – elastyczna membrana, 11a – pompowana ciecz (komora ssąco-tłocząca ciecz), 11b – gaz napędowy (komora napędowa ciśnieniowa), 11c – wklęsła strona obudowy, 11d – wgłębienie (rowek) w częściach obudowy 10a i 10b, 12 – wylot cieczy, 13 – wlot cieczy, 12a i 13a – jednokierunkowe zawory zwrotne, 12b i 13b – sprężyny spiralne, 14 – czujnik przemieszczenia, 15 – jednostka sterująca, 16 – połączenie (przewód elektryczny, przewód ciśnieniowy) jednostki sterującej z korpusem pompy, 16a – przewód elektryczny podłączony do czujnika przemieszczenia, 16b – przewód ciśnieniowy podłączony do komory napędowej

cieczy z rurociągu ssawnego, czyli zassanie cieczy do komory 11a. Częstotliwość cykli i ciśnień regulowana jest przez jednostkę sterującą 15.

Inny przykład wykonania pompy według opisu patentowego [1] przedstawiono na rysunku 2. Są to dwie pompy membranowe pojedyncze połączone w jedną zwartą całość.

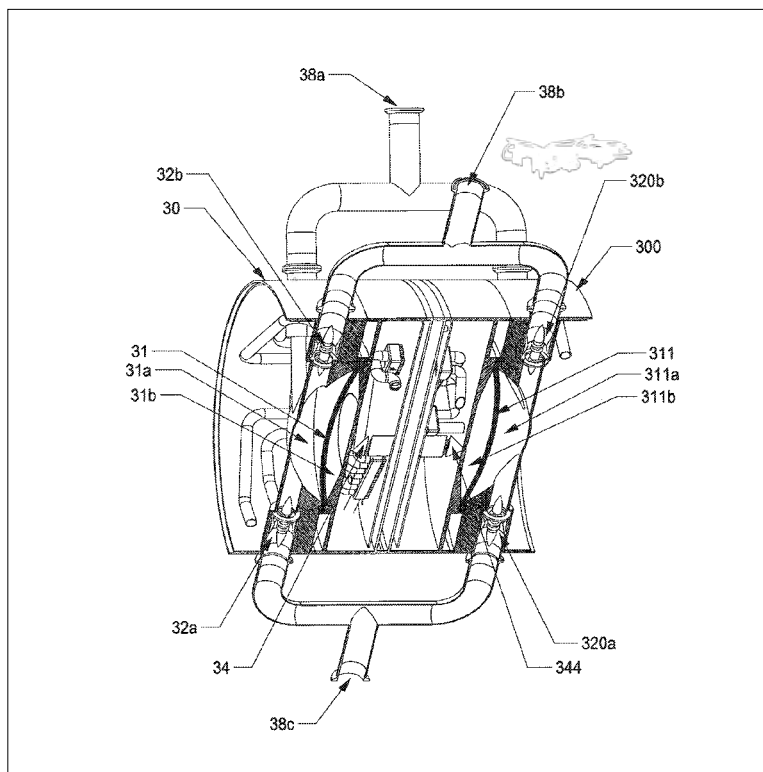
Dwa pojedyncze moduły pompy membranowej połączone w jedną całość mają inne sterowanie i inną konstrukcję zaworów zwrotnych. Zamiast funkcji typowej dla zaworu zwrotnego pełnią one funkcję zaworów sterujących. Komunikacja on-line z pompą może odbywać się przewodowo lub bezprzewodowo. Moduły opisywanej tu pompy membranowej mogą być łączone z innymi elementami i podzespołami tworząc bardziej zaawansowane pod względem konstrukcyjnym obiekty techniczne, np. reaktory wyposażone w odpowiednie systemy sterowania.

Oprócz wynalazków będących przedmiotem konkretnych opisów patentowych spotkać można najnowsze publikacje naukowo-techniczne dotyczące sterowania pracą pomp [2, 3, 4]. W pracy [2] przed-

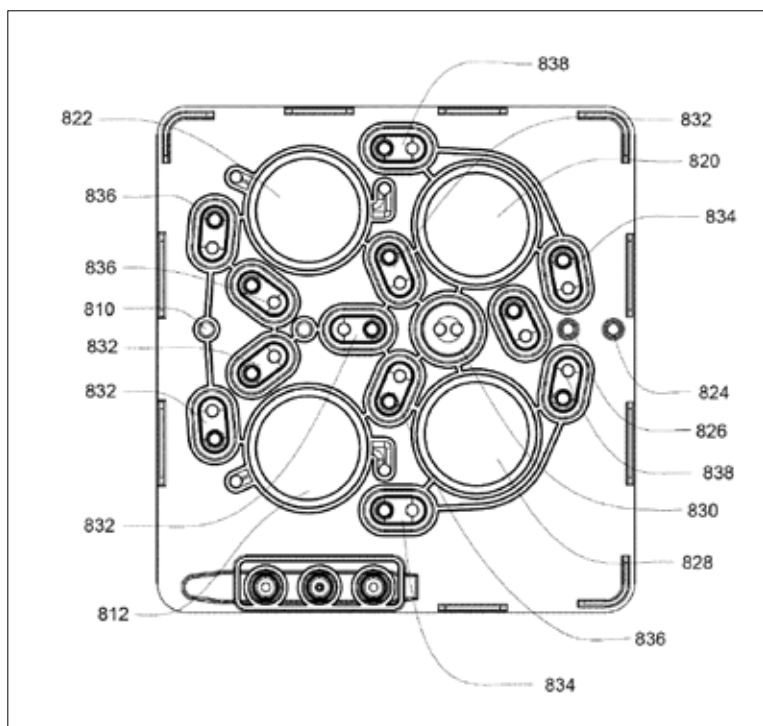
SYSTEM ELEKTRONICZNEGO STEROWANIA POMPĄ MEMBRANOWĄ

W opisie patentowym US 10508647 B2 [1] zaprezentowano system elektronicznego sterowania pompą membranową, który obejmuje:

- obudowę pompy z komorą gazu napędowego (sterowanie ciśnieniem gazu),
- komorę cieczy oddzielną membraną,
- elementy układu ciśnienia gazu napędowego (ciśnienie zmienia się w odpowiedzi na sygnał sterujący),
- czujnik przemieszczenia membrany dostarczający sygnały sterujące do układu sterowania.



RYS. 2
Elektrycznie sterowana podwójna pompa membranowa [1]. 30 i 300 – dwie pojedyncze (modułowe) pompy zmontowane tyłem do siebie, 31 i 311 – membrany pomp modułowych, 31a i 311a – ciecz w komorach płynu, 31b i 311b – komory napędowe wypełnione gazem, 32a, 311a, 32b i 320b – zawory sterujące, 34 i 344 – czujniki przemieszczenia, 38a, 38b i 38c – porty (króćce) wlotowo-wylotowe



RYS. 3
Kaseta pompująca – widok od dołu przykładowego wykonania płyty środkowej kasety [5]. 810 – pierwszy wlot płynu, 812 i 822 – zasobniki wyważające, 820 i 828 – pompy zasobnikowe, 824 – drugi wylot płynu, 826 – drugi wlot płynu, 830 – pompa dozująca, 832, 834, 836 i 838 – zawory

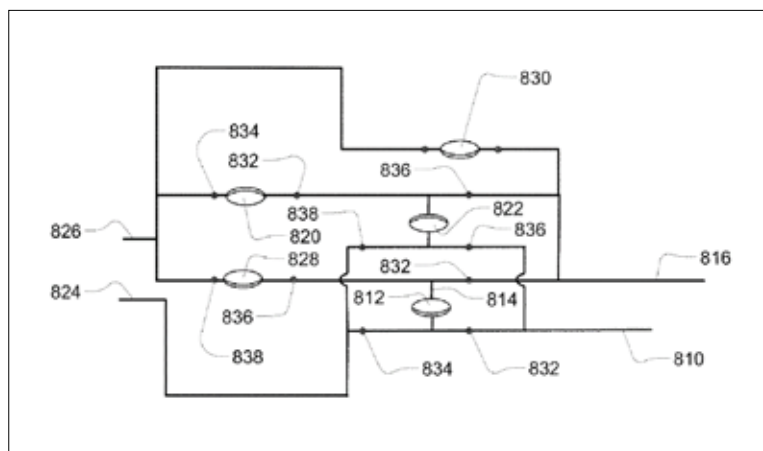
stawiono projektowanie, analizę i charakterystykę układu sterowania pompy membranowej elektromagnetycznej. Opisano nową konstrukcję pompy membranowej elektromagnetycznej sterowanej mikrokontrolerem Arduino NANO opierającym się na naprzemiennej polaryzacji dwóch elektromagnesów, które przyciągają lub odpychają magnes trwały umieszczony na elastycznej membranie. Opisano bogaty system sterowania opracowany przez firmę Atmel, z siedzibą główną w San Jose w Kalifornii. Badanie odkształceń gumowej membrany elektromagnetycznej pompy membranowej omówiono w artykule [3]. Zaproponowano przydatną dla konstruktorów metodę obliczania odkształceń gumowej membrany. Poprzez opracowanie i analizę modelu odkształceń gumowej membrany określono teoretyczną zależność między odkształceniem, rozmiarem elektromagnetycznej pompy membranowej i ciśnieniem cieczy. Artykuł [4] dokonuje interesującego przeglądu stanu rozwoju i badań nad pompami membranowymi symetrycznymi. Podsumowano stan rozwoju i badań nad pompami membranowymi w ostatnich latach, w tym strukturę pompy membranowej, zasadę działania, kategorię, badania nad kawitacją, zużyciem, nad diagnostyką usterek, nad drganiami i hałasem, interakcjami ciecz-ciało stałe oraz badania nad zaworami jednokierunkowymi i membranami. Omówiono zagadnienia optymalizacji i wydajności pomp membranowych, wykorzystanie nowych technologii do analizy nowych materiałów stosowanych w pompach membranowych oraz projektowanie urządzeń ochronnych membran.

Kaseta pompująca

Interesujące rozwiązanie konstrukcyjne zespołu modułowych pomp membranowych tworzących kasety pompującą przedstawiono w opisie patentowym US 12066017B2 [5]. Podano w streszczeniu do opisu patentowego, że kaseta pompująca zawiera obudowę posiadającą co najmniej dwa przewody wlotowe płynu, co najmniej dwa przewody wylotowe płynu oraz co najmniej jeden zasobnik wyrównujący wewnątrz obudowy i w połączeniu płynnym ze ścieżkami płynu. Zadaniem zasobników wyrównujących jest stabilizacja przepływu pierwszego i drugiego płynu pod względem objętości. W kasecie znajdują się również co najmniej dwie pompy membranowe wyporowe ciśnieniowe. Umieszczone są one wewnątrz obudowy i pompują płyn z wlotu płynu do przewodu wylotowego oraz pompują drugi płyn – z wlotu do wylotu płynu.

Na rysunku 3 pokazano przykład kasety w jednym z wykonania, których kilka zamieszczono w opisie patentowym, zaś na rysunku 4 – schemat połączeń poszczególnych modułów.

Działanie kasety przedstawionej na rysunkach 3 i 4 jest następujące: pierwszy płyn wpływa do kasety przez pierwszy wlot płynu 810. Następnie pierwszy płyn przepływa do zasobnika wyrównującego 812; zasobnik ten początkowo zawierał pierwszą obję-



RYS. 4

Schemat kasety pompującej – ścieżka przepływu [5]. 810 – pierwszy wlot płynu, 816 – pierwszy wylot płynu, 812 i 822 – zasobniki wyważające, 820 i 828 – pompy zasobnikowe, 824 – drugi wylotu płynu, 826 – drugi wlot płynu, 830 – pompa dozująca, 832, 834, 836 i 838 – zawory

tość drugiego płynu. Gdy pierwszy płyn wpływa do zasobnika wyrównującego 812, membrana wypycha drugi płyn z zasobnika wyrównującego 812. Płyn ten przepływa przez ścieżkę odpływową 814 i na zewnątrz przez pierwszy wylot płynu 816.

W tym samym czasie pompa zasobnikowa 820 zawiera objętość drugiego płynu. Objętość ta jest pompowana do zasobnika wyrównującego 822. Zasobnik wyrównujący 822 zawiera objętość pierwszego płynu, która jest wypierana przez objętość płynu drugiego. Objętość pierwszego płynu z zasobnika wyrównującego 822 przepływa do drugiego wylotu płynu 824 i opuszcza kasetę. Objętość płynu drugiego wpływa do kasety przez wlot płynu 826 i przepływa do pompy 828.

Drugi płyn jest pompowany z pompy 828 do zasobnika wyrównującego 812. Wypiera on pierwszy płyn w zasobniku wyrównującym 812, który z zasobnika wyrównującego 812 przepływa do drugiego wylotu płynu 824.

Pierwszy płyn przepływa do kasety przez pierwszy wlot płynu 810 i trafia do zasobnika wyrównującego

822. Pierwszy płyn wypiera drugi w zasobniku wyrównującym 822, wymuszając wypłynięcie drugiego płynu z kasety przez pierwszy wylot płynu 816. Drugi płyn przepływa do kasety przez drugi wlot płynu 826 i do pompy 820.

Kluczową kwestią w kasecie pompującej składającej się z modułów pomp membranowych jest algorytm sterowania zaworami i realizacja tego algorytmu. Stąd w opisie patentowym podano również przykłady wykonania zaworów, poszczególnych modułów membranowych, różne konstrukcje membran. Ze względu na dużą objętość opisu patentowego, w tej pracy opisano tylko niewielki jego fragment podkreślając walory i możliwości współczesnych rozwiązań konstrukcyjnych pomp membranowych.

Przedstawione opisy patentowe, jak i zacytowane artykuły naukowo-badawcze wskazują na dalszy rozwój konstrukcji pomp membranowych na przykład poprzez zastosowanie nowych podzespołów mechatronicznych wraz z zaawansowanymi metodami sterowania, nowe modułowe konstrukcje – jak w przypadku kasety pompującej – lub też zastosowanie nowych materiałów inżynierskich.

Literatura

1. Per Stobbe.: Electronically controlled diaphragm pump, Patent US 10508647 B2, 2019.
2. Skupień, S.; Kowol, P.; Capizzi, G.; Sciuto, G.L. Control System Hardware Design, Analysis and Characterization of Electromagnetic Diaphragm Pump. Appl. Sci. 2024, 14, 8043. <https://doi.org/10.3390/app14178043>.
3. Liao Y, Wang H, Chen B, Liu Y (2024) Deformation investigation of electromagnetic diaphragm pump rubber diaphragm. PLoS ONE 19(6): e0304052. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0304052>.
4. Zhao, K.; Lou, Y.; Peng, G.; Liu, C.; Chang, H. A Review of the Development and Research Status of Symmetrical Diaphragm Pumps. Symmetry 2023, 15, 2091. <https://doi.org/10.3390/sym15112091>.
5. Jason A. Demers, Michael J. Wilt, Kevin L. Grant, James D. Dale, Brian D. Tracey: Pumping cassette, Patent US 12066017B2, 2024. ■

Reklama



DOPIŹYW RZETELNYCH
INFORMACJI

dla pasjonatów pomp i pompowni

kierunekpompy



MONITOROWANIE I WYKRYWANIE KAWITACJI w pompach wirowych

dr. hab. inż. Krzysztof Karaśkiewicz

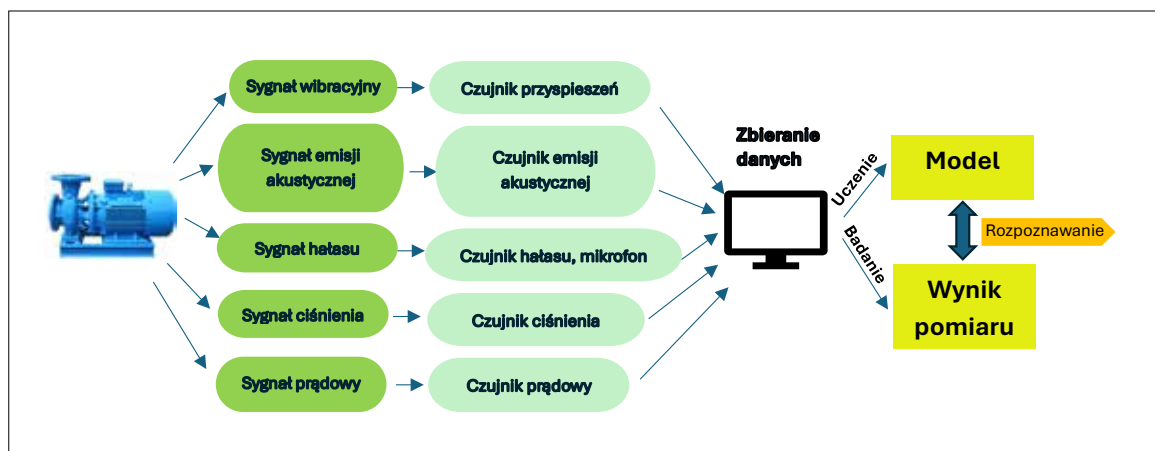
Politechnika Warszawska

Wszędzie tam, gdzie obecność kawitacji i związanej z nią erozji kawitacyjnej może wiązać się z dużymi stratami, istniejące już rozwiązania eliminacji tych problemów mogą być dobrą propozycją. Przedstawione w artykule sposoby wykrywania kawitacji i ich implementacje komercyjne nie są metodami znormalizowanymi. Ich stały rozwój każe jednak wierzyć, że w przyszłości się to zmieni.

Znormalizowane metody badania kawitacji [1,2] polegają na pomiarze nadwyżki wymaganej pompy wirowej *NPSHR* przez wprowadzenie jej w stan kawitacji poprzez zmniejszanie *NPSHA*. Obejmują wizualizację, metody hydrauliczne lub termiczne. Są możliwe na stacji prób, a rzadko do wykonania *in situ*. W niniejszym artykule nie są omawiane.

Diagnostyka występowania kawitacji

Do diagnozowania obecności kawitacji w pompie w warunkach pracy stosuje się metody wykorzystujące wpływ zjawiska kawitacji na zmiany drgań, hałasu, pulsacji ciśnienia i natężenia prądu silnika napędowego. Jak na razie nie są to metody znormalizowane. Diagnostyka kawitacji jest częścią diagnostyki niepo-



RYS. 1
Schemat blokowy wykrywania kavitacji
źródło: zasoby autora

żądanych stanów pracy pompy wirowej, w ostatnich latach poświęca się jej coraz więcej uwagi.

Rysunek 1 przedstawia schemat blokowy wykrywania kavitacji w oparciu o różne sygnały.

Metody pomiaru drgań za pomocą czujnika przyspieszeń

Obecność kavitacji zmienia charakter drgań. Amplituda może znacząco wzrosnąć. Jest to widoczne w przebiegu sygnału względem czasu i częstotliwości [3].

Obecne metody przetwarzania sygnałów drgań na ogół opierają się na analizie w dziedzinie czasu, analizie w dziedzinie częstotliwości i analizie w dziedzinie czasu oraz częstotliwości.

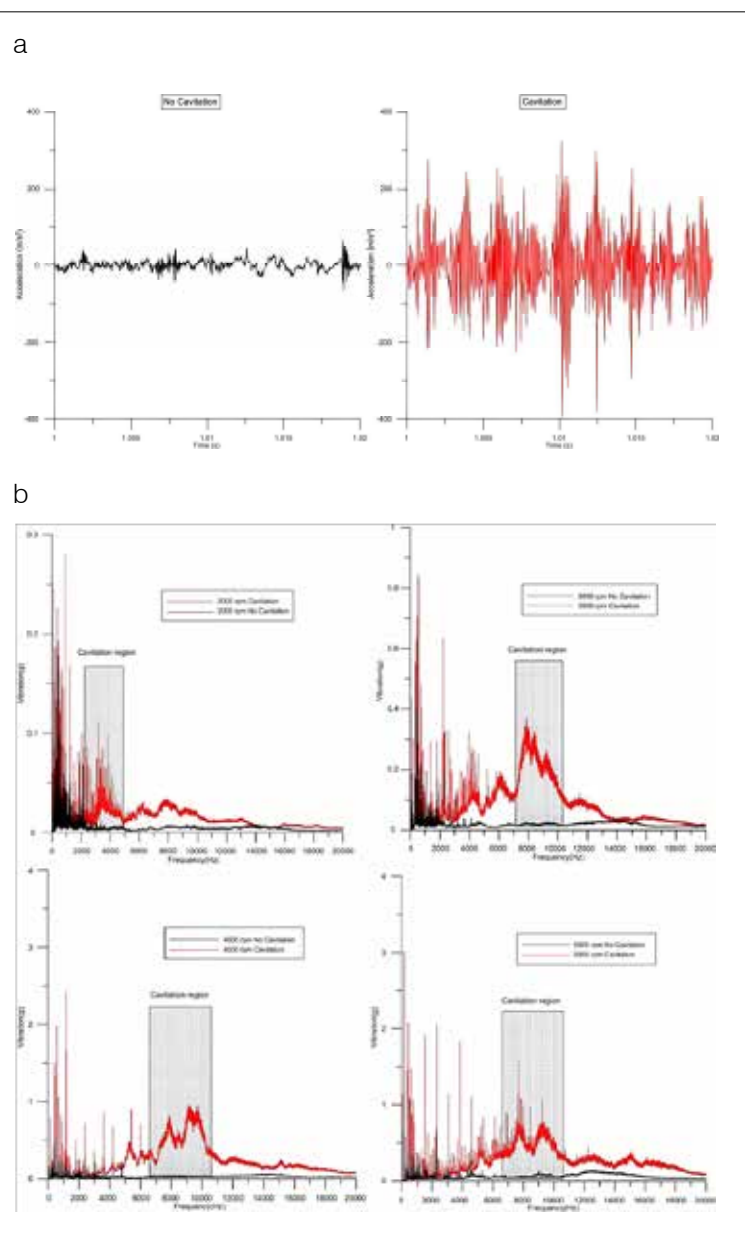
”

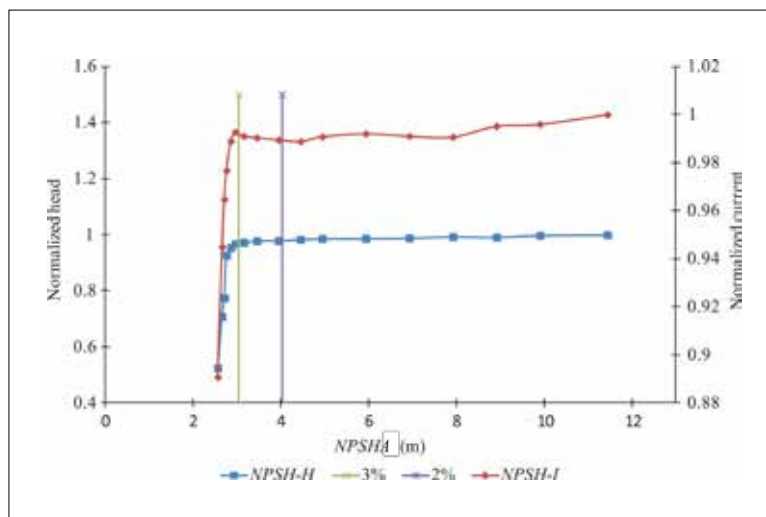
Obecność kavitacji zmienia charakter drgań – amplituda może znacząco wzrosnąć

Analiza czasowo-częstotliwościowa jest uważana za najdokładniejszą. Może być stosowana do sygnałów nieliniowych i nieustalonych. Głównymi metodami wyodrębniania cech kavitacji w oparciu o analizę czasowo-częstotliwościową są: kurtoza widmowa (znacząco rosnąca w stanie kavitacji) [4], krótkoczasowa transformata Fouriera STFT (umożliwiająca wydobycie z sygnału informacji przy widmie zmieniającym się w czasie), dekompozycja empiryczna (ang. Empirical Mode Decomposition – EMD) pozwalająca odzyskać składowe modulowane amplitudą z silnego szumu tła w sposób adaptacyjny, transformacja falkowa (dla sygnałów zaszumionych) i rozkład Wignera-Ville’a (WVD daje najlepszą rozdzielczość widmową).

RYS. 2

a) Sygnały przyspieszenia w dziedzinie czasu w stanie kavitacji i bez kavitacji
b) Typowe widmo sygnału drgań przy różnych prędkościach obrotowych [3]





RYS. 3

Zmiana wysokości podnoszenia i prądu w silniku indukcyjnym przy zmianie NPSHA [5]

Metody badania kawitacji za pomocą pomiaru prądu

Większość pomp odśrodkowych jest napędzana silnikiem indukcyjnym. Może być on traktowany jako czujnik momentu obrotowego, zmieniającego się np. na skutek kawitacji.

Metoda oceny kawitacji za pomocą analizy prądu stojana silnika ma pewne zalety. Odczyt sygnału elektrycznego jest nieinwazyjny i względnie tani.

Rysunek 3 pokazuje dwie krzywe bezwymiarowe prądu silnika i wysokości podnoszenia przy ustalonej wydajności, jako funkcje NPSHA [5].

W trakcie rozwoju kawitacji, w miarę zwiększania się udziału pary, maleje gęstość mieszaniny woda-para. Ilość energii przekazywana tej lżejszej mieszaninie przez wirnik, a więc też moment obciążający silnik, spada. To prowadzi do zmniejszenia się prądu silnika.

Analiza charakterystyki prądowej silnika (MCSA – Motor Current Signal Analysis) jest stosowana szerzej do różnych stanów niepoprawnej pracy pompy, np. niewyważenia, uszkodzenia łożysk itp.

Metody pomiaru emisji akustycznej (AE)

Metoda AE jest pasywną metodą pomiaru polegającą na rejestracji chwilowych fal, wywołanych uwolnieniem energii sprężystej w materiale.

W trakcie kawitacji dochodzi do silnych, lokalnych wzrostów ciśnienia powyżej granicy plastyczności materiału pompy. Te impulsy i naprężenia w materiale wywołują propagację fal AE o średniej i wysokiej częstotliwości w zakresie 1 kHz ~ 1 MHz, rozchodzących się w całej konstrukcji. Fale te ulegają tłumieniu, co ogranicza dystans, na jakim mogą być wykrywalne. Ten dystans zależy od wielu czynników, jak np. własności materiału, kształt elementów, poziom zakłóceń pochodzących z tła akustycznego.

”

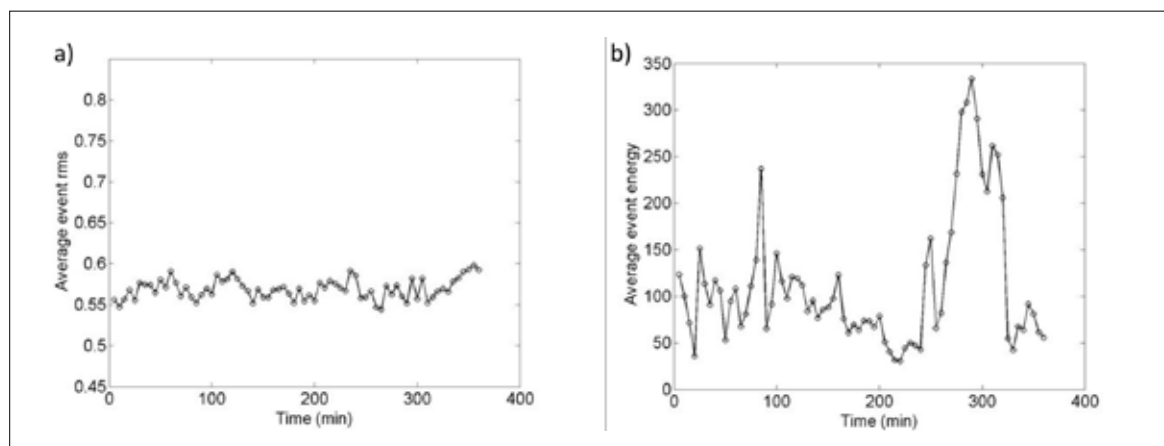
W trakcie kawitacji dochodzi do silnych, lokalnych wzrostów ciśnienia powyżej granicy plastyczności materiału pompy. Te impulsy i naprężenia w materiale wywołują propagację fal AE o średniej i wysokiej częstotliwości

Do rejestracji fal AE używa się zwykle czujników piezoelektrycznych. Są one instalowane najczęściej na wlocie i wylocie pompy.

Na rysunku 4 porównano dwa sygnały fal AE [6] w procesie erozji kawitacyjnej. Część a) przedstawia wartości RMS, a część b) średnią energię fali AE. Sygnał RMS jest niewrażliwy na obecność kawitacji, natomiast energia zmienia się wraz z rozwojem erozji kawitacyjnej. Korelacja między średnią energią a szyb-

RYS. 4

Porównanie sygnałów a) RMS AE i b) średniej energii AE [6]



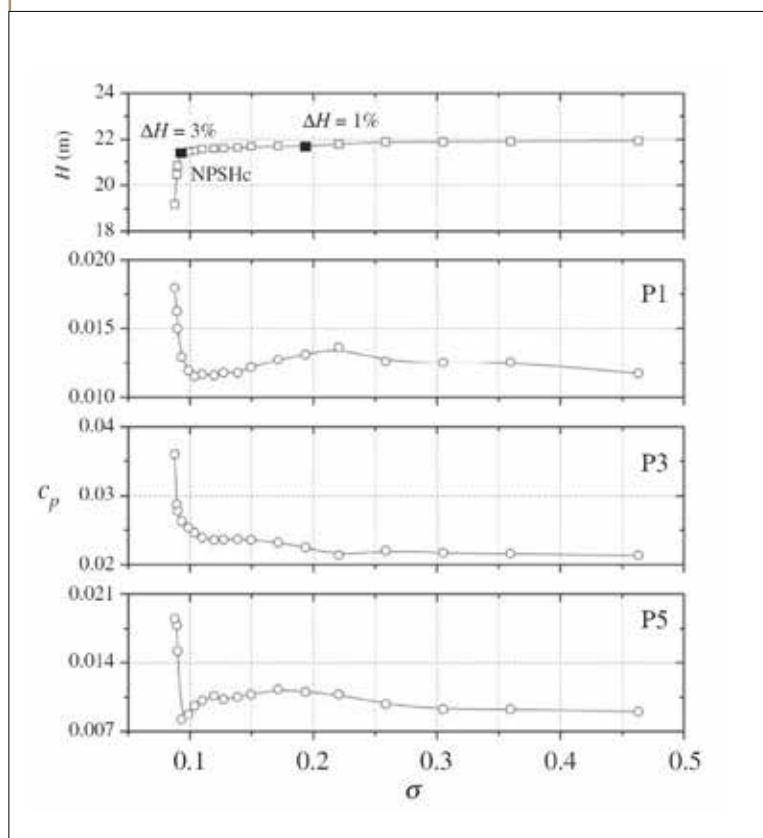
kością utraty masy w czasie [6] wskazuje na skuteczność w wykrywaniu erozji kawitacyjnej.

Metoda pomiaru pulsacji ciśnienia

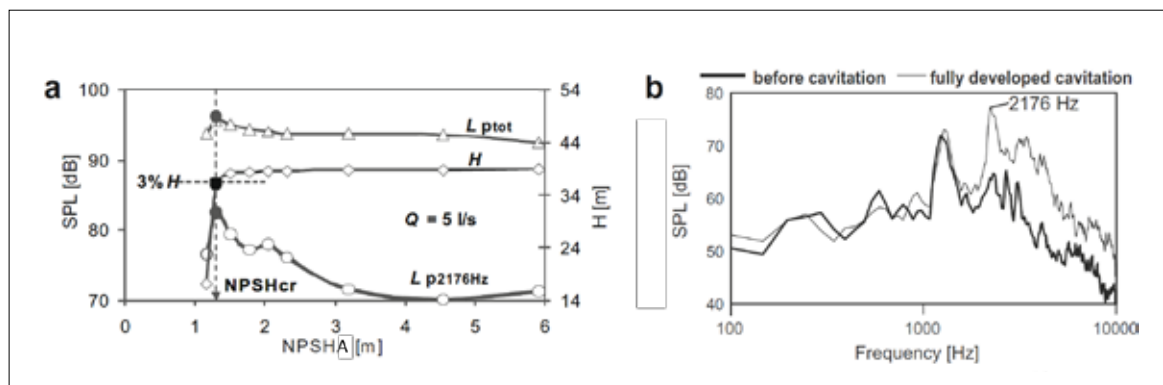
Badania nad charakterystyką pulsacji ciśnienia w związku z obecnością kawitacji w pompie koncentrują się głównie na czterech częściach: wlocie, wylocie, spiralnym kanale zbiorczym i samym wirniku. Sygnały pulsacji ciśnienia są nieliniowe i nieustalone, dlatego bardzo ważne jest wybranie odpowiednich algorytmów do ekstrakcji cech i przetwarzania sygnału.

Na rysunku 5 pokazane są wartości amplitudy ciśnienia $c_p = \frac{\Delta p}{0,5\rho u_2^2}$ w funkcji bezwymiarowej rozporządkalnej nadwyżki antykawitacyjnej $\sigma = \frac{NPSHA}{H}$ w trzech różnych punktach pomiarowych P1, P3, P5, położonych wzdłuż spiralnego kanału zbiorczego [7].

RYŚ. 5
Charakterystyki
bezwymiarowej
amplitudy
ciśnienia c_p
w funkcji σ [7]



RYŚ. 6
Charakterystyki
poziomu dźwięku
dla zmiennych
NPSHA i w postaci
widma [8]



Amplituda ciśnienia wyraźnie rośnie w miarę przybliżania się do wartości krytycznej $NPSH_c$ kawitacji, co pokazuje, że ta metoda potrafi skutecznie diagnozować jej obecność.

Metoda pomiaru hałasu kawitacyjnego

Pojawienie się kawitacji w pompie jest wyraźnie słyszalne przy normalnym słuchaniu. Kawitację można więc wykrywać mikrofonem w paśmie 20-20000 Hz. Sam pomiar nie jest skomplikowany, jednak ze względu na obecność tła akustycznego kluczowe znaczenie ma odpowiednie przetworzenie pozyskanego sygnału. Szczególnie przydatne jest tu dekompozycja empiryczna (EMD) i transformacja falkowa, pozwalające oddzielić tło.

Na rysunku 6 pokazane są [8] wyniki pomiarów dźwięku (SPL) pompy wirowej badanej metodą stałego przepływu.

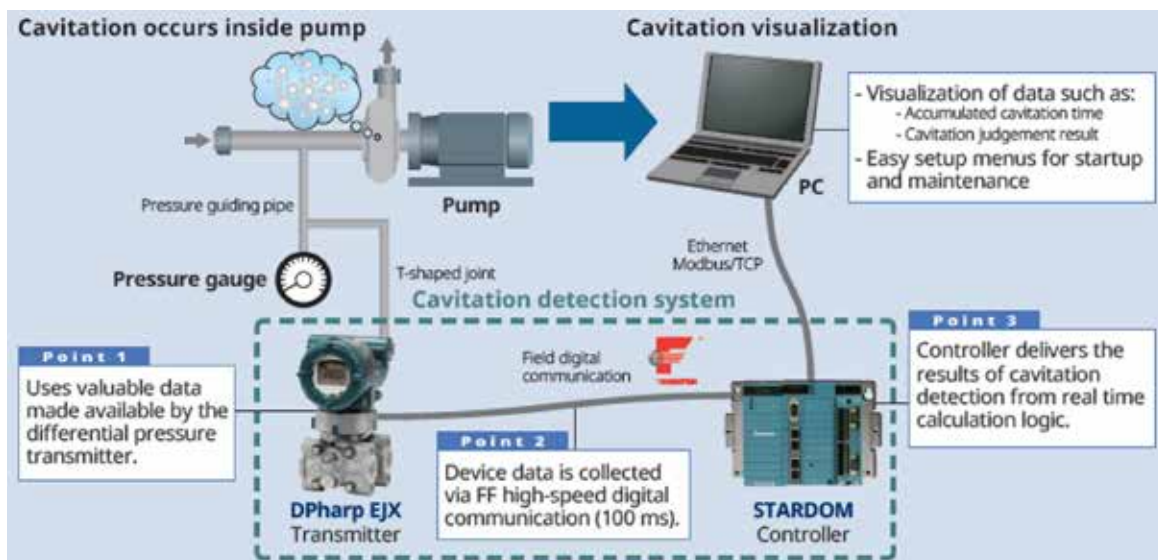
Pojawienie się kawitacji w pompie jest wyraźnie słyszalne przy normalnym słuchaniu i można ją wykrywać mikrofonem w paśmie 20-20000 Hz

Na rysunku 6a pokazany został poziom dźwięku całkowitego L_{ptot} i dla wybranej częstotliwości $f = 2176$ Hz na tle charakterystyki $H = f(NPSHA)$, z wyraźnie wzrastającymi wartościami L w miarę zbliżania się do wartości krytycznej $NPSH_{cr}$. Na rysunku 6b zaprezentowano z kolei widmo dźwięku przed i w trakcie kawitacji z wyraźnym wzrostem poziomu dźwięku powyżej 2 kHz.

Metody komercyjne

Wzrastająca potrzeba wykrywania kawitacji u użytkowników pomp wirowych spowodowała poja-

RYS. 7
System
pomiarowy
Yokogava
źródło:
yokogawa.com



wienie się oferty rynkowej urządzeń pozwalających na taką diagnostykę.

Firma Wilcoxon Sensing Technologies oferuje czujnik drgań do pomiarów w zakresie podwyższonych częstotliwości w jakich występuje kawitacja.

Firma Yokogava oferuje kompletny system pomiarowy bazujący na pomiarze pulsacji ciśnienia, pokazany na rysunku 7. Jest on oferowany na razie do cieczy w zakresie lepkości dynamicznej 0,78 do 8,00 mPa·s i temperatur od 2 do 50 stopni Celsjusza.

Firma Flowserve proponuje urządzenie SIHIdetect mierzące drgania pompy i wykrywające, prócz kawitacji, brak współosiowości, zużycie łożysk i niewyważenie układu wirującego.

METODA OCENY KAWITACJI

Za pomocą analizy prądu stojana silnika ma pewne zalety, jak nieinwazyjność i względnie niski koszt



Należy podkreślić, że omówione metody wykrywania kawitacji i ich implementacje komercyjne nie są metodami znormalizowanymi. Ich stały rozwój każe jednak wierzyć, że to wcześniej czy później nastąpi.

Wszędzie tam, gdzie obecność kawitacji i związanej z nią erozji kawitacyjnej może wiązać się z dużymi stratami, istniejące już rozwiązania mogą być dobrą propozycją.

Literatura

- [1] PN-EN ISO 5198:2002 - Pompy odśrodkowe, diagonalne i śmigłowe -- Reguły badań parametrów hydraulicznych -- Klasa precyzyjna.
- [2] PN-EN ISO 9906:2012 - Pompy wirowe -- Badania odbiorcze parametrów hydraulicznych -- Klasy dokładności 1, 2 i 3.
- [3] Buono, D.; Siano, D.; Frosina, E.; Senatore A. - Gerotor pump cavitation monitoring and fault diagnosis using vibration analysis through the employment of auto-regressive-moving-average technique - Simulation Modelling Practice and Theory, 2017, 71, 61-82.
- [4] Mousmoulis, G.; Yiakopoulos, C.; Aggidis, G.; Antoniadis, I.; Anagnostopoulos, I. Application of Spectral Kurtosis on vibration signals for the detection of cavitation in centrifugal pumps. Appl. Acoust. 2021, 182, 108289.
- [5] Yin Luo, Xiong Zhixiang, Hui Sun, Shouqi Yuan and Jianping Yuan - Research on the induction motor current signature for centrifugal pump at cavitation condition - Advances in Mechanical Engineering, 2015, Vol. 7(11) 1-13, DOI: 10.1177/1687814015617134.
- [6] Yongyong He, Zaiyang Shen - Experimental Research on Cavitation Erosion Detection Based on Acoustic Emission Technique - 30th European Conference on Acoustic Emission Testing & 7th International Conference on Acoustic Emission University of Granada, 12-15 September 2012.
- [7] Ning Zhang, Bo Gao, Zhong Li, Qifeng Jiang - Cavitating flow-induced unsteady pressure pulsations in a low specific speed centrifugal pump - R Soc Open Sci. 2018 Jul 4;5(7):180408. doi: 10.1098/rsos.180408. eCollection 2018 Jul.
- [8] Mirko Cudina, Jurij Prezelj - Detection of cavitation in operation of kinetic pumps. Use of discrete frequency tone in audible spectra - Applied Acoustics 70 (2009) 540-546. ■

ZASTOSOWANIE WIRNIKÓW O CZĘŚCIOWO PRZESŁONIĘTYCH KANAŁACH MIĘDZYŁOPATKOWYCH w pompach o swobodnym przepływie

dr inż. Jerzy Rokita

emerytowany pracownik Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych PŚ w Gliwicach

mgr inż. Zbigniew Krawczyk

Grupa Powen-Wafapomp S.A.

Pomiary i analiza charakterystyk pomp o swobodnym przepływie z wirnikami zaopatrzonymi w przesłony wykazały, że w porównaniu z pompami z wirnikami otwartymi te pierwsze zawsze osiągały korzystniejsze parametry pracy, a w szczególności większe wysokości podnoszenia oraz wyższe sprawności.

Pompy o swobodnym przepływie charakteryzują się obszernymi przekrojami przepływowymi umożliwiającymi przemieszczanie ciał stałych – często o dość znacznych rozmiarach, w związku z czym są mało wrażliwe na zatykanie. Oczekuje się zwykle, aby osiągały możliwie dużą wysokość podnoszenia i korzystną

sprawność, a także ograniczoną wydajność w stosunku do wielkości przekrojów przepływowych.

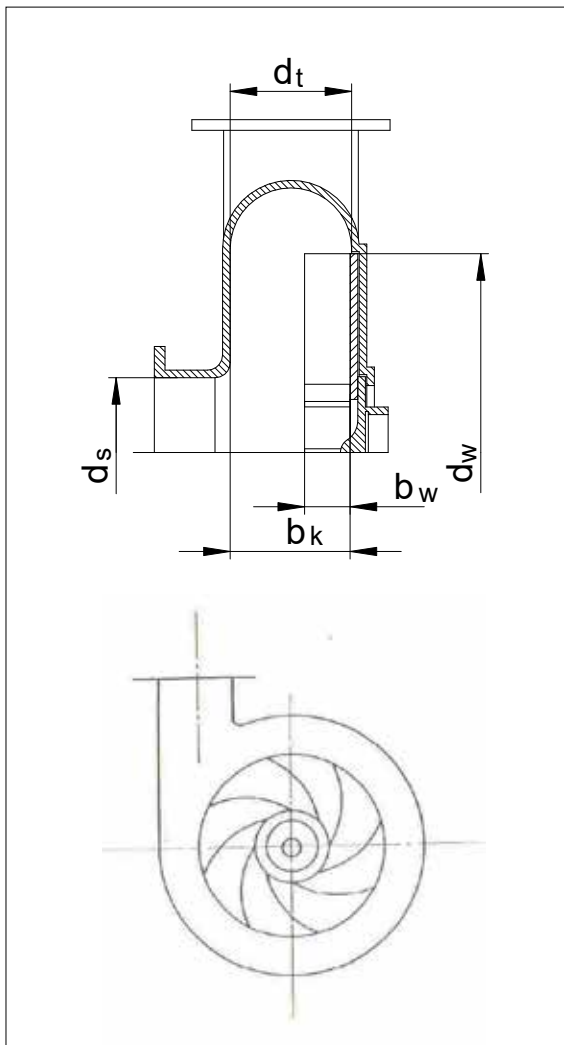
W artykule zostały przedstawione obiecujące rezultaty obszernych badań nad zastosowaniem w pompach o swobodnym przepływie wirników o częściowo przesłoniętych kanałach międzyłopatkowych. Próba



foto. 123rf

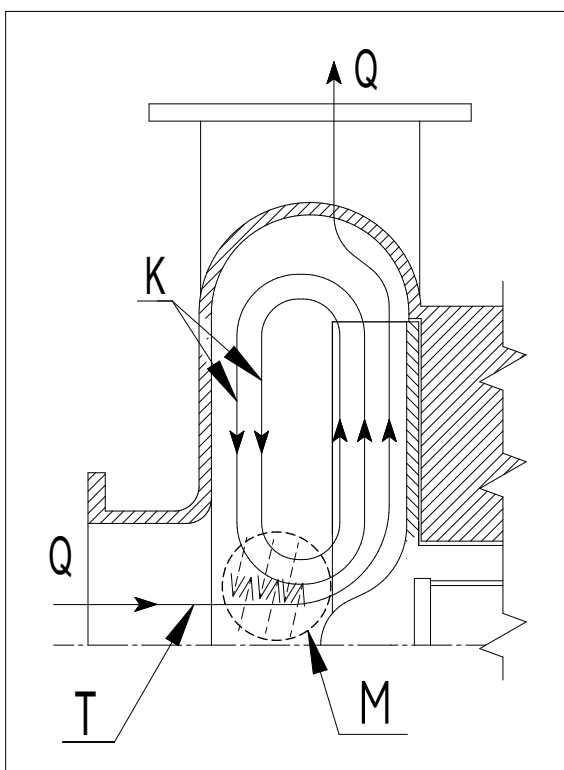
RYS. 1

Główne cechy geometryczne układu przepływowego pompy o swobodnym przepływie. Wirnik otwarty w pompie o swobodnym przepływie z kanałem zbiorczym o stałym przekroju



RYS. 2

Strumienie cieczy w pompie o swobodnym przepływie (T – strumień tranzytowy, K – strumień krążący, M – obszar mieszania strumieni)



ich analizy i uogólnienia będzie przedmiotem innej publikacji.

Zjawiska hydrodynamiczne w pompie o swobodnym przepływie

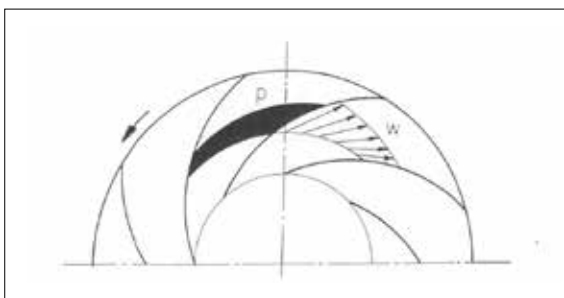
Pompy o swobodnym przepływie są obecnie produkowane przeważnie z wirnikami otwartymi, prawie zawsze z łopatkami wygiętymi wstecz. Wirniki umieszcza się w obszarze komory przepływowej korpusu pompy (rys. 1), co powoduje jednak znaczne zmniejszenie odległości między wirnikiem a pokrywą (lub ścianą) korpusu pompy. Odległość ta determinuje rozmiary ciała stałego, które może być bezkolizyjnie przenoszone w cieczy przez pompę.

Podczas pracy pompy o swobodnym przepływie występują w zasadzie dwa odrębne strumienie cieczy, które poglądowo przedstawiono na rysunku 2. Strumień tranzytowy cieczy (T) wpływa do pompy przez króciec dopływowy, przepływa przez kanały międzyłopatkowe wirnika, wypływa z nich do kanału zbiorczego (zwykle o quasi-stałym lub stałym przekroju) i opuszcza pompę przez króciec tłoczny. Natężenie objętościowe tego strumienia jest równe wydajności objętościowej Q pompy. Przez kanały międzyłopatkowe wirnika przepływa jednak także strumień krążący (K), który cyrkuluje w obiegu zamkniętym, zaś jego natężenie jest znacznie większe od wydajności pompy ($Q_k \approx (2-3) Q$), co wykazał eksperymentalnie autor pracy [1]. W związku z tym natężenie przepływu cieczy przez wirnik (w przekroju wypływowym na jego średnicy zewnętrznej) jest 3-, 4-krotnie większe od wydajności pompy. Strumień krążący, opuszczając wirnik, kieruje się przez komorę przepływową korpusu w stronę osi pompy, sukcesywnie wpływając jednak do kanałów międzyłopatkowych wirnika, gdyż ciśnienie cieczy w komorze przepływowej na poszczególnych promieniach jest większe od ciśnienia w kanałach międzyłopatkowych wirnika. Ciecz w komorze przepływowej korpusu wiruje z prędkością kątową mniejszą od prędkości kątowej wirnika, jednak jej prędkość kątowa stopniowo zwiększa się (w kierunku osi pompy), gdyż w pewnej mierze zachowuje ona stałą wartość krętu. W okolicy przekroju wlotowego do komory przepływowej pompy, strumienie tranzytowy i krążący częściowo mieszają się, przy czym dochodzi pomiędzy nimi do wymiany pędu, co w efekcie powoduje wstępne zawirowanie strumienia cieczy dopływającej do pompy. Wirowanie cieczy w komorze przepływowej powoduje „odrzućanie” w głąb komory ciał stałych znajdujących się w cieczy dopływającej do pompy, bez ich bezpośredniego kontaktu z wirnikiem. Straty mocy związane z krążeniem cieczy w obszarze komory przepływowej pompy są znamienne dla pomp o swobodnym przepływie [1,2].

Na ciecz przepływającą przez kanały międzyłopatkowe wirnika działa przyspieszenie Coriolisa, w efekcie czego między stronami czynnymi i biernymi łopatek powstaje różnica prędkości względnych w i ciśnień

RYS. 3

Charakter zmian prędkości względnych cieczy w oraz ciśnień p w kanałach wirnika

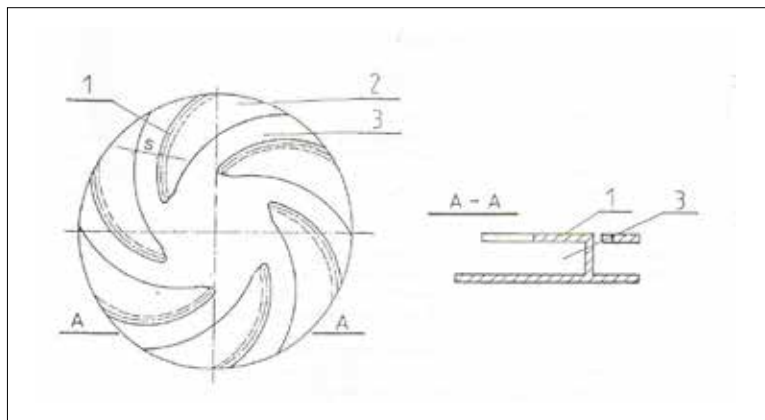


p (rys. 3). Ta różnica ciśnień powoduje przepływanie cieczy „nad łopatkami” od strony czynnej na stronę bierną łopatek (bez dławienia przepływu, które ma miejsce w wąskich szczelinach nadłopatkowych wirników otwartych w pompach odśrodkowych), co jeszcze bardziej komplikuje mieszanie się strumienia tranzytowego i krążącego w kanałach międzyłopatkowych. Zjawisko to jest przyczyną drugiej charakterystycznej straty mocy, znamiennej dla pomp o swobodnym przepływie.

Oba wspomniane zjawiska sprawiają, że przepływ cieczy w pompach o swobodnym przepływie jest nadzwyczaj złożony i trudny do opisu, mimo że ukształtowanie ich części przepływowej cechuje prostota.

Specyficzne straty występujące podczas działania pomp o swobodnym przepływie są przyczyną ich ograniczonych sprawności η , które przeważnie nie przekraczają $\eta \approx 0,5$.

Analizując pod względem jakościowym zjawiska hydrodynamiczne w pompach o swobodnym przepływie z wirnikami otwartymi widać, że należy je zakwalifikować do grupy pomp odśrodkowych, ponieważ przyrost energii cieczy, która dopływa do pompy, następuje wyłącznie podczas jej przepływu przez kanały międzyłopatkowe wirnika odśrodkowego (otwartego). W przepływie strumienia cieczy w pompie o swobodnym przepływie można się dopatrywać bardzo odległego podobieństwa do zjawisk w pompie odśrodkowej z wirnikiem otwartym, o skrajnie powiększonej szczelinie pomiędzy wirnikiem a ścianą korpusu [3].



RYS. 4

Wirnik pompy z częściowo przesłoniętymi kanałami międzyłopatkowymi. Oznaczenia: 1 – łopátka, 2 – przesłona, 3 – kanał międzyłopatkowy, s – szerokość prześwitu dopływu do kanału międzyłopatkowego

KORZYŚCI Z PRZESŁON

Zastosowanie przesłon w pompach o swobodnym przepływie z wirnikami o większej liczbie łopatek umożliwia osiągnięcie następujących korzystnych skutków i efektów:

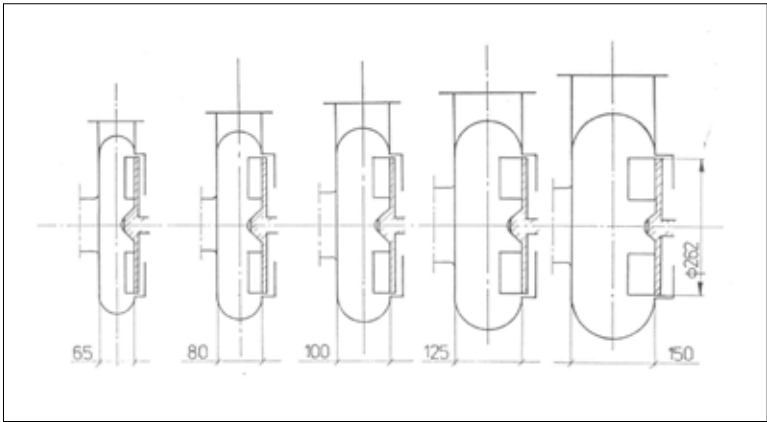
- zmniejszenie powierzchni przekroju dopływowego do kanałów międzyłopatkowych wirnika od strony komory przepływowej pompy, co utrudnia „wpyływanie” strumienia krążącego do kanałów międzyłopatkowych i w efekcie ogranicza jego natężenie,
- zmniejszenie różnicy ciśnień między komorą przepływową korpusu a odsłoniętą częścią kanału międzyłopatkowego po stronie czynnej łopátki (gdzie ciśnienie jest większe niż po jej stronie biernej), co także przyczynia się do zmniejszenia natężenia strumienia krążącego wpływającego z komory przepływowej do kanałów wirnika,
- ograniczenie natężenia „strumienia nadłopatkowego” przepływającego pomiędzy stroną czynną a stroną bierną łopátki, gdyż różnica ciśnień między stroną czynną łopátki a odsłoniętą powierzchnią kanału międzyłopatkowego jest mniejsza,
- zmniejszenie stromości charakterystyki mocy pompy.

Wirniki pomp o swobodnym przepływie o częściowo przesłoniętych kanałach międzyłopatkowych

Straty hydrauliczne charakterystyczne dla pomp o swobodnym przepływie można ograniczyć zaopatrując łopátki wirnika po ich stronie biernej w przesłony, które częściowo zasłaniają powierzchnię dopływu do kanałów międzyłopatkowych (rys. 4). W takiej sytuacji ciecz wpływa do tych kanałów poprzez łukowato ukształtowane prześwity o szerokości s , która może zmieniać się wzdłuż długości łopátki.

Wirniki z łopatkami zaopatrzonymi w przesłony są od dawna stosowane w pompach zatapialnych o małej liczbie łopatek $z = 2-3$ i bardzo małych kątach wypływowych łopatek ($\beta_2 \approx 10^\circ$), gdyż wówczas zasadniczym wymogiem jest osiągnięcie tzw. „nieprzeciążalnej” charakterystyki mocy.

Wymienione efekty nakładają się wzajemnie na siebie i powodują zarówno zmniejszenie natężenia strumienia krążącego cieczy, jak i ograniczenie natężenia przepływu „strumienia nadłopatkowych”. Ich skutkiem jest zmniejszenie strat energetycznych związanych z przepływem strumienia krążącego, jak i tych wywołanych istnieniem strumieni nadłopatkowych, co prowadzi do poprawy parametrów pracy pompy (zwiększenia wysokości podnoszenia oraz wzrostu sprawności).



RYS. 5
Korpusy pomp o różnych szerokościach komór przepływowych

Aby potwierdzić te oczekiwania przeprowadzono pomiary charakterystyk pomp o swobodnym przepływie z wirnikami wielołopatkowymi zaopatrzonymi w przesłony, przy zróżnicowanych w szerokim zakresie cechach geometrycznych układów przepływowych.

Pomiary charakterystyk pompy o swobodnym przepływie z wirnikami zaopatrzonymi w przesłony

Parametry pomp o swobodnym przepływie zależą od cech geometrycznych układu przepływowego (rys. 1), a zwłaszcza od średnicy wirnika d_w , szerokości łopatek wirnika b_w oraz szerokości komory korpusu b_k , zaś na kształt ich charakterystyk w zasadniczej mierze wpływa wartość kąta wypływowego łopatek β_2 . W szczególności od wielkości średnicy wirnika zależy wysokość podnoszenia osiągnięta przez pompę, zaś od szerokości komory korpusu – jej wydajność.

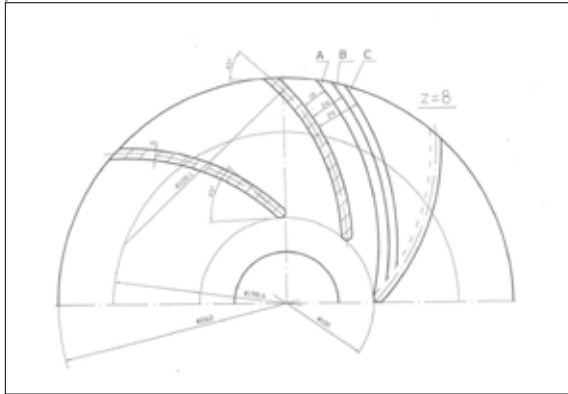
Najczęściej liczba łopatek wirnika wynosi $z = 6-8$, stosunek szerokości łopatek wirnika do szerokości komory korpusu $b_w/b_k = 0,25-0,4$, zaś kąty wypływowe łopatek $\beta_2 \approx 25^\circ-50^\circ$.

Podczas pomiarów wykorzystywano korpusy z komorami przepływowymi z odprowadzeniem cieczy poprzez kanały zbiorcze o stałym przekroju, różniące się szerokościami komór (b_k), które przedstawiono na rysunku 5 z zachowaniem proporcji. Korpusy były dostosowane do współpracy z wirnikiem o średnicy ułopatkowanej tarczy $d_w = 262$ mm.

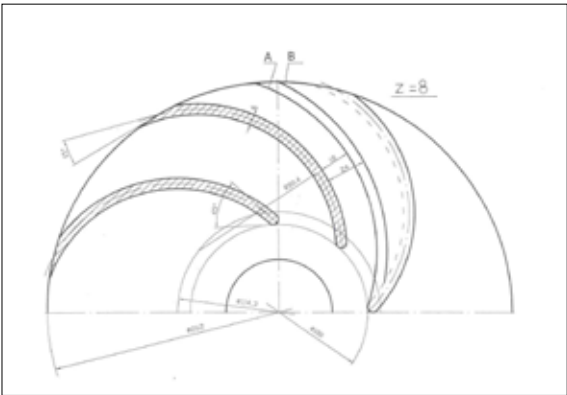
Dla celów badań wykonane zostały cztery wirniki o liczbie łopatek $z = 8$, ale o różnych kątach wypływowych łopatek $\beta_2 = 15^\circ, 25^\circ, 35^\circ$ i 45° . Dla każdego z wirników przewidziano wymienne przesłony (A, B, C), po których przymocowaniu do łopatek powstaną łukowate przesłony o szerokościach $s = 18, 24$ lub 29 mm. Wirniki te w widoku od strony dopływu cieczy przedstawiono na rysunkach 6, 7 i 8.

Bardzo istotną cechą układu przepływowego jest szerokość wirnika b_w (rozumiana jako wysokość łopatek), którą przyjmowano arbitralnie w proporcji do szerokości b_k konkretnej komory korpusu ($b_w = 0,333 b_k$).

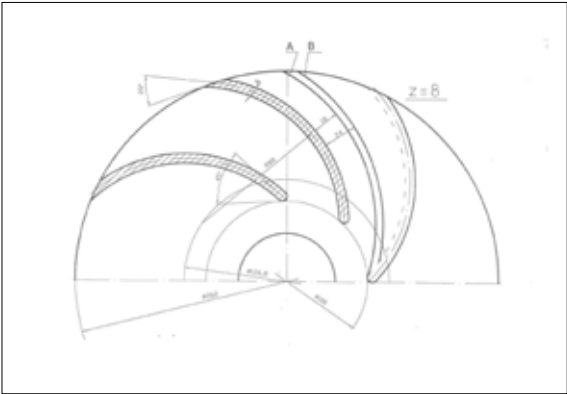
RYS. 9
Kształt łopatek, przesłony i przesłotów wirnika o kącie wypływowym łopatki $\beta_2 = 45^\circ$



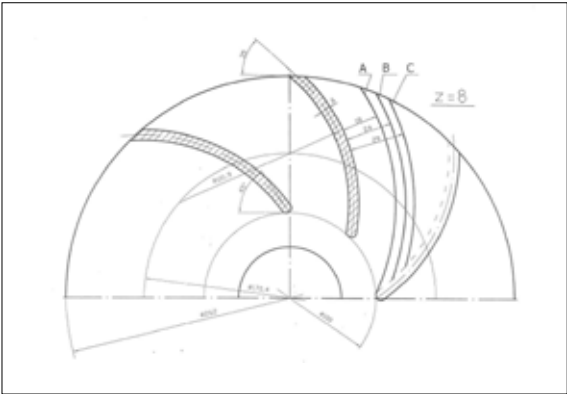
RYS. 6
Kształt łopatek, przesłony i przesłotów wirnika o kącie wypływowym łopatki $\beta_2 = 15^\circ$



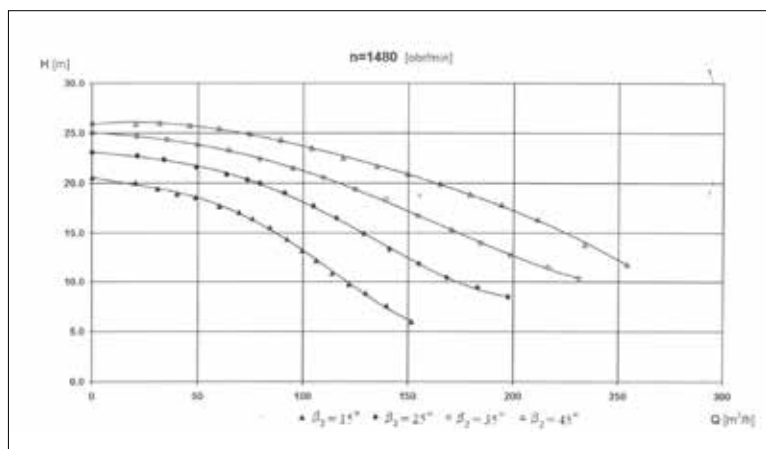
RYS. 7
Kształt łopatek, przesłony i przesłotów wirnika o kącie wypływowym łopatki $\beta_2 = 25^\circ$



RYS. 8
Kształt łopatek, przesłony i przesłotów wirnika o kącie wypływowym łopatki $\beta_2 = 35^\circ$

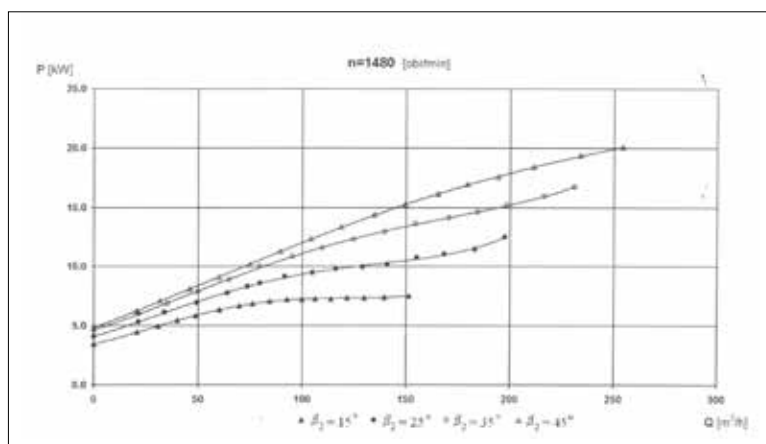


Zapewniało to istnienie stosownego odstępu między ścianą bądź pokrywą korpusu a wirnikiem, umożliwiające przemieszczanie ciał stałych przez komorę korpusu przy korzystnych parametrach pracy pompy.



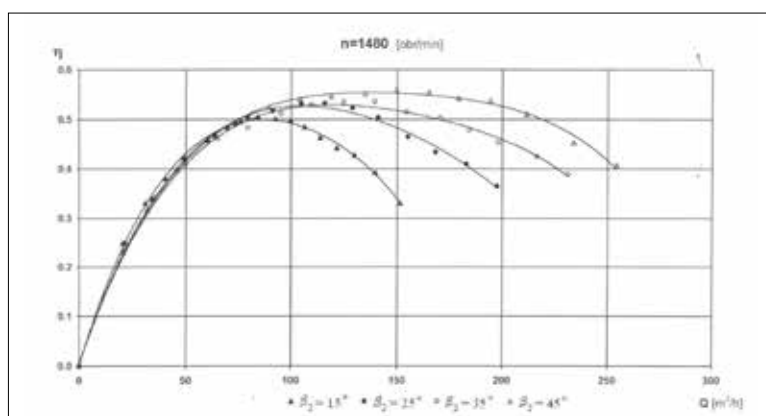
RYS. 10

Charakterystyki $H = f(Q)$ pompy z komorą przepływową $b_k = 100$ mm z wirnikami o różnych kątach łopatkowych β_2 (z przesłonami B i prześwitami $s = 24$ mm)



RYS. 11

Charakterystyki $P = f(Q)$ pompy z komorą przepływową $b_k = 100$ mm z wirnikami o różnych kątach łopatkowych β_2 (z przesłonami B i prześwitami $s = 24$ mm)



RYS. 12

Charakterystyki $\eta = f(Q)$ pompy z komorą przepływową $b_k = 100$ mm z wirnikami o różnych kątach łopatkowych β_2 (z przesłonami B i prześwitami $s = 24$ mm)

Pomiary charakterystyk pompy doświadczalnej były wykonywane w latach 2003-2005 w Laboratorium Maszyn Hydraulicznych Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej [4]. Realizowano je zaczynając od korpusu o największej szerokości komory, a po kolejnych wymianach korpusów każdorazowo dostosowywano wysokość łopatek. Łącznie wyznaczono ponad 60 charakterystyk.

”

Pompy o swobodnym przepływie charakteryzują się obszernymi przekrojami przepływowymi umożliwiającymi przemieszczanie ciał stałych – często o dość znacznych rozmiarach

Wpływ kątów β_2 nachylenia łopatek na wypływie

Porównanie optymalnych parametrów pracy i przebiegu charakterystyk pomp z wirnikami o różnych kątach łopatkowych β_2 prowadzi do wniosku, że wywierają one bardzo duży wpływ na parametry pracy pompy. W miarę wzrostu wartości kąta β_2 zwiększają się wysokości podnoszenia H i moc na wale pompy P w całym zakresie wydajności, a charakterystyki $H = f(Q)$ i $P = f(Q)$ przesuwają się w stronę większych wartości. W miarę wzrostu kątów β_2 zwiększają się także maksymalne wartości sprawności η osiągane przez pompę, odpowiadające im optymalne wydajności Q_{opt} są coraz większe, zaś zakres wydajności, w którym pompa osiąga wysoką sprawność, poszerza się.

Charakterystyki przepływu były stateczne, niezależnie od wartości kąta łopatkowego na wypływie. Charakterystyki mocy na wale pompy miały charakter rosnący, jedynie w przypadku kąta $\beta_2 = 15^\circ$ pobór mocy w zakresie wydajności $Q > Q_{opt}$ nie ulegał zmianie. Najkorzystniejsze parametry pracy (wysokości podnoszenia i sprawności) uzyskiwały pompy z wirnikami o kątach wypływowych łopatek $\beta_2 = 45^\circ$.

Dla zilustrowania tych stwierdzeń, na kolejnych rysunkach 10, 11, i 12 przedstawiono charakterystyki $H = f(Q)$, $P = f(Q)$ i $\eta = f(Q)$ pompy z korpusem o szerokości komory $b_k = 100$ mm, w której montowano wirniki o różnych kątach wypływowych łopatek β_2 , ale z przesłonami B i o takich samych prześwitach $s = 24$ mm.

Wpływ szerokości prześwitu s dopływu do kanałów międzyłopatkowych

Wielkość i kształt przesłony determinuje szerokość s łukowatego prześwitu, przez który ciecz

dopływa do kanałów międzyłopatkowych wirnika, zaś szerokość prześwitu wywiera widoczny, chociaż ograniczony wpływ na parametry pracy pompy.

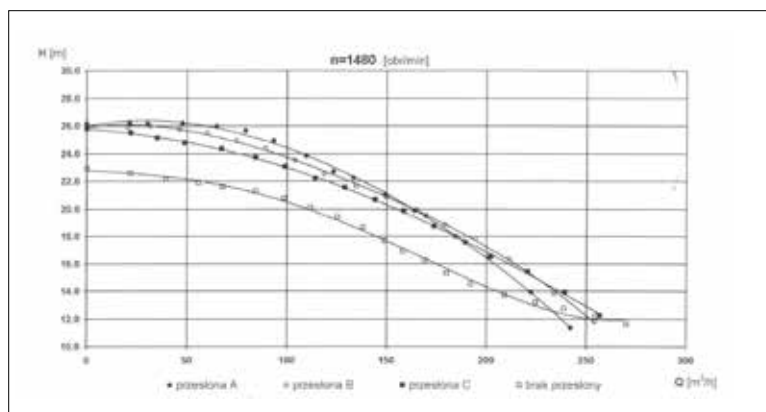
Aby to potwierdzić, porównano charakterystyki $H = f(Q)$, $P = f(Q)$ i $\eta = f(Q)$ pompy, w której korpusie o szerokości komory $b_k = 100$ mm montowano wirniki

z łopatkami o takich samych kątach wypływowych $\beta_2 = 45^\circ$, ale z przesłonami o różnych prześwitach $s = 19, 24$ i 29 mm. Charakterystyki te przedstawiono na kolejnych rysunkach 13, 14 i 15.

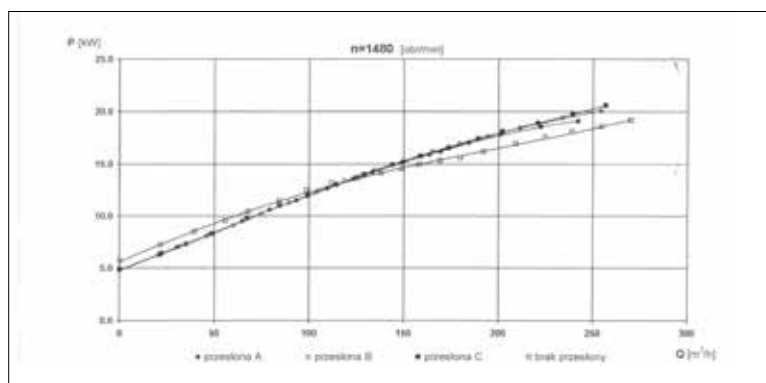
Zmniejszanie szerokości prześwitu s między krawędzią płaszczyzny natarcia łopatki a krawędzią przesłony poprzedzającej ją powoduje wzrost wysokości podnoszenia i sprawności pompy. Można jednak zauważyć, że w zakresie wydajności większych od optymalnej (odpowiadającej punktowi największej sprawności) charakterystyki wysokości podnoszenia pomp z wirnikami o mniejszych szerokościach prześwitu opadają coraz szybciej i przecinają się z charakterystykami pomp o większych szerokościach prześwitu. Widać jednak, że różnice między optymalnymi wartościami wysokości podnoszenia i sprawności pompy z wirnikami o różniących się szerokościami prześwitów nie są duże. Dla porównania zaprezentowano też charakterystyki pompy z wirnikiem otwartym (bez przesłony). Jej wysokości podnoszenia H i sprawności η są w całym zakresie wydajności znacznie mniejsze. Optymalne wartości wysokości podnoszenia i sprawności pompy z wirnikiem zaopatrzonym w przesłonę są względnie większe o kilkanaście procentów w porównaniu z parametrami pompy z wirnikiem otwartym. Charakterystyki mocy P na wale pompy z wirnikami o różnych szerokościach prześwitów s różnią się nieznacznie, a w wielu przypadkach – w zasadzie wcale. Natomiast zaskakujące jest, że charakterystyki mocy pompy z wirnikiem otwartym bardzo niewiele różnią się od pozostałych, chociaż warto zauważyć ich przecięcie się z charakterystykami mocy pomp z wirnikami zaopatrzonymi w przesłonę.

”

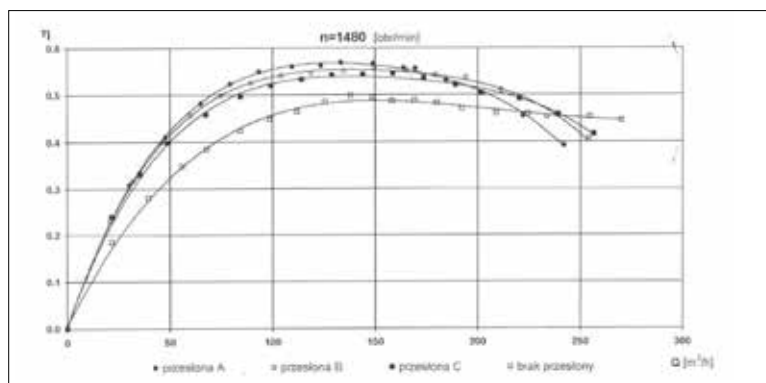
Specyficzne straty występujące podczas działania pomp o swobodnym przepływie są przyczyną ich ograniczonych sprawności



RYS. 13
Charakterystyki $H = f(Q)$ pompy z komorą przepływową $b_k = 100$ mm i wirnikiem o kącie łopatkowym $\beta_2 = 45^\circ$ z różnymi przesłonami A, B i C oraz prześwitami $s = 19, 24$ i 29 mm oraz wirnikiem bez przesłony



RYS. 14
Charakterystyki $P = f(Q)$ pompy z komorą przepływową $b_k = 100$ mm i wirnikiem o kącie łopatkowym $\beta_2 = 45^\circ$ z różnymi przesłonami A, B i C oraz prześwitami $s = 19, 24$ i 29 mm oraz wirnikiem bez przesłony



RYS. 15
Charakterystyki $\eta = f(Q)$ pompy z komorą przepływową $b_k = 100$ mm i wirnikiem o kącie łopatkowym $\beta_2 = 45^\circ$ z różnymi przesłonami A, B i C oraz prześwitami $s = 19, 24$ i 29 mm oraz wirnikiem bez przesłony

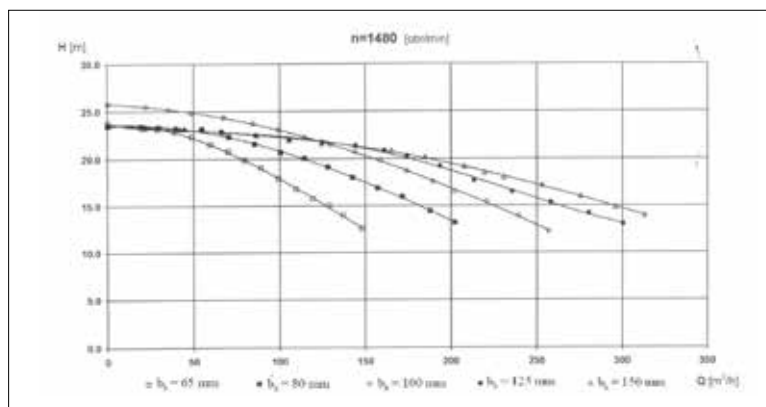
Wpływ szerokości komory przepływowej b_k na parametry pracy pompy o swobodnym przepływie

Aby ocenić wpływ zmiany szerokości komory przepływowej b_k na parametry pracy pompy o swobodnym przepływie z wirnikiem zaopatrzonym w przesłonę łopatek, wybrano do przeprowadzania porównania pompy z wirnikami o kącie wypływowych łopatek $\beta_2 = 45^\circ$ i przesłonami o szerokości prześwitu $s = 29$ mm. Wytypowane wirniki zakładano w korpusach o różnych szerokościach komór $b_k = 65, 80, 100, 125$

i 150 mm. Charakterystyki pomp $H = f(Q)$, $P = f(Q)$ i $\eta = f(Q)$ przedstawiono dla porównania na kolejnych rysunkach 16, 17 i 18.

Analizując zaprezentowane charakterystyki wiadać, że szerokość komory przepływowej b_k wywiera

zasadniczy wpływ na wydajność osiąganą przez pompę. Porównując charakterystyki wysokości podnoszenia H (rys. 16) można zauważyć, że są one zawsze stateczne, zaś w miarę zwiększania się szerokości komory b_k opadają coraz wolniej, a ich stromość zdecydowanie się zmniejsza. Dlatego też, w miarę wzrostu szerokości komór przepływowych b_k , bardzo znacznie poszerza się zakres wydajności, które mogą być osiągane przy takich samych wysokościach podnoszenia. Charakterystyki mocy $P = f(Q)$ mają charakter rosnący i są zbliżone kształtem do linii prostej, z zauważalną tendencją do spłaszczenia w przypadku pomp o największych szerokościach komór przepływowych. Położone są w przybliżeniu równoległe do siebie, zaś odległości między nimi zwiększają się w miarę wzrostu szerokości komór. Widać więc, że pobór mocy pompy rośnie coraz bardziej w miarę zwiększania się szerokości komór przepływowych.

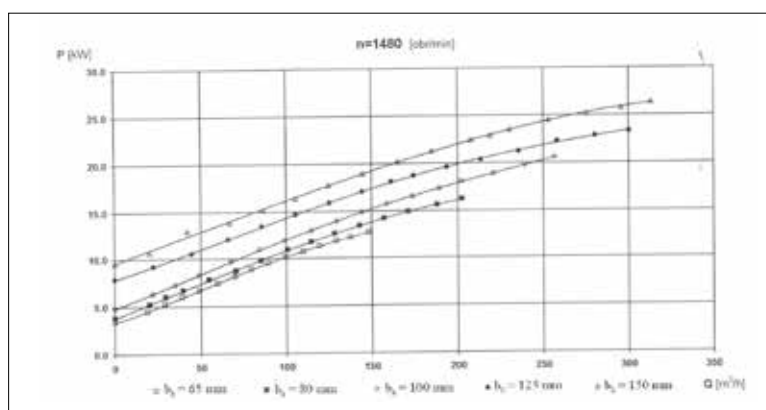


RYS. 16

Charakterystyki $H = f(Q)$ pompy z wirnikiem o kącie wypływowym $\beta_2 = 45^\circ$ i przestoną C ($s = 29$) oraz różnymi komorami przepływowymi ($b_k = 65, 80, 100, 125$ i 150 mm)

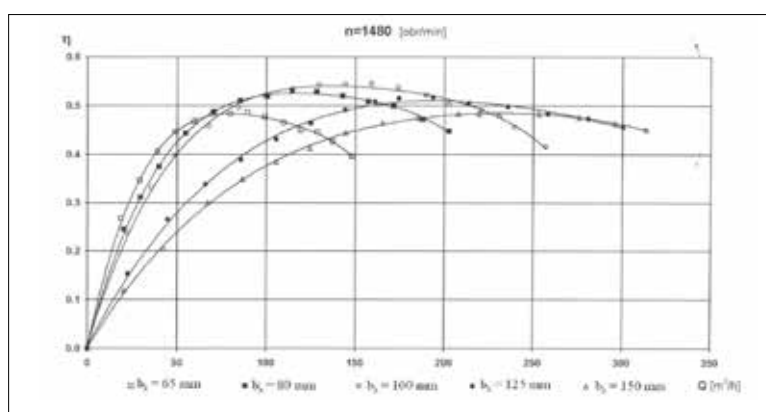
”

Optymalne wartości wysokości podnoszenia i sprawności pompy z wirnikiem zaopatrzonym w przestony są względnie większe o kilkanaście procentów w porównaniu z parametrami pompy z wirnikiem otwartym



RYS. 17

Charakterystyki $P = f(Q)$ pompy z wirnikiem o kącie wypływowym $\beta_2 = 45^\circ$ i przestoną C ($s = 29$) oraz różnymi komorami przepływowymi ($b_k = 65, 80, 100, 125$ i 150 mm)



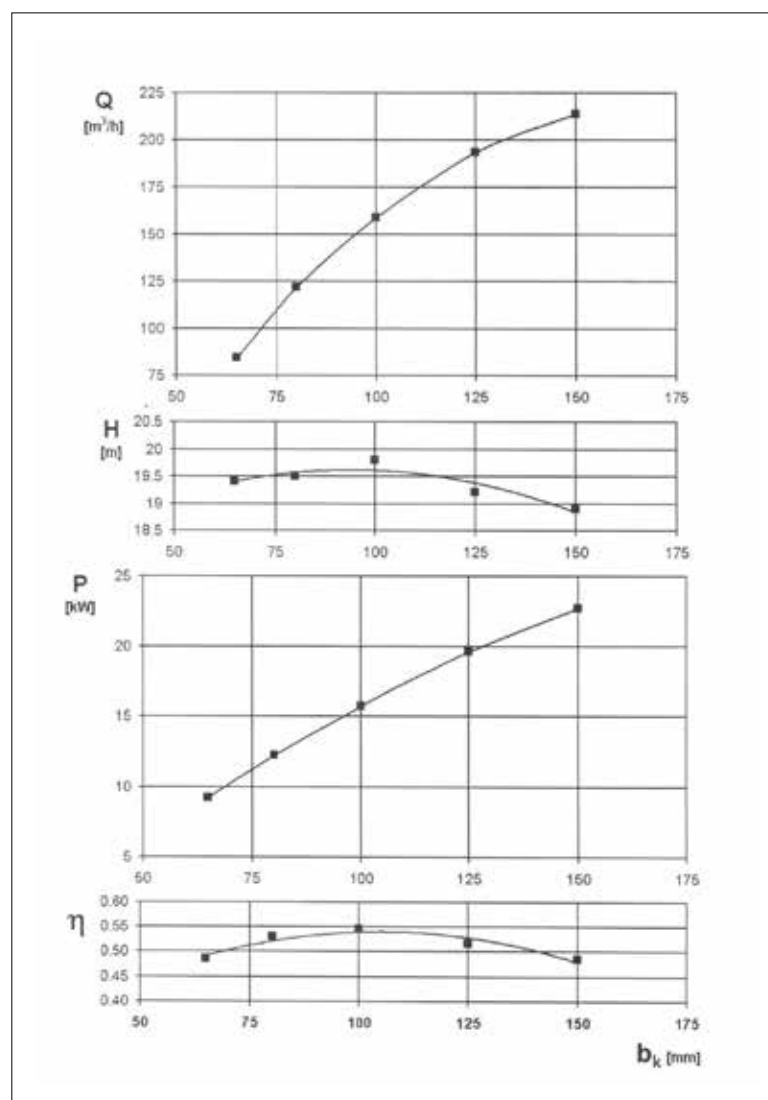
RYS. 18

Charakterystyki $\eta = f(Q)$ pompy z wirnikiem o kącie wypływowym $\beta_2 = 45^\circ$ i przestoną C ($s = 29$) oraz różnymi komorami przepływowymi ($b_k = 65, 80, 100, 125$ i 150 mm)

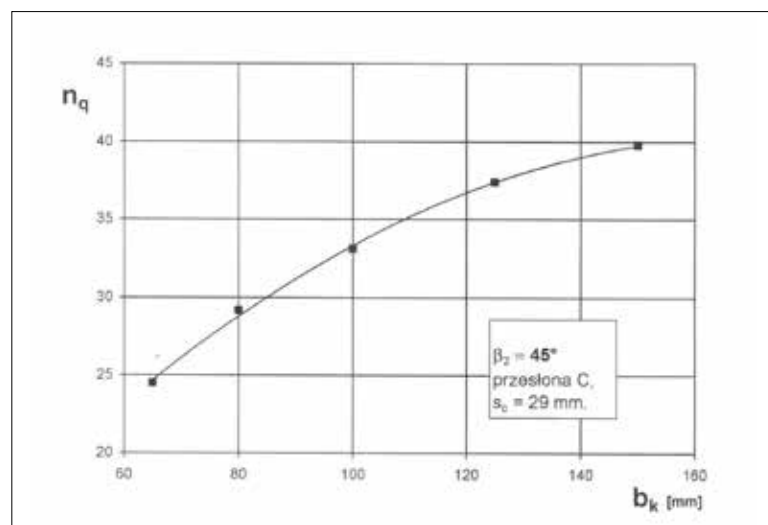
Porównując charakterystyki sprawności $\eta = f(Q)$ pompy z komorami korpusów o różnych szerokościach b_k widać, że w miarę wzrostu szerokości komór w zmienianych korpusach osiągane wydajności optymalne Q_{opt} są coraz większe. Najwyższa sprawność ($\eta \approx 0,55$) została osiągnięta w pompie z komorą korpusu o szerokości $b_k = 100$ mm.

Optymalne parametry pracy pompy z wirnikami o takim samym kącie wypływowym łopatek $\beta_2 = 45^\circ$ oraz takich samych prześwitach o szerokości $s = 29$ mm przedstawione zostały na rysunku 19. Porównując zaprezentowane na nim wartości można zauważyć, że:

- w miarę wzrostu szerokości b_k komory korpusu wydajność optymalna pompy Q_{opt} zwiększyła się około 2,5-krotnie,
- optymalna wysokość podnoszenia pompy H_{opt} zmieniała się w relatywnie wąskim zakresie,
- w miarę wzrostu szerokości b_k komory korpusu pobór mocy pompy wzrósł ponad 2-krotnie,
- sprawności optymalne pompy η_{opt} zmieniały się w stosunkowo wąskim zakresie (0,49–0,55).



RYS. 19
Optymalne parametry pompy z wirnikiem o kącie wypływowym $\beta_2 = 45^\circ$ z przesłoną C ($s = 29$ mm) osiągane przy różnych szerokościach b_k komór przepływowych



RYS. 20
Kinematyczne wyróżniki szybkobieżności pompy z wirnikiem o kącie wypływowym $\beta_2 = 45^\circ$ i przesłoną C ($s = 29$ mm) osiągane przy różnych szerokościach komór przepływowych b_k

Na rysunku 20 przedstawiono natomiast, jak zmienia się kinematyczny wyróżnik szybkobieżności pompy n_q w miarę wzrostu szerokości b_k komory korpusu. Zakres zmian wyróżnika n_q jest właściwy dla wirników pomp odśrodkowych.

Pomiary i analiza charakterystyk pomp o swobodnym przepływie z wirnikami zaopatrzonymi w przesłony wykazały, że w porównaniu z pompami z wirnikami otwartymi (o identycznych cechach geometrycznych, jednak pozbawionych przesłon), pompy z wirnikami z przesłonami zawsze osiągały korzystniejsze parametry pracy, a w szczególności większe wysokości podnoszenia (względnie o 10 do 15%) oraz wyższe sprawności (o kilka punktów procentowych). Ich charakterystyki sprawności są płaskie, co umożliwia stosowanie takich pomp w dość szerokich zakresach wydajności. Zwiększenie wysokości podnoszenia oraz jednocześnie wzrost sprawności pomp z wirnikami z przesłonami sprawiał, że wykorzystanie przesłon nie powodowało znaczącego zwiększenia poboru mocy przez pompę. W związku z tym w zasadzie w każdej pompie o swobodnym przepływie stosowany w niej wirnik otwarty może być zastąpiony wirnikiem zaopatrzonym w przesłony kanałów międzyłopatkowych, co pozwoli zwiększyć wysokość podnoszenia i sprawność pompy bez potrzeby zmiany silnika napędowego.

Szerokość prześwitu przesłon nie powinna być zbyt duża, gdyż zmniejszy to oczekiwane przyrosty wysokości podnoszenia i sprawności pompy. Jednak nie może być też zbyt mała, ze względu na problem zakleszczania się ciał stałych w prześwitach przesłon. Aby go wyeliminować, korzystnie byłoby przewidzieć na przesłonach żebra o małej wysokości, odrzucające ciała stałe od wirnika.

Literatura

1. Grabow G.: Untersuchung der Energieübertragung an das Fördermedium im Arbeitsraum von Freistrompumpen mit Hilfe von Geschwindigkeits- und Druckverteilungsmessungen. Maschinenbautechnik 19 (1970), Heft 2.
2. Troskolanński A.T., Łazarkiewicz Sz.: Pompy wirowe, WNT, Warszawa, 1973.
3. Rütschi K.: Die Arbeitsweisen von Freistrompumpen, Schweizerische Bauzeitung, Heft 32, 1968.
4. Dobór cech geometrycznych pomp o swobodnym przepływie z wirnikami o częściowo przesłoniętych kanałach międzyłopatkowych, Projekt badawczy finansowany przez Ministerstwo Nauki i Cyfryzacji, nr rejestracyjny T07C 024 25, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych. Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003-2005.

Rys. zasoby autorów ■

WIARYGODNOŚĆ POMIARÓW

w wyznaczaniu charakterystyk
eksploatowanych pomp
głębiniowych

dr inż. Wojciech Koral

Politechnika Śląska, Katedra Inżynierii Wody i Ścieków

Modele hydrauliczne współpracy pomp głębinowych są coraz częściej wykorzystywanym narzędziem do weryfikacji poprawności ich pracy, jednak bez potwierdzenia prawidłowości danych pomiarowych (przepływu, ciśnienia czy poziomu zwierciadła) otrzymane na ich podstawie wyniki mogą powodować podejmowanie niewłaściwych decyzji eksploatacyjnych czy modernizacyjnych.



fol. zasoby własne autora

Analizowany przypadek dotyczy ujęcia wody zlokalizowanego w jednym z miast centralnej Polski. Ujęcie eksploatuje 16 studni głębinowych, podłączonych do wspólnego rurociągu zbiorczego, dostarczającego wodę surową do stacji uzdatniania wody (SUW). Aktualny układ hydrauliczny ujęcia pokazuje

rys. 1 (średnica punktu studni jest proporcjonalna do wielkości poboru wody), a profil terenu z rozmieszczeniem poszczególnych studni – rys. 2.

Ze względu na planowaną wymianę pomp po ich wieloletniej pracy jedna z wiodących firm pompowych wykonała audyt pracujących aktualnie maszyn i zapro-



RYŚ. 1
Schemat
układu studni
głębiniowych
analizowanego
ujęcia wody

ponowała nowe agregaty. Pojawiło się jednak pytanie o wzajemną współpracę hydrauliczną pomp pracujących kaskadowo – w zależności od zapotrzebowania działa ich od 4 do 16. Z tego powodu przedsiębiorstwo stwierdziło konieczność wykonania modelu hydraulicznego współpracy pomp dla różnej liczby pracujących agregatów pod kątem prawidłowego wyznaczenia parametrów do doboru nowych pomp. Analiza taka została sporządzona przez autora publikacji. Jednym z elementów wykonania modelu hydraulicznego było wyznaczenie rzeczywistych charakterystyk pracujących pomp oraz pozyskanie danych do kalibracji modelu pod kątem doboru nowych pomp.

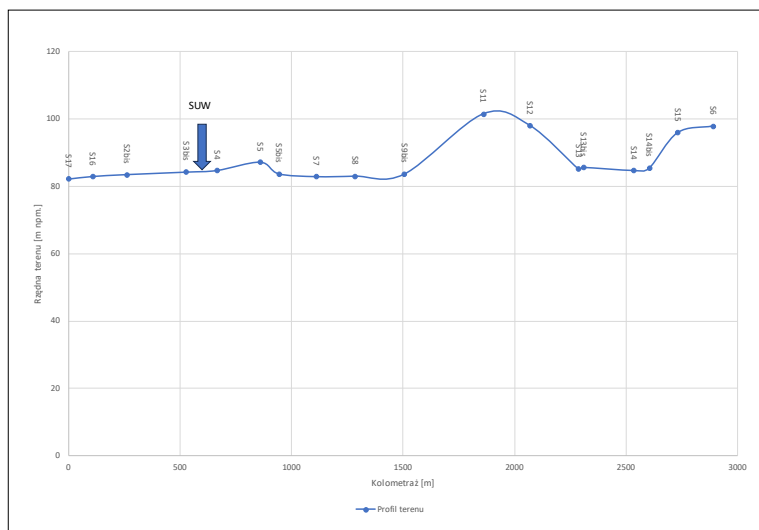
”

Elementami koniecznymi do wykonania modelu hydraulicznego współpracy pomp głębinowych są m.in. charakterystyki hydrauliczne pomp oraz charakterystyki wydajności studni

Dzięki wykonanej niedawno modernizacji rurociągu wody surowej znane były wszystkie informacje wymagane do przygotowania modelu układu rurociągów (długości, wzajemne połączenia i średnice wewnętrzne ze współczynnikami chropowatości). Dodatkowo, dzięki opomiarowaniu studni i podłączeniu ich do systemu SCADA, dostępne były archiwalne dane pomiarów w rozdzielczości sekundowej: przepływu, ciśnienia na głowicy studni, poziomu zwierciadła w studni oraz mocy prądu pobieranego przez pompę, co umożliwiło wykonanie modelu pracy studni (zmiany poziomu zwierciadła wody w zależności od jej poboru) oraz wyznaczenie aktualnych charakterystyk pomp. Przeprowadzone obliczenia wskazały, że wielkości strat na odcinkach rurociągów pionowych w studniach były pomijalnie małe, oprócz jednej studni (S2bis, ok. 2,5 m H_2O), gdzie zalecano wymianę rurociągów w studni z DN80 na DN100. Dodatkowo dostępne były również dane o sumarycznym dopływie wody surowej do SUW na podstawie wskazań przepływomierza elektromagnetycznego.

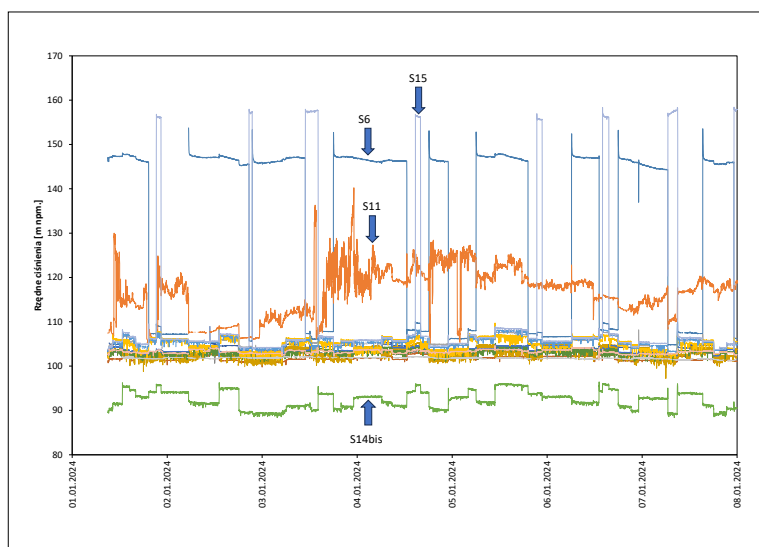
Uzupełniając przedsiębiorstwo zleciło pomiary geodezyjne rzędnych montażu wszystkich przetworników ciśnienia, co pozwoliło wykonać profile rzędnych ciśnienia dla studni – co, jak okazało się później, pomogło zidentyfikować problemy z poprawnością otrzymywanych danych pomiarowych.

Autor przeprowadził także dodatkowy sekundowy pomiar ciśnienia w punkcie „H”, weryfikując otrzyma-



RYS. 2

Profil wysokościowy rozmieszczenia studni głębinowych



RYS. 3

Rzędne ciśnienia dla wszystkich studni

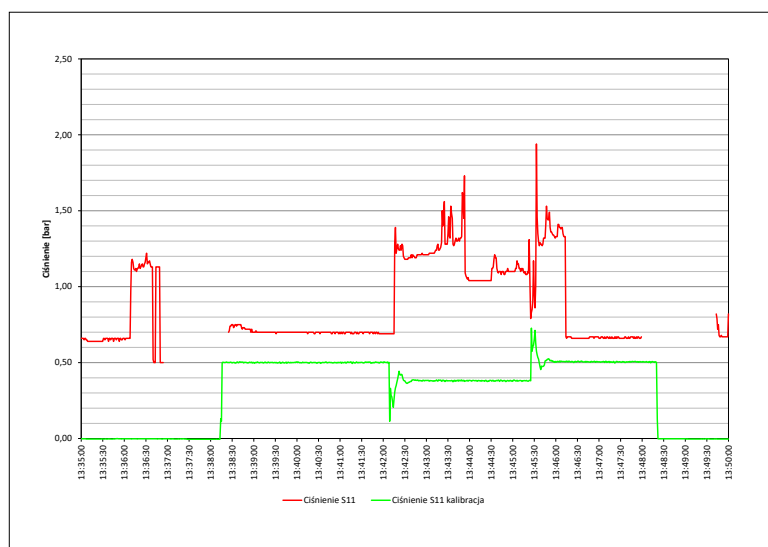
ne pomiary ciśnienia oraz dodając niezależny pomiar wykorzystany później do kalibracji wyników modelu.

Analiza danych pomiarowych

Ponieważ model hydrauliczny jest matematycznym odwzorowaniem hydrauliki systemu, jego wyniki są wprost uzależnione od jakości danych wejściowych. Z tego powodu szczególną uwagę poświęcono weryfikacji otrzymanych danych pomiarowych, przede wszystkim pomiarów ciśnienia oraz przepływu. Przykład takiej analizy dla rzędnych ciśnienia wszystkich studni pokazuje rys. 3, a pomiarów przepływu dla sumy studni względem dopływu do SUW – rys. 6.

Wyniki analizy rzędnych wskazały na trzy wyróżniające się pomiary:

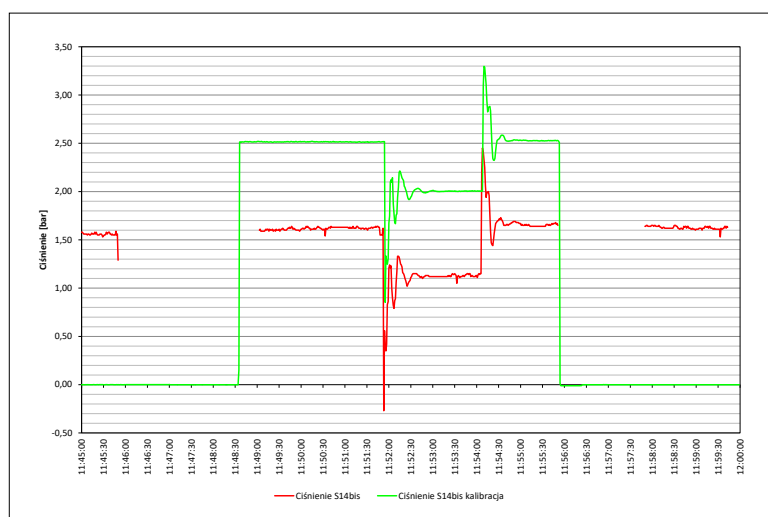
- znacząco wyższe wartości rzędnych ciśnienia dla studni S6 i S15, wynikające z dławienia wydajności



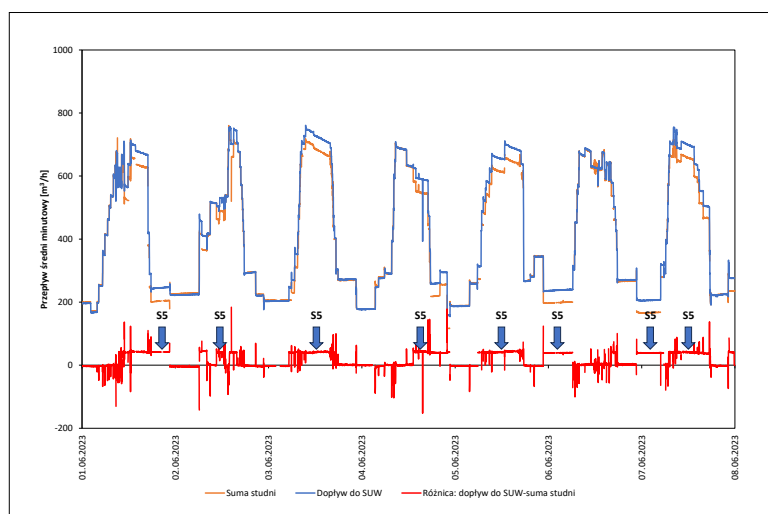
RYS. 4
Pomiary kalibracyjne ciśnienia dla studni S11



FOT. 1
Głowica studni S5



RYS. 5
Pomiary kalibracyjne ciśnienia dla studni S14bis



RYS. 6
Bilans przepływów dla ujęcia wody

studni zasuwanymi; pomiar ten zweryfikowano jako prawidłowy;

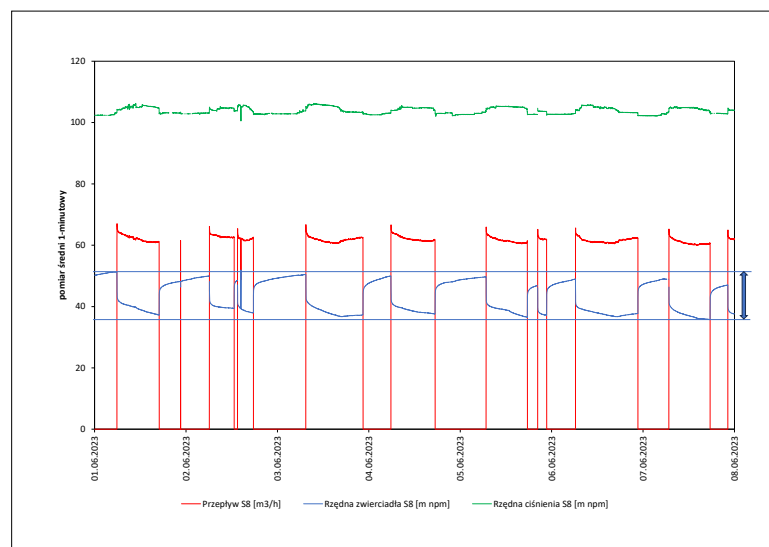
- niestabilne wartości rzędnych ciśnienia dla studni S11, wskazujące na prawdopodobne uszkodzenie przetwornika – studnia znajduje się w najwyższym punkcie ujęcia i występują dla niej ciśnienia bliskie ciśnieniu atmosferycznemu. Pierwotnie uważano, że przyczyną wahań ciśnienia jest powietrze w podłączeniu przetwornika ciśnienia;
- znacząco zaniżone rzędne ciśnienia dla studni S14bis (mającej jednocześnie największą wydajność w układzie), wskazujące również na uszkodzenie przetwornika.

”

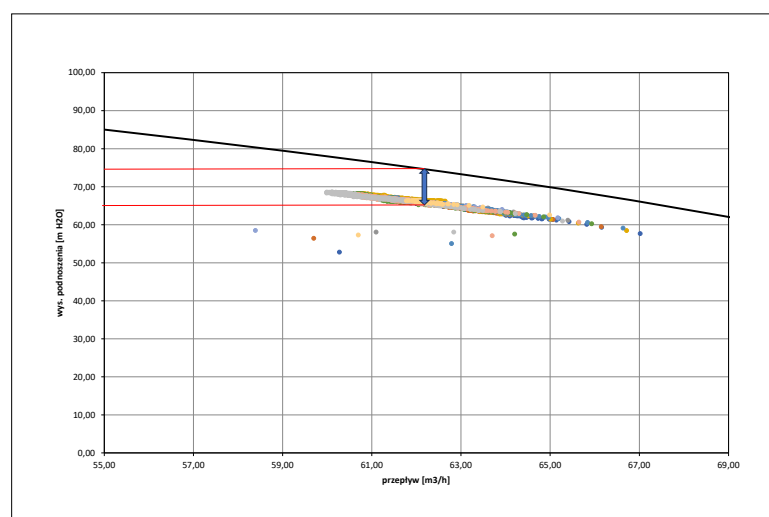
Ponieważ model hydrauliczny jest matematycznym odwzorowaniem hydrauliki systemu, jego wyniki są wprost uzależnione od jakości danych wejściowych

Uszkodzenie przetworników zostało potwierdzone pomiarami wykonanymi cyfrowym manometrem kalibracyjnym w maju 2024 roku (rys. 4, rys. 5) – przetwornik S11 wskazywał całkowicie niewiarygodne wartości (niezwiązane z występowaniem powietrza), a przetwornik S14bis zaniżał wskazania o ponad 1,0 bar.

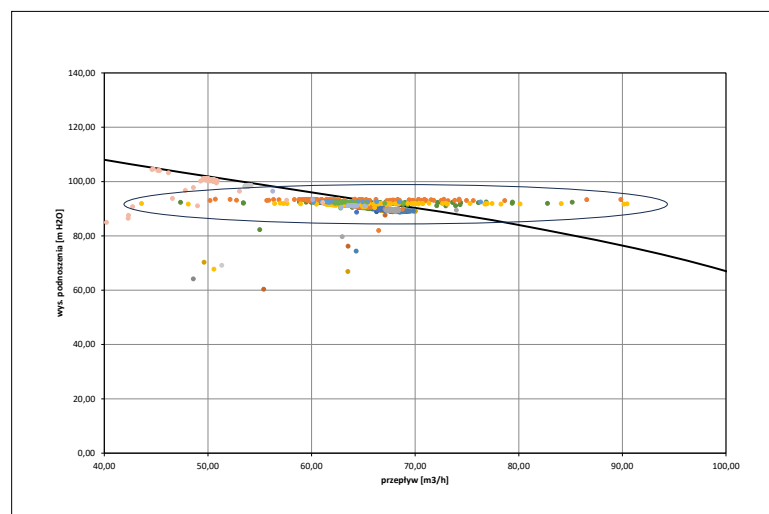
Pomiary przepływu wykazały wysoką zgodność bilansu wody dla ujęcia (rzędu 1-2 m³/h) oprócz okresów pracy studni S5. Skorygowany bilans wykazał, że wodomierz studni S5 zawyżał wskazania (50 m³/h za-



RYS. 7
Profile przepływu oraz rzędnych: ciśnienia i zwierciadła wody w studni



RYS. 8
Charakterystyka hydrauliczna pompy w studni S8



RYS. 9
Charakterystyka hydrauliczna pompy w studni S15

miał rzeczywistych 40 m³/h). Przyczyną rozbieżności był montaż wodomierza bezpośrednio przed zaworem zwrotnym (fot. 1), a wskazania wodomierza zostały skorygowane w dalszych obliczeniach.

Wyznaczanie rzeczywistych charakterystyk pomp i studni

Elementami koniecznymi do wykonania modelu hydraulicznego współpracy pomp głębinowych są m.in. charakterystyki hydrauliczne pomp oraz charakterystyki wydajności studni. Krzywe takie zostały wyznaczone dla każdej studni i pompy, a przykłady pokazuje rys. 7 i rys. 8.

W większości wypadków charakterystyki pomp były obniżone względem charakterystyk fabrycznych, wskazując na zużycie eksploatacyjne pomp. Niestety, dla części wyniki były całkowicie niewiarygodne, co np. w wypadku studni S15 wiązało się z problemami z uzieniem przepływomierza.

Dla jednej ze studni uzyskano charakterystykę wyższą niż fabryczna, wskazując na inny model pompy zastosowany w studni względem raportowanego przez przedsiębiorstwo. W tym wypadku przyczyną nie były błędne pomiary.

Niewiarygodne charakterystyki powodowały konieczność wykorzystania w modelu charakterystyk fabrycznych i późniejszego ich korygowania w czasie kalibracji modelu. Jednak znajomość rzeczywistych charakterystyk dla większości studni i pomp pozwoliła skalibrować tworzony model z wysokim dopasowaniem (błąd wartości ciśnienia mierzonego i obliczonego nie przekraczał 2 m H₂O). Jak wykazała późniejsza kalibracja wszystkich przetworników ciśnienia, odpowiadał on błędowi pomiaru ciśnienia względem manometru kalibracyjnego.

Dzięki wykonanemu modelowi możliwa była weryfikacja i korekta doboru proponowanych pomp (część wymagała zmniejszenia liczby stopni dla utrzymania zadanej wydajności studni). Dobrane pompy zostały zainstalowane, potwierdzając pomiarami wartości wyznaczone w modelu hydraulicznym ich współpracy.

Podsumowując, przedstawione przypadki wskazują, jak ważna jest szczegółowa analiza wszystkich zależności zachodzących w układach wodociągowych, a szczególnie wiarygodności danych wykorzystywanych do oceny pracy pomp i tworzenia modeli hydraulicznych.

Literatura

1. M. Strączyński: „Eksploatacja układów pompowych pomp głębinowych cz. I opomiarowanie układów, interpretacja wyników pomiarów”, „Kierunek Pompy”, nr 1/2024.
2. J. Zarówny, M. Święch, R. Polak: „Wykorzystanie algorytmów predykcyjnych i zarządzania hurtową ilością danych do optymalizacji pracy pompowni pod kątem obniżenia energochłonności”, „Kierunek Pompy”, nr 1/2024.

Wykresy i zdjęcia pochodzą z archiwum autora ■



fot. 123rf

PERSPEKTYWY DLA UŻYTKOWNIKÓW POMP

w Europejskim Zielonym Ładzie

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

Niezależnie od zakresu, w jakim będzie realizowany Europejski Zielony Ład, jego skutki energetyczne wymuszą m.in. minimalizowanie zużycia energii elektrycznej przez wszystkich odbiorców, w tym także użytkowników instalacji pompowych.

Europejski Zielony Ład zaczyna przyspieszać i konsekwentnie realizować priorytety, których celem jest osiągnięcie neutralności klimatycznej Europy. Wymagane z tego powodu dokonanie transformacji energetycznej całej polskiej gospodarki spowoduje

już wkrótce znaczny wzrost cen energii elektrycznej (e.e.) i jej okresowe braki. Co w tej sytuacji powinien robić użytkownik pomp, a ściślej – użytkownik instalacji pompowej, której tylko fragmentem są pompy? Powinien próbować się ratować – przede wszystkim

starać się zminimalizować zużycie e.e. przez zespoły pompowe, podwyższając ich sprawność w całym zakresie pracy i obniżając straty hydrauliczne w poszczególnych elementach instalacji.

W artykule pominięto kwestię racjonalnego zaprojektowania instalacji i optymalnego doboru pomp, omówioną m.in. w [1], [2]. Założono, że użytkownik otrzymuje do eksploatacji gotowy obiekt pompowy, np. pompownię wodociągową, instalację wody sieciowej w ciepłowni lub elektrociepłowni (EC) albo dowolny inny obiekt, a jego zadaniem jest go racjonalnie użytkować. Są tu możliwe dwa przypadki:

- A. pompy i cała instalacja działają poprawnie, bez awarii i nieplanowanych postojów,
- B. pompy ulegają częstym awariom lub konieczne są częste postoje, np. na czyszczenie zatkanych wirników w przepompowniach ścieków czy innych cieczy o niekorzystnych właściwościach.

Przypadek A

Punktem wyjścia jest oszacowanie efektywności energetycznej $e_{e,uk}$ całego układu (instalacji) [1], [2], [3], w której płynie ciecz ze zmienną wydajnością Q_i , z zależności

$$e_{e,uk} = \frac{E_{hydr,T}}{E_{el,T}} \quad (1)$$

gdzie:

$$E_{hydr,T} = \sum_i Q_i \Delta p_i \Delta t_i \quad (2)$$

jest całkowitym, w czasie $T = \sum_i \Delta t_i$ (np. w okresie 1 roku), przyrostem energii hydraulicznej cieczy na wyjściu z obiektu, względem jej energii na wejściu; $E_{el,T}$ to całkowita energia elektryczna pobrana przez zespoły napędowe wszystkich pomp pracujących w czasie T , zaś Δp_i – różnica ciśnień na wyjściu i wejściu obiektu, jaka miała miejsce w czasie Δt_i . Analogiczna jest definicja efektywności energetycznej zespołu pompowego lub samej pompy. Ich efektywność energetyczna $e_{e,t}$ w dowolnej chwili t to po prostu sprawność: η pompy, η_z zespołu pompowego lub η_{uk} całego układu (instalacji pompowej).

W pobranej z sieci e.e., $E_{el,T}$ mieści się zarówno przyrost $E_{hydr,T}$ energii hydraulicznej cieczy, jak również straty energii w pompie, silniku napędowym, urządzeniu regulacyjnym (np. przetwornicy częstotliwości) oraz w rurociągach (rury, kształtki, zawory, filtry itd.). W przypadku bardzo prostej instalacji (pompa + krótkie rurociągi ssawny i tłoczny) wartość e_e obniżają przede wszystkim straty w zespole pompowym (pompa + silnik + urządzenie regulacyjne), podczas gdy w instalacji złożonej, np. w układzie wody sieciowej w EC, decydujący wpływ mają straty w elementach systemu rurociągów.

Przypadek B

Wszelkie awarie i przestoje powodują zakłócenia procesu technologicznego oraz dodatkowe zużycie e.e.,

m.in. na naprawy [4]. Przed oszacowaniem e_e należy więc możliwie dokładnie ustalić przyczyny awarii lub przestojów. Powodami awarii mogą być np.: utrzymujący się przez dłuższy czas zbyt wysoki poziom drgań [5], długotrwała praca pompy w obszarze kawitacji [6], nieodpowiednie dla pompowanego medium materiały elementów przepływowych, zwłaszcza wirnika, uderzenie hydrauliczne i wiele innych [1]÷[3], [7]÷[9]. Przyczyną przestojów np. pomp do ścieków mogą być nieodpowiednie wersje konstrukcyjne tych pomp.

Jednym z ciekawszych powodów awarii może być rezonans drgań pojawiający się przy prędkości obrotowej obniżonej za pomocą przetwornicy, który by nie wystąpił, gdyby wydajność zmniejszono przez dławienie zaworem. Oczywiście nie powinno się rezygnować z regulacji zmiennoobrotowej, ale w przypadku wystąpienia takich drgań należy doprowadzić do pracy pompy z większą prędkością obrotową (przy tej samej wydajności) przez niewielkie stoczenie wirnika (patrz dalej).



Do wstępnych ocen opłacalności modernizacji może wystarczyć porównanie kosztów modernizacji i kosztu zaoszczędzonej energii w ciągu 3-5 lat, lub policzenie i ocena okresu zwrotu kosztów

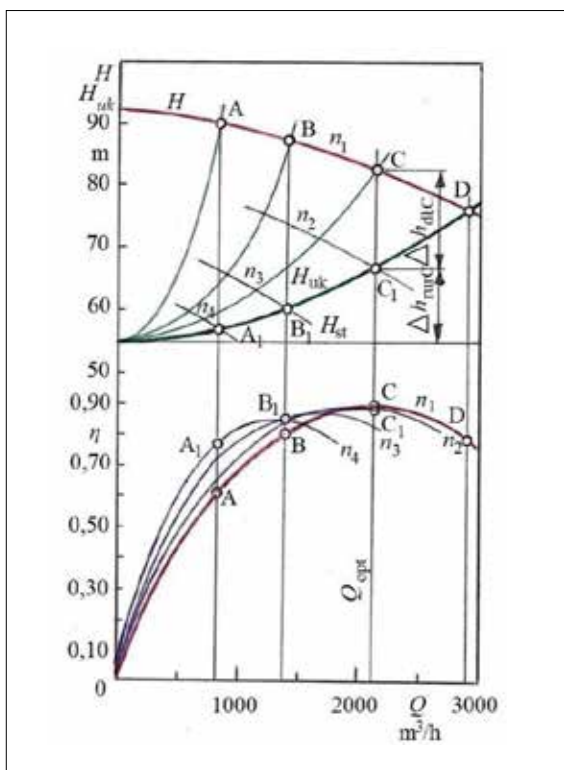
Jak poprawić sprawność pompy i całego zespołu pompowego

W książce [2] i w innych publikacjach omówiono szczegółowo szereg prostych zabiegów dotyczących części hydraulicznej pompy (wirnik, kierownica, kanał zbiorczy) oraz jej uszczelnień wewnętrznych [10], poprawiających sprawność η . Większość z nich użytkownik może wykonać we własnym zakresie. Sprawność $\eta_z = \eta \eta_s \eta_{u,r}$ zespołu pompowego można ponadto powiększyć wymieniając silnik elektryczny na jednostkę o wyższej sprawności η_s , klasy IE4, lub z magnesami trwałymi. Sprawność $\eta_{u,r}$ układu regulacji można podnieść zastępując przetwornicą częstotliwości zawór regulacyjny albo (w dużych pompach, np. w EC) sprzęgło hydrokinetyczne.

Znaczny wpływ na sprawność pompy może mieć nieprawidłowo ukształtowany rurociąg ssawny, powodując nierównomierny dopływ cieczy do wirnika pompy jednostrumieniowej, lub nierównomierne i niejednakowe zasilanie wlotów wirnika pompy dwustrumieniowej [7], [8]. Skutkiem będzie pogorszenie sprawności i zwiększony poziom drgań (możliwość awarii).

RYS. 1

Charakterystyki przepływu $H(Q)$ i sprawności $\eta(Q)$ pompy pracującej z prędkościami obrotowymi $n_1, \dots, n_4$ w układzie pompowym o charakterystyce $H_{uk}(Q)$ i statycznej wysokości podnoszenia $H_{st} = 55 \text{ m}$ [10]

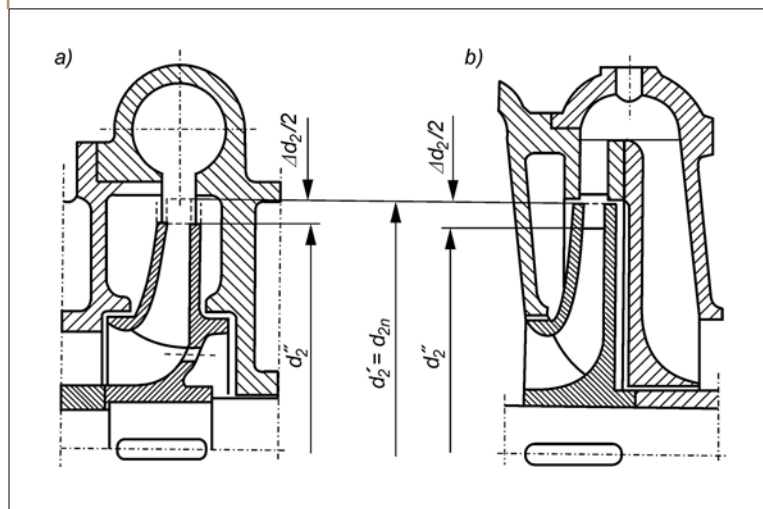


Jak powiększyć efektywność energetyczną zespołu pompowego

Efektywność e_{ez} zespołu pompowego (zwana niekiedy sprawnością średnią ważoną) [10] uwzględnia fakt, że pompa w różnych okresach $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots$ całego czasu T pracuje z różnymi wydajnościami $Q_A, Q_B, \dots$ osiąganymi przez dławienie przepływu (punkty A, B, ...) czy przez zmianę prędkości obrotowej n (punkty $A_1, B_1, \dots$), co przedstawiono przykładowo na rysunku 1. Wyraźne różnice efektywności e_{ez} zespołu w poszczególnych okresach pracy pokazano w przykładzie

RYS. 2

Zmniejszenie średnicy zewnętrznej przez obtoczenie wirnika pompy jednostopniowej (a) lub wytoczenie łopatek wirników pompy wielostopniowej (b) [2]



liczbowym zamieszczonym w [10]. Wynika z niego, że zmiana regulacji dławieniowej na zmiennoobrotową znacznie zwiększa wartość e_{ez} .

Jak lepiej dostosować pompę do wymagań instalacji

Pompy, zwłaszcza wiele lat temu, były dobierane z pewnym zapasem wysokości podnoszenia, aby mieć rezerwę na pokrycie możliwej niedokładności oszacowania charakterystyki $H_{uk}(Q)$ układu pompowego. Dość częstym skutkiem takiego doboru była praca pompy ze zbyt dużą wydajnością, którą wtedy zmniejszano do wymaganej wartości przez przemykanie zaworu tłocznego. Oczywistym tego efektem była strata energii powodowana dławieniem przepływu, nieraz dość znaczna. Najprostszym, ale skutecznym sposobem jej obniżenia jest stoczenie (obtroczenie) wirnika, zmniejszające jego średnicę zewnętrzną z d_2' do d_2'' (rys. 2), zwykle nie więcej niż o 5-10%. Powoduje to zmniejszenie wydajności i wysokości podnoszenia w stosunku:

$$\frac{Q''}{Q'} \approx \frac{H''}{H'} \approx \left(\frac{d_2''}{d_2'} \right)^2 \quad (3)$$

Dokładne omówienie sposobu postępowania, wraz z proponowanym współczynnikiem korekcyjnym nieco zmniejszającym to stoczenie, podano w monografii [2]. Przedstawiono tam również sposób obniżenia Q i H przez usunięcie stopnia (stopni) pompy wielostopniowej.

Obtroczenie wirnika jest sposobem zmniejszenia Q i H znanym od wielu lat, ale wciąż zbyt rzadko stosowanym przez użytkowników. Dlatego przypomniano ten zalecany sposób.

Zabiegiem bardziej wymagającym jest usunięcie stopnia pompy, toteż należy go powierzyć raczej wytwórcy pompy. Poprawa doboru przez wymianę pomp na zupełnie inne, o innych parametrach (przypadek doboru rażąco niepoprawnego) tym bardziej wymaga pomocy wytwórcy i/lub projektanta instalacji.

Źródłem dodatkowych problemów i kosztów, a w wielu przypadkach – dodatkowych strat e.e., może być zbyt mała rozporządzalna nadwyżka antykawitacyjna $NPSHA$ [2], [3], jaką jest w stanie zapewnić instalacja pompowa. Powiększenie tej nadwyżki to zadanie zwykle trudne i kosztowne. Znacznie prostsze i tańsze jest wymiana wirnika wykonanego z żeliwa szarego lub sferoidalnego (dość często stosowane materiały) na wirnik ze staliwa stopowego typu DUPLEX lub NORIDUR, o wielokrotnie większej odporności na erozję kawitacyjną [3].

Jak poprawić efektywność energetyczną instalacji pompowej

Możliwości poprawy jest tyle, ile instalacji pompowych. Działania powinny skutkować zmniejszeniem

strat hydraulicznych w różnych elementach instalacji – patrz ramka.

Na rysunku 3 pokazano jedną z wielu możliwości poprawy $e_{e,uk}$ układu (instalacji). Szereg innych przykładów niepoprawnych instalacji pompowych oraz proponowane sposoby ich modernizacji zamieszczono w książkach [2], [3].

Źródłem dodatkowych oszczędności e.e. może być komputerowa regulacja wydajności poszczególnych pomp w rozbudowanych układach pompowych, np. instalacjach wody sieciowej w dużych CK i zwłaszcza w EC. Operator sterujący pracą takiej instalacji nie jest w stanie tak szybko reagować na zmieniające się warunki jej pracy wskutek działania tysięcy regulatorów pogodowych w węzłach ciepłych, aby w każdej chwili minimalizować zużycie e.e. przez kilka (kilkanaście) równocześnie pracujących pomp sieciowych. Jedyne rozwiązanie to automatyczne sterowanie pracą zespołów pompowych, wykorzystujące starannie opracowany, indywidualny dla każdej instalacji program komputerowy [2]. Niestety, mimo postulowanej przez wiele lat potrzeby rozwiązania tej kwestii, autorowi nie jest znany ani jeden przypadek wdrożenia takiego systemu sterowania.

Warto ponadto dodać, że problemy zbyt niskiej efektywności energetycznej, w połączeniu z nieprawidłową pracą instalacji, spotyka się nierzadko w obiektach z niewielkimi pompami, np. w pompowniach zasilających budynki mieszkalne w wodę pitną (np. W. Korał, Instal, nr 1/2008, s. 8-10) lub w instalacjach c.o. i c.w.u. (np. Rynek Instalacyjny nr 10/2024, s. 66-68). Problemy są zwykle związane ze sterownikami znajdującymi się w instalacjach, np. ich błędną konfiguracją. Sama instalacja może być poprawna pod względem hydraulicznym, a pompy dobrej jakości i dobrze dobrane. Każdy taki przypadek jest jednak indywidualny, a usunięcie problemu może nie być proste.

Jak wyznaczyć efektywność energetyczną układu pompowego

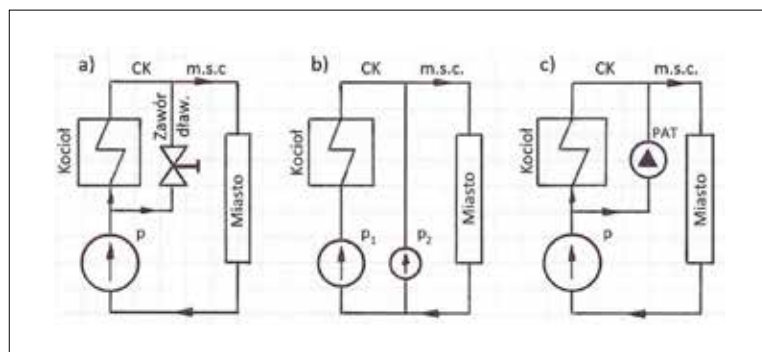
Podstawą działań zmierzających do poprawy efektywności energetycznej instalacji pompowej jest ocena jej aktualnej wartości. Ideałem byłoby wykonanie audytu energetycznego, co jednak kosztuje. W większości przypadków użytkownik może we własnym zakresie wykonać audyt uproszczony (wstępny), omówiony szczegółowo w publikacjach [2], [13]. Łatwo go przeprowadzić dla instalacji stosunkowo prostych, jak np. pompownia wodociągowa czy kanalizacyjna, mierząc wielkości występujące we wzorach (1), (2) za pomocą przyrządów (mierników) znajdujących się w każdej instalacji. W razie wątpliwości odnośnie oceny wyników pomiarów można np. skorzystać z pomocy wytwórcy pomp zainstalowanych w obiekcie, co jest stosunkowo proste zwłaszcza w przypadku producentów krajowych, lub specjalistów z uczelni technicznych.

W przypadku złożonych układów pompowych, takich jak instalacja wody sieciowej w EC, wartość $e_{e,uk} \geq$

PRZYKŁADOWE MOŻLIWOŚCI POPRAWY EFEKTYWNOŚCI UKŁADU POMPOWEGO

Może to być:

- oczyszczenie zarośniętych powierzchni wewnętrznych rurociągu (w przypadku cieczy krystalizujących lub zawierających osady łatwo przylegające do tych powierzchni),
- wymiana mocno skorodowanych elementów rurociągu, uszkodzonych zaworów, odcinków o wyraźnie zbyt małych średnicach d' zamiast d (strata ciśnienia proporcjonalna do $(d/d')^{4,5}$) itp.,
- usunięcie elementów niepotrzebnych (jak np. nieużywane krzyż pomiarowe),
- uproszczenie zbyt skomplikowanego (na ogół niepotrzebnie) układu rurociągów, połączone m.in. z usunięciem wielu kolan i nadmiarowych zaworów; jest to kłopotliwe i dość kosztowne, ale w dobie silnie rosnących cen energii – warto rozważyć,
- eliminacja zaworu dławiącego (rys. 3a), stosowanego do rozdziału strumienia cieczy, na kilka mniejszych strumieni o różnych ciśnieniach; można wtedy wykorzystać dodatkową, mniejszą pompę (zmiana układu i wielkości pomp, rys. 3b) lub pompę pracującą jako turbina (rys. 3c – szczegółowe informacje podano m.in. w [11], [12]).



RYS. 3

Eliminacja dławienia w obiegu zimnego zmieszania ciepłowni komunalnej (CK); p – zespół pomp sieciowych przed modernizacją, p_1 , p_2 – pompy o innych parametrach po modernizacji układu, PAT – pompa pracująca jako turbina [11]

ok. 0,40-0,45 można uznać za akceptowalną, natomiast $e_{e,uk} \leq$ ok. 0,30 – za zbyt małą. W przypadku prostych instalacji powinno być $e_{e,uk} \geq$ ok. 0,60-0,65.

Aby mieć podstawę do oceny, czy główną przyczyną zbyt niskiej wartości $e_{e,uk}$ są zespoły pompowe czy pozostałe elementy instalacji, warto co pewien czas (przynajmniej raz na dwa lata) zmierzyć rzeczywiste charakterystyki przepływu $H(Q)$ i sprawności $\eta(Q)$ każdej pompy, w celu porównania ich z charakterystykami fabrycznymi i/lub z podawanymi w literaturze charakterystykami dobrych (lub przynajmniej niezłych) pomp [2].

Jeśli sprawności pomp są akceptowalne, a efektywność $e_{e,uk}$ instalacji jednak zbyt niska, należy dokładnie przyjrzeć się poszczególnym jej elemen-

tom, zwłaszcza pod kątem zbyt dużego dławienia przepływu (patrz wyżej).

W pewnych przypadkach przyczyną zbyt niskiej wartości e_{uk} , a niekiedy nawet możliwej awarii, może być współpraca równoległa dwóch lub więcej pomp o niestatecznych charakterystykach $H(Q)$, co dotyczy zwłaszcza pomp wyprodukowanych 40-50 lat temu. Problem omówiono szczegółowo w artykule [14] oraz w książce [2]. W celu sprawdzenia, czy charakterystyka przepływu jest stateczna, bez jej mierzenia, wystarczy skontrolować zmiany ciśnienia tłoczenia podczas stopniowego przemykania zaworu tłocznego za pompą. Jeśli przy coraz większym stopniu przemyknięcia, aż do osiągnięcia $Q = 0$ włącznie, ciśnienie cały czas rośnie, to charakterystyka $H(Q)$ jest stateczna. Gdy natomiast podczas przemykania ciśnienie od pewnej chwili zacznie się zmniejszać – charakterystyka jest niestateczna. W czasie eksploatacji takiej pompy należy zachować szczególną ostrożność, a zwłaszcza nie zmniejszać jej wydajności poniżej 60% wydajności znamionowej.

Koszty modernizacji

W przypadku prostych zabiegów modernizacyjnych, np. pokazanych na rysunku 2, ich korzyści ekonomiczne są tak oczywiste, że rachunek kosztów nie jest potrzebny; powinien jednak być on uzasadnieniem poważniejszych modernizacji (np. wg rys. 3b, 3c). Zalecany wówczas rachunek kosztów cyklu życia *LCC* [1], [2] jest jednak dość kłopotliwy.

Do wstępnych ocen może wystarczyć porównanie kosztów modernizacji i kosztu zaoszczędzonej energii w ciągu 3-5 lat lub policzenie i ocena okresu zwrotu kosztów. Należy jednak wtedy stosować ceny e.e. co najmniej dwukrotnie wyższe od aktualnych (tzn. takich, jakie były podczas szacowania kosztów). Licząc się z przypuszczalnie bardzo trudną sytuacją na rynku energii już za kilka lat warto kupować bardzo dobre, choć drogie pompy, nie tylko wysokosprawne, ale też takie, co do których jest pewne, że będą pracowały bezawaryjnie przez wiele lat, nawet w trudnych warunkach. Rozstrzyganie przetargów głównie na podstawie najniższej ceny zakupu może okazać się bardzo kosztowne już w bliskiej przyszłości.

Krótkie podsumowanie

1. Niezależnie od zakresu, w jakim będzie realizowany Europejski Zielony Ład, jego skutki energetyczne wymuszą m.in. minimalizowanie zużycia energii elektrycznej przez wszystkich odbiorców, w tym także użytkowników instalacji pompowych.
2. Warto dokonać szczegółowej identyfikacji [2] całej instalacji pompowej oraz wykonać pełny (przez firmę zewnętrzną) lub przynajmniej uproszczony (we własnym zakresie) audyt energetyczny, którego wyniki uzasadnią celowość wykonania modernizacji podwyższającej efektywność energetyczną pompowania.

3. Należy bezwzględnie przestrzegać konieczności ciągłego/okresowego (zależnie od wielkości i ważności pompy) monitorowania zespołu pompowego – nie tylko pod kątem spokojnej pracy, ale też ze względu na zużycie energii.
4. W przypadku zbyt małej efektywności energetycznej pompowania, spowodowanej głównie przez zespół pompowe, użytkownik ma do dyspozycji wiele prostych sposobów podwyższenia jej wartości, z których wiele może zrealizować we własnym zakresie i stosunkowo niewielkim kosztem.



Podstawą działań zmierzających do poprawy efektywności energetycznej instalacji pompowej jest ocena jej aktualnej wartości

5. Jeśli zbyt mała efektywność energetyczna jest spowodowana przez inne elementy instalacji pompowej, sytuacja użytkowników jest trudniejsza, a jej poprawa – bardziej skomplikowana. Jednak w obliczu rosnących kosztów e.e. wszelkie działania naprawcze są celowe i powinny być podjęte, jak najszybciej, kiedy e.e. jest jeszcze względnie tania.

Literatura

- [1] Świtalski P., Skowroński M., *Pompy wirowe. Sprawność i niezawodność*, CEDOS Świdnica, Wrocław 2019.
- [2] Jędral W., *Efektywne energetycznie układy pompowe*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2018.
- [3] Jędral W., *Instalacje pompowe w przepompowniach i oczyszczalniach ścieków*, PWN, Warszawa 2021.
- [4] Jędral W., *Niezawodność a efektywność energetyczna*, Pompy Pompownie, 2021, nr 2, s. 36-41.
- [5] Jędral W., *Przyczyny, skutki i zapobieganie nadmiernym drganiom pomp*, Pompy Pompownie, 2023, nr 2, s. 48-53.
- [6] Jędral W., *O kawitacji w pompach wirowych raz jeszcze*, Pompy Pompownie, 2020, nr 1, s. 12-19.
- [7] Jędral W., *Błędne rozwiązania doprowadzenia cieczy do pomp. Konsekwencje oraz zalecenia dotyczące rozwiązań poprawnych*, Pompy Pompownie, 2019, nr 2, s. 38-43.
- [8] Lorenz W., Janczak M., *Analysis and the reasons of double suction centrifugal pump's failure*, Mechanik, 2017, nr 11, s. 1084-1087.
- [9] Jędral W., *Dlaczego musimy powiększać efektywność energetyczną? Refleksje po XXVI Kongresie Użytkowników Pomp*, Pompy Pompownie, 2020, nr 2, s. 10-14.
- [10] Jędral W., *Jak powiększyć efektywność energetyczną instalacji pompowej? PAT – jednym ze sposobów rekuperacji energii*, Kierunek Pompy, 2024, nr 1, s. 18-24.
- [11] Jędral W., *Potencjał efektywności energetycznej pompowania w świetle nowych wyzwań*, Pompy Pompownie, 2023, nr 1, s. 8-12.
- [12] 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.
- [13] Jędral W., *Po co audyt energetyczny instalacji pompowej?*, Pompy Pompownie, 2017, nr 1, s. 72-75.
- [14] Jędral W., *Problemy z równoległą współpracą*, Pompy Pompownie, 2017, nr 2, s. 36-40. ■



ZASTOSOWANIE TURBIN WODNYCH W SIECIACH CIEPŁOWNICZYCH

Turbiny kompaktowe MPEC Kraków

Mariusz Piękoś

MPEC Kraków

W latach 2021-2022 rozpoczęto badanie różnych typów pomp w pracy turbinowej w celu znalezienia optymalnego rozwiązania technicznego, umożliwiającego wdrożenie układów TRC do pracy w węzłach ciepłowniczych i komorach ciepłowniczych w MPEC Kraków.

Zastosowanie pomp w ruchu turbinowym znane jest w technice od wielu lat. Koło wodne może być turbiną napędzającą młyn, a w odwrotnym układzie – pompą wody do nawadniania pól rolnych. Odwrócenie pracy układu pompowego ma swoje zalety, ale i wady. Tematyką takich układów MPEC Kraków zajmuje się od kilkunastu lat, zbierając informacje

i doświadczenia, budując mikroukłady produkcji energii elektrycznej. Takie małe elektrownie mogą stać się niezwykle przydatne i pomocne w procesie „zazielenia sieci ciepłowniczych wodnych i gazowych”.

MPEC Kraków, jako przedsiębiorstwo ciepłownicze, skupiło się na procesie odzyskiwania energii z sieci ciepłowniczej; takie rozwiązanie techniczne

chronione jest patentem (nr 223602) opisanym pod tytułem: „Systemem Dystrybucji Cieczy lub Gazu”. MPEC Kraków zawarło umowę licencyjną na wykorzystanie owego patentu i zastosowanie omawianych urządzeń w praktyce.

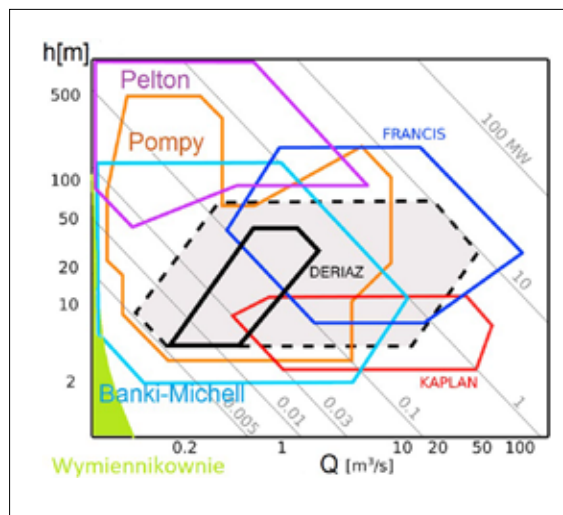
Tradycyjny zawór regulacyjny zmienia parametry ciśnieniowe przepływającej wody w zależności od parametrów, jakie zostały mu zadane w sterowniku. Zawór realizuje swoje funkcje i działa poprawnie, ale energia przepływającej wody zostaje wydławiana, a tym samym zmarnowana. Tymczasem nie musimy jej marnować, możemy ją odzyskać i wykorzystać dla naszych celów. Mając na uwadze, że miasto Kraków liczy około 10 000 węzłów ciepłowniczych, kilkaset komór, gdzie występują technologiczne redukcje ciśnienia, potencjał zastosowania takiego rozwiązania jest ogromny.

Przeprowadzone prace

Po przeanalizowaniu rynku turbin wodnych doszliśmy do wniosku, że opracowanie projektu i wdrożenie jego realizacji może okazać się kosztowne i bardzo długotrwałe, dlatego w pierwszym etapie swoje prace skupiliśmy na wykorzystaniu istniejących konstrukcji pomp w pracy turbinowej. Po przeprowadzeniu serii doświadczeń z różnymi rozwiązaniami wytypowaliśmy określone konstrukcje techniczne, które spełniają nasze oczekiwania. Zastosowane pompy w ruchu turbinowym, dla potrzeb badania nazwaliśmy Turbinowymi Regulatorami Ciśnienia (TRC), gdyż podstawową funkcją takich układów będzie redukcja ciśnienia, a uzyskana energia elektryczna jest tylko wartością dodaną.

Wnioski z przeprowadzonych prac są następujące:

1. Turbinowe Regulatory Ciśnienia (TRC) to urządzenia regulujące ciśnienie przy pomocy wirnika, gdzie odzyskana energia może być powtórnie wykorzystana np. do produkcji energii elektrycznej. Istniejące konstrukcje turbin wodnych projektowane i wykonane zostały dla potrzeb elektrowni wodnych, które charakteryzują się dużymi przepływami. Niestety nie ma gotowych konstrukcji turbin wodnych dla małych przepływów. Jest konieczność sprawdzenia i przebadania wirników turbin o bardzo małych prześwitach kanałów, gdzie lepkość cieczy ma znaczący wpływ na sprawność badanych wirników.
2. Dla znanych rodzajów turbin wodnych Peltona, Francis, obszary zastosowań przedstawiono na rysunku 1. Kolorem zielonym zaznaczono obszar pracy wymiennika ciepła dla miasta Kraków.
3. Zauważono, że obszary stosowalności poszczególnych rodzajów turbin nie pokrywają się z zakresem przepływów nominalnych wody w węzłach ciepłowniczych. Najmniejszy zaznaczony przepływ wody $0,2 \text{ m}^3/\text{s}$ jest około 360 razy większy niż przepływ wody sieciowej w budynku mieszkalnym $0,00055 \text{ m}^3/\text{s}$.



RYS. 1
Obszary
stosowania
poszczególnych
rodzajów turbin
wodnych

4. Dodatkową trudnością jest występująca zmienność przepływu i ciśnień w sieci ciepłowniczej wynikająca ze zmiany zapotrzebowania na energię cieplną węzłów ciepłowniczych. Ta zależność będzie wymuszać opracowanie takiej konstrukcji urządzenia, aby pracowała poprawnie przy zmiennym przepływie i zmiennym spadku ciśnienia.

Prace badawcze prowadzone były dla turbin małej mocy dla zasilania automatyki w komorach ciepłowniczych.

Stanowiska pomiarowe w MPEC Kraków

W obiekcie badawczym MPEC wybudowano cztery stanowiska do pomiarów turbin małej mocy o poziomym i pionowym wale napędowym, w celu przebadania różnych typów turbin. W latach 2021-2022 rozpoczęto badanie różnych typów pomp w pracy turbinowej w celu znalezienia optymalnego rozwiązania technicznego umożliwiającego wdrożenie układów TRC do pracy w węzłach ciepłowniczych i komorach ciepłowniczych. Jednocześnie rozpoczęto prace nad doбором odpowiedniego generatora małej mocy mogącego współpracować z turbiną TRC.

Prace prowadzono w celu skonstruowania urządzenia działającego na sieci ciepłowniczej dla następujących parametrów: przepływ wody do 10 t/h ; zakres spadków ciśnienia na łopatkach turbiny – zakres

ANALIZOWANE POMPY

Przebadano następujące pompy w ruchu turbinowym:

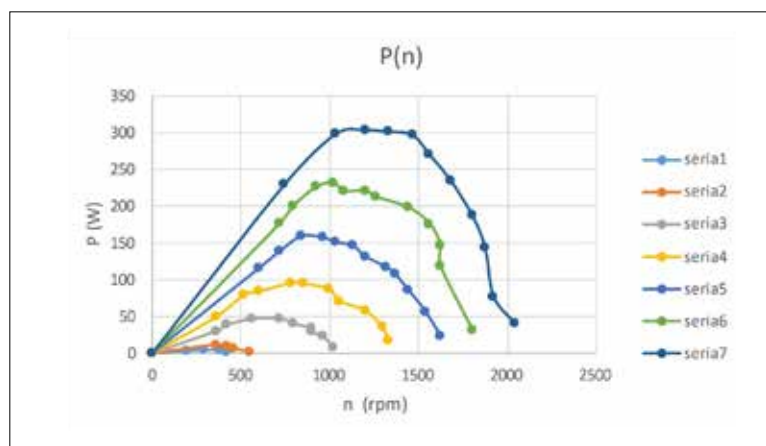
- Movetic VCF002/04-B1U23C0071D5kW,
- MovitecV F006/05-B1D20C0080D5kW,
- ETB 040-025-200-GGSBV06WS2AV4AHB,
- ETL 032-032-200-GGSCV06WS2BA4AFB.

pierwszy 2-3,5 bar, zakres drugi 3,5-5 bar; minimalna moc generowana przez TRC 100 W.

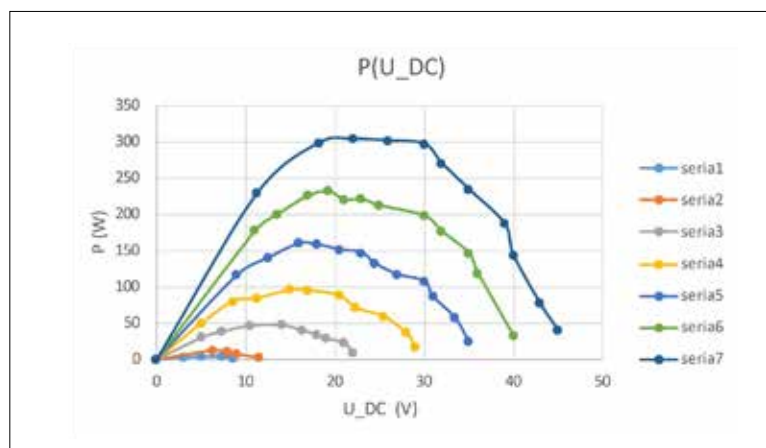
Dla przykładu przedstawiono wykresy zależności mocy generowanej przez TRC w zależności od obrotów i napięcia generatora (rys. 2) i (rys. 3) dla pompy w ruchu turbinowym.

Przeprowadzone badania pomp w ruchu turbinowym wykazały, że nie wszystkie konstrukcje nadają się do zastosowania jako generatory prądu dla układów TRC. Pompy niespełniające założeń obliczeniowych będą przedmiotem analiz w kolejnym etapie.

MPEC Kraków, na mocy posiadanej licencji, od 12 lat zbiera doświadczenia, realizując instalacje bazujące na Turbinowych Regulatorach Ciśnienia (TRC), wykorzystując wspomnianą wcześniej opatentowaną metodę odzysku energii. Odzyskana na skutek spadku ciśnienia energia mechaniczna zamieniana jest w turbinie na energię elektryczną, którą można zasilić pompy obiegowe w wymiennikowni lub odprowadzić do sieci energetycznej. Możliwym jest zastosowanie turbiny w miejsce zaworu pogodowego, co pozwoli zastąpić zawory redukcyjne ciśnienia jednym urządzeniem.



RYS. 2
Charakterystyka TRC w zależności od obrotów



RYS. 3
Charakterystyka TRC w zależności od napięcia generatora



FOT. 1
Stanowisko do badania turbin z pionowym wałem

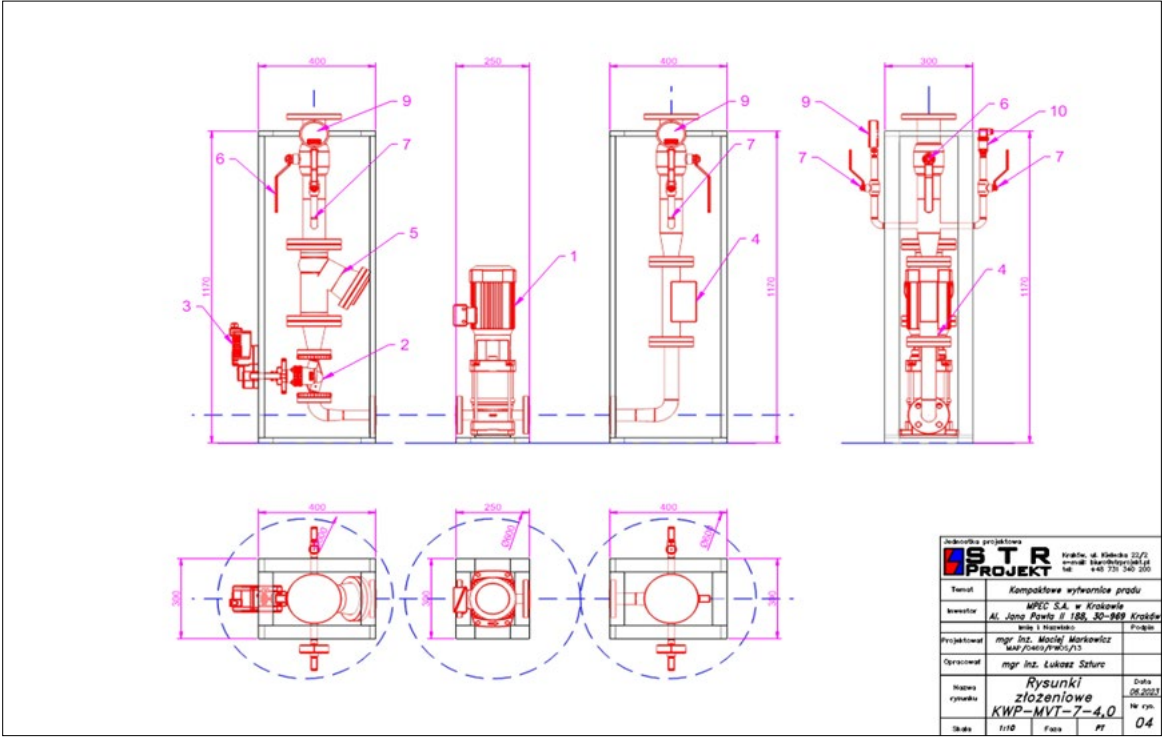


FOT. 2
Stanowisko do badania turbin z wałem poziomym

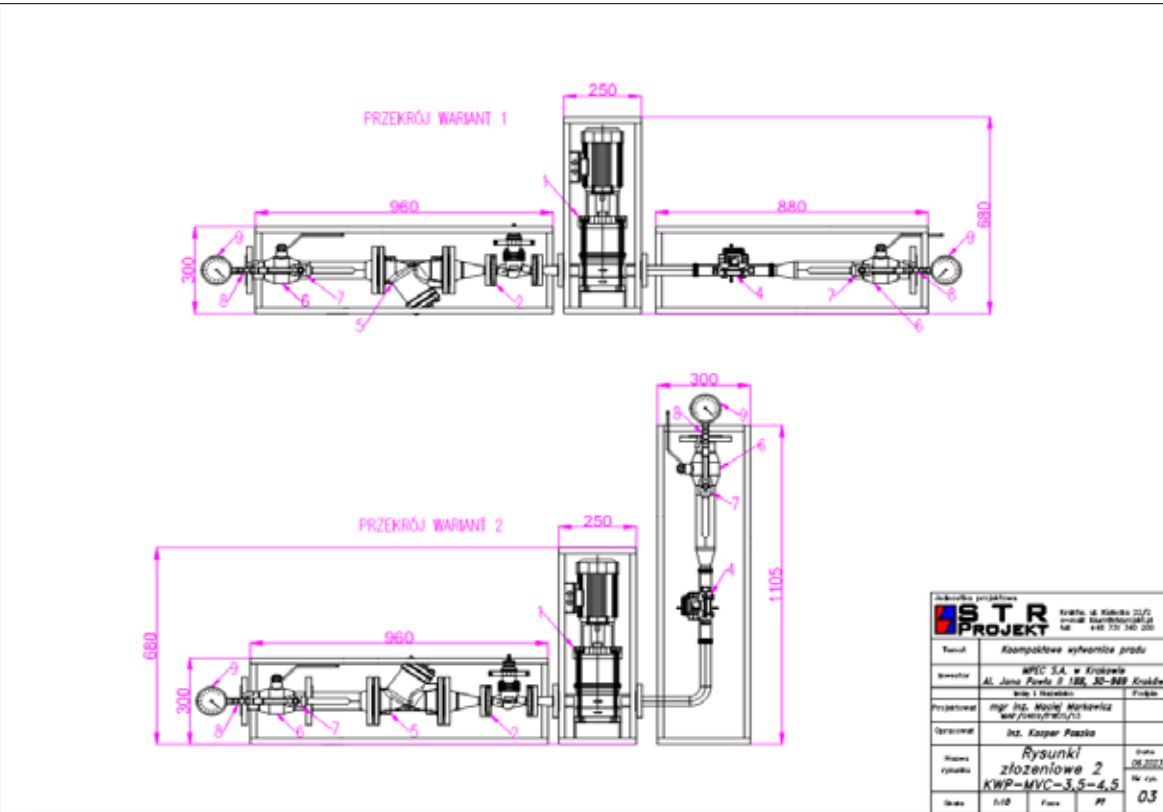
Prace badawcze prowadzono na stanowiskach, które pozwoliły zebrać charakterystyki pomp w ruchu turbinowym. Na zdjęciu numer 1 pokazano stanowisko do badania turbin z pionowym wałem, a na fot. 2 – stanowisko do badania turbin z wałem poziomym.

Montaż w komorze

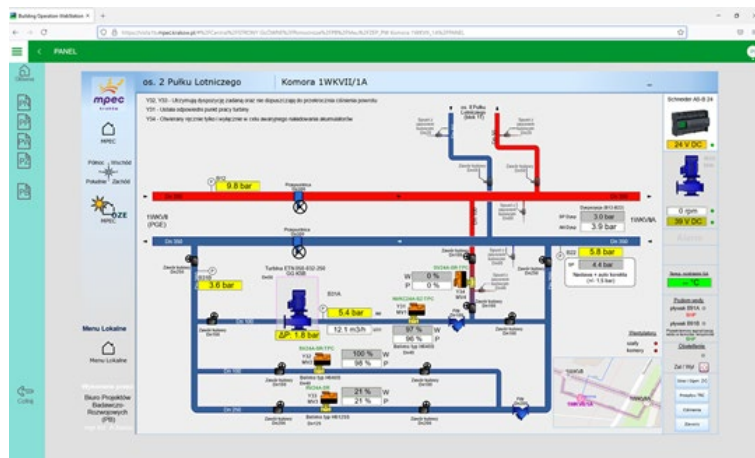
Zastosowanie układów TRC małej mocy do elektryfikacji komór ciepłowniczych wymaga nie tylko dobrania odpowiedniej turbiny, ale również zaprojektowania konstrukcji do łatwego montażu w komorze. Opracowano dwa typy kompaktu spełniające warunek



RYS. 4
Projekt kompaktu o pionowej osi turbiny



RYS. 5
Projekt kompaktu o poziomej osi turbiny



RYS. 6
Tradycyjny układ
TRC pracujący
w systemie
SCADA



FOT. 3
Kompaktowy prototyp urządzenia TRC nr 1



FOT. 4
Prototyp urządzenia TRC nr 2

transportu do komory przez właz Dn 600. Na rysunku numer 4 przedstawiono projekt turbiny zamontowanej w kompaktowym zespole elementów do łatwego montażu w komorze.

Podobnie rozwiązano montaż dla turbin o poziomej osi, który przedstawiono na rysunku numer 5.

Na podstawie projektów wykonano prototypy urządzeń przedstawione na fotografii 3 i 4.

Zbudowanie układów kompaktowych i zastosowanie ich w systemie ciepłowniczym może znacząco wpłynąć na rozwój automatyzacji sieci. Elektryfikacja komór stwarza możliwość monitoringu, podłączenia do systemu SCADA, automatyzacji pracy zaworów i wprowadzenia ich funkcjonalności do regulacji przepływem sieciowym wody grzewczej. Komorę można

podłączyć do sieci energetycznej, ale wiąże się to często z wieloma kłopotami związanymi z wykonaniem i uzgodnieniem projektów, zawarciem odpowiedniej umowy z dostawcą, budową przyłącza. Układ TRC może okazać się znacznie łatwiejszy i szybszy w uruchomieniu.

Budowę kompaktów oparto o kilkuletnie doświadczenia z eksploatacji takiego układu zamontowanego w komorze 1WKVIII A; zebrane informacje pomogły w pracach konstrukcyjnych. Na rysunku numer 6 pokazano tradycyjny układ TRC pracujący w systemie SCADA.

Naszym zdaniem rozwój tego typu urządzeń pozytywnie wpłynie na jakość obsługi sieci ciepłowniczej, poprawi możliwości regulacyjne, a zatem przyczyni się do zmniejszenia jej awaryjności.

Fot., rys.: materiały autora ■

EKSPLOATACJA UKŁADÓW POMPOWYCH POMP GŁĘBINOWYCH

cz. II Korzyści techniczne i energetyczne

dr Marian Strączyński

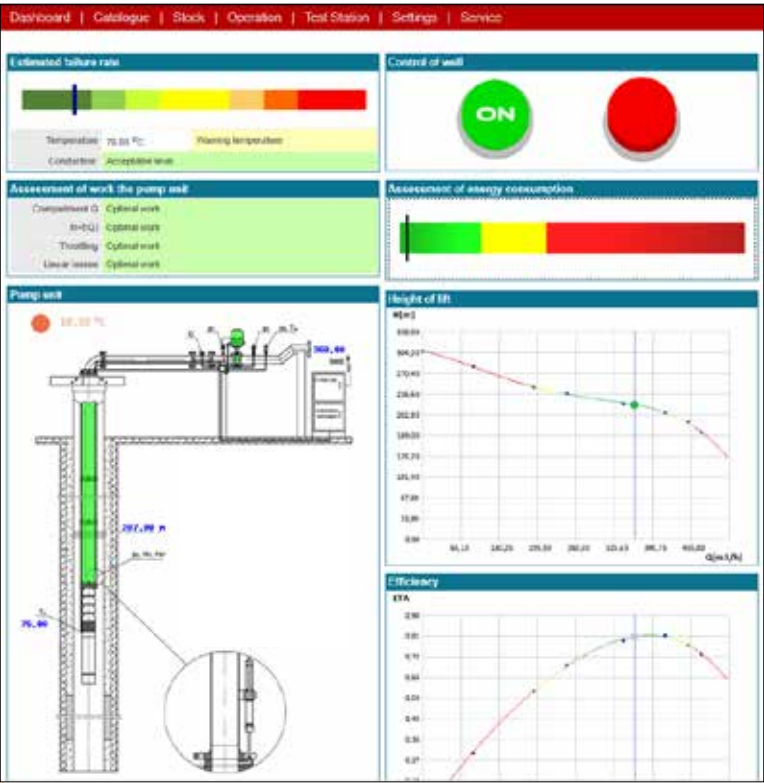
niezależny ekspert techniki pompowej

Jak wspomniano w poprzednim artykule (KP 1/2024), organizacja eksploatacji pomp głębinowych wymaga wiedzy teoretycznej oraz praktycznej zarówno z techniki pompowej, hydrogeologii, jak i z techniki systemów. W tej części cyklu skupimy się głównie na efektach technicznych i ekonomicznych wynikających z zastosowania diagnostyki w eksploatacji układów pompowych pomp głębinowych. Pokażemy dwa przykłady trybu przetwarzania danych w systemie zarządzania eksploatacją pomp głębinowych i związane z nimi korzyści.

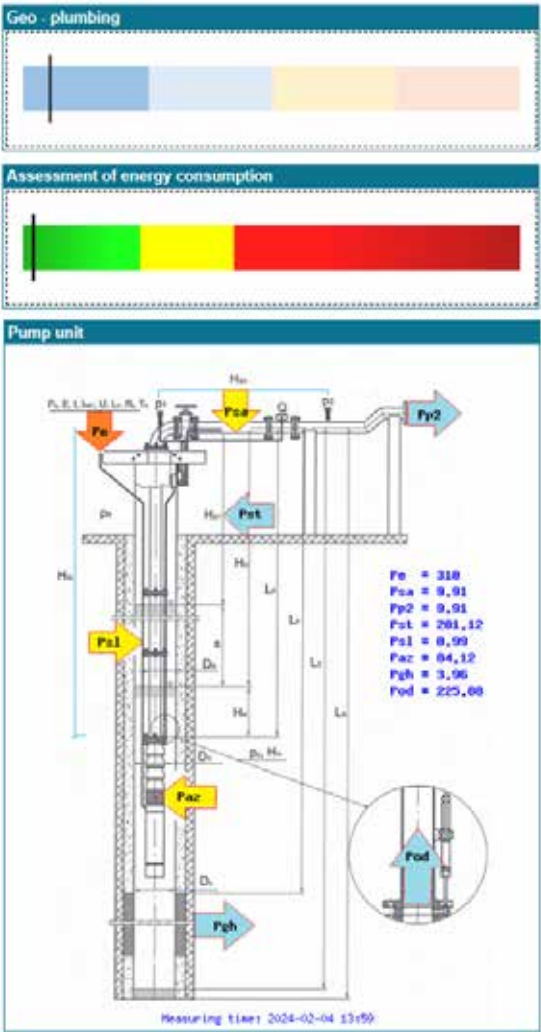
W poprzednim artykule zestawiono zakres pomiarów związanych z budową współczesnych układów pompowych pomp głębinowych. W przypadku pełnej diagnostyki, oprócz niezbędnych pomiarów hydraulicznych i elektrycznych w układzie

pompowym, a więc 4 ciśnień (p_1 , p_2 , p_p , H_H), wydajności pompy – studni (Q) i mocy czynnej (P_E), konieczne jest mierzenie wartości: drgań (a_{SPM}), systemowych wahań w poborze prądu (ΔI), temperatury silnika (T_s) oraz przewodnictwa elektrycznego jego cieczy silnika (s_{SPM}) [1,2].

fol. 123rf



RYS. 1
Widok ocen dla prawidłowej pracy agregatu pompowego i studni



RYS. 2
Bilans mocy w układzie pompowym

Minimum to: $\Delta I, a_{SPM}$. W celu dokładnego zilustrowania współcześnie najnowszego trybu przetwarzania danych i pomiarów (dla przykładu) posłużymy się ocenami, które dokonywane są w wersjach: v. N.C 1.01 GB (2023) oraz v.2.21 PL (2022) systemu SPM [7].

Na rysunku 1 pokazany jest widok ocen dla prawidłowej pracy agregatu pompowego i studni. Modele matematyczne systemu uwzględniają [4] zarówno pomiary diagnostyki, jak i pomiary hydrauliczne oraz elektryczne. Wiemy już, że im bardziej opomiarowanie układu pompowego jest rozbudowane (ponad minimalne – cz. I naszego cyklu), tym zakres ocen będzie dokładniejszy. Jakikolwiek uproszczenia praktycznie eliminują współczesną, optymalną analizę pracy układu.

Diagnostyka powinna kompleksowo uwzględniać powiązanie środowisk i wstępnie lokalizować miejsca problemów: agregat pompowy – rurociąg tłoczny – studnia

Przykłady systemowych ocen – korzyści techniczne

Dla ocen z rysunku 1 charakterystycznym jest, że wskaźniki: energochłonności, awaryjności i przewodnictwa są ocenione jako „zielone”, a więc – dobre. Ocenę pracy: przedział stosowalności, dławienie, odchylenie punktu pracy na charakterystyce pompy oraz straty liniowe są też „zielone”, natomiast temperatura silnika jest w stanie granicznym. Ogólnie rzecz ujmując, eksploatacja przebiega technicznie i ekonomicznie prawidłowo [3,4]. Potwierdza to też bilans mocy (w tym geohydrauliki) – rysunek 2.

Gdy przeprowadzimy analizę porównawczą dla innych zastosowań (studni), otrzymamy: dla pierwszego naszego przykładu – rysunek 3 przedstawia oceny z innej studni, w której bilans ciśnień wykazał nieprawidłowości wskazujące na uszkodzenie (problem) w rurociągu tłocznym pompy – odkształcona charakterystyka układu. Potwierdziła to ocena energochłonności zbliżona do granicznej, „żółtej”.

Wskaźniki: awaryjności – R [2] oraz straty mocy w agregacie i temperatura silnika są „zielone” – tym samym nie wykazują uszkodzeń w pompie i silniku [5], więc jednoznacznie jest to problem w rurociągu. Po demontażu rurociągu zlokalizowano przeciek na trzecim (od góry) złączu rur. Na fotografii 1 przedstawione jest złącze. Co ważne, praca głębinowego agregatu pompowego przebiega w środowisku stud-

ni, a więc układ pompowy współdziała systemowo z geohydrauliką studzienną, która w tym przypadku nie wykazuje problemów.

Z założenia diagnostyka powinna kompleksowo uwzględniać powiązania tych środowisk i wstępnie lokalizować miejsca problemów: agregat pompowy – rurociąg tłoczny – studnia. Aktualnie mamy początki takiej właśnie diagnostyki (rozrost części podwodnej opomiarowania) i jak praktyka dowodzi – systemowe powiązania pomiarów potwierdzają słuszność takich właśnie założeń. W tym przypadku – ewidentny przeciek w rurociągu tłocznym pompy.

Dla drugiego przykładu: na rysunku 4 pokazano oceny dla studni (z innego ujęcia), w której pompowana, surowa woda zawierała sporo związków żelaza, co skutkowało tym samym silnym „zarastaniem” rur i również całego agregatu. Z bilansu ciśnień wyraźnie widać nadmierny wzrost strat liniowych rurociągu oraz – z systemowych ocen – graniczny wzrost temperatury „zarosniętego” silnika. Ocena energochłonności układu też bliska „żółtej”, granicznej.

Po demontażu pompy, oczyszczeniu silnika oraz zastosowaniu przewodu elastycznego straty liniowe zmalały, energochłonność ustaliła się na właściwym poziomie.

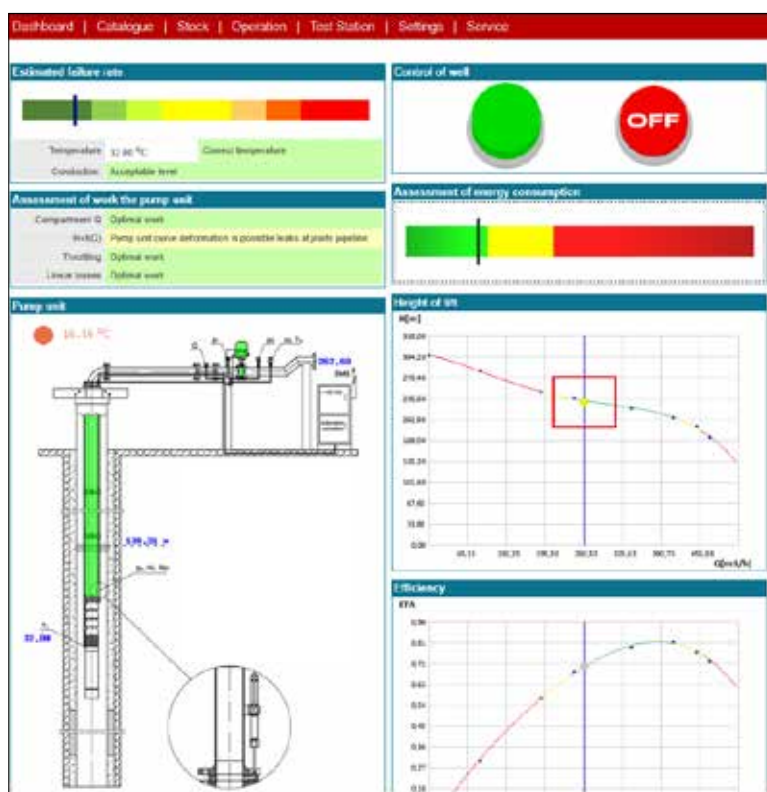
”

We współczesnym zarządzaniu eksploatacją ujęć głębinowych korzystanie z pojedynczych pomiarów jest już mało funkcjonalne. Głównie trzeba używać systemowo przetworzonych danych pochodzących z techniki pompowej, techniki systemów i hydrogeologii

Współczesne konstrukcje przewodów elastycznych poszerzają zakres ich stosowania (średnice, głębokości zabudowy pomp, ciśnienia pracy, zdolność samooczyszczenia, itp.), tym samym ubogacają możliwości ich wykorzystania w układach pompowych, szczególnie pracujących w trudnych warunkach. Na rysunku 5 pokazano cyfrowo wygenerowany (na życzenie) raport dla użytkownika. Raport aktywnie, cyfrowo podsumowuje: parametry, informacje i oceny pracy: pompy, układu pompowego oraz studni.

Zestawione informacje są jednoznaczne, a więc mogą stanowić podstawę do dalszego formułowania uzasadnionych decyzji eksploatacyjnych, wpływających na pracę ujęcia. Jak można zauważyć, to początek nowych aplikacji i technologii w eksploatacji pomp głębinowych. Głównym celem tych działań jest nakierowanie przeszkolonego użytkownika do podejmowania właściwych technicznie i ekonomicznie decyzji. Proces zarządzania skomplikowaną eksploatacją pomp i ujęć głębinowych staje się w tych warunkach rzeczywiście profesjonalny.

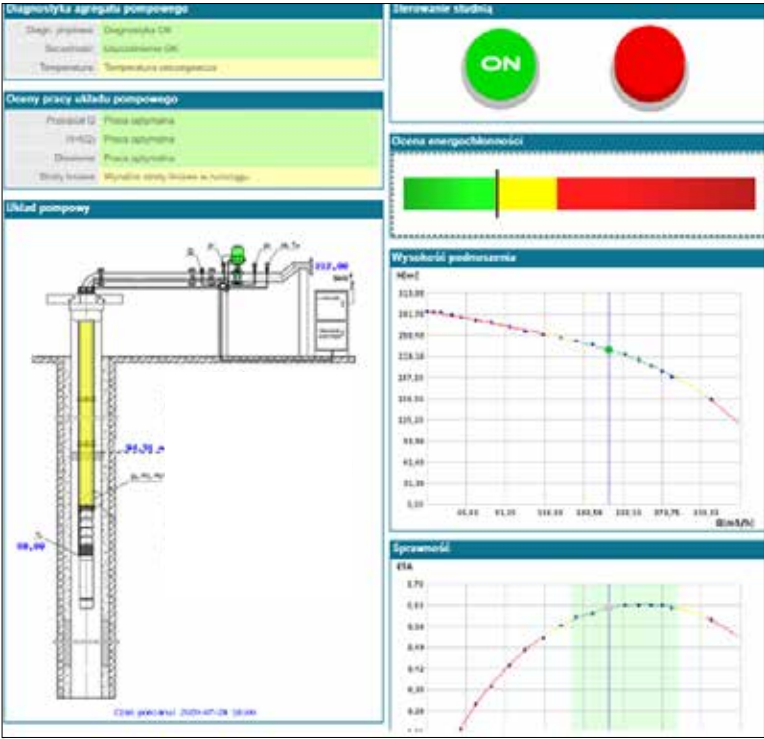
Przykłady można by mnożyć, jednak te dwa – wybrane i specjalnie zaprezentowane wraz z raportem – pokazują, jakiego znaczenia nabiera współczesna interpretacja przetworzonych danych. Oceny wykonywane są w modelach matematycznych z syste-



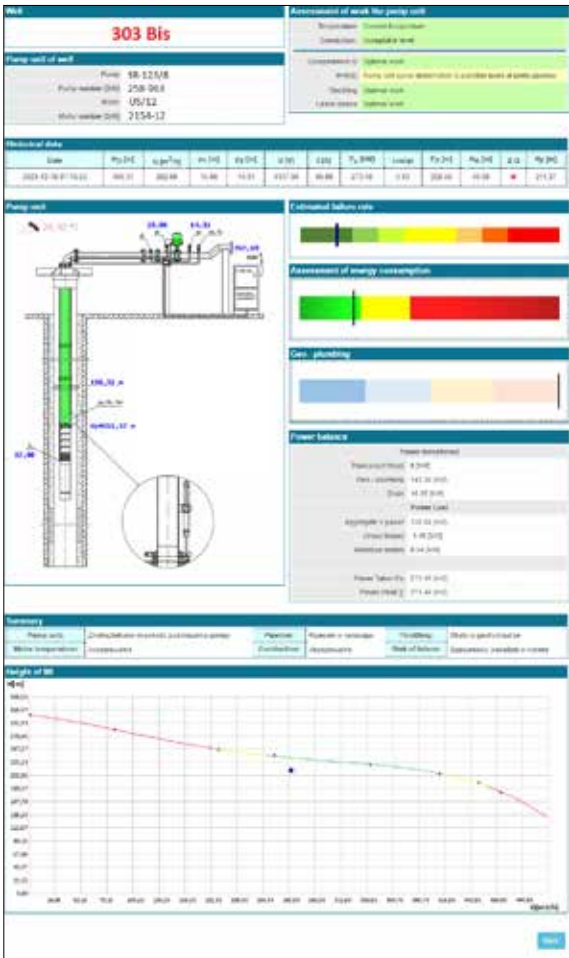
RYS. 3
Oceny wskazujące na przeciek rurociągu tłoczego



FOT. 1
Widok złącza rur z przeciekiem



RYS. 4
Oceny wzrostu strat liniowych rurociągu oraz wzrostu temperatury silnika



RYS. 5
Raport – eksploatacja: pompa – studnia – układ

mowo zestawionych pomiarów. Trzeba zauważyć, że powyższe przykłady pokazały specjalnie bezpośrednie problemy, które wystąpiły nie w agregatach pompowych, a w funkcjonowaniu (rurociągów) układów pompowych: przecieki, „zarastanie” rur. Gdy poszerzymy obserwacje o awaryjność agregatów, wsp. R [2], korzyści jeszcze wzrosną, gdyż potrafimy przewidywać zatrzymanie awaryjne agregatów pompowych [5] i odpowiednio zmniejszać koszty ich napraw. W XXI wieku ten właśnie kierunek działań będzie przynosił podstawowe korzyści zarówno techniczne, jak i ekonomiczne, jednak trzeba to podkreślić dla odpowiednio przygotowanych (przeszkolonych) użytkowników [5,6,7] wykorzystujących systemy zarządzania eksploatacją pomp.

W artykule (I część cyklu) pokazano zakres oraz miejsca zabudowy współcześnie zalecanego opomiarowania w układach pompowych pomp głębinowych. Część druga pokazuje, jakiego rodzaju korzyści mogą występować w eksploatacji, gdy stosujemy systemowe przetwarzanie właściwie zebranych danych i pomiarów. W podsumowaniu można stwierdzić, że we współczesnym zarządzaniu eksploatacją ujęć głębinowych korzystanie z pojedynczych pomiarów (z układu – XX w) jest już mało funkcjonalne i sprawia, że głównie trzeba używać systemowo przetworzonych danych [7], pochodzących zarówno z techniki pompowej, techniki systemów, jak i hydrogeologii. Jest to początek innej jakości decyzji, ujmujących całokształt zdarzeń obejmujący użytkowanie oraz obsługiwane ujęć. Wzajemne powiązanie eksploatacji: pompy – studnia – układu jest skomplikowanym procesem, który w nowoczesnej strukturze zarządzania powinien być uwzględniany i wdrażany (narzędzia są już dostępne na rynku eksploatacji ujęć [7]). Tylko w tak zorganizowanej eksploatacji przeszkolony użytkownik uzyska optymalne korzyści i to zarówno techniczne, jak i ekonomiczne.

Literatura

1. EP3271546_B1 patent – czerwiec, 2019.
2. Strączyński M., Eksploatacja układów pompowych pomp głębinowych – cz.I opomiarowanie układów, interpretacja wyników pomiarów, Kierunek Pompy, 1/2024, maj, Racibórz 2024.
3. Strączyński M., Urbański P., Latoń D., Energooszczędna eksploatacja pomp głębinowych, Wydawnictwo Seidel – Przywecki, Wydanie I, Warszawa, 2021.
4. Strączyński M., Technika cyfrowa w energooszczędnej eksploatacji pomp i ujęć głębinowych – cz.4: Zarządzanie w systemowo zorganizowanej eksploatacji pomp i ujęć głębinowych, Pompy Pompownie, 1/2021, maj, Racibórz 2021.
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. www.spm-system.com System of monitoring, managing and operating submersible pumps and deep-water intakes, SYSTEM DESCRIPTION, 2022.

Fot., rys.: materiały autora ■

MODERNIZACJA OCZYSZCZALNI ŚCIEKÓW W OPOLU

Inwestycje w układy pompowe

Kamil Olszewski

kierownik Działu Oczyszczalni Ścieków
Wodociągi i Kanalizacja w Opolu Sp. z o.o.

Marek Nylec

kierownik Rozruchu, WTE Polska

Po niedawnym zakończeniu inwestycji oczyszczalnia ścieków w Opolu jest dziś jednym z najnowocześniejszych obiektów tego typu w Polsce. Jak wyglądała jej modernizacja w zakresie układów pompowych?

W historii oczyszczalni ścieków w Opolu warto odnotować cztery najważniejsze wydarzenia. To przede wszystkim jej budowa w 1908 r. – obiekt był wówczas zlokalizowany na uboczu miasta, na zachodnim brzegu rzeki Odry. Istotnym momentem było także przeniesienie oczyszczalni z ul. Bonczyka na

ul. Wrocławską (1974-1975), kiedy to zapadła decyzja o wyłączeniu starego obiektu z użytku i budowie nowego, w najbliższym sąsiedztwie. I tak w roku 1974 powstała oczyszczalnia – najpierw mechaniczna, a w 1975 mechaniczno-biologiczna, jako cz. A oczyszczalni, a za kanałem Ulgi część osadowa, jako cz. B oczyszczalni.

OCZYSZCZALNIA
ŚCIEKÓW OPOLE
CZ. B,
po modernizacji



Na koniec lat dziewięćdziesiątych przypada kolejna modernizacja obiektu, kiedy to rozwój miasta wymusił podjęcie działań w zakresie zwiększenia przepustowości i podniesienia jakości oczyszczanych ścieków. W 2002 roku została uruchomiona oczyszczalnia, która na ówczesne czasy była bardzo nowoczesną jednostką, ale w momencie przystąpienia Polski do Unii Europejskiej, kiedy zaczęła obowiązywać dyrektywa 91/271/EWG dotycząca oczyszczania ścieków komunalnych, okazało się, że obiekt nie spełnia zapisów tego dokumentu.

”

Wszystkie wody deszczowe pochodzące z terenu oczyszczalni ścieków, odcieki z zagęszczania i odwadniania osadów oraz ścieki bytowo-gospodarcze powstające na oczyszczalni tłoczone są przy pomocy dwóch zmodernizowanych pompowni, bezpośrednio przed budynek krat

Podejmowane były różne kroki, aby wypełnić wymagania zapisane we wspomnianej dyrektywie. Równocześnie następował intensywny rozwój aglomeracji Opole – przy wsparciu środków unijnych skanalizowane zostały peryferyjne dzielnice miasta i okoliczne gminy. W 2015 roku zapadła decyzja o dużej modernizacji oczyszczalni ścieków Opole.

Od początku swego istnienia oczyszczalnia borykała się z problemem położenia. Pomimo zajmo-

wanego obszaru – około 8 ha przy ul. Wrocławskiej – gospodarka osadowa zlokalizowana została z dala od rozrastającego się miasta, przy ul. Ceglanej, po drugiej stronie Kanału Ulgi. Wszystkie osady musiały być transportowane pod kanałem na drugą część oczyszczalni, a powrotnie – odcieki z odwadniania osadów. Dodatkowo w 2014 roku, na części B, za kanałem, powstała suszarnia osadów.

Szacowanie potrzeb

Problemy, z którymi zaczęła borykać się oczyszczalnia, stawały się coraz bardziej uciążliwe:

- brak spełnienia wymogów obowiązującej dyrektywy w zakresie możliwości oczyszczania dopływającego ładunku zanieczyszczeń. Oczyszczalnia zaprojektowana była na 225 tys. RLM i na usuwanie azotu do poziomu 18 gN/m³,
- rozrastająca się aglomeracja Opole – do blisko 240 tys. RLM,
- uciążliwość odorowa obiektu, który w przeciągu swego ponad 100-letniego istnienia został otoczony rozrastającym się miastem,
- starzejące się i mało efektywne energetycznie urządzenia stały się również zauważalnym problemem,
- nierównomierność napływu ścieku do oczyszczalni ścieków, wahająca się w granicach od około 20 000 m³/d do blisko 89 000 m³/d, spowodowana istniejącą w aglomeracji Opole kanalizacją ogólnospławną.

Powyższe elementy przyczyniły się do podjęcia działań związanych z modernizacją obiektu. Przygotowania do realizacji inwestycji poprzedziły liczne wizyty na innych oczyszczalniach ścieków w Polsce i za granicą, konsultacje z eksploatatorami i niekończące się dyskusje z dostawcami. Modernizacja realizowana była na podstawie umowy żółty FIDIC – zaprojektuj – wybuduj, w oparciu o przygotowany przez nas program funkcjonalno-użytkowy.

Zakres modernizacji

Spółka Wodociągi i Kanalizacja Sp. z o.o. w Opolu w dniu 30.03.2017 r. zawarła umowę z Narodowym Funduszem Ochrony Środowiska i Gospodarki Wodnej o dofinansowanie projektu pod nazwą: „Kompleksowa modernizacja oczyszczalni ścieków w Opolu wraz z poprawą gospodarki wodno-ściekowej”. 17.04.2019 r. podpisano umowę na realizację przedsięwzięcia z wykonawcą. Oczyszczalnia została oddana do użytku 31.05.2024 r. Wartość projektu wyniosła około 170 mln zł brutto.

Zakres modernizacji oczyszczalni ścieków w Opolu podzielono na cztery główne części:

- część mechaniczną,
- część biologiczną,
- część osadową,
- część biogazową.

FOT. 1
Pompownia
dopływu





FOT. 2
Pompownia
osadu
recykulowanego



FOT. 3
Pompownia
osadu
zmieszanego z cz.
A na cz. B

Inwestycje w układy pompowe w części mechanicznej

Zakres rzeczowy:

- modernizacja pompowni dopływu poprzez podniesienie rzędnych pracy obiektu, zhermetyzowanie i wymianę pomp szybowych wraz z szybami pompowymi,
- wyposażenie przelewu awaryjnego (umożliwiającego ochronę oczyszczalni przed ponadnormalnym obciążeniem hydraulicznym) w elektromagnetyczny przepływomierz pozwalający na pomiar przepływu grawitacyjnego, w przypadku niskiego stanu odbiornika, jak i ciśnieniowego wpompowania ścieku do odbiornika w przypadku wysokiego stanu,
- wymiana istniejącego przepływomierza po pompowni dopływu i montaż dodatkowego prze-

pływomierza umożliwiającego dokładny pomiar rozdziału ilości ścieków na poszczególne osadniki wstępne.

Inwestycje w układy pompowe w części biologicznej

Zakres rzeczowy:

- modernizacja pompowni wody technologicznej z dostosowaniem wydajności do obecnego zapotrzebowania,
- modernizacja pompowni wysokich stanów – odświeżenie budynku i remont pomp.

Po procesach biologicznego oczyszczania ścieki transportowane są kanałami do czterech zmodernizowanych osadników wtórnych, gdzie następuje rozdzielanie osadu czynnego od oczyszczonych ścieków.



FOT. 4
Pompownia
cyrkulacyjna
w maszynowni
wydzielonych
komór
fermentacyjnych

Na osadnikach zamontowany jest system ewakuacji frakcji pływającej – śruby zgarniające. Maksymalny godzinowy przepływ podczas deszczu – 4 165 m³/h. Kolejno osad z osadników wtórnych zawracany jest do reaktorów na część predwinitryfikacji z wykorzystaniem zmodernizowanej, istniejącej pompowni osadu recyrkulowanego. Część osadu skierowana jest, jako osad nadmierny, do usunięcia.

Z kanału odpływowego ścieków oczyszczonych, część wody po przeffitowaniu i opomiarowaniu zawracana jest poprzez zmodernizowaną pompownię wody technologicznej do wykorzystania na potrzeby własne oczyszczalni ścieków (również cz. B oczyszczalni). Reszta oczyszczonych ścieków, grawitacyjnie lub z wykorzystaniem pompowni wysokich stanów (podczas wysokich stanów Odry), po opomiarowaniu kierowana jest do odbiornika. Zakres pomiarowy przepływomierza na wylocie z oczyszczalni to 420-13 680 m³/h.

Wszystkie wody deszczowe pochodzące z terenu oczyszczalni ścieków, odcieki z zagęszczania i odwadniania osadów oraz ścieki bytowo-gospodarcze

powstające na oczyszczalni tłoczone są przy pomocy dwóch zmodernizowanych pompowni, bezpośrednio przed budynek krat.

Inwestycje w układy pompowe w części osadowej

Zakres rzeczowy:

- wymiana pomp, armatury i montaż sond gęstości w obiekcie pompowni osadu recyrkulowanego,
- budowa pompowni osadu wstępnego,
- budowa pompowni przetwarzania osadu zagęszczanego z cz. A oczyszczalni na cz. B oczyszczalni, opartej na trzech trójstopniowych pompach mimośrodowych, przy założeniu pracy jednego zestawu i dwóch rezerwowych,
- budowa systemu przerzutu osadu odwodnionego na tymczasowe składowisko osadów, wykorzystującego pompę mimośrodową wspomagana sprężonym powietrzem i polimerem,
- modernizacja dwóch przepompowni wód opadowych, odcieków z odwadniania osadów i zagęszczania osadów oraz ścieków bytowych powstających na oczyszczalni ścieków.

Prace pomp w części osadowej

Osad wstępny w ilości 13 608 kg/d, odebrany za pomocą pompowni osadu wstępnego z osadników wstępnych, podawany jest do zagęszczacza grawitacyjnego, gdzie podlega hydrolizie i zagęszczeniu. Zagęszczony osad wstępny, rozdrobniony poprzez maceratory, trafia do zbiornika osadu zmieszanego – komory mokrej osadu zagęszczonego – tłoczonego na cz. B oczyszczalni razem z zagęszczonym osadem nadmiernym (w ilości 9642 kg/d) i osadem chemicznym (warunkowo w ilości 570 kg/d). Osad nadmierny odebrany jest z pompowni recyrkulacji i podawany do zmodernizowanej stacji zagęszczania.

Oczyszczalnia ścieków w Opolu jest obecnie jednym z najnowocześniejszych obiektów tego typu w Polsce. Została oddana do użytku 31.05.2024 r. Dziś, po przejęciu do eksploatacji, „uczmy się jej” obserwując pracę urządzeń, współpracę obiektów, wyłapując zauważone błędy utrudniające eksploatację. Okres działania jest zbyt krótki, żeby prowadzić analizę porównawczą z oczyszczalnią sprzed modernizacji. Po przepracowaniu pełnego roku, po usunięciu usterek mających wpływ na eksploatację, będzie można wykonać analizę osiągniętych korzyści płynących z przeprowadzonej modernizacji.

Całość inwestycji wraz z opisem działania oczyszczalni została opisana w magazynie Kierunek Wod-Kan 3/2024.

Fot. WiK w Opolu ■



FOT. 5
Pompownia
nadawcy osadu
surowego WKF



ROZBUDOWA BLOKÓW ELEKTROWNI JĄDROWEJ MOCHOWCE

z perspektywy spółek holdingu SIGMA

mgr inż. Jiří Tomášek

SIGMA GROUP a.s., Oddział Energetyki Jądrowej

mgr inż. Tomáš Pozdříšek

SIGMA GROUP a.s., dyrektor techniczny i marketingu, członek zarządu



EMO34, WYSPA TURBINOWA
400-CV-FV-530, pompa wody
technicznej, montaż

Dzięki rozbudowie bloków 3 i 4 elektrowni w słowackiej Mochowce grupa Sigma zyskuje nową wiedzę i doświadczenie w wielu obszarach, takich jak projektowanie, zarządzanie zakupami, montaż podzespołów i uruchamianie elektrowni jądrowych. Wszelkie projekty z tymi obiektami objęte są ścisłymi procedurami i normami. Sigma Group to pierwsza firma w Republice Czeskiej, która dokonała procesu certyfikacji.

Elektrownia jądrowa Mochowce na Słowacji (zwana dalej EMO34) składa się z bloków o mocy 440 MW bazujących na technologii VVER 440/V 213 – PWR. Trzy jednostki już pracują, blok nr 3 został oddany do eksploatacji w 2023 roku, natomiast budowa bloku 4 powinna się zakończyć w 2026 roku.

Prężnie rozwijająca się firma

Holding akcyjny SIGMA GROUP a.s. to nowoczesna, dynamicznie rozwijająca się firma inżynierska, która jest jednym z głównych producentów pomp przemysłowych. Jej historia sięga 1868 r., w zeszłym roku obchodziła 155. rocznicę powstania. Bogata historia spółki ściśle związana jest z energetyką jądrową już

od ponad 50 lat. Przez ten okres dostarczono prawie tysiąc agregatów pompowych w różnych zakresach – od dostawy samej pompy z napędem, aż po instalacje kompletnych układów realizowanych w formule pod klucz. SIGMA GROUP a.s. jest także liderem Związku Czeskiego Przemysłu Energetycznego (CPIA), liderem Stowarzyszenia Producentów Pomp Republiki Czeskiej (SVČ ČR) oraz członkiem Stowarzyszenia Europejskich Producentów Techniki Pompowej EUROPUMP.

W 2009 r. spółka zależna SIGMA DIZ spol. s r.o. zawarła jedną umowę o dzieło związaną z wyspą jądrową EMO34 ze spółką ŠKODA JS a.s. oraz dwie umowy o dzieło związane z częścią turbinową EMO34 z inwestorem, tj. firmą Slovenské elektrárne, a.s. Ko-

lejna odrębna umowa ze spółką Slovenské elektrárne a.s. na dostawę 83 sztuk siedemnastu różnych typów pomp do wyspy jądrowej, jak również poza nią, została podpisana przez dawną spółkę zależną rejestrowaną na Słowacji – SIGMA SLOVAKIA, spol. s r.o. Zawarto również odrębne stosunki umowne ze spółką ČKD PRAHA DIZ, a.s. na dostawę sześciu sztuk trzech różnych typów pomp do części wtórnej oraz ze spółką KRÁLOVOPOLSKÁ RIA, a.s. na dostawę 20 sztuk pięciu różnych typów do wyspy jądrowej.

Dostawa pomp do reaktora

Przedmiotem umowy zawartej ze ŠKODA JS a.s. dla wyspy jądrowej jest dostawa części instalacji głównych pomp chłodzących reaktora. Są one kluczowym wyposażeniem technologicznym wyspy jądrowej zapewniając obieg nośnika ciepła w głównym rurociągu cyrkulacyjnym reaktora o wymaganym natężeniu przepływu, zgodnie z mocą cieplną bloku we wszystkich normalnych trybach pracy elektrowni jądrowej. Dostawa obejmuje nie tylko własne pompy cyrkulacyjne, ale również kompletne układy rurociągów wodnych i olejowych potrzebnych dla prawidłowej i bezawaryjnej pracy tych pomp. Te układy rurociągów, w dużej mierze klasyfikowane w klasach bezpieczeństwa, obejmują zawory, chłodnice, pompy pomocnicze, pompy olejowe, zbiorniki, wymienniki, przepusty i szeregi innych urządzeń technologicznych znajdujących się w kilku pomieszczeniach wyspy jądrowej.

Stan realizacji prac

Minione oraz obecnie trwające operacje w ramach umowy SIGMA DIZ spol. s r.o. (we współpracy z innymi

POMPY DO REAKTORA

Umowa obejmuje w szczególności następujące główne działania:

- opracowanie dokumentacji projektowej, weryfikacyjnej, obliczeniowej, technicznej i zapewnienia jakości,
- odnowienie i modernizacja już dostarczonych komponentów pomp,
- dostawa nowych komponentów pomp,
- montaż pomp,
- płukanie i czyszczenie pomontażowe,
- przeglądy przedeksplatacyjne i kontrole eksploatacyjne,
- uruchomienie,
- ruch próbný.

spółkami holdingu SIGMA) odzwierciedlają następujący stan zaawansowania prac:

- na bloku 3 pompy, wraz ze wszystkimi powiązanyymi układami, są już w pełni eksploatowane,
- na bloku 4 zainstalowane są pompy ze wszystkimi układami powiązanyymi, wykonane zostały operacje płukania i czyszczenia po montażu, próba ciśnieniowa, trwają prace przygotowawcze do próby przy temperaturze roboczej oraz pierwszego uruchomienia i ruchu próbnego,
- jednocześnie bezpośrednio na placu budowy przeprowadza się regularne przeglądy sprzętu,
- zrealizowane zostały dostawy strategicznych elementów,
- w zakresie działań związanych z aktami trwa ciągła kompletacja, archiwizacja i przekazanie dokumen-



**EMO34,
WYSPA
JĄDROWA**
KDX-3, pompa
awaryjnego
chłodzenia wyspy
jądrowej, wysyłka

- tacji rzeczywistego wykonania oraz towarzyszącej dokumentacji technicznej,
- w zakresie projektowania prowadzone są czasochłonne czynności techniczne, w szczególności nadzór inwestorski na budowie, rozwiązywanie potencjalnych i powstałych kolizji z zakresami innych dostawców itp.,
- pracownicy pozostają w gotowości w razie potrzeby wykonywania interwencji serwisowych.

Obie umowy zawarte ze spółką Slovenské elektrárne a.s. w zakresie części turbinowej obejmują następujące główne działania:

- regeneracja i modernizacja już dostarczonych agregatów pompowych SIGMA,
- produkcja i dostawa nowych agregatów pompowych SIGMA,
- montaż agregatów pompowych,
- uruchamianie agregatów pompowych,
- dostawa strategicznych elementów: zarówno pomp, jak i części zamiennych,
- konserwacja i pielęgnacja zainstalowanego sprzętu.

Dostarczane elementy to głównie pompy kondensatu 2. stopnia, pompy wody chłodzącej, awaryjne pompy uzupełniające, pompy kondensatu 1. stopnia, pompy wody technicznej, pompy wody pożarowej, awaryjne pompy zasilające, superawaryjne pompy zasilające. Razem to 66 sztuk pomp, z których część jest sklasyfikowana w różnych klasach bezpieczeństwa.

Aktualny stan na wyspie turbinowej jest następujący:

- na bloku 3 wszystkie agregaty pompowe są już w pełni eksploatowane,

- na bloku 4 wszystkie zestawy pompowe zostały zainstalowane, trwa konserwacja i pielęgnacja urządzeń oraz płukanie i czyszczenie pomontażowe, przebiegają próby ciśnieniowe oraz sukcesywnie uruchamianie,
- zrealizowano dostawy strategicznych elementów,
- trwa proces zatwierdzania dokumentacji rzeczywistego wykonania i towarzyszącej dokumentacji technicznej.

Zespoły projektowe – nowe doświadczenia

Działania zarówno w części wyspy jądrowej, turbinowej lub instalacjach pomocniczych są realizowane przez zespoły projektowe, które obejmują wszystkie niezbędne zawody. W szczególności: projektantów, handlowców, kierowników robót, personel odpowiedzialny za zapewnienie jakości i dozór techniczny, administratorów, pracowników zajmujących się przygotowaniem montażu technicznego, kierowników montażu i koordynatorów prac, menedżerów planowania, wyższy i średni personel spawalniczy, personel rozruchowy, administratorów dokumentacji, pracowników magazynu i innych.

Pracą tych zespołów zarządzamy zarówno w ramach naszego wewnętrznego kierownictwa, jak i poprzez szereg cyklicznych spotkań grup roboczych i zawodowych, w których uczestniczą nasi pracownicy. Ich praca jest również weryfikowana poprzez szereg audytów zewnętrznych i wewnętrznych, inspekcji ukierunkowanych na jakość i kulturę bezpieczeństwa jądrowego, a także na bezpieczeństwo i higienę pracy oraz przestrzeganie zasad ochrony środowiska.

Rozbudowa bloków 3 i 4 elektrowni jądrowej Mochowce przyniosła i nadal przynosi nowe doświadc-



**EMO34,
WYSPA
TURBINOWA,
250-CVN-
460, pompa
kondensatu
drugiego stopnia,
montaż**

EMO34,
CHŁODNIE
BLOKU 3



EMO34,
WYSPA
JĄDROWA,
GCN-317,
główna pompa
cyrkulacyjna
chłodzenia
reaktora, montaż



czenia pracownikom zespołów projektowych we wszystkich obszarach, zwłaszcza w zakresie projektowania, zarządzania zakupami, montażu, spawania i uruchamiania. Mamy nadzieję, że zdobytą i pogłębioną wiedzę i umiejętności będziemy mogli wykorzystać w przyszłych projektach, m.in. w ramach planowanej budowy nowej elektrowni jądrowej w Dukovanach i Temelinie (Czechy), kolejnych elektrowniach jądrowych oraz projektach SMR planowanych w wielu państwach europejskich.

SIGMA DIZ spol. s r.o. była i jest wielokrotnie oceniana jako jedna z najlepszych firm dostawczych, dostarczających urządzenia i usługi, działających na EMO34 w ramach projektu rozbudowy elektrowni. Spółka ma doświadczenie w zarządzaniu projektami, posiada certyfikaty zintegrowanego systemu zarządzania, w tym systemu spawania, a także własną wykwalifikowaną i doświadczoną kadrę.

Na sam koniec należy dodać, że wszelkie procesy związane z każdym etapem projektu w sektorze jądrowym, nie tylko projekt Mochowce, realizowane są z procedurami obowiązującymi nas jako dostawcę produktów i usług zgodnie z normą ISO 19 443. Sigma Group to pierwsza firma w Republice Czeskiej, która dokonała procesu certyfikacji i w 2021 roku otrzymała stosowny certyfikat. W październiku 2024 roku przeprowadzono z wynikiem pozytywnym konieczną recertyfikację. ■

OCENA MIKROTWARDOŚCI I STRUKTURY MATERIAŁU USZCZELNIEŃ METALOWYCH

pracujących w ekstremalnie wysokiej temperaturze



dr hab. inż. Przemysław Jaszak

Politechnika Wrocławska

W artykule przedstawiono badania mikrotwardości i ocenę mikrostruktury uszczelnień metalowych typu potrójna delta (wykonanych z materiału 800HT), stosowanych w połączeniach kołnierzowo-śrubowych instalacji rurociągowych pracujących w wysokiej temperaturze. Największe zmiany mikrostrukturalne obserwuje się w wąskiej strefie przypowierzchniowej, tj. na głębokości od 0 do 300 μm , co powoduje istotne zmiany w poziomie twardości.

Dobór uszczelnień do instalacji rurociągowej pracującej przy ekstremalnie wysokiej temperaturze stanowi nie lada wyzwanie dla konstruktora. W zasadzie jedynym rozwiązaniem są uszczelnienia metalowe. Dobór właściwego materiału do ich wykonania staje się kluczowym czynnikiem wpływającym na trwałość i niezawodność danej instalacji. Materiał taki powinien cechować się przede wszystkim wysoką odpornością na pełzanie i utlenianie (zapewniają ją dodatki stopowe takie jak molibden, chrom czy nikiel). Proces degradacji materiału poddanego oddziaływaniu wysokiej temperatury zależy także od rodzaju uszczelnianego medium, który swoim składem – w powiązaniu z oddziaływaniem wysokiej temperatury – może destrukcyjnie wpływać na strukturę materiału, wywołując np. kruche pękanie (korozję naprężeniową). Jednym z przykładów instalacji transportującej tego

typu czynnik jest instalacja gazu syntezowego wykorzystywanego do produkcji wodoru. Temperatura takiego czynnika mieści się w zakresie od 700 do 1000° C. Zawarte w składzie atomy wodoru migrują w głąb materiału (uszczelnienia) i stopniowo koncentrują się w sieci krystalicznej, a szczególności na granicach ziaren struktury krystalicznej stali, co w konsekwencji prowadzi do koncentracji naprężenia wewnętrznego i kruchego pękania. Jednym ze sposobów ochrony przed kruchym pękaniem wodorowym jest unikanie tworzenia się granic bliźniaczych, powstających wskutek deformacji plastycznej materiału uszczelnienia. W artykule przedstawiono badania mikrotwardości i ocenę mikrostruktury uszczelnień metalowych typu potrójna delta [1] (wykonanych z materiału 800HT), stosowanych w połączeniach kołnierzowo-śrubowych instalacji rurociągowych pracujących w wysokiej temperaturze. Konstrukcję

oraz zalety stosowania tego typu uszczelnienia opisano w pierwszym numerze magazynu „Kierunek Pompy” 1/2024.

Obiekty badawcze

Obiektem badań były uszczelnienia o wymiarach DN40 PN40, zgodnych z normą [2] i o grubości 3,8 mm, wykonane ze stali stopowej 800HT, o zawartości niklu około 30%. Do oceny twardości oraz mikrostruktury

użyto zgładów wyciętych z czterech uszczelnień. Trzy z tych uszczelnień zostały wcześniej poddane badaniom wytrzymałościowym przy określonym naprężeniu kontaktowym i ekspozycji na temperaturę. Jedno uszczelnienie przyjęto jako referencyjne, niepoddane wcześniejszym badaniom. W tabeli 1 umieszczono numer danej próbki (uszczelnienia) oraz sposób jego badań wstępnych.

Pomiary twardości

Do testów oceny mikrotwardości użyto próbek wyciętych z uszczelnień za pomocą frezu z tarczą szlifierską korundową. Wykonane w ten sposób zgłady zatopiono w żywicy epoksydowej typu EpoMet. Szlifowanie zgładów wykonano na papierach ściernych o gradacji P180-P1000, płótnach polerskich z zawieszinami diamentowymi 9/6/3 µm oraz polerowano wykańczająco na zawieszinie tlenku SiO o gradacji 0,05 µm. Podczas procedur szlifowania i polerowania zastosowano polerkę tarczową z głowicą automatyczną, wykorzystując zmienną prędkość obrotową tarczy i głowicy, a także stały (indywidualny) nacisk na próbki, wynoszący 27 N. Na fot. 1 przedstawiono próbki przygotowane do badań metalograficznych.

” Jednym ze sposobów zapobiegania przed kruchym pękaniem wodorowym jest unikanie tworzenia się granic bliźniaczych powstających wskutek deformacji plastycznej materiału uszczelnienia

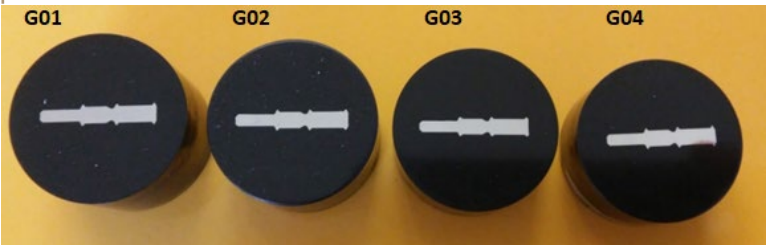
Do pomiaru twardości zastosowano metodę Vickersa HV0.1 – zgodną z normą PN-EN ISO 6507-1:2007. We wszystkich próbkach charakterystyczne grzbiety dolne uszczelnienia oznaczono odpowiednio jako A, B i C, w których ścieżka pomiarowa przebiegała prostopadłe do lewej strony tworzącej grzbiet. Górne grzbiety uszczelnienia oznaczono natomiast jako D, E, F, a ich ścieżka pomiarowa przebiegała pionowo; punktem początkowym był wierzchołek grzbietu. Oznaczenia ścieżek pomiarowych na charakterystycznych grzbiętach zgładu schematycznie przedstawiono na rys. 1. Analizowane zgłady oznaczono tak samo jak numery uszczelnień, z których je wycięto, tj. od G01 do G02.

Przykładowy, rzeczywisty profil pomiarowy zaprezentowano na rys. 2. Z kolei wykresy przedstawiające rozkład twardości w funkcji odległości ścieżki pomiarowej zamieszczono na rysunkach od 3 do 6. Na podstawie pomiarów mikrotwardości można

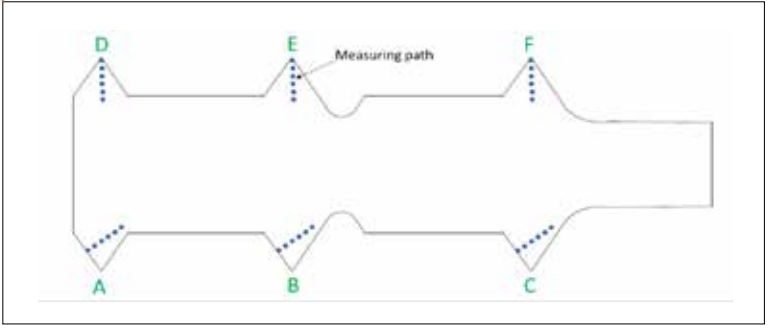
TAB. 1
Numery uszczelnień i sposób przeprowadzenia badań wstępnych

Nr próbki	Przyłożone naprężenie	Temperatura badania	Czas badania
G01	Nie dotyczy	Nie dotyczy	Nie dotyczy
G02	600 MPa	20 °C	4 h
G03	600 MPa	400 °C	4 h
G04	150 MPa	750 °C	4 h

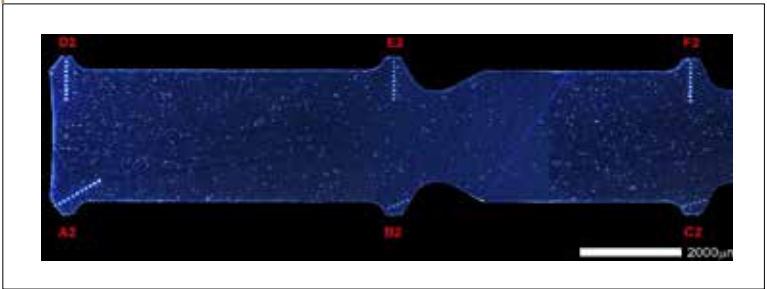
FOT. 1
Próbki przygotowane do badań

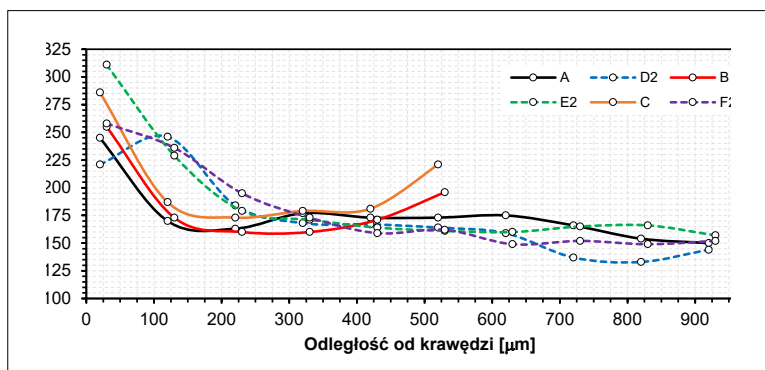


RYS. 1
Schemat obrazujący miejsca i ścieżki pomiaru twardości w charakterystycznych miejscach próbek



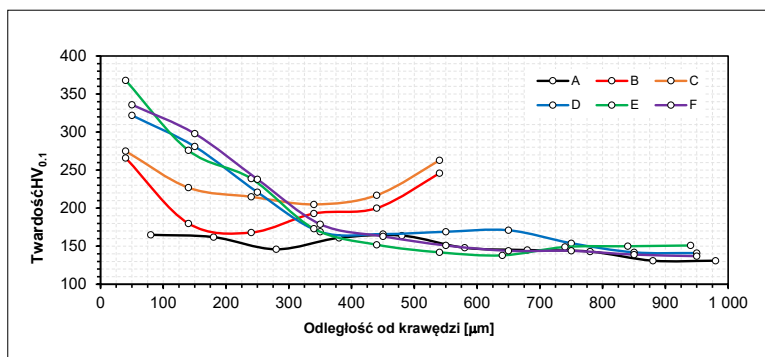
RYS. 2
Rzeczywisty przekrój próbki G03





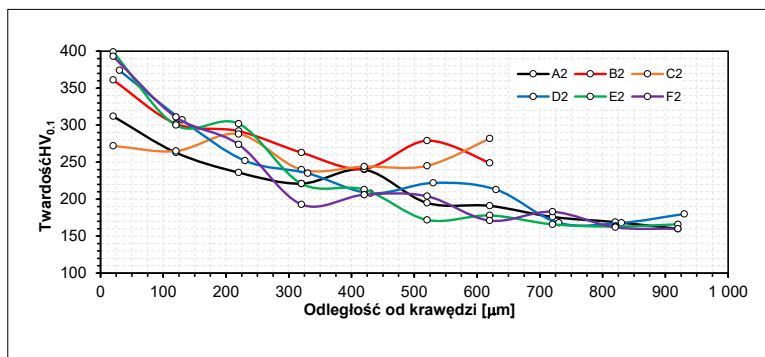
RYS. 3

Rozkład mikrotwardości wzdłuż ścieżek pomiarowych od A do F – próbka G01



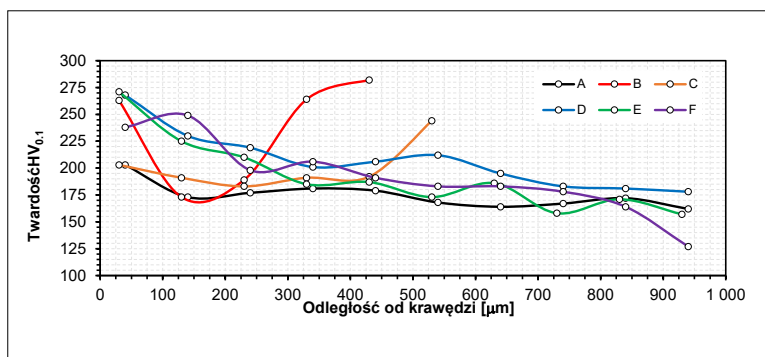
RYS. 4

Rozkład mikrotwardości wzdłuż ścieżek pomiarowych od A do F – próbka G02



RYS. 5

Rozkład mikrotwardości wzdłuż ścieżek pomiarowych od A do F – próbka G03



RYS. 6

Rozkład mikrotwardości wzdłuż ścieżek pomiarowych od A do F – próbka G04

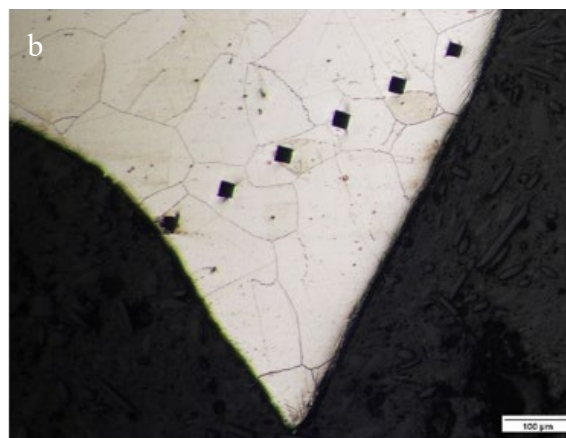
stwierdzić, że w każdym z analizowanych przypadków największe zmiany twardości zarejestrowano w strefach przypowierzchniowych grzbietów uszczelnienia, tj. na głębokości od 0 do 300 μm . W próbkach poddanym wysokiemu naprężeniu kontaktowemu – tj. G02 i G03 – maksymalny poziom twardości zbliżał się do wartości 400 HV. W przypadku próbki nieodkształconej wstępnie (niepoddanej naprężeniu i temperaturze – G01) maksymalna twardość przy powierzchni grzbietu wyniosła 311 HV. Najmniejszą twardość przypowierzchniową odnotowano w próbce G04, gdzie maksymalnie wynosiła ona 271 HV. Na podstawie pomiarów można stwierdzić, że wpływ podwyższonej temperatury powoduje nieznaczne zmiany twardości, z kolei obniżenie nacisku kontaktowego (stopnia deformacji grzbietu) wywołuje jej spadek.

Analiza metalograficzna

Zdjęcia mikrostruktury zgłędów wykonywano przy użyciu wielofunkcyjnego mikroskopu stereoskopowego Nikon AZ100, stosując powiększenia 25 i 100 razy. Badania prowadzono na próbkach trawionych dziesięcioprocentowym elektrolitycznym roztworem kwasu szczawiowego i wartości napięcia pasywowującego 7 volt. Zdjęcia struktury każdej próbki zrobiono w rejonie

FOT. 2

Mikrostruktura w rejonie grzbietu C próbki G01; a) powiększenie 25x, b) powiększenie 100x



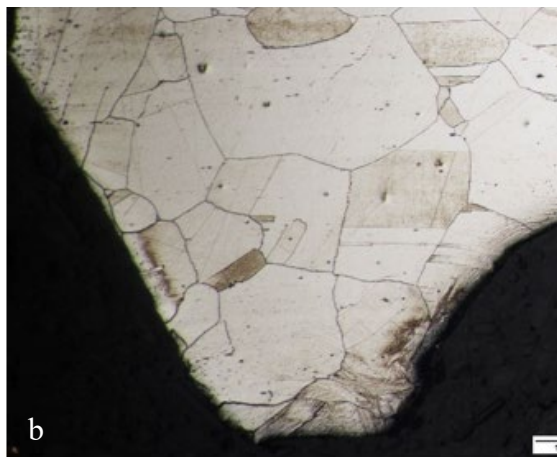
sześciu charakterystycznych grzbietów oznaczonych od A do F. Przykładowe wyniki mikrostruktury w charakterystycznych miejscach poszczególnych próbek przedstawiono na rysunkach od 2 do 5.

Na podstawie przeprowadzonych badań mikrostrukturalnych można stwierdzić, że w strefach środkowych (nieodkształconych) wszystkie próbki

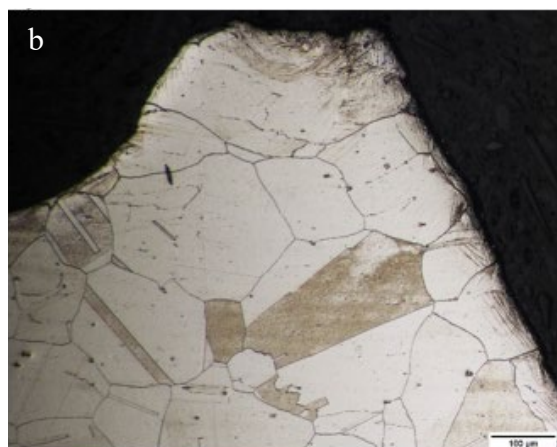
cechują się podobnym typem mikrostruktury, składającym się z ziaren austenitu równowagowego. Mikrostruktura ta jest typowa dla stali wysokoniklowych. Taki sam typ obserwuje się w strefach grzbietów próbki G01 (nieodkształconej). W tym przypadku można zaobserwować jedynie inicjację pęknięć międzykrystalicznych na przypowierzchniowych war-

FOT. 3

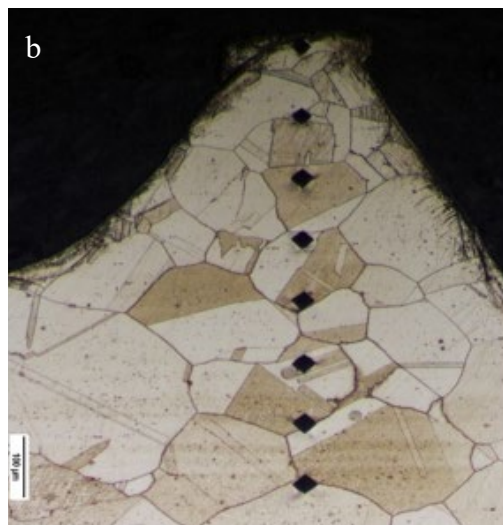
Mikrostruktura w rejonie grzbietu A próbki G02; a) powiększenie 25x, b) powiększenie 100x

**FOT. 4**

Mikrostruktura w rejonie grzbietu E próbki G03; a) powiększenie 25x, b) powiększenie 100x

**FOT. 5**

Mikrostruktura w rejonie grzbietu F próbki G04; a) powiększenie 25x, b) powiększenie 100x



stwach w rejonie szczytu grzbietów. Stan ten wynika z dużych sił występujących podczas obróbki skrawania uszczelnienia. Natomiast dość istotne zmiany mikrostrukturalne można zaobserwować na wszystkich

”

Na podstawie pomiarów można stwierdzić, że wpływ podwyższonej temperatury powoduje nieznaczne zmiany twardości, z kolei obniżenie nacisku kontaktowego wywołuje jej spadek

próbek poddanych naprężeniu wstępnemu – strefa grzbietów pokazana na fot. od 2b do 5b. W każdym z przypadków duże odkształcenia plastyczne na szczytach grzbietów powodują zmiany mikrostrukturalne w postaci bardzo silnego odkształcenia plastycznego ziaren austenitu. Ponadto warto zaznaczyć, że w żadnej z próbek, pomimo obecności dużych odkształceń plastycznych, nie obserwuje się tendencji do bliźnia-

kowania mikrostruktury materiału, co uodparnia ten materiał na zjawisko potencjalnego powstawania korozji naprężeniowej.

Podsumowując całość wykonanych badań można wysunąć następujące wnioski:

- największe zmiany mikrostrukturalne obserwuje się w wąskiej strefie przypowierzchniowej, tj. na głębokości od 0 do 300 μm , co powoduje istotne zmiany w poziomie twardości,
- pomimo dużych odkształceń plastycznych grzbietów uszczelnienia nie obserwuje się tendencji do wzmocnienia materiału poprzez bliźniakowanie,
- uszczelnienia Delta-Vseal® (potrójna delta) wykonane z materiału 800HT z powodzeniem mogą być stosowane w aplikacjach wysokotemperaturowych oraz urządzeniach i instalacjach transportujących i magazynujących wodor.

Referencje

- [1] Uszczelnienie „Delta-V Seal” firmy PIPEOTECH AS – www.pipeotech.com
- [2] PN-EN 1092-1; Flanges and Their Joints, Circular Flanges for Pipes, Valves, Fittings and Accessories, PN Designated, Part 1: Steel Flanges. Polish Committee for Standardization: Warsaw, Poland, 2018.

Źródło rysunków: zasoby autora ■

Reklama



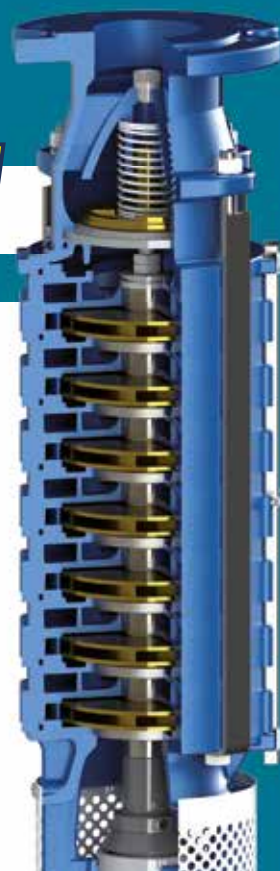
Pompy głębinowe GCE

Pompy głębinowe przeznaczone do pompowania wody pitnej uzdatnionej, wody surowej, morskiej oraz wód mineralnych i termalnych, niezawierających domieszek ścierających i długowłóknistych zbrzylających.

- **Nowa zoptymalizowana konstrukcja** dla układów o ciśnieniu do 16 Bar
- Pompy dedykowane do silników 6" niewymagające dodatkowego członu łącznikowego, przez co **agregaty są lżejsze i łatwiejsze** w obsłudze
- **Wzmocnione łożysko** promieniowe w korpusie ssawnym, chronione powiększoną wirującą osłoną przeciwpiaśkową
- **Zoptymalizowane sito** wlotowe obniżające opory cedzenia
- Wzmocnione śruby ściągowe ze stali kwasoodpornej
- **Zunifikowany z pozostałym typoszeregiem pomp GC** układ przepływowy (wirniki, kierownice, łożyska) ułatwiający gospodarkę remontową
- **Mniej węzłów konstrukcyjnych** wymagających serwisowania
- Wykonania materiałowe dostosowane do trudnych warunków pracy zapewniające wieloletnią bezawaryjną eksploatację



www.hv.pl





TRWAŁOŚĆ I SZCZELNOŚĆ SZYBKOZŁĄCZEK PNEUMATYCZNYCH

w szerokim zakresie temperatury

dr inż. Grzegorz Romanik, dr inż. Janusz Rogula

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

dr inż. Elżbieta Romanik

Politechnika Wrocławska, Wydział Inżynierii Środowiska, Katedra Inżynierii Ochrony Środowiska

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 Wrocławskiej.

W przypadku elementów maszyn i urządzeń, gdzie istotna jest szczelność, stosuje się rozmaite materiały uszczelniające – przy złączach wtykowych są to popularne elastomery, np. NBR czy FKM. Jak się okazuje, wykorzystany materiał

uszczelniający jest czynnikiem ograniczającym zakres parametrów eksploatacyjnych.

W pracy przedstawiono wyniki badania szczelności pneumatycznych złączy wtykowych. Wytypowano trzy szybkozłącza o jednakowych rozmiarach przy-

łączanego przewodu, których korpusy wykonano z różnych materiałów (politetrafluorku butylenu PBT, mosiądzu niklowanego oraz stali nierdzewnej 316L). Badania przebiegały w różnych warunkach temperaturowych: w temperaturze otoczenia, w temperaturze -20°C oraz $+80^{\circ}\text{C}$. Prowadzono je przy dynamicznej zmianie ciśnienia: od atmosferycznego do 0,9 MPa. Wyciek badano w warunkach statycznych, po założonych liczbach cykli zmian ciśnienia. Testy w temperaturze otoczenia dowiodły, że najmniejszy wyciek występował w przypadku złączki wykonanej ze stali nierdzewnej, natomiast największy charakteryzował złączki z PBT. Złączki ze stali nierdzewnej cechowały się największą trwałością.

Warunki pracy okazały się krytyczne dla złączek. W temperaturze ujemnej największy wyciek pojawił się w przypadku złączki z tworzywa sztucznego, mniejszy wystąpił ze złączki z mosiądzu, natomiast najmniejszy – w przypadku stali nierdzewnej. W temperaturze podwyższonej, podobnie najniższym poziomem szczelności charakteryzowała się złączka z PBT. Lepiej wypadła stal nierdzewna, a najlepiej mosiądz. Tworzywo sztuczne, we wszystkich warunkach, charakteryzowało się najmniejszą trwałością.

Szybkozłącza wtykowe

Szybkozłącza wtykowe w pneumatyce umożliwiają pewne, szybkie i wielokrotne łączenie przewodów, umożliwiając tworzenie skomplikowanych sieci zasilania. W przykładowej sieci sprężonego powietrza w średniej wielkości zakładzie produkcyjnym, gdzie końcowymi odbiorcami są pracownicy posługujący się narzędziami pneumatycznymi, znajduje się 200-300 złączy pneumatycznych. Nawet niewielka nieszczelność prowadzi do strat cennego czynnika, jakim jest sprężone powietrze. Koszt 1 Nm^3 sprężonego powietrza wynosił w 2020 roku około 0,20 PLN; około 80% ceny stanowi koszt energii elektrycznej niezbędnej do zasilania kompresorów. Straty czynnika nie powodują zanieczyszczenia środowiska bezpośrednio w najbliższym otoczeniu, lecz pośrednio wpływają na emisję zanieczyszczeń związaną z wytwarzaniem energii elektrycznej. Według informacji podanych przez producenta złączy wtykowych maksymalny wyciek ze złącza wtykowego w temperaturze 20°C nie powinien przekroczyć $0,5 \text{ cm}^3/\text{min}$ po 10000 cykli zmian ciśnienia.

Złączki są wykonywane wg norm [1]. Określają one wymagania wymiarowe dla wtyków i gniazd, wymagania wytrzymałościowe (ciśnienie robocze [2], ciśnienie niszczące) oraz inne (przepływ, siła łączenia, wielkość wycieku) czy medium [3].

Badane złącza wtykowe

Badaniu poddano złącza, których korpusy wykonano z tworzywa sztucznego PBT, mosiądzu niklowanego oraz stali nierdzewnej 316L. Na rys. 1 przedstawiono przekrój wtykowego złącza prostego



RYS. 1

Przekrój złącza wtykowego serii 50000 [4]; 1 – korpus z mosiądzu niklowanego, 2 – pierścień z technopolimeru, 3 – kapsuła z mosiądzu niklowanego, 4 – pierścień zaciskowy ze stali nierdzewnej AISI 304, 5 – pierścień zabezpieczający z technopolimeru, 6 – uszczelka wargowa z NBR 70 (na życzenie z vitonu), 7 – uszczelka gwintu z NBR 70 (na życzenie z vitonu) [4]



FOT. 1

Widok szybkozłącza wtykowego wykonanego z PBT [4]

serii 50000, którego korpus (1) wytworzono z mosiądzu. Jako uszczelnienie zastosowano pierścień uszczelniający (6) o przekroju trapezowym, z gumy NBR. W złącze to wciska się przewód o średnicy 8 mm, którego nie pokazano na rysunku. Pierścień zaciskowy (4) umieszczony między mosiężną kapsułą (3) i pierścieniem zabezpieczającym (5) przeciwdziała samoczynnemu wysunięciu przewodu ze złącza. Wyjęcie przewodu ze złącza możliwe jest po wciśnięciu do oporu pierścienia (2).

Na fot. 1 przedstawiono widok złącza wtykowego serii Blueline, którego korpus wykonano z tworzywa sztucznego. Złącze to charakteryzuje się identyczną budową wewnętrzną jak złącze serii 50000. Przystosowane jest do współpracy z przewodem o średnicy 8 mm.

Na fot. 2 zaprezentowano złącze wtykowe serii 57000, którego korpus wykonano z mosiądzu ni-

FOT. 2

Widok
szybkozłącza
wtykowego
wykonanego
z mosiądzu
niklowanego [4]

**FOT. 3**

Widok
szybkozłącza
wtykowego
wykonanego ze
stali nierdzewnej
[4]



klowanego. Złącze to charakteryzuje się identyczną budową wewnętrzną jak złącze serii 50000. Złączka współpracuje z przewodem o średnicy 8 mm.

Na fot. 3 znajduje się złącze wtykowe proste, którego korpus wykonano ze stali nierdzewnej 316L. Charakteryzuje się ono identyczną budową wewnętrzną jak złącze serii 50000 i współpracuje z przewodem o średnicy 8 mm.

Zróżnicowane materiały uszczelniające

Zastosowane materiały decydują o parametrach eksploatacyjnych złączki. Tworzywo PBT (politetraftalan butylenu) charakteryzuje się niską ceną, niewielkim ciężarem, ma stosunkowo wysoką wytrzymałość i sztywność oraz niewielką tendencję do pełzania. Jest również dość odporne na zużycie ściernie. Cechuje się bardzo niskim współczynnikiem rozszerzalności cieplnej, co umożliwia pracę w szerokim zakresie temperaturowym (-20°C ÷ $+70^{\circ}\text{C}$). Jest odporne na słabe kwasy i oleje.

Mosiądz niklowany to łatwo obrabialny stop metalu, charakteryzujący się dość wysoką odpornością na korozję w wodzie. Jako materiał może ulegać w pewnych warunkach korozji selektywnej (odcynkowanie) oraz korozji naprężeniowej. Z tego względu nie nadaje się do stosowania w środowisku chloru oraz kwasów. Jako materiał korpusu złączek pneumatycznych gwarantuje znacznie szerszy zakres temperatur eksploatacyjnych.

Stal nierdzewna 316L gwarantuje wysoką odporność na korozję zwłaszcza w środowisku kwasów, jest łatwo obrabialna. Jako materiał na korpus złączek pneumatycznych zapewnia większą wytrzymałość w porównaniu z mosiądzem.

W przypadku elementów maszyn i urządzeń, gdzie istotną jest szczelność, stosuje się rozmaite materiały uszczelniające. W przypadku złączy wtykowych są to popularne elastomery, jak NBR czy FKM. Jak się okazuje, wykorzystany materiał uszczelniający jest czynnikiem ograniczającym zakres parametrów eksploatacyjnych. I tak NBR to guma odporna na pochodne ropy naftowej, może pracować w zakresie temperatur od -30°C do 100°C . Jest materiałem szeroko stosowanym w technice uszczelniania ze względu na dość dobre parametry fizykochemiczne oraz cenę (użyto go na uszczelnienie w przypadku złączki wykonanej z PBT).

Drugim materiałem wykorzystywanym do uszczelnienia złączy pneumatycznych jest FKM (viton) o znacznie szerszym zakresie temperatury eksploatacyjnej (-15°C ÷ $+200^{\circ}\text{C}$). Ma wysoką odporność chemiczną m.in. na niektóre kwasy, oleje mineralne, również z uszlachetniaczami. Z takiego materiału wykonano uszczelnienie złączki z 316L.

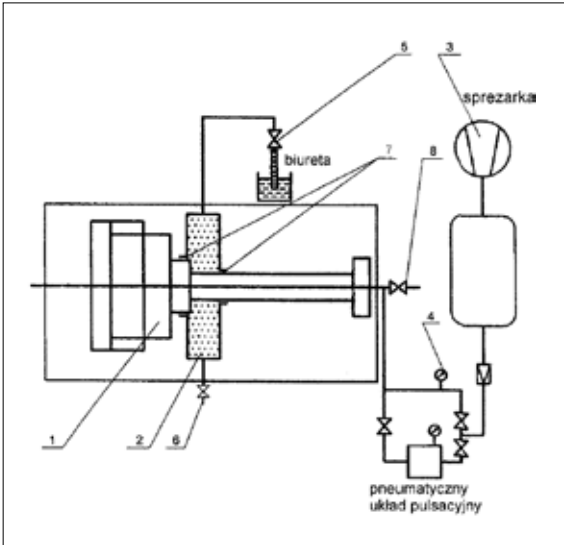
”

Szybkozłącza wtykowe w pneumatyce umożliwiają pewne, szybkie i wielokrotne łączenie przewodów umożliwiając tworzenie skomplikowanych sieci zasilania

Ostatnim z materiałów występującym jako pierścienie uszczelniające złączek wtykowych jest EPDM, nadający się do pracy w temperaturze od -40°C do $+130^{\circ}\text{C}$. W porównaniu do wymienionych wcześniej materiałów nie jest odporny na pochodne ropy naftowej, natomiast wykazuje odporność na działanie kwasów, zasad, rozpuszczalników, glikoli. Takie uszczelnienie zastosowano w złączce wykonanej z mosiądzu. Można zatem zauważyć, że nie ma materiału uniwersalnego i stosując dany wyrób należy mieć na uwadze kompatybilność chemiczną ze środowiskiem.

Stanowisko badawcze

Badania trwałości i szczelności złączy pneumatycznych prowadzono w Laboratorium Techniki Uszczelniania i Armatury Politechniki Wrocławskiej, posiadającym uznanie TÜV.



RYŚ. 2
Schemat stanowiska do pomiaru szczelności pneumatycznych złączy wtykowych: 1 – badane złącze, 2 – komora do pomiaru wycieku, 3 – sprężarka, 4 – przetwornik ciśnienia, 5 – zawór biurety, 6 – zawór komory, 7 – miejsce osadzenia pierścienia typu „O” w komorze do pomiaru wycieku, 8 – zawór złączy (źródło: zasoby autorów)

Na rys. 2 przedstawiono schemat stanowiska do badania pneumatycznych złączy wtykowych. Składa się ono z trzech zasadniczych układów: źródła powietrza sprężonego, układu pulsacyjnego oraz układu pomiarowego.

Pneumatyczny układ pulsacyjny umożliwia dynamiczną zmianę wartości ciśnienia powietrza w zakresie od 0 do 1 MPa, prędkość narastania wartości ciśnienia powietrza jest regulowana. Zainstalowany w układzie licznik rejestruje liczbę cykli wzrostu ciśnienia. Wyciek z uszczelnienia zamontowanego w złączu mierzono za pomocą biurety. Przestrzeń w komorze otaczającej badane złącze łączy się z biuretą, wywołując w ten sposób podciśnienie. Powietrze wyciekające z badanego złącza dopływa do biurety i wypycha z niej wodę. Zasada pomiaru polega na pomiarze ilości wody usuniętej z biurety będącej miarą ilości powietrza wyciekającego ze złącza.

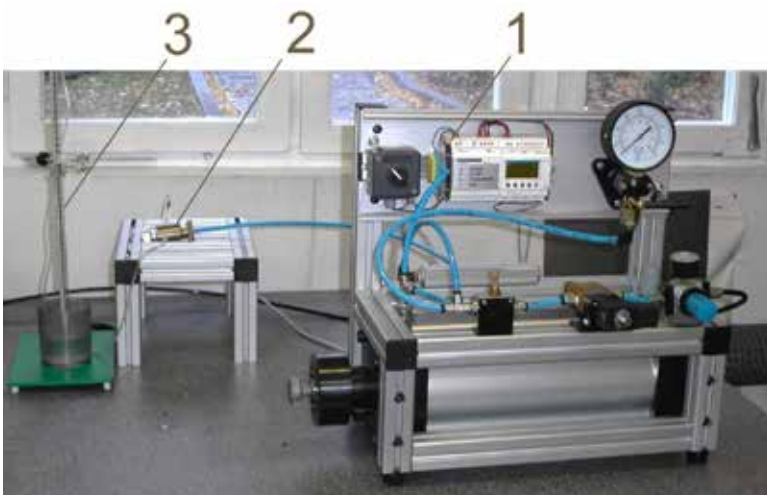
Na fot. 4 przedstawiono omawiane stanowisko badawcze.

Badania prowadzono w różnych warunkach termicznych w komorze temperaturowej przedstawionej na fot. 5.

Badania w temperaturze otoczenia

Wyniki pomiaru ilości wyciekającego powietrza z badanych złączy podano w tab. 1, 2 oraz 3.

Złącze z korpusem z PBT uległo zużyciu po około 80000 cykli pracy. Po tym okresie wyciek osiągnął wartość 0,5 cm³/min, przekraczając wartość dopuszczalną podaną przez producenta. W przypadku złącza z mosiądzu wyciek osiągnął wartość graniczną po 175000 cykli pracy.



FOT. 4
Widok stanowiska do badania szybkozłączy pneumatycznych: 1 – pneumatyczny układ pulsacyjny, 2 – badane złącze, 3 – biureta (źródło: zasoby autorów)



FOT. 5
Komora temperaturowa
źródło: zasoby autorów

TAB. 1
Wyniki pomiaru ilości wyciekającego powietrza w zależności od liczby cykli zmian ciśnienia; złącze z tworzywa sztucznego

Liczba cykli	0	10000	20000	40000	80000
Wyciek, cm ³ /min	0	0	0,0001	0,0016	0,5

TAB. 2
Wyniki pomiaru ilości wyciekającego powietrza w zależności od liczby cykli zmian ciśnienia; złącze z mosiądzu niklowanego

Liczba cykli	0	10000	20000	40000	80000	160000	275000
Wyciek, cm ³ /min	0	0	0	0,0001	0,0010	0,04	0,5

TAB. 3
Wyniki pomiaru ilości wyciekającego powietrza w zależności od liczby cykli zmian ciśnienia; złącze ze stali nierdzewnej

Liczba cykli	0	10000	20000	40000	80000	160000	360000	492650
Wyciek, cm ³ /min	0	0	0	0	0,0002	0,0067	0,019	0,5

Złącze ze stali nierdzewnej pracowało poprawnie przez 49650 cykli.

Otrzymane wyniki stanowią wartość średnią z populacji czterech złączy każdego z typów. Należy w tym miejscu zaznaczyć, że minimalna wymagana trwałość złącza powinna wynosić 10000 cykli pracy. Zatem przebadane złącza charakteryzuje bardzo wysoka trwałość.

Badania w temperaturze -40°C

Wyniki pomiaru ilości wyciekającego powietrza z badanych złączy podano w tab. 4, 5 oraz 6.

Złącze z korpusem z PBT uległo zużyciu po około 42000 cykli pracy. Po tym okresie wyciek osiągnął wartość 0,5 cm³/min, przekraczając wartość dopuszczalną podaną przez producenta. W przypadku złącza

wykonanego z mosiądzu wyciek osiągnął wartość graniczną po 135000 cykli pracy. Złącze ze stali nierdzewnej pracowało poprawnie przez 194000 cykli.

Otrzymane wyniki stanowią wartość średnią z populacji czterech złączy każdego z typów. Widoczne jest wyraźne zmniejszenie trwałości złączy podczas badania w temperaturze ujemnej. Zarówno trwałość, jak i szczelność badanych egzemplarzy uległa pogorszeniu. Można zauważyć, że najlepiej w testach wypadła złączka z korpusem ze stali nierdzewnej.

Badania w temperaturze +80°C

Wyniki pomiaru ilości wyciekającego powietrza z badanych złączy podano w tab. 7, 8 oraz 9.

Złącze z korpusem z PBT uległo zużyciu po około 67100 cykli pracy. Po tym okresie wyciek osiągnął wartość 0,5 cm³/min, przekraczając wartość dopuszczalną podaną przez producenta.

W przypadku złącza wykonanego z mosiądzu wyciek osiągnął wartość graniczną po 189000 cykli pracy. Złącze wykonane ze stali nierdzewnej pracowało poprawnie przez 293800 cykli.

Otrzymane wyniki stanowią wartość średnią z populacji czterech złączy każdego z typów. Podwyższona temperatura również wpłynęła ujemnie na trwałość badanych złączy. Zarówno trwałość, jak i szczelność analizowanych egzemplarzy uległa pogorszeniu, jednak test wypadł lepiej niż w przypadku temperatury ujemnej.

” Widoczne jest wyraźne zmniejszenie trwałości złączy podczas badania zarówno w temperaturze ujemnej, jak i podwyższonej

Omówienie wyników badań

Podczas oględzin stwierdzono nieznaczne zużycie uszczelnień wymontowanych z badanych złączy. Również na powierzchni przewodu pneumatycznego widnieją ślady współpracy z uszczelnieniem. Powierzchnia styku uszczelnienia z korpusem ma ślad współpracy, który także może stanowić drogę wycieku sprężonego czynnika. Widoczne ślady współpracy oznaczają zużycie powierzchni prowadzące do obniżenia nacisków stykowych między elastomerowym pierścieniem uszczelniającym, korpusem złącza i przewodem ciśnieniowym. Należy w tym miejscu zaznaczyć, że w złącza wetknięte były identyczne przewody ciśnieniowe współpracujące z identycznymi pierścieniami uszczelniającymi złączy. Niższa trwałość

TAB. 4 Wyniki pomiaru ilości wyciekającego powietrza w zależności od liczby cykli zmian ciśnienia; złącze z tworzywa sztucznego

Liczba cykli	0	10000	20000	40000	42200
Wyciek, cm³/min	0	0	0,0001	0,0024	0,5

TAB. 5 Wyniki pomiaru ilości wyciekającego powietrza w zależności od liczby cykli zmian ciśnienia; złącze z mosiądzu niklowanego

Liczba cykli	0	10000	20000	40000	80000	135000
Wyciek, cm³/min	0	0	0	0,0009	0,0022	0,5

TAB. 6 Wyniki pomiaru ilości wyciekającego powietrza w zależności od liczby cykli zmian ciśnienia; złącze ze stali nierdzewnej

Liczba cykli	0	10000	20000	40000	80000	160000	194000
Wyciek, cm³/min	0	0	0	0,0002	0,0014	0,009	0,05

TAB. 7 Wyniki pomiaru ilości wyciekającego powietrza w zależności od liczby cykli zmian ciśnienia; złącze z tworzywa sztucznego

Liczba cykli	0	10000	20000	40000	67100
Wyciek, cm³/min	0	0	0,0002	0,0063	0,5

TAB. 8 Wyniki pomiaru ilości wyciekającego powietrza w zależności od liczby cykli zmian ciśnienia; złącze z mosiądzu niklowanego

Liczba cykli	0	10000	20000	40000	80000	160000	189000
Wyciek, cm³/min	0	0	0,0001	0,0028	0,008	0,051	0,5

TAB. 9 Wyniki pomiaru ilości wyciekającego powietrza w zależności od liczby cykli zmian ciśnienia; złącze ze stali nierdzewnej

Liczba cykli	0	10000	20000	40000	80000	160000	293800
Wyciek, cm³/min	0	0	0	0,0001	0,0074	0,003	0,5

złącza PBT może być tłumaczona mniejszą twardością korpusu wykonanego z tworzywa sztucznego oraz większą podatnością na odkształcenia. Pierścień zaciskowy ze stali nierdzewnej, klinując przewód w złączu, uniemożliwia jego wysunięcie podczas pracy, jednakże wywołuje powstanie rowka na obwodzie przewodu o grubości ścianki 1 mm. Po danej liczbie cykli pracy głębokość rowka wyniosła 0,18 mm – w przypadku pracy złącza ze stali nierdzewnej, 0,15 mm – przy złączu z miedzią niklowaną oraz 0,1 mm w odniesieniu do złącza z tworzywa sztucznego. Przytoczone wartości dotyczą badań w temperaturze otoczenia. Różne głębokości wynikają z różnych czasów współpracy złącza z przewodem. Można przypuszczać, że istnieje czas pracy, po którym nastąpi przecięcie przewodu, ale jego sprecyzowanie wykraczało poza zakres badań.

Obecny etap badań nad szczelnością złączy wtykowych można podsumować za pomocą następujących wniosków:

1. w złączach, których korpus został wykonany z tworzywa sztucznego, do wycieku dochodziło po około 80000 cykli zmian ciśnienia;
2. złącza z korpusem metalowym charakteryzują się wyższą trwałością;
3. należy stwierdzić, że podwyższony wyciek nastąpił w wyniku osłabienia nacisku stykowego pomiędzy

pierścieniem uszczelniającym i korpusem złącza oraz między wargą uszczelnienia i przewodem ciśnieniowym wskutek zużycia współpracujących powierzchni;

”

Zastosowane materiały decydują o parametrach eksploatacyjnych złączki

4. różnica trwałości między stalą nierdzewną i miedzią wynika nie tyle z zastosowanego materiału korpusu, ale z materiału pierścienia uszczelniającego.

Literatura

- [1] Agata Świdarska: „Połączenia rurowe w instalacjach hydraulicznych.” Magazyn Przemysłowy 05/2017.
- [2] Agata Pinkas: „Wygodne połączenia.” Magazyn Przemysłowy 06/2018.
- [3] Bohdan Szafranski: „Złącza hydrauliczne: aby szczelnie połączyć.” Magazyn przemysłowy 12/2018.
- [4] Katalog złączy firmy Pneumat System. ■

Reklama

kierunekpompy.pl

PORTAL
z pompą

W GRUPIE PORTALI






dr inż. Piotr Świtalski
ekspert techniki pompowej

Bez sentymentu

Podczas ostatniego Kongresu Użytkowników Pomp, w trakcie uroczystego otwarcia, otrzymałem nagrodę w postaci Klucza Sukcesu, przyznaną za osiągnięcia w dziedzinie techniki pompowej. W chwilę później, biorąc udział w dyskusji panelowej, odpowiadałem na pytanie o stan i historię polskiego przemysłu. Obawiam się, że moja ocena odniesiona do lat „słusznie minionych” nie była dostatecznie precyzyjna. Czuję się więc w obowiązku wrócić do tego tematu.

Urodziłem się w II Rzeczypospolitej. Niewiele pamiętam z tego czasu, jednak relacje rodzinne i ogólnie dostępna wiedza ugruntowały w mojej świadomości podziw dla dokonań kraju, który powstał po wiekowym niebycie. Polska zbudowała od zera administrację, gospodarkę i armię, która odparła radziecką ofensywę na Europę. W okresie 20 lat awansowała do grona nowoczesnych państw europejskich, odnosząc spektakularne sukcesy – wymienię choćby miasto i port w Gdyni oraz zapórę z elektrownią wodną w Rożnowie (dodam, że pompy produkowała Warszawska Fabryka Pomp i fabryki w Kielcach, Grudziądzu i w Lesznie, w rozwiązaniach własnych lub licencyjnych).

Kolejny rozdział historii to ponad 5 lat dewastacji kraju przez okupanta, dla którego Polacy mieli być tylko niewykwalifikowaną siłą roboczą. Dzieła dokonał później walec działań frontowych i rabunek przez wyzwolicieła tego, co się ostało z infrastruktury przemysłowej – turbin z Elbląga, obrabiarek z fabryk, pomp z elektrowni wodnej w Dychowie.

Po odzyskaniu wolności państwo zaczęło się odradzać w warunkach narzuconej ideologii i ograniczonej suwerenności gospodarczej. Polska nie przyjęła pomocy amerykańskiej, pozostając skazaną na „bratnie wsparcie” i współpracę w ramach Rady Wzajemnej Pomocy Gospodarczej. Znalazła się w bloku odizolowanym od świata rozwijającego się na zasadach liberalizmu. Ten stan utrzymał się przez kolejne dziesięciolecia, aż do przełomu zapoczątkowanego w roku 1989. Gospodarka startowała od zera wspierana świadomością braku alternatywy, entuzjazmem i wysiłkiem społeczeństwa. Odbudowano miasta, przemysł, kopalnie, energetykę, górnictwo. W latach 70. propaganda głosiła sukces doganiania i przeganiania krajów „pierwszej dziesiątki”.

Nietrudno sobie uzmystowić, jak wielkie było wówczas zapotrzebowanie na pompy. Interesujący nas polski przemysł pompowy zaczynał od zera. Produkcję rozpoczęto w wielu fabrykach na niemieckiej dokumentacji, ale już w latach 50. rozwinęło się własne zaplecze inżynierskie. W Bytomiu (Centralne Biuro Konstrukcji Maszynowych),

w Warszawie (pod kierownictwem inż. Łazarkiewicza), w Zabrzu i Świdnicy budowali je wychowankowie prof. Zarzyckiego i prof. Gładysiewicza.

Centralnie zarządzana autarkiczna gospodarka blokowała import (wyjąwszy wymianę w ramach RWPG) i wymagała zaspokojenia potrzeb pompami produkcji krajowej. I tak było (poniżej szacunek własny i najważniejsi producenci):

- górnictwo węgla – w 100% (pompy z Zabrza),
- budownictwo, wodociągi, kanalizacja, ciepło – w 100% (pompy z Kielc, Grudziądza i Leszna),
- energetyka cieplna z blokami do 100 MW – 100% (głównie z Warszawy i Świdnicy),
- elektrownie – 100%, z wyjątkiem większych pomp w większych blokach (głównie z Warszawy).

Podobnie było w odniesieniu do melioracji, rolnictwa i przetwórstwa, w tym cukrowni. Wyjątek stanowiła chemia i petrochemia wymagająca pomp z lepszych tworzyw niż żeliwo. Plany i wyniki produkcji pomp były określane tonażem (!) przez „zjednoczenia”, którym podlegały fabryki. Jakość pomp oceniano częściowo obiektywnie (przez Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Pomp Przemysłowych) porównaniem parametrów z pompami firm zachodnioeuropejskich. Jednym z nich był stosunek masy pompy do jej mocy (kg/kW).

Krótko podsumować można, że przemysł pompowy spełnił swoje zadanie.

Po 1989 roku projektanci i inwestorzy podjęli z ochotą nie zawsze uzasadnioną modernizację istniejących obiektów, bazującą na imporcie, oraz preferowanie importu w nowych inwestycjach. Wobec zagrożenia załamaniem się firm krajowych powstało (z mojej inicjatywy) Stowarzyszenie Producentów Pomp i ukazał się miesięcznik Pompy-Pompownie. Zaistniały warunki konkurowania na rynku, w wyniku których polscy producenci dokonali spektakularnych zmian w dziedzinie organizacji i techniki (np. wdrożyli nowe tworzywa i tłoczniostwo stali). Zostali jednak zepchnięci do defensywy i dziś mogą marzyć o udziale w rynku na poziomie, kto wie, czy wyższym niż 33%.

Wiele można pisać o historii polskiego przemysłu pompowego. Uważam, że lata od 1939 do 1990 przyniosły regres w rozwoju wszystkich dziedzin techniki, co wynikało ze skali zniszczenia i narzuconych warunków rozwoju kraju. Czyż nie tak było z krajowym przemysłem, który już w latach 30. produkował nowoczesne samochody, samoloty, parowozy?

Mój przyjaciel, docent Paweł Zworski, mówił o radości z kopania szmacianki... Oczekuję słów krytyki wyrażonych tu poglądów.

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

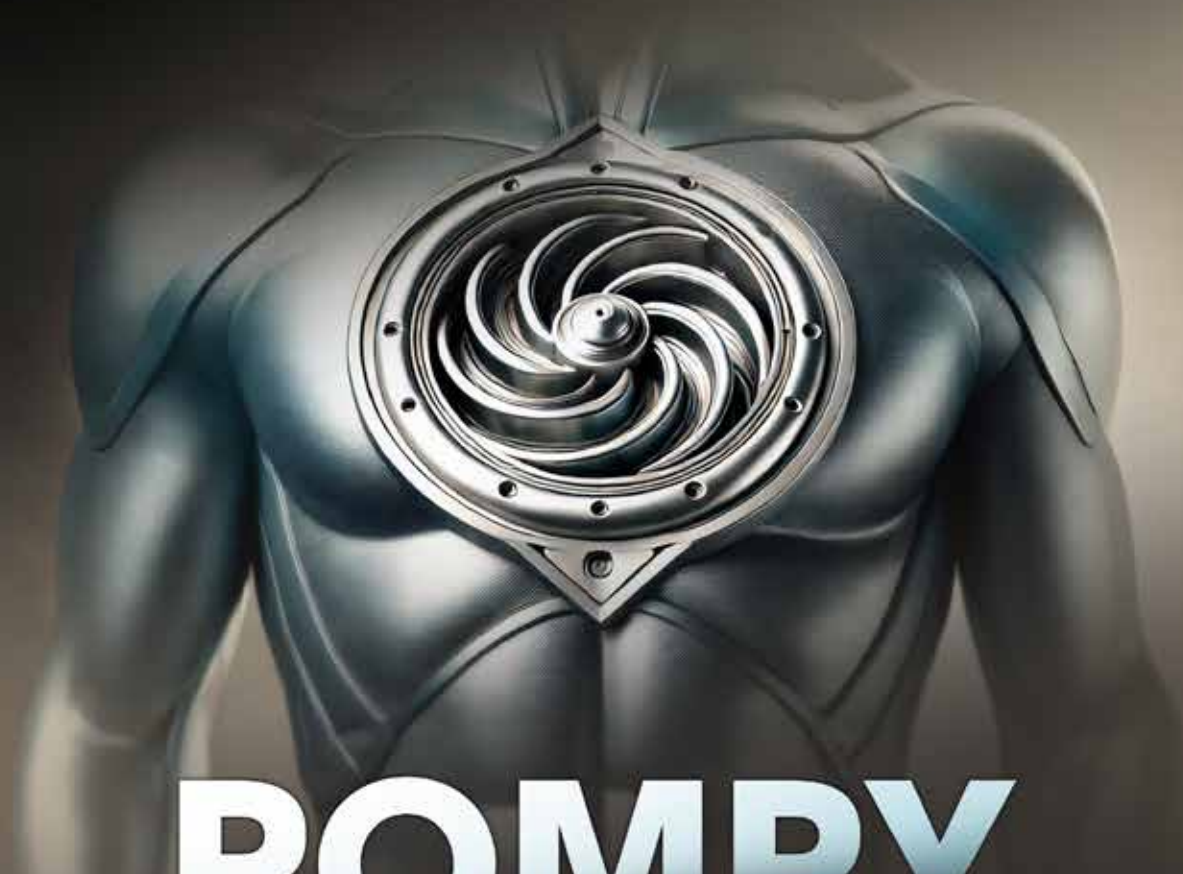




budujemy możliwości
porozumienia

XXXI KONGRES UŻYTKOWNIKÓW POMP

POMPY • ARMATURA • NAPĘDY • USZCZELNIENIA



POMPY

UKRYCI BOHATEROWIE ZAKŁADÓW



25-26 marca 2025 r. | ZAWIERCIE



Więcej
INFORMACJI

ORGANIZATOR



HONOROWY GOSPODARZ



PATRONAT MEDIALNY



kierunekpompy.pl