

Recenzja Rozprawy Doktorskiej

mgr inż. Tomasza Synowca

„Badania nowych układów przepływowych pomp zatapialnych napędzanych silnikiem elektrycznym chłodzonych płaszczem wodnym”

Podstawa opracowania recenzji: pismo dr hab. inż. Mariusza Dudziaka, prof. PŚ Dziekana Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej o sygnaturze RIE-BD/4/27/2019/2020 z dnia października 2019 roku.

1. Uwaga ogólna

Zgodnie z obwieszczeniem Marszałka Sejmu Rzeczypospolitej Polskiej z dnia 15 września 2017 roku dotyczącego jednolitego tekstu Ustawy o stopniach naukowych i tytułach naukowych w Art. 13.3 stwierdza się, że rozprawę doktorską może stanowić praca projektowa, konstrukcyjna, technologiczna i wdrożeniowa. Uważam, że recenzowana rozprawa doktorska spełnia powyższe wymagania, ponieważ Doktorant przedstawia autorskie rozwiązania elementów konstrukcyjnych pomp zatapialnych. Opracowane przez Autora rozprawy węzły konstrukcyjne w pompach będących przedmiotem jego badań różnią się od dotychczas stosowanych.

Różnice konstrukcyjne dotyczą również układu przepływowego. W większości produkowanych obecnie jednostopniowych pomp zatapialnych ciecz wypływająca z wirnika odśrodkowego wypływa do kierownicy odśrodkowo-osiowych a następnie do płaszcza wodnego między obudowę pompy a kadłub napędowego silnika elektrycznego, z którego najczęściej króćcem przesuniętym w stosunku do osi maszyny wypływa z pompy. Doktorant w proponowanych rozwiązaniach konstrukcyjnych zastępuje kierownice odśrodkowo-osiowe kierownicami odśrodkowo-spiralnymi z podwójną lub potrójną spiralą. W przypadku tzw. drugiej pompy króciec wylotowy z pompy umieszcza w osi pompy.

2. Charakterystyka pracy

Opiniowana rozprawa doktorska została wykonana pod kierunkiem dr hab. inż. Wojciecha Kosmana jako promotora. Rozprawa liczy 146 stron i jest podzielona na dziewięć rozdziałów. Dodatkowo w pracy zamieszczono wykaz stosowanych oznaczeń, spis rysunków, streszczenie pracy oraz zestawienie literatury obejmującej 66 pozycji. Uzupełnienie pracy stanowią zamieszczone na jej końcu załączniki z wynikami pomiarów różnych wariantów geometrii układów przepływowych oraz obliczone na ich podstawie charakterystyki przepływowo-energetyczne pomp.

W rozdziałach 1-2 omówiony został zakres pracy, w którym sformułowana została teza dysertacji, przegląd literatury dotyczącej pomp zatapialnych. W tezie pracy Doktorant

stwierdza, że możliwe jest opracowanie nowej konstrukcji pompy zatapialnej charakteryzującej się w stosunku do obecnie produkowanych:

- większą sprawnością w założonym punkcie pracy,
- mniejszą masą pompy,
- napędowym silnikiem elektrycznym sterowanym wewnętrznym układem automatyki,
- diagnostyką wykorzystującą sygnały czujników zabudowanych na pompie.

Pozycje przeglądu literatury dotyczą głównie konstrukcji pomp przeznaczonych dla górnictwa. Doktorant omawia rozwiązania konstrukcyjne obecnie produkowanych pomp oraz sygnalizuje zmiany jakie przewiduje wprowadzić w opracowanych dwóch prototypach pomp będących przedmiotem dysertacji.

W obszernym rozdziale 3 dysertacji dotyczącym zakresu prac nad nowymi konstrukcjami prototypów pomp, Doktorant podaje etapy opracowania nowych konstrukcji prototypów pomp zatapialnych.

Przewidywane zastosowanie opracowanych nowych konstrukcji pomp zatapialnych również w systemach odwadniania kopalni węgla kamiennego wymagało dostosowania niżej wymienionych węzłów konstrukcyjnych pomp do warunków ich pracy:

- uszczelnień mechanicznych komory olejowej oddzielającej, układ przepływowy pomp od przestrzeni elektrycznego silnika napędowego. Doktorant słusznie proponuje odwrócenie pary ciernej uszczelnienia mechanicznego w wyniku czego eliminuje się ryzyko ich uszkodzenia zanieczyszczeniami cząstek stałych zawartymi w pompowanej wodzie,

- przyłącza elektrycznego polegało na poziomym wyprowadzeniu przewodu elektrycznego oraz na wyeliminowaniu podziału na dwie komory przestrzeni ognioszczelnej co spowodowało zmniejszenie liczby szczelin ogniowych,

- zmiany konstrukcji elementów zasilania i diagnostyki dla zmniejszenia masy agregatu pompowego (omówione szczegółowo w rozdziale 5.1.8. pracy doktorskiej).

Uwzględniając sugestie odbiorców wykonano dwie wersje prototypów pompy: w pierwszej wersji prototypu pompy umieszczono króciec wylotowy poza pokrywą górną agregatu. Natomiast w drugim prototypie króciec znajdował się w pokrywie pompy.

W projektowaniu układów przepływowych prototypów pomp zatapialnych Doktorant wykorzystał procedury szeroko omówione w literaturze dotyczącej obliczeń parametrów geometrycznych układów przepływowych pomp stacjonarnych. Pompy stosowane w układach stacjonarnych charakteryzują się pracą w otoczeniu punktu nominalnego (H_N , Q_N). W związku z tym, proces projektowania tych pomp polega na wyznaczeniu parametrów geometrycznych układu hydraulicznego w oparciu o parametry nominalnego punktu pracy tj. nominalnej: wydajności Q_N i wysokości podnoszenia H_N przy stałej częstości obrotów. Punkt ten z założenia charakteryzuje się maksymalną wartością sprawności ogólnej η_N dla danej stałej częstości obrotów n .

W końcowej fazie projektowania dokonuje się doboru silnika elektrycznego, którego moc ma mieć wartość odpowiadającą zapotrzebowaniu pompy w obliczeniowym punkcie pracy. Dla pokrycia zapotrzebowania mocy w wąskim otoczeniu punktu obliczeniowego, oraz innych nieprzewidzianych zmian poboru mocy, moc tą powiększa się o pewną wartość,

stanowiącą rezerwę mocy w wysokości 10 do 30% (w zależności od przewidywanego maksymalnego poboru mocy przez pompę). Praca poza bliskim otoczeniem punktu nominalnego może być przyczyną nadmiernych różnic między mocą silnika i mocą zapotrzebowania przez pompę. W przypadku pracy pompy z wydajnościami mniejszymi od wydajności nominalnej wystąpi nadwyżka mocy napędowego silnika elektrycznego w stosunku do mocy zapotrzebowanej przez pompę. Natomiast w przypadku pracy pompy z wydajnością większą od nominalnej wystąpi przekroczenie dopuszczalnej mocy silnika powodując awarię agregatu. Taką możliwość wykluczyć można przez dobór silnika z dużym nadmiarem mocy, co nie jest dobrym rozwiązaniem w aspekcie ekonomicznym i eksploatacyjnym, przenośnych pomp zatapialnych przeznaczonych do pracy w szerokim zakresie zmian wydajności.

W rozdziale 4 przedstawiony został algorytm projektowania wirników prototypów pomp, w którym Doktorant wykorzystał procedury szeroko omówione w literaturze dotyczącej obliczeń parametrów geometrycznych układów przepływowych pomp stacjonarnych przeznaczonych do pracy w punkcie nominalnym.

Przyjęte w projektowaniu układu przepływowego prototypów pomp parametry punktu znamionowego były zbliżone do obecnie produkowanych pomp zatapialnych. Różnica w konstrukcji układu przepływowego polega na zastąpieniu kierownic odśrodkowo-osiowych kierownicą z potrójną spiralą odśrodkową lub w przypadku drugiego wariantu prototypu pompy kierownicą z podwójną spiralą.

Na Rys. 21÷23 Doktorant przedstawił graficzne ilustracje kształtowania przekroju merydionalnego, rozwinięcie konforemne łopatek projektowanego wirnika, oraz konstrukcje łopatek wykreślone metodą prostych tworzących.

W kolejnych podrozdziałach zamieszczony został algorytm obliczeń kierownic spiralnych. Następnie Doktorant omawia założenia i przebieg kształtowania kanałów przepływowych i modeli korpusów: pompy pierwszej (spiralnej kierownicy odśrodkowej z trzema dyfuzorami) i pompy drugiej (spiralnej kierownicy odśrodkowej z dwoma dyfuzorami).

W końcowym podrozdziale rozdziału 4 dysertacji Doktorant przedstawił nową konstrukcję wylotu z płaszcza wodnego charakteryzującą się mniejszą stratą ciśnienia w stosunku do rozwiązań obecnie stosowanych w produkowanych pompach. Ilustrację graficzną przebiegu strat w funkcji wydajności dla rozwiązania proponowanego przez Doktoranta i rozwiązania stosowanego w obecnie produkowanych pompach przedstawiono na Rys. 35.

W rozdziale 5 pt. „Układ sterowania autonomicznej regulacji pomp” Doktorant wymienia między innymi następujące zagrożenia w pracy pompy oraz sposoby ich eliminacji:

1. Odwrotny kierunek obrotów pompy.
Aby zapobiec temu zdarzeniu Doktorant proponuje zastosować detektor kolejności załączania faz, który w przypadku błędu w zasilaniu nie pozwoli uruchomić pompy.
2. Wyżej wymieniony detektor również nie dopuści do uruchomienia pompy w przypadku wypadnięcia jednej fazy.

3. Sucho bieg Doktorant proponuje wyeliminować poprzez zastosowanie pływaka.
4. Wyeliminowanie przeciążenia elektrycznego silnika napędowego pompy proponuje się realizować przez zabezpieczenie prądowe.
5. Uszkodzenie uszczelnienia mechanicznego będzie sygnalizowane wzrostem ciśnienia w komorze olejowej przekazywanym do układu sterowania, ewentualne wyłączenie.

Rozdział 6 dotyczy uszczelnień mechanicznych zabudowanych w komorze olejowej oddzielającej układ przepływowy od jej silnika napędowego. Są to uszczelnienia mechaniczne. W oparciu o wnioski z analizy warunków pracy par ciernych uszczelnień oraz obserwacje eksploatowanych uszczelnień Doktorant w swojej pracy zaproponował zmiany w zabudowie pierścieni pary cierniej uszczelnienia między układem przepływowym pompy a komorą olejową. Uważam, że zmiana ta wydłuży znacznie żywotność tego uszczelnienia.

W rozdziale tym Doktorant zaproponował również zmiany dotyczące przyłącza silnika elektrycznego. Autorskie rozwiązanie polega na:

- poziomym wyprowadzeniu przewodu elektrycznego z napędowego silnika pompy,
- wyeliminowaniu podziału komory przestrzeni ognioszczelnej zwiększając tym samym bezpieczeństwo pracy pompy.

W rozdziale 7 omówione zostały badania dopuszczeniowe. Ze względu na przewidywaną pracę agregatu w obszarach zagrożeń wybuchem przeprowadzono badania zgodne z dyrektywą UE ATEX. Podstawowym parametrem testu było badanie szczelności ogniowej w przypadku umieszczenia układu sterowania poza agregatem pompowym. W takim rozwiązaniu układu sterownia funkcjonował poprawnie w pierwszym prototypie badanej pompy. W przypadku zabudowy układu sterowania wewnątrz drugiego prototypu pompy doszło do pożaru. Na obecnym etapie prac prowadzone są analizy nad ustaleniem przyczyn pożaru. Z powodu pożaru drugiego prototypu pompy nie został on dopuszczony do eksploatacji w strefach Ex.

W rozdziale 8 pt. „Pomiary i obliczenia parametrów przepływowo-energetycznych prototypów pomp” omówiono budowę stanowiska badawczego, scharakteryzowano również przyrządy pomiarowe zabudowane na stoisku.

Na stanowisku tym badane były następujące pompy:

- prototyp nowej konstrukcji pompy opracowany przez Doktoranta,
- pompy P-1BA produkowanej przez POWEN WAFA-POMP S.A.,
- pompy PZ-22C/PW produkcji KSK Sp. z o.o.

Celem tych pomiarów była analiza porównawcza parametrów przepływowo-energetycznych badanych pomp.

Charakterystyki przepływowo-energetyczne badanych pomp przedstawione zostały na rysunkach:

- Rys. 75 charakterystyki pompy prototypowej oraz dwóch pomp P-1BA ,

- Rys. 76 charakterystyki pompy prototypowej oraz dwóch egzemplarzy pomp PZ-22C/PW.

Z przebiegów charakterystyk parametrów przepływowo-energetycznych zauważa się, że najwyższą sprawność w punkcie nominalnym osiąga pompa prototypowa opracowana przez Doktoranta ma ona również najmniejszą masę (Tabela 9 str. 108). Natomiast największa wydajność ma pompa P-1BA. Pompa P-1BA posiada również typową nieprzeciążalną charakterystykę poboru mocy zalecaną powszechnie dla pomp pracujących w szerokim zakresie zmian wydajności.

W kolejnym podpunkcie rozdziału 8 zatytułowanym „Badania numeryczne” Doktorant przedstawia wyniki obliczeń numerycznych lokalnych prędkości i ciśnień w kanałach hydraulicznych układu przepływowego pompy nowej konstrukcji. Wykorzystuje w tym celu program Ansys CFX. W pracy Autor scharakteryzował siatkę obliczeniową oraz warunki brzegowe. Doktorant nie wyjaśnia jednak na jakiej podstawie założył wartość ciśnienia statycznego $P_{in}=0,1$ kPa. będącego warunkiem brzegowym na wlocie do pompy.

Graficzną ilustracją obliczonych numerycznie rozkładów prędkości i ciśnień Doktorant przedstawił na Rys. 79-83 dla pierwszej prototypowej pompy, a dla drugiej na Rys. 86-90. Analiza rozkładów prędkości i ciśnień w kanałach przepływowych obu pomp wskazuje na minimalne różnice w obrazie przepływu. Potwierdzeniem powyższego stwierdzenia są niewielkie różnice w przebiegach charakterystyk przepływowo-energetycznych Wykresy na Rys. 84 i 91.

Większe rozbieżności występują pomiędzy charakterystykami przepływowo-energetycznymi określonymi na podstawie pomiarów na stanowisku badawczym, a charakterystyki wyznaczonymi na podstawie wyników z obliczeń numerycznych w przypadku pierwszej pompy. Doktorant trafnie interpretuje różnice w przebiegach tych charakterystyk, stwierdzając że wynikają one z nieuwzględnienia w przypadku określania charakterystyk obliczeniowych strat w uszczelnieniach i łożyskach.

3. Uwagi redakcyjne. Pytania recenzenta do Doktoranta

W recenzowanym egzemplarzu pracy zaznaczono zauważono nietechniczne określenia oraz usterki typu redakcyjnego. Wybrane przykłady przedstawiam poniżej a pozostałe przekazałem bezpośrednio Doktorantowi.

W pracy Doktorant wielokrotnie to samo oznaczenie przypisuje różnym wielkościom fizycznym:

- h – szerokość szczeliny,
- h – wysokość położenia przetwornika ciśnienia względem zwierciadła wody,
- I – pobór prądu,
- I_{min} – pobór prąd, powinno być minimalny pobór prądu,
- I_{max} – pobór prąd, powinno być maksymalny pobór prądu,
- K_{cm1} – współczynnik prędkości, powinno być współczynnik prędkości cieczy na wlocie do ułopatkowania wirnika,
- K_{cm2} – współczynnik prędkości, powinno być współczynnik prędkości cieczy na wylocie z wirnika,
- K_{cp} – współczynnik prędkości, powinno być współczynnik prędkości cieczy w spirali,

- z – liczba łopatek,
- z – zakres pomiarowy,
- δ – błąd względny,
- δ – kąt natarcia,
- η – lepkość dynamiczna,
- η – sprawność.

Na str. 44 w algorytmie obliczeń wirnika jest poprawnie określona wzorem c_{w1} prędkość cieczy na wlocie a opisana jest jako prędkość cieczy na wylocie.

W tekście pracy Doktorant używa nietechnicznych określeń np.: przenośność, prowizoryczny rurociąg, średnica rdzenia wału, szysk kołowy stanowiący dwa dyfuzory, manewrowanie przebiegiem średniej linii prądu dyfuzora, przepływy samopodobne, praca pompy na wylew, racjonalny zakres wydajności itp.

Pytania recenzenta do Doktoranta:

1. W jaki sposób dla zadanych parametrów przepływowych punktu nominalnego dobiera Pan silnik elektryczny dla pomp, które przeznaczone są do pracy w szerokim zakresie zmian wydajności? Ponieważ algorytm projektowania wirników nie uwzględnia obliczeń poboru mocy przez pompę.
2. W oparciu o jakie dane przewidywałby Pan przebiegi charakterystyk: przepływowej, sprawności i poboru mocy w szerokim zakresie zmian wydajności, korzystając z algorytmów obliczeń parametrów geometrycznych układów przepływowych zamieszczonych w dysertacji?

4. Uwaga recenzenta dotycząca metody projektowania układu przepływowego przenośnych pomp zatapialnych

4.1. Warunki pracy pomp zatapialnych

W przypadku pomp przenośnych z założenia przeznaczonych do różnorodnego i doraźnego zainstalowania występuje współpraca z układem transportu o charakterystykach oporów hydraulicznych zmiennych w szerokim zakresie parametrów, praktycznie powodującym pracę pompy w całym zakresie zmian wydajności.

4.2. Kryteria oceny agregatów przenośnych pomp zatapialnych.

Powszechnie przyjmuje się, że o jakości zespołu pompa-silnik elektryczny świadczą następujące wskaźniki: $\frac{\Delta p \cdot Q}{m}$ lub $\frac{\Delta p \cdot Q}{P_{SE}}$, których licznik określa moc użyteczną transportowanej cieczy, a mianownik masę zespołu lub moc zainstalowanego silnika napędowego. Powoduje to, że przenośne zespoły pomp zatapialnych powinny charakteryzować się zawartą konstrukcją, lekkością i maksymalnym z możliwych wykorzystaniem mocy silnika. Równocześnie ze względu na pewność ruchu zapotrzebowanie mocy przez pompę w żadnym punkcie pracy nie może przekroczyć mocy zainstalowanej. Z punktu widzenia bilansu mocy przy stałej częstości obrotów mogą być spełnione przez pompę odśrodkową o nieprzeciążalnej charakterystyce poboru mocy. Dlatego też powinno stosować się w projektowaniu tego typu pomp w przypadku której określenie wymiarów geometrycznych wirnika spełniające parametry przepływowe jest ściśle uzgodnione w całym zakresie zmian

wydajności z założoną mocą dyspozycyjną napędowego silnika. Moc ta stanowi jedną z podstawowych i nieprzekraczalny danych wejściowych do projektowania. Ze względu na przewidywane zmienne warunki pracy pompa powinna realizować parametry przepływowe w zakresie $0 < H < H_{\max}$ i $0 < Q < Q_{\max}$, którym odpowiadają punkty graniczne charakterystyki przepływowej o współrzędnych $H_{\max}$ dla $Q=0$ i $Q_{\max}$ dla $H=0$. W związku z tym danymi wyjściowymi do projektowania powinny być następujące wielkości parametrów:

- $H_{\max}$ – maksymalna wysokość podnoszeni pompy dla wydajności równej 0,
- $Q_{\max}$ – maksymalna wydajność pompy dla wysokości ponoszenia H_0
- P_{SE} moc silnika napędowego pompy,
- n – obroty pompy,
- ρ – gęstość cieczy.

5. Podsumowanie i ocena końcowa.

1. Układ rozprawy jest poprawny zawiera on wszystkie istotne elementy.
2. Postawiony cel pracy został osiągnięty. Doktorant uzyskał rozwiązanie poprawne i ważne do zastosowania przemysłowego.
3. Merytoryczną część pracy oceniam pozytywnie.
4. Doktorant wykazał się posiadaniem dostatecznej wiedzy w zakresie: projektowania układów hydraulicznych pomp przepływowych, rozwiązywania ich węzłów konstrukcyjno-ruchowych oraz układów zasilania, sterowania i zabezpieczeń elektrycznych silników napędowych pomp. Wymienione rozwiązania uwzględniały wymagania stawiane pompom przeznaczonym do pracy w strefach Ex. Za cenne należy uznać połączenie wyników obliczeń numerycznych z wynikami badań eksperymentalnych.
5. Obszerne wyniki pomiarów parametrów przepływowo-energetycznych mogą być wykorzystane w doskonaleniu metod projektowania pomp i obliczeń numerycznych.
6. Uzupełnienie Tabel 6, 7, 8 o kolumnę z wartościami wyróżników szybkobieżności umożliwiłoby wyjaśnienie uzyskanych maksymalnych sprawności pomp, kształtów charakterystyk przepływowych oraz poboru mocy przez pompę.
7. Uważam, że metoda zastosowana przez Doktoranta w procedurze określania głównych parametrów geometrycznych układów przepływowych prototypów pomp jest wstępem do opracowania metody uwzględniającej również zadany kształt charakterystyki przepływowej. Wymaga to jednak opracowania związków i zależności empirycznych wiążących parametry przepływowe punktu nominalnego H_N i Q_N przynajmniej z punktami granicznymi charakterystyki przepływowej:
 $H_{\max}$ dla Q_0 i $H=0$ dla $Q_{\max}$.
 Wartości współrzędnych punktów granicznych charakterystyki przepływowej powinny być skorelowane z wielkością mocy maksymalnej napędowych silników elektrycznych przenośnych pomp zatapialnych.
 Sądzę, że metoda jaką wykorzystał Doktorant w projektowaniu układów przepływowych prototypów, zagwarantuje uzyskanie przez wdrożone do produkcji

pompy realizację minimalnych wskaźników oceny jakości tego typu agregatów pompowych.

8. Uwzględniając powyższe uwagi stwierdzam , że recenzowana praca doktorska spełnia wymagania jakie stawia rozprawom Ustawa O Stopniach Naukowych i Tytule Naukowym oraz Stopniach i Tytule w Zakresie Sztuki.

Wobec tego, wnioskuję o jej przyjęcie jako rozprawy doktorskiej i o dopuszczenie jej do publicznej obrony.

